

Technische Universität München  
Lehrstuhl für Leichtbau

# Mechatronische Schwingungstilger in Fahrzeugen - ganzheitliche Massen- und Energiebilanz

Sebastian Granzow

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Horst Baier  
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp

Die Dissertation wurde am 06.12.2011 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 02.04.2012 angenommen.

# Kurzzusammenfassung

Die Anzahl an mechatronischen Anwendungen im Automobil nimmt stetig zu und gewinnt gleichzeitig mehr und mehr an Bedeutung. Außerdem steht die Automobilindustrie vor der ambitionierten Herausforderung die CO<sub>2</sub>-Emissionen deutlich zu senken. Die Fahrzeugmasse stellt als ein Teil der Fahrwiderstände dabei einen Ansatzpunkt dar. Neue innovative Ansätze für den Leichtbau sind gefordert. Betrachtet man beide Aspekte zusammen führt dies unweigerlich zur Fragestellung:

Können mechatronische Systeme Leichtbaubestrebungen im Automobil wirkungsvoll unterstützen?

Mechatronische Schwingungstilger erlauben durch die Kombination eines mechanischen Schwingsystems mit einer elektronisch regelbaren Kraftkomponente eine breitbandige und situationsabhängige Beeinflussung des Fahrzeugschwingungsverhaltens. Mechatronische Schwingungstilger sind daher geeignet einen Schwingungskomfortverlust auf Grund einer Karosseriemassereduktion (Steifigkeitsverlust) durch die Verlagerung von Systemfunktionalitäten auszugleichen. Indispensabel hierfür ist eine multidisziplinäre Simulationsumgebung. Diese muss neben der Modellierung des mechatronischen Schwingungstilgers mit entsprechender Regelungstechnik, das nichtlineare Fahrwerksverhalten, sowie die elastischen Karosserieeigenschaften inklusive der gegenseitigen Interaktionen, abbilden. Hierzu wird ein entwickelter integrierter Lösungsansatz auf Basis einer MatLab-Umgebung vorgestellt.

Neben der reinen Abbildung des schwingungsfähigen Gesamtfahrzeuges ist die Ermittlung der Energiebedarfe entscheidend. Denn zur Erreichung eines CO<sub>2</sub>-Reduktionsziels ist die Gesamtenergiebilanz aus Leichtbau und der vom Fahrzeug bereitzustellenden elektrischen Schwingungstilgerenergie notwendig. Dabei wird die Frage des realen Schwingungstilgerenergiebedarfs in Zusammenhang mit dem individuellen Fahrverhalten diskutiert. Denn letztendlich ist die Gesamtenergiebilanz vom individuellen Fahrverhalten inhärent abhängig.

# Abstract

The number of mechatronic automotive applications is growing rapidly and becoming more and more important. On the other hand, the automotive industry is faced with the ambitious challenge to significantly reduce CO<sub>2</sub>-emissions. The vehicle mass is as a part of the driving resistance is a starting point. New innovative approaches are required for lightweight constructions. Taking the two aspects together, this leads inevitably to the question: Is it possible to support automotive lightweight construction by using mechatronic systems?

The Mechatronic vibration absorber is a combination of a mechanical oscillating system with an electronically controllable force component. This allows a broadband and situation-dependent influence of vehicle vibration behavior. Mechatronic vibration absorbers are suitable to compensate a loss of riding comfort due to a reduction of the body mass. Essential for this is a multidisciplinary simulation environment. The mechatronic vibration absorber, including appropriate control systems, the nonlinear chassis and the elastic body characteristics, inclusive of mutual interactions are mapped in the simulation environment Matlab.

In addition to the representation of the oscillating vehicle the determination of the total energy requirements is necessary. To achieve a CO<sub>2</sub>-reduction target, the overall energy balance of lightweight and the electrical vibration absorber energy, which is offered by the vehicle, is required. The question of the real vibration absorber energy needs to be discussed in the context of the individual driving behavior. Ultimately, the overall energy balance is inherently dependent of the individual driving behavior.

# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Abteilung für Leichtbau und Gewicht der BMW Group.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Horst Baier, Leiter des Lehrstuhls für Leichtbau an der Fakultät für Maschinenwesen, für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit. Die anregenden Diskussionen und hilfreichen Anmerkungen haben wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp danke ich für die Anmerkungen zur Dissertation und die Übernahme des Zweitgutachtens. Weiter danke ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Herzlichen Dank an meinen Betreuer bei der BMW AG Herrn Dr. Jörg Forsen. Die zahlreichen Diskussionen und die kritischen Anregungen und Hinweise haben stets zur Motivation und zum Gelingen der Arbeit beigetragen.

Weiter Danke ich Herrn Dr. Alexander Huesmann und Herrn Dr. Dirk Wisselmann, die mir nach der Doktorandenzeit stets die Freiräume zur Fertigstellung meiner Arbeit gaben.

Und nicht zuletzt danke ich meinen Eltern, die in jeglicher Hinsicht die Grundsteine für meinen Weg gelegt haben.

München, Juli 2012

Sebastian Granzow

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation . . . . .	3
1.2	Eingrenzung der Untersuchungen . . . . .	4
<b>2</b>	<b>Grundlagen mechatronischer Schwingungstilger im Kontext Masse und Energie</b>	<b>7</b>
2.1	Strukturschwingungen im Fahrzeug . . . . .	7
2.2	Mechatronische Schwingungsreduktion im Automobil . . . . .	11
2.3	Überblick Grundanforderungen an mechatronische Schwingungstilger .	13
2.3.1	Schwingungsaktuatoren mit elektrisch/magnetischen Wirkprinzips	15
2.4	Auslegung mechatronischer Systeme zur Schwingungsreduktion . . . . .	22
2.4.1	Modaltransformation und modale Reduktion . . . . .	26
2.5	Energieverbrauch eines Fahrzeugs . . . . .	29
2.5.1	Fahrzyklen: Grundlage der gesetzlichen Verbrauchsbestimmung	31
2.5.2	Auswirkung mechatronischer Energieverbraucher . . . . .	32
2.6	Exkurs: Modellierungssprachen in der Softwaretechnik . . . . .	35
<b>3</b>	<b>Systemtechnische Analyse: Leichtbau, Mechatronik, Energie</b>	<b>41</b>
3.1	Grundlagen der Systemtechnik . . . . .	41
3.2	Unified Modeling Language im Kontext Systemtechnik . . . . .	44
3.3	Systemtechnische Betrachtung der Mechatronik . . . . .	47
3.4	Systemtechnische Betrachtung des Leichtbaus . . . . .	51
3.5	Mechatronik und Leichtbau in einem System . . . . .	61
3.5.1	Modale Korrekturverfahren als Bindeglied zwischen Mechatronik- und Leichtbauauslegung . . . . .	63
3.6	Mechatronik, Leichtbau und Energie in einem System . . . . .	68
3.7	Mechatronik, Leichtbau und Energie in dynamischen Systemen . . . . .	70
<b>4</b>	<b>Software Demonstrator: G-SAMT, ganzheitliche Simulation und Auslegung mechatronischer Schwingungstilger</b>	<b>75</b>
4.1	Anforderungen an den Software Demonstrator . . . . .	75
4.2	Multidisziplinäre Simulation: Kombinationsansatz und Entscheidungskriterien . . . . .	76
4.3	Gesamtkonzeption Software Demonstrator G-SAMT . . . . .	80

---

4.4	Ausgewählte Aspekte der G-SAMT Modellierung . . . . .	87
4.4.1	Aspekte der Motorschwingungen . . . . .	87
4.4.2	Aspekte der Radführungen . . . . .	88
4.4.3	Aspekte der Reifenbeschreibung . . . . .	91
4.4.4	Aspekte der State-Space Karosserie . . . . .	93
4.4.5	Aspekte der gesamthaften Energiebilanz . . . . .	95
<b>5</b>	<b>Anwendung mechatronischer Schwingungstilger am Beispiel BMW 6er Cabrio.</b>	<b>97</b>
5.1	Untersuchungsgegenstand . . . . .	97
5.2	G-SAMT Modellbildung BMW 6er Cabrio . . . . .	99
5.2.1	Besonderheiten der G-SAMT Modellierung und deren Sensitivität auf das Modellverhalten . . . . .	99
5.2.2	Versuchsabgleich . . . . .	105
5.3	Auslegungsaspekte beim Einsatz mechatronischer Schwingungstilger . .	107
5.3.1	Auslegungsaspekte des mechatronischen Schwingungstilgers . . .	108
5.3.2	Auslegungsaspekte Karosseriestruktur/Leichtbau . . . . .	112
5.3.3	Auslegungsaspekte Regelstrategie . . . . .	118
5.4	Erster Vergleich passiv vs. aktiver Schwingungstilger . . . . .	119
5.5	Leichtbauansatz auch auf Basis passiver Schwingungstilger? . . . . .	120
<b>6</b>	<b>Ganzheitliche Energiebilanz</b>	<b>123</b>
6.1	Energiebilanz auf Basis des Neuen Europäischen Fahrzyklus . . . . .	123
6.2	Energiebilanz auf Basis des Kundenbetriebs . . . . .	125
6.2.1	Kundenkollektive: Grundlage der Auslegung und Bewertung . .	125
6.2.2	Energetische Optimierung im Gesamtsystemverbund . . . . .	129
6.2.3	Abschließende Gesamtenergiebilanz . . . . .	134
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>137</b>

# 1 Einleitung

Die Anforderungen in der Fahrzeugentwicklung sind ständig in Bewegung und werden vornehmlich durch Kundenbedürfnisse und die Gesetzgebung in den Märkten dominiert. Das stetig steigende Umweltbewusstsein beim Kunden [o.V09], und in der Politik, hat einen direkten Einfluss auf die Fahrzeughersteller und erhöht den Druck und die Ansprüche an die Entwicklung neuer Fahrzeugmodelle [Mei10]. Der wichtigste Einflussfaktor zu einem umweltbewussten und nachhaltigen Fahrzeug ist, neben dem Recycling des Fahrzeugs, die Anforderung an den Verbrauch und den damit verbundenen CO<sub>2</sub>-Emissionen. Die von der Politik eingeführten und in naher Zukunft greifenden Grenzwerte für die CO<sub>2</sub>-Emission haben bei Nichteinhaltung hohe Strafzahlungen zur Folge [Bec10] [Met08] [WFO10]. Der dadurch ausgeübte Zwang zur Reduzierung des Fahrzeugverbrauchs erfordert ein Umdenken in der Fahrzeugentwicklung und erhöht die Innovations- und Entwicklungsanforderungen.

Zur Gewinnung eines Verbrauchsvorteils im Fahrzeug bedarf es zunächst der Identifizierung verbrauchsrelevanter Parameter. Neben dem Wirkungsgrad des Antriebsstranges liefern die Fahrwiderstände weitere Parameter. Dabei kann neben der Aerodynamik und den Abrolleigenschaften der Reifen die Masse als Einflussfaktor identifiziert werden. Die Fahrzeugmasse hat Rückwirkungen auf den Roll-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstand und somit direkte Auswirkungen auf die CO<sub>2</sub>-Emission. Die Rolle des Leichtbaus rückt in Folge dessen bei allen Fahrzeugherstellern aktuell immer stärker in den Fokus der Entwicklung.

Als Folge stetiger Weiterentwicklungen und steigender Sicherheits- und Kundenanforderungen werden immer mehr Innovationen und Funktionen im Fahrzeug realisiert. Zum Beispiel ist bei der Betrachtung der Kundenanforderungen, insbesondere im Luxus- und Premiumsegment, der Komfort ein wesentlicher Faktor bei der Kaufentscheidung. Als Folge kontinuierlicher Verbesserungen bei allen Fahrzeugherstellern im Bereich des Schwingungskomforts steigen die Anforderungen in Folge des Wettbewerbs zusätzlich an. Die Integration von neuen Innovationen und die Umsetzung der gestiegenen Anforderungen an den Schwingungskomfort gehen dabei nicht selten mit einer Vergrößerung der Masse einher.

Die zur Reduktion des Fahrzeuggewichtes heute größtenteils angewendeten „klassischen“ Leichtbaumaßnahmen im Bereich des Werkstoff- und Strukturleichtbaus [Fis11] sind oftmals alleine nicht ausreichend, um die anvisierten Leichtbauziele zu realisieren. Zusätzlich sind viele Werkstoffthemen bedingt durch ihre Kosten oder auch deren Realisierbarkeit in einer Großserie nicht praktikabel, so dass viele werkstoffbezogene

Leichtbaumaßnahmen hier bereits an ihre Leistungsgrenzen stoßen. Dieser Umstand erfordert zwingend die Bereitstellung innovativer und interdisziplinärer Ansätze zur Erschließung neuer Leichtbaupotentiale im Fahrzeug im Sinne des Systemleichtbaus.

Weiter ist neben steigenden Anforderungen und Funktionalitäten ein zunehmender Einsatz von Elektronikkomponenten im Fahrzeug zu verzeichnen [Dai00]. Dies ist direkt verknüpft mit der zunehmenden Integration von Funktionen im Fahrzeug, die größtenteils erst durch die Unterstützung der Elektronik realisierbar sind (z.B. ABS, DSC oder Automatikgetriebe). Ein nicht unerheblicher Teil des Energiebedarfs des Fahrzeugs wird für den Betrieb der im Fahrzeug betriebenen Elektronikbauteile benötigt. Abbildung 1.1 zeigt schematisch die wesentlichen Einflussfaktoren auf den Energiebedarf eines Fahrzeugs.

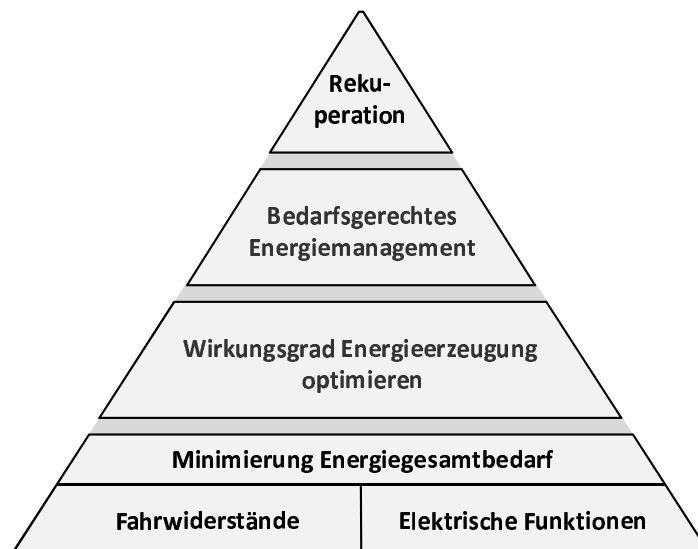


Abbildung 1.1: Faktoren auf den Energiebedarf eines Fahrzeugs

Die Problematik steigender Fahrzeuggewichte in Verbindung mit einem vermehrten Elektrikeinsatz im Fahrzeug legt eine gedankliche Kombination beider Ansätze nahe. Die daraus resultierende Idee ist die eines innovativen und interdisziplinären Leichtbauansatzes auf Basis der Mechatronik, der mechatronisch unterstützte Systemleichtbau.

Der Begriff der Mechatronik ist eine Zusammensetzung aus den Begriffen **Mechanical Engineering** und **Electronic Engineering** und fand im Jahr 1969 in Japan erstmalig Verwendung [KO96] in der Robotertechnik. Die Mechatronik verbindet durch ihren interdisziplinären Charakter die Fachdisziplinen Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik miteinander[o.V04].

Die Auslegung mechatronischer Systeme erfordert die multidisziplinäre Interaktion von Komponenten und Baugruppen, was wiederum die Verbindung verschiedener Simulationsdisziplinen im Bereich der Mechanik und der Elektronik zur Folge hat.



Die erweiterte Funktionalität mechatronischer Systeme durch das Vorhandensein eines zusätzlichen elektronischen Freiheitsgrades in der Systemgestaltung führt gedanklich zur Nutzung dieses Freiheitsgrades, um neue Leichtbauansätze realisieren zu können.

## 1.1 Motivation

Grundmotivation der Arbeit ist die Reduktion des primären Energieverbrauchs eines Kraftfahrzeugs über die Betrachtung der Strukturodynamik. Ein Bindeglied zwischen dem Energieverbrauch und der Strukturodynamik ( $m \cdot \ddot{x} + d \cdot \dot{x} + c \cdot x = F(t)$ ) ist die Masse, die einen direkten Einfluss auf beide Aspekte hat. Der Aspekt des Energieverbrauchs ist über die benötigte Bewegungsenergie in Form von potentieller ( $E = m \cdot g \cdot h$ ) oder kinetischer Energie ( $E = 1/2 \cdot m \cdot v^2$ ) direkt von der Masse abhängig. Eine positive Beeinflussung der Strukturodynamik zur Sicherstellung festgeschriebener Zielwerte, zum Beispiel zum Schwingungskomfort, erfordert häufig eine Erhöhung der Karosseriesteifigkeit des Fahrzeugs. Die Erhöhung der Karosseriesteifigkeit wird dabei vielfach durch die Anhebung der Wandstärken in der Karosserie oder durch zusätzliche Bauteile (z.B. Streben) realisiert [Zel09]. Dies führt gleichzeitig zu einem Anstieg der Masse der Fahrzeugkarosseriestruktur. Die ständig steigenden Komfortanforderungen führen dazu, dass die dynamischen Eigenschaften ein wesentliches Auslegungskriterium einer modernen Karosseriekonstruktion sind [BS05]. Es wird deutlich, dass die Verbesserung einer Eigenschaft (Strukturodynamik/Schwingungskomfort) die Verschlechterung einer anderen Eigenschaft (Gesamtmasse/Energiebedarf) zur Folge hat.

Die gleichzeitige Verbesserung der gegenläufigen Eigenschaften erfordert neue Wege, zum Beispiel durch Integration neuer aktiver, adaptiver Komponenten, die eine Beeinflussung der Strukturodynamik bei möglichst geringem Masseeinsatz ermöglichen. Durch den Einsatz mechatronischer Komponenten wird ein zusätzlicher Freiheitsgrad bei der Entwicklung und Auslegung der Karosseriestruktur ins Fahrzeug integriert. Dieser zusätzliche Freiheitsgrad ermöglicht es theoretisch durch eine aktive Beeinflussung des Schwingungskomforts die Kopplung von Masse und Strukturodynamik indirekt voneinander zu entkoppeln, indem z.B. ein masseinduzierter Abfall des Schwingungskomforts durch mechatronische Komponenten ausgeglichen wird.

Das Zusammenführen der zentralen Aspekte Strukturodynamik (Schwingungskomfort), Massereduktion, Energieverbrauchsreduktion und Mechatronik resultiert in einem komplexen, interdisziplinären Gesamtsystem. Aus der gesamthaften Sichtweise lassen sich zwei für die Arbeit zentrale Fragestellungen ableiten.

*„Ist es möglich durch den Einsatz mechatronischer Systeme Leichtbaubestrebungen in Kraftfahrzeugen zu unterstützen und gleichzeitig den benötigten Energiebedarf des Gesamtfahrzeugs zu reduzieren?“*

*„Wie sieht ein solches mechatronisches Konzept im Gesamtfahrzeug aus und wie kann es ausgelegt werden?“*

Für die grundlegende, wissenschaftliche Beantwortung dieser Fragen ist ein strukturiertes systematisches Vorgehen zwingend notwendig. Im Sinne einer geforderten Wissensmehrung im Bereich der mechatronischen Auslegung unter Leichtbaubestrebungen soll die Diskussion und Bewertung der Kernfragen einen möglichst allgemeingültigen Charakter besitzen. Eine allgemeine Problembeschreibung und Vorgehensweise ist bei der wissenschaftlichen Lösungsfindung eine notwendige Grundlage, um ähnlich geartete Fragestellungen (bzw. ähnliche Systeme) aus dem hergeleiteten Vorgehen ableiten und übertragen zu können. Ziel ist es, im Kontext der wissenschaftlichen Bearbeitung der Kernfragestellungen der Arbeit, eine grundlegende, allgemeine Basis zu schaffen. Diese soll es erlauben artverwandte Fragestellungen bei der kombinierten Untersuchung aus den Bereichen Leichtbau, Mechatronik und Energiebilanz bearbeiten zu können.

## 1.2 Eingrenzung der Untersuchungen

Für die Beantwortung der Kernfragestellungen zum erfolgreichen Einsatz mechatronischer Schwingungstilgersysteme müssen im ersten Schritt zwei wesentliche, ausgewählte Voraussetzungen berücksichtigt werden.

- Die Generierung von Aussagen in Bezug auf Leichtbaupotential, Energieverbrauch und Realisierbarkeit bezüglich mechatronischer Schwingungstilgersysteme erfordert die Neuentwicklung eines Software Demonstrators.
- Die Untersuchung und Beantwortung der zentralen Fragestellungen unter Anwendung des neuentwickelten Software-Demonstrators an einem ausgewählten Beispiel.

Die VDI Richtlinie 2221 [o.V93] zum methodischen Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte empfiehlt das Aufgliedern eines komplexen Gesamtproblems in erkennbare Teilprobleme und Einzelprobleme. Dieses Vorgehen ermöglicht eine vereinfachte Lösungsfindung der Teilprobleme und die spätere Verknüpfung zur Gesamtlösung. Dieser Ansatz basiert auf den Grundlagen einer systemtechnischen Betrachtung (vgl. z.B. [Pat82]). Eine Übertragung des Ansatzes aus der VDI Richtlinie 2221 [o.V93] unter spezieller Anwendung der Systemtechnik bildet die Handlungsgrundlage zur Erarbeitung eines Software-Demonstrators zur Auslegung mechatronischer Maschinendynamiksysteme im Kontext Leichtbau und Energiebedarf.

Die in den Software-Demonstrator zu integrierenden Teilsysteme aus den Fachdisziplinen Strukturmechanik, Elektronik, Leichtbau und Energieanalyse können wie folgt gegliedert werden:

- Mechanische Beschreibung
  - Anregungszustand
- } → Strukturdynamik
- 
- Sensorik
  - Aktorik
  - Informationsverarbeitung (Regelung)
- } → Elektronik
- 
- Leichtbaumodifikation
  - Energiebedarf Mechatronik
  - Energiebilanz Gesamtsystem
- } → Energieanalyse

Die notwendige simulative Auslegung bedingt eine Neuentwicklung eines Software Werkzeuges als Funktionsdemonstrator (Software-Demonstrator). Die identifizierten Teilsysteme (Strukturdynamik, Elektronik, Energieanalyse) gilt es in eine gemeinsame Simulationsumgebung zu integrieren. Denn erst eine ganzheitliche Integration ermöglicht eine ausführliche Betrachtung und Bewertung eines Mechatroniksystems innerhalb eines Gesamtsystems. Diese Verknüpfung schafft die notwendige Grundlage zur geforderten ganzheitlichen Evaluierung einer Leichtbau - Mechatronik - Energie Interaktion. Die Entwicklung eines solchen interdisziplinären Software-Demonstrators verlangt ein systematisches Vorgehen. Insbesondere um alle Anforderungen an die Modellbildung und die Programmierung erfassen zu können.

Der Anspruch, ein möglichst wiederverwendbares Vorgehen als Lösung bereitzustellen benötigt eine abstrakte Problem- und Vorgehensbeschreibung. Die Literatur zur Softwaretechnik bzw. zum Softwareengineering empfiehlt die Verwendung standardisierter Methoden zur Festlegung der Anforderungen und Spezifikationen der zu entwickelnden Softwaresysteme [Bal96]. Im Rahmen der Arbeit wird daher als standardisierte Methode eine Software-Modellierungssprache eingesetzt. Diese ermöglicht eine detaillierte Beschreibung aller zu integrierenden Teilsysteme und vereinfacht eine anschließende Umsetzung in ein Softwaresystem, aufbauend auf den konstruktionsmethodischen Ansätzen der VDI2221 [o.V93] sowie einer systemtechnischen Grundbetrachtung.

Die Validierung der hergeleiteten Grundüberlegungen zur ganzheitlichen Systembetrachtung erfolgt beispielhaft an einem ausgewählten Fahrzeug. Grundlage ist dabei der neu entwickelte Software-Demonstrator, der die Möglichkeit zur gemeinsamen Betrachtung aus Leichtbau, Energiebilanz und Strukturdynamik ermöglicht. Es erfolgt die kombinierte Strukturoptimierung und Tilgerauslegung unter energetischen und Schwingungskomfortzielen beim Einsatz mechatronischer Schwingungstilger. Die ganzheitliche energetische Bewertung erfolgt bei unterschiedlicher Betriebsszenarien und Fahrverhalten. Der Fokus liegt dabei auf der Bestimmung einer maximalen Energieeinsparung im Gesamtfahrzeugsystem unter der Berücksichtigung der Schwingungskomforteigenschaften.



# 2 Grundlagen mechatronischer Schwingungstilger im Kontext Masse und Energie

## 2.1 Strukturschwingungen im Fahrzeug

Eine Klassifizierung von Strukturschwingungen im Fahrzeug kann über die Anregungsquelle des auftretenden Schwingungsphänomens erfolgen. Als Anregungsquellen von Strukturschwingungen können zum Beispiel der Motor bzw. Antriebsstrang, die Fahrbahn und die Räder des Fahrzeugs genannt werden [Zel09]. Auf der Seite des Antriebsstranges werden neben stochastischen Schwingungen aufgrund des sich zyklisch wiederholenden Zündvorganges überwiegend periodische Schwingungen übertragen. In Folge der großen Drehzahlpreizung der Motoren wird ein breites Frequenzband angeregt. Ein primäres Ziel bei der Auslegung muss es deshalb sein, eine unvorteilhafte Überlagerung von dominierenden Motorordnungen<sup>1</sup> mit Eigenfrequenzen der Karosserie weitestgehend zu vermeiden [BS05]. Antriebsseitig induzierte Schwingungsphänomene sind zum Beispiel die Leerlaufanregung, das Anlass- und Anfahrverhalten sowie vom Kunden eingeleitete Lastwechsel- oder Schaltvorgänge [Zel09] [BS05].

Fahrbahninduzierte Schwingungen treten stochastisch auf, weshalb einige der resultierenden Schwingungsphänomene nur auf bestimmten Fahrbahnen zu beobachten sind. Im Frequenzbereich bis 50Hz entstehen je nach Größe, Frequenz und Art der Fahrbahnanregung komfortrelevante Schwingungen im Aufbau des Fahrzeugs, die sowohl als Starrkörper (z.B. „Sitzreiten“<sup>2</sup>) wie auch als elastische Schwingungen (z.B. „Karosserie-zittern“<sup>3</sup>) auftreten. Weitere Schwingungsphänomene sind im Fahrwerk (z.B. Radüberhöhungen & Durchschlagen) und im Antriebsstrang (z.B. „Stuckern“<sup>3</sup> & Schwingungen der Abgasanlage) zu finden.

---

<sup>1</sup> Oszillierende Systeme beinhalten neben der Grundfrequenz zusätzlich Harmonische. Harmonische sind Schwingungen mit einer Frequenz die dem ganzzahligen Vielfachen der Grundfrequenz entsprechen. Sie werden als Ordnungen bezeichnet, wobei die Ordnungszahl den Faktor zur Grundfrequenz angibt.

<sup>2</sup> Resonanz Mensch auf Sitz (großamplitudig)[Zel09].

<sup>3</sup> Stuckern bezeichnet die Resonanz-Schwingung von Motor und Getriebe in Z-Richtung. Typische Stuckerfrequenzen sind 7 bis 14 Hz. Die Anregung erfolgt durch Fahrbahnunebenheiten mit der Stuckerfrequenz.

Die raderregten Schwingungen verursachen zum Beispiel durch Radunwuchten, Steifigkeitsschwankungen und Rundlauffehler [Zel09] die Einleitung von Schwingungen in das Fahrwerk und in die Karosserie. Diese Schwingungen erzeugen eine fahrzeuggeschwindigkeitsabhängige Anregung, welche somit über einen breiten Frequenzbereich eingeleitet wird. In Abbildung 2.1 wird eine exemplarische Auswahl der für den Schwingungskomfort des Kunden entscheidenden Phänomene nach Frequenz und Amplitude gegenübergestellt.

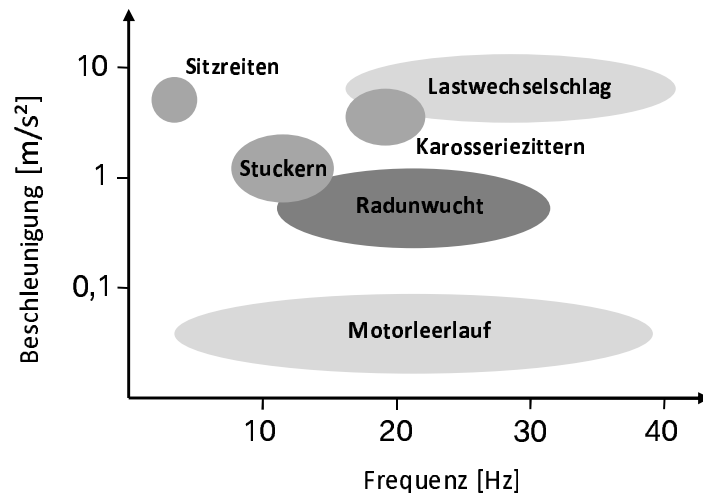


Abbildung 2.1: Schwingungsphänomene in Anlehnung an [BS05]

Der vom Kunden wahrgenommene Schwingungskomfort eines Fahrzeugs resultiert im Wesentlichen aus an den Schnittstellen Kunde-Fahrzeug (Sitz, Lenkrad, Fußraum, Pedale, ...) auftretenden Schwingungen [Zel09]. Zur Minderung müssen auftretende Schwingungen entsprechend beeinflusst werden (Amplitude, Frequenzlage).

Die Beeinflussung eines schwingungsfähigen Systems kann dabei, wie in Abbildung 2.2 dargestellt, auf vier wesentliche Arten erfolgen: durch Anregung, Masse, Steifigkeit/Dämpfung und durch Tilgung. Für die Anregungsquelle gilt, dass die in das Schwingsystem eingeleitete Kraftkomponente, die für die Anregung verantwortlich ist, derartig beeinflusst wird, dass daraus eine verringerte Schwingungsamplitude des Schwingsystems resultiert. Bei einer Modifikation des Systems über die Masse, sowie der Systemsteifigkeit und Dämpfung, werden konstruktiv Eigenschaftsausprägungen, wie zum Beispiel die Eigenfrequenz des Hauptschwingsystems, verändert. Bei der Beeinflussung durch Tilgung sorgt diese über die Einleitung zusätzlicher gegenphasiger Kräfte in das Schwingsystem für eine Verringerung der Amplituden.

Im Bereich der „Anregung“ sorgen im Fahrzeug eine große Zahl an Lager und Dämpfer, zum Beispiel Motorlager, Stützlager im Fahrwerk oder die Aufhängung der Abgasanlage, für eine reduzierte Krafteinleitung in die Karosserie. Auf der Seite der „Tilgung“ können zum Beispiel passive Tilgersysteme wie Lenkradtilger, Sitzlehntilger oder

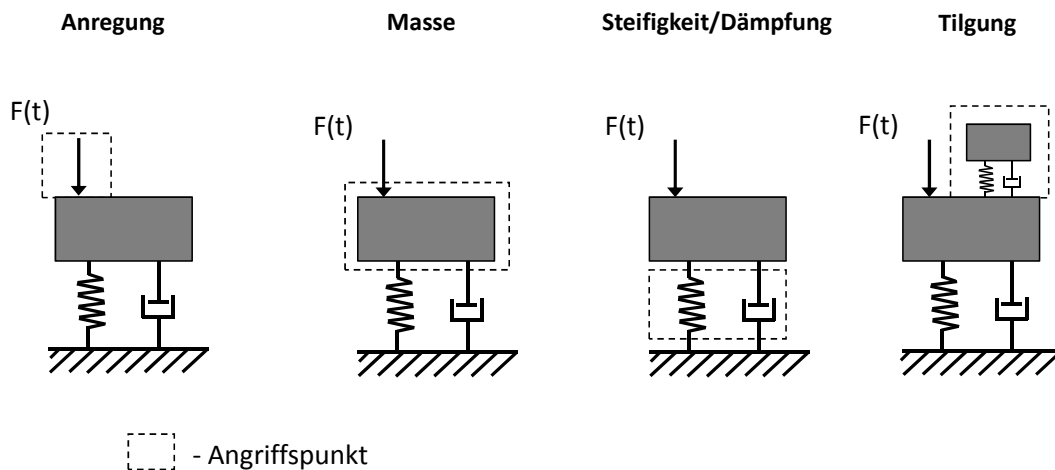


Abbildung 2.2: Hauptangriffspunkte eines Schwingensystems

Karosserietilger [Bet08] im Fahrzeug genannt werden. Passive Schwingungstilger haben bisher in der Fahrzeugentwicklung einen entscheidenden Vorteil. Bei vorhandenem Bauraum sind diese einfach realisierbar und können auch bei unerwartet auftretenden Schwingungsproblemen in der Entwicklung kurzfristig und wirkungsvoll integriert werden. Dieser Umstand ermöglicht es, dass Komfortanforderungen und Entwicklungsvorgaben auch zu einem späten Zeitpunkt im Entwicklungsprozess noch sichergestellt werden können („Problemlösungsmaßnahme“). Beim Einsatz passiver Schwingungstilger können bei der Auslegung schwingungsunempfindliche Bauteile des Fahrzeugs als Schwingungstilger genutzt werden, um eine Massenerhöhung des Fahrzeugs zu vermeiden. Ein Serienbeispiel für eine solche Anwendung ist im BMW 3er Cabrio (MJ 2007) zu finden, der die Batteriemasse als Schwingungstilger verwendet [BS05]. Eine solche Ausführung eines passiven Schwingungstilgers kann jedoch nur erfolgen, wenn dieser von Beginn an in der Fahrzeugentwicklung mit berücksichtigt wird.

Die Anforderungen an Schwingungskomfort sind in der Vergangenheit stetig gewachsen [Zel09] und werden auch in Zukunft weiter eine kaufentscheidende Eigenschaft für den Kunden darstellen [o.V09]. Dies hat zur Folge, dass durch die Beeinflussung der vier Hauptangriffspunkte aus Abbildung 2.2 in der Vergangenheit eine erhebliche Steigerung des Fahrzeugkomforts erzielt werden konnte. Dieser Umstand ist beispielhaft bei der Betrachtung der Zunahme der Torsionssteifigkeiten der Karosserie aus der 3er, 5er und 7er Baureihe der BMW Group in den Jahren 1966 - 2010 in Abbildung 2.3 zu erkennen.

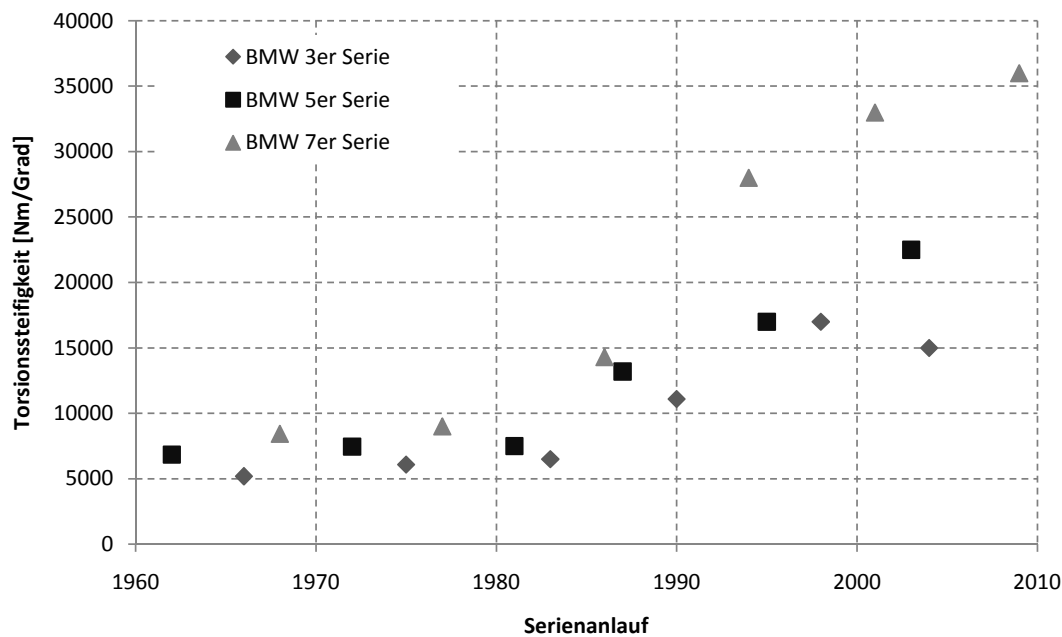


Abbildung 2.3: Entwicklung der Torsionssteifigkeit von Fahrzeugkarosserien am Beispiel BMW [Pff05]

Abbildung 2.3 zeigt einen kontinuierlichen Anstieg der Torsionssteifigkeit der Karosseriestruktur in den Jahren 1960 - 2010. Die Steigerung der Karosseriesteifigkeiten konnte dabei durch gestiegene Rechenleistungen und den zunehmenden Einsatz von Simulations- und Berechnungsmethoden sowie gezielter konstruktiver Maßnahmen wie zum Beispiel der Integration von Torsionsstreben<sup>4</sup> erzielt werden [Sch95]. Eine weitere mögliche Vorgehensweise ist der Einsatz größerer Querschnitte bzw. Wandstärken und der damit verbundene Einsatz von zusätzlicher Masse zur Steigerung der Steifigkeiten.

#### Kurzer Exkurs Werkzeugmaschinen:

Im Bereich der Werkzeugmaschinen sind weiterführende Schwingungsreduktionsmaßnahmen zu finden. Durch die ständig steigenden Anforderungen an die Dynamik und Produktivität der Werkzeugmaschinen steigt gleichzeitig die dynamische Belastung der Maschine. Eine Möglichkeit, diesen Anforderungen zu entsprechen, ist die Massereduktion bewegter Teile. Die Reduktion der Masse hat wiederum zur Folge, dass die leichten Bauteile anfällig gegenüber Schwingungen sind und die Bearbeitungsqualität der Werkzeugmaschine sinkt. Durch die Anforderungen an leichte Komponenten und gleichzeitigen geringen Schwingungsamplituden stoßen die klassischen Maßnahmen hier schnell an ihre Grenzen. Die Werkzeugmaschinenindustrie löst diese Herausforderungen teilweise durch den Einsatz mechatronischer Systeme zur Schwingungsreduktion. EHMANN zeigt zum Beispiel in seiner Anwendung [ESN01], wie durch die Verbesserung des dynamischen Maschinenverhaltens mit Hilfe von Piezoaktoren die Dämpfung

<sup>4</sup> Querverstrebungen in der Fahrzeugbodengruppe (Zug- Druckbelastung)



der Struktur erhöht und damit der stabile Bearbeitungsbereich und die damit verbundene Leistungsfähigkeit von Werkzeugmaschinen erhöht werden kann. Neben der gezielten Vermeidung von Schwingungen können durch mechatronische Systeme gezielt eingebrachte Schwingungen zusätzlich die Leistungsfähigkeit einer Werkzeugmaschine erhöhen (z.B. Spanbruch).

Betrachtet man vergleichend die Anforderungen der Fahrzeug- mit denen der Werkzeugmaschinenindustrie sind ähnliche Randbedingungen gegeben. Die Forderungen nach Lösungen mit geringer Masse bei gleichzeitiger Unempfindlichkeit gegenüber Schwingungen sind äquivalent. Daraus resultiert die Überlegung bzw. das Vorhaben, mechatronische Systeme zur Schwingungsreduktion analog der Werkzeugmaschinenauslegung im Fahrzeug einzusetzen.

## 2.2 Mechatronische Schwingungsreduktion im Automobil

Durch den Einsatz der Mechatronik wird es ermöglicht, Zustände im Fahrzeug zu sensorieren und diese intelligent in Abhängigkeit von Zielvorgaben sowie äußeren Randbedingungen zu beeinflussen. Mechatronische Systeme zeichnen sich durch die funktionale und/oder räumliche Integration von Sensoren, Aktoren (auch Aktuatoren genannt), Informationsverarbeitung und einem mechanischen Grundsystem aus [o.V04]. Die Abbildung 2.4 verdeutlicht diesen Zusammenhang schematisch.

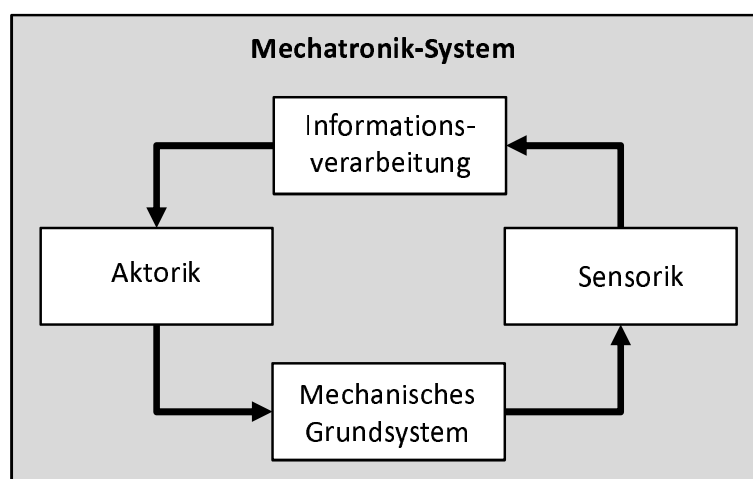


Abbildung 2.4: Übersicht Mechatronik in Anlehnung an VDI2206 [o.V04]

Mechatronische Systeme werden im Automobilbau bereits in breitem Umfang eingesetzt und sind in einer Vielzahl von Fahrzeugbaugruppen integriert. Bei Türen und

Klappen sind zum Beispiel heute die verwendeten Schlösser bereits komplexe mechatronische Bauteile. Im Bereich des Insassenkomforts können unter anderem Heiz- und Klimageräte sowie Sitze genannt werden. Der Antriebsstrang weist ebenfalls eine Vielzahl an mechatronischen Komponenten wie zum Beispiel Automatikgetriebe, Differentialgetriebe, Bremsen und Kurbeltrieb auf. Im Bereich des Fahrwerks werden zum Beispiel variable Schwingungsdämpfer, Stabilisatoren und Fahrdynamikregelsysteme eingesetzt [Ise06]. Betrachtet man beispielhaft die variablen Stoßdämpfer, so werden über Sensoren die Zustände im Dämpfer und der Aufhängung beobachtet und anschließend verarbeitet. Als Aktor können zum Beispiel magnetorheologische Fluide oder Ventile eingesetzt werden, die durch Eingriffe der Regelung die mechanischen Eigenschaften der Stoßdämpfer verändern, und eine optimale Anpassung des Fahrwerks auf Fahrbahnbeschaffenheiten und Dynamik des Fahrzeugs sicherstellen. Aus der Kombination der einzelnen Bestandteile entsteht ein geschlossener „mechatronischer Kreislauf“ entsprechend Abbildung 2.4.

Aktive Systeme mit Fokus auf Schwingungskompensation sind im Vergleich zu passiven Schwingungstilgungssystemen derzeit im Automobil noch im Forschungsstadium [BS05] [Zel09] [Hor11]. Hier soll die Arbeit einen weiterführenden Beitrag leisten.

Aktive Schwingungsreduktionssysteme besitzen kongruent zu den passiven Systemen theoretisch die Möglichkeit, das Hauptschwingensystem über die vier Hauptangriffspunkte aus Abbildung 2.2 zu beeinflussen. Die Angriffspunkte werden durch den zusätzlichen mechatronischen Freiheitsgrad derart modifiziert, dass eine aktive Veränderung der eingeleiteten Kräfte ermöglicht wird und folglich auch eine aktive Beeinflussung des mechanischen Schwingensystems resultiert. Die Erweiterung der Abbildung 2.2 durch mechatronische Kraftkomponenten ist in Abbildung 2.5 gezeigt.

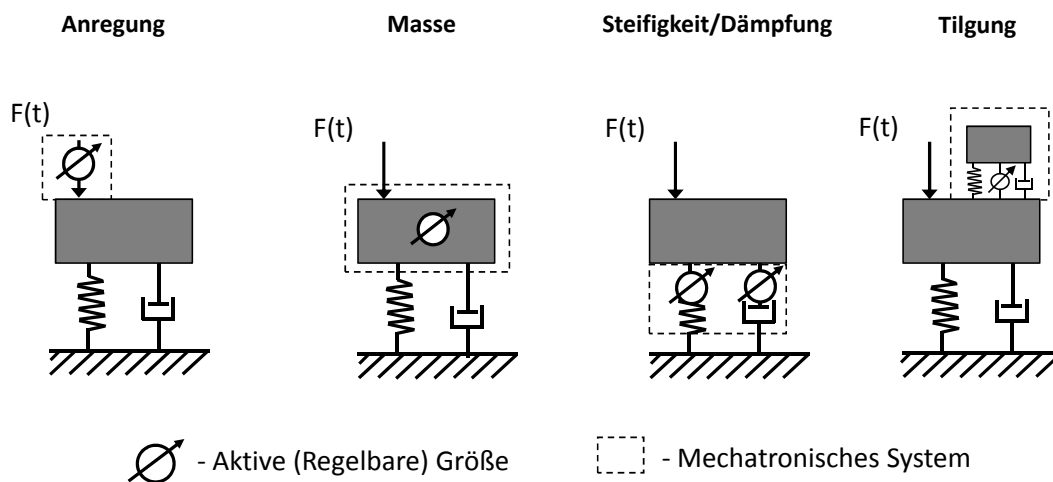


Abbildung 2.5: Hauptangriffspunkte eines mechanischen Schwingensystems durch mechatronische Kraftkomponenten

Für die Anregungsquelle können mechatronische Lager und Dämpfer betrachtet werden, die eine Einleitung von Kräften bzw. Schwingungen in das Hauptschwingungssystem verhindern bzw. verringern. Dieses kann zum Beispiel in Form von mechatronischen Motorlagern [Gug95] [Här92], mechatronischen Stützlagern [MHM06] oder auch mechatronischen Stoßdämpfern [Ise06] erfolgen. Die mechatronische Beeinflussung der Schwingmasse durch zum Beispiel das An- und Abkoppeln von Massen ist im Fahrzeug von untergeordneter Bedeutung. Im weiteren Unterpunkt zur Beeinflussung der Steifigkeit/Dämpfung befinden sich Strukturbauteile, die in der Lage sind ihre Eigenschaften anforderungsbedingt zu beeinflussen bzw. Kräfte innerhalb des Bauteils zu generieren und damit die Steifigkeit zu beeinflussen. Hier können beispielhaft piezodotierte Strukturbauteile oder auch aktive Fahrzeugunterbodenstreben [HBP07] inklusive der dazu gemeldeten Patente [Sch04] [See02] [Bun05] [Gau04] [See01] genannt werden. Als vierter Unterpunkt sei die Tilgung schwingender Bauteile erwähnt, bei der passive Schwingungstilger um eine aktive Kraftkomponente erweitert werden. Auch hier sind verschiedene Anwendungsgebiete wie zum Beispiel an der Karosserie oder dem Antriebsstrang realisierbar [BKS05] [KSB04] [Pas08].

## 2.3 Überblick automotiv Grundanforderungen an mechatronische Schwingungstilger

Zur Realisierung eines mechatronischen Systems wird ein Aktor vorausgesetzt. In [Czi08] gibt CZICHOS eine Übersicht und Einteilung verschiedener Aktorkonzepte nach benötigter Hilfsenergie und Aktortyp:

- Elektrische Energie (elektromagnetisch, elektrodynamisch, piezoelektrisch, magnetostruktiv).
- Strömungsenergie (pneumatisch, hydraulisch).
- Thermische Energie (Thermobimetall, Formgedächtnis, Dehnstoff).
- Chemische Energie (elektrochemisch).

Die für den Anwendungsfall benötigte Wirkung des Schwingungstilgers wird durch einen dynamischen Kraftausgleich realisiert, bei dem die Störkraft auf eine Struktur durch eine entgegengesetzte dynamische Schwingungstilgerkraft kompensiert wird (erstes NEWTONsche Axiom: Actio=Reactio [New87]). Zur Erzeugung der Schwingungstilgerkraft wird eine Masse benötigt, die dynamisch beschleunigt wird und nach dem zweiten NEWTONschen Axiom<sup>5</sup> die Schwingungstilgerkraft erzeugt. Bei automobilen

---

<sup>5</sup> Die Änderung der Bewegung einer Masse ist der Einwirkung der bewegenden Kraft proportional und geschieht nach der Richtung derjenigen geraden Linie, nach welcher jene Kraft wirkt. Kraft = Masse · Beschleunigung ( $F = m \cdot a$ ) [New87]

Anwendungen ergeben sich allgemeine Anforderungen für die Integration neuer Bauteile, die auch für den spezifischen Einsatz von mechatronischen Schwingungstilgern gültig sind.

Diese allgemeinen Anforderungen sind [SZ10] [Zel09] [BS05]:

- geringer Bauraum
- geringer Energieverbrauch elektrischer Komponenten
- geringe Bauteilmasse
- hohe Lebensdauer
- geringe Störanfälligkeit, Robustheit
- geringe Geräuschentwicklung
- einfache technische Realisierbarkeit
- geringe Kosten

Auf Basis der vorhandenen Anforderungen an den Schwingungstilger und den allgemeinen Bauteilanforderungen kann eine erste Auswahl und Bewertung der Aktorkonzepte erfolgen. Tabelle 2.1 zeigt ausgewählte und realisierbare Aktorkonzepte auf Basis elektrischer Energie und Strömungsenergie.

Tabelle 2.1: Vergleich Aktorprinzipien in Anlehnung an [Her08]

Aktorprinzip	piezo- elektrisch	pneumatisch hydraulisch	elektro- dynamisch	elektro- magnetisch
Funktion	mechanische Verformung durch elektrisches Feld	Umwandlung von in Druckluft/-öl gespeicherter Energie	Kraft auf strom- durchflossenem Leiter im Magnetfeld	Kraft an Permeabilitäts- grenzflächen im Magnetfeld
Hub	$\epsilon = 0,1\%$	$> 1000$ mm	$> 100$ mm	$< 10$ mm
Frequenzen	kHz Bereich	$< 200$ Hz	kHz Bereich	$< 500$ Hz
Kraftdichte	sehr hoch	hoch	gering	hoch
Bauvolumen	klein	groß	mittel	klein
Temperatur- bereich	$[-100; 320]^{\circ}\text{C}$	$[-20; 150]^{\circ}\text{C}$	$[-250; 150]^{\circ}\text{C}$	$[-250; 350]^{\circ}\text{C}$
Lebensdauer	sehr hoch	mittel	hoch	hoch
Geräusche	gering	hoch	gering	gering

Pneumatische bzw. hydraulische Aktorkonzepte erlauben eine Verwendung zur Realisierung eines mechatronischen Schwingungstilgers [Pal02]. Aufgrund des großen Bauvolumens und des daraus resultierenden Gewichts ist eine Anwendung im Kraftfahrzeug

aufgrund der geforderten Anforderungen nicht erstrebenswert. Des Weiteren würde durch den Ausgleich von Leckagen und der Druckerhaltung im Stillstand ein ständiger Energieverbrauch des Systems vorliegen, der zusätzlich der Anforderung nach geringem Energieverbrauch nicht gerecht wird. Die Ausnutzung von Trägheitskräften bei der Anwendung von Schwingungstilgern erfordert nach dem zweiten NEWTONSchem Axiom bei kleinen Schwingmassen (geringes Bauteilgewicht) und niedrigen Frequenzen ( $<50\text{Hz}$ , harmonische Schwingung) große Stellwege. Dies lässt sich leicht aus folgendem Zusammenhang ablesen

$$F_{T,max} = m_A \cdot \ddot{x}_{A,max} = (2\pi f)^2 \cdot \hat{x}_{A,max} \quad (2.1)$$

Eine Forderung nach großen Stellwegen ist durch piezoelektrische Aktoren nicht realisierbar [Sch05], weshalb im Folgenden eine Betrachtung der elektrodynamischen und elektromagnetischen Aktoren erfolgt. Die bereits für diese Aktoren vorhandenen technologischen Grundlagen sind ein weiterer Vorteil und sorgen für eine einfache und kostengünstige Integration ins Fahrzeug.

### 2.3.1 Schwingungsaktuatoren mit elektrisch/magnetischen Wirkprinzips

Die Funktionsweise der Schwingungsaktuatoren elektrisch/magnetischen Wirkprinzips basiert auf der Ausnutzung eines elektromagnetischen Feldes zur Kraftgenerierung. Die physikalische Ursache der Kräfte kann dabei jedoch unterschiedlichen Phänomenen zugeordnet werden. Man kann daher unterteilen in:

- **Elektrodynamische Kraft**

Kraft, die ein elektromagnetisches Feld auf eine bewegte elektrische Ladung bzw. einen stromführenden Leiter ausübt (LORENTZ<sup>6</sup>-Kraft)[HMS07].

- **Elektromagnetische Kraft**

Kraft, die durch Veränderungen des magnetischen Widerstandes (Reluktanz) entsteht und als Reluktanzkraft bezeichnet wird [Her08].

Resultierend aus den physikalischen Phänomenen kann direkt zwischen elektrodynamischen und elektromagnetischen Aktuatoren unterschieden werden. HARTWIG [Har03b] zeigt in seiner Arbeit einen zusätzlichen Aktor, der die aufgeführten Wirkprinzipien vereint und auf Basis elektromagnetischer und elektrodynamischer Kräfte agiert. HARTWIG wählt den Namen „Magnetdynamischer“ Aktor. Der Name wird für den weiteren Verlauf der Arbeit übernommen, um eine saubere Abgrenzung der drei verschiedenen Aktuatoren (elektrodynamisch, elektromagnetisch, magnetdynamisch) zu gewährleisten (vgl. Abbildung 2.6).

---

<sup>6</sup> Hendrik Antoon Lorentz (1853-1928) niederländischer Mathematiker und Physiker

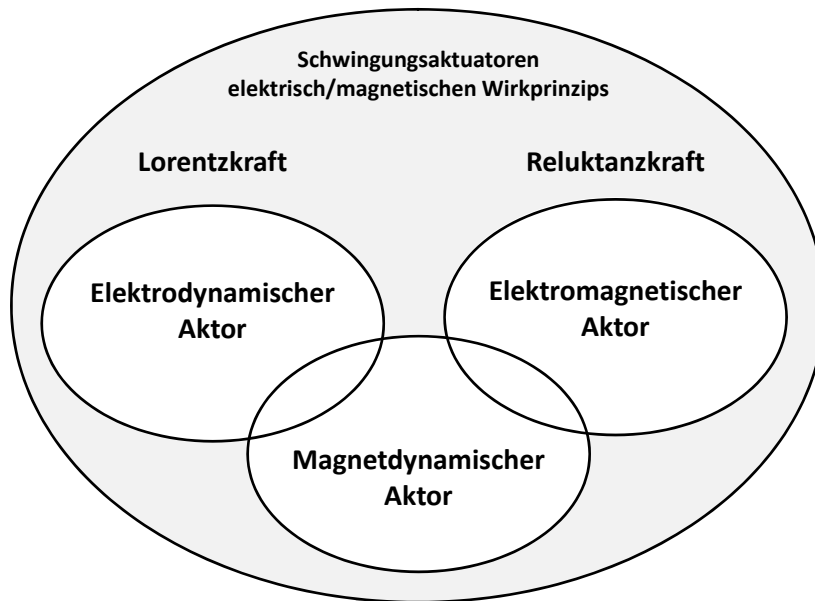


Abbildung 2.6: Übersicht Schwingungsaktoren elektrisch/magnetischen Wirkprinzips

Die Abbildung 2.7 zeigt vergleichend den schematischen Aufbau der unterschiedlichen Aktoren.

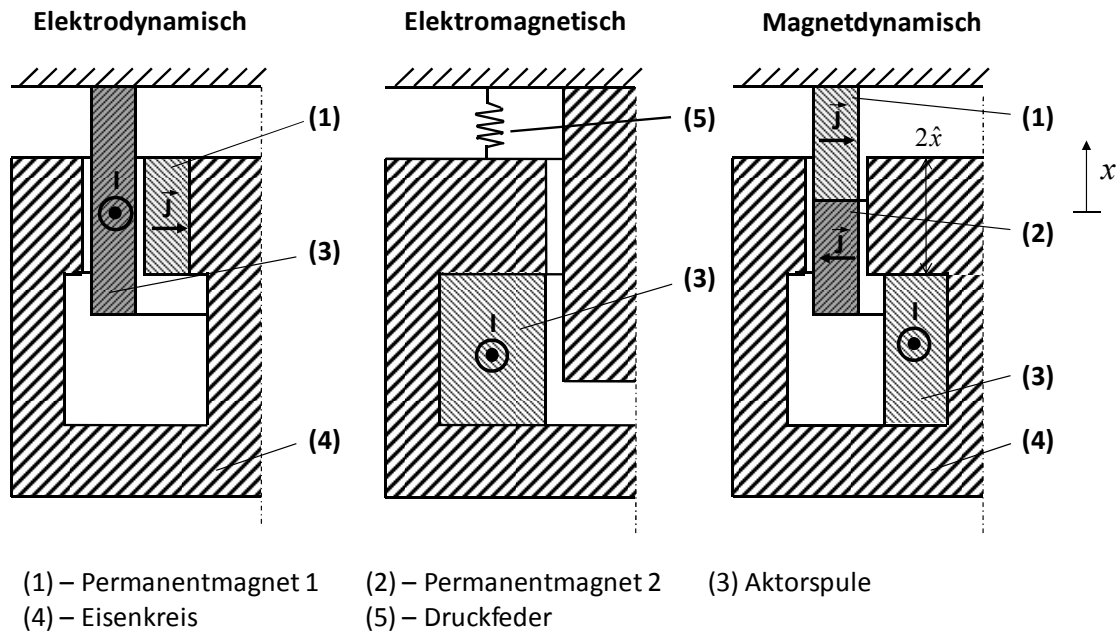


Abbildung 2.7: Prinzipdarstellung Schwingungsaktoren elektrisch/magnetischen Wirkprinzips in Anlehnung an [EKM<sup>+</sup>00]

**Elektrodynamische Aktoren:**

Die Nutzung elektrodynamischer Kräfte ist heute Stand der Technik. So bedienen sich elektrische Rotationsantriebe (Synchron, Asynchron, Gleichstrom) und entsprechende Generatoren diesem physikalischen Prinzip [Sch94] [Kre08]. In ihrer Bauform reichen sie dabei von extrem kleinen Mikromaschinen in der Nanotechnologie (Abmessungen weit unterhalb eines Millimeters) bis zu hin zu Maschinen mit Leistungen von mehreren GW. Solche Maschinen sind häufig als Generatoren zur Energiegewinnung in Kraftwerken zu finden [Far07]. Neben den rotatorischen Antrieben werden auch translatorische Aktoren auf Basis von Tauchspulen bei Lautsprechern und bei der aktiven Schwingungstilgung [Fre94] [Eck00] [Eck06] eingesetzt. Abbildung 2.7 links zeigt schematisch den Aufbau eines elektrodynamischen Tauchspulen-Aktors.

Durch die Tauchspule/Aktorspule (3) des Aktors wird infolge der anliegenden Aktorspannung  $u_A(t)$  der Aktorstrom  $i_A(t)$  getrieben.

Nach SCHNEIDER-OBERMANN [SO06] kann eine reale Spule näherungsweise durch eine Reihenschaltung einer idealen Spule mit der Induktivität  $L$  und einem Verlustwiderstand  $R$  angenähert werden. Es ergibt sich:

$$u_A(t) = R \cdot i_A(t) + L \cdot \frac{d i_A(t)}{dt}. \quad (2.2)$$

Die Spule (Windungsanzahl  $N$ , Leiterlänge  $l$ ), in der sich die Ladungen bewegen erfährt eine Kraftwirkung durch die LORENTZKRAFT  $F_A(t)$  (Aktorkraft), die sich aufgrund des senkrecht zur Spule liegenden Magnetfeldes (1) (magnetische Flussdichte  $B$ ) wie folgt berechnet:

$$F_A(t) = N \cdot B \cdot l \cdot i_A(t). \quad (2.3)$$

Die LORENTZ-Kraft bewirkt eine Bewegung der Spulenwicklungen (3) zum magnetischen Feld, welches wiederum eine Induktionsspannung<sup>7</sup>  $u_{ind}(t)$  im Leiter hervorruft. Nach dem Prinzip der LENZSCHEN-Regel<sup>8</sup>[Har07] ist diese der Quellspannung entgegen gerichtet. Die Größe der Induktionsspannung lässt sich über die Aktorschwinggeschwindigkeit und die Aktorkenndaten (Windungszahl, Leiterlänge, magnetische Flussdichte) berechnen [HMS07]:

$$u_{ind}(t) = -N \frac{d\Phi}{dt} \quad \text{mit} \quad \Phi = \int_A \vec{B} \cdot d\vec{A}$$

$$u_{ind}(t) = -N \cdot B \cdot l \cdot \dot{x}_A(t). \quad (2.4)$$

<sup>7</sup> Elektrische Spannung entlang einer Leiterschleife durch die Änderung des magnetischen Flusses [HMS07].

<sup>8</sup> Regel nach Lenz: Der Induktionsstrom ist stets so gerichtet, dass er den Vorgang, der die Induktion verursacht, behindert [HMS07].

Der elektronische Teil des Aktors kann durch folgendes Blockschaltbild<sup>9</sup> beschrieben werden.

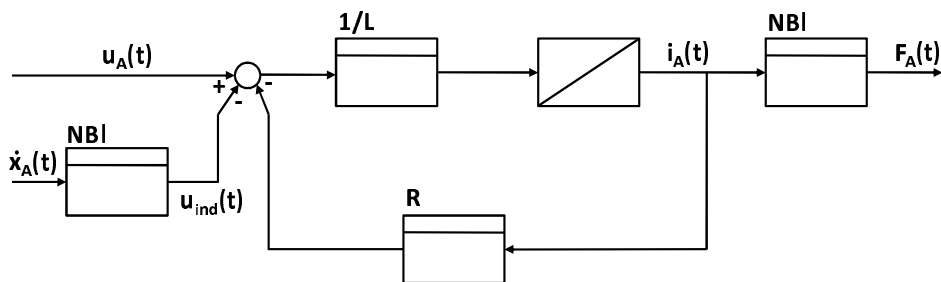


Abbildung 2.8: Blockschaltbild elektrodynamischer Aktor

### Elektromagnetische Aktoren:

Der elektromagnetische Aktor kann konstruktiv in verschiedene Bauformen unterteilt werden. So wird zum Beispiel zwischen Hubmagneten, Ventilmagneten, Drehmagneten und Haftmagneten unterschieden [KEQ<sup>+</sup>03]. Einsatzgebiete sind beispielsweise Relais [BEO07], Spannvorrichtungen [Per06], Ventile [Med05], Umformtechnik [Lan93] und Shaker [Her08] [Obe02].

Unter den Elektromagneten stellen die Hubmagneten die häufigste Bauform dar [KEQ<sup>+</sup>03]. Eine Besonderheit des Hubmagneten ist, dass seine Kraft immer nur anziehend wirken kann. Zur Erzeugung oszillierender Kräfte werden daher zwei Spulen benötigt, oder es muss zum Beispiel über eine Feder eine Rückstellkraft erzeugt werden (vgl. Abbildung 2.7 Mitte).

Der elektromagnetische Hubmagnet arbeitet auf Basis der Flächenkraftdichte,

$$\vec{f} = \left[ \frac{B_n^2}{2} \left( \frac{1}{\mu_2} - \frac{1}{\mu_1} \right) + \frac{H_t^2}{2} (\mu_1 - \mu_2) \right] \cdot \vec{e}_n \quad (2.5)$$

die auf eine stromfreie Grenzfläche mit unterschiedlichen Permeabilitäten wirkt. Der klassische elektromagnetische Linearaktor ist ein Elektromagnet mit einem variablen Luftspalt über dem Hub. Aus dem variablen Luftspalt resultiert eine starke Nichtlinearität zwischen eingeleitetem Strom und erzeugter Kraft, was einen Nachteil des Elektromagneten darstellt.

Der von HARTWIG [Har03b] vorgestellte magnetdynamische Aktor basierend auf dem Patent von SHTRIKMAN [Sht82] zeigt die Funktionsweise eines elektromagnetischen Aktors mit konstantem Luftspalt. Das von SHTRIKMAN vorgestellte Konzept eines elektromagnetischen Aktors mit konstantem Luftspalt ähnelt in seinem Aufbau dem

<sup>9</sup> Das Blockschaltbild ist eine grafische Darstellung der Signalflüsse (Informationsflüsse) und damit Wirkungszusammenhänge in regelungstechnischen Systemmodellen.



des elektrodynamischen Aktors (vgl. Abbildung 2.7 links & rechts). So besitzt der magnetdynamische Aktor im Luftspalt anstatt einer Aktorspule (3) (vgl. Abbildung 2.7) die Permanentmagneten (1, 2). Die Aktorspule (3) sitzt vergleichbar zum Hubmagneten um den Eisenkreis (siehe Abbildung 2.7 Mitte). Weiterführende Informationen zum Aufbau des Aktors können den Patentschriften von HARTWIG entnommen werden [Har00a] [Har00b] [Har02] [Har03a].

Wird die Aktorspule (3) des Aktors in Abbildung 2.7 mit einem Strom beaufschlagt, so erregt dieser ein Magnetfeld im Eisenkreis (4), das vom Richtungssinn dem des Permanentmagneten Nummer zwei (2) entspricht (dunkelgrau eingefärbt in Abbildung 2.7), und sich folglich über diesen schließt. Zur Verringerung der Reluktanz<sup>10</sup> im magnetischen Kreis erfährt der Eisenkreis resultierend aus der Flächenkraftdichte eine Kraft in negative x-Richtung. Bei der Umkehrung des Stromes in der Spule erfolgt gleichermaßen ein Richtungswechsel des magnetischen Feldes im Eisenkreis, was den Zusammenschluss der Feldlinien über den Permanentmagneten Nummer eins (1) (hellgrau eingefärbt in Abbildung 2.7) zur Folge hat. Zur erneuten Verringerung der Reluktanz erfolgt eine Kraftwirkung auf den Eisenkreis in positiver x-Richtung. Durch das Anlegen eines Wechselstroms kann eine oszillierende Bewegung des Aktors erzeugt werden.

Über die Leistungsbilanz einer elektrischen Maschine und der anschließenden Betrachtung der Luftspaltleistung kann ein linearer Zusammenhang zwischen Aktorkraft und Spulenstrom für den magnetdynamischen Aktor hergeleitet werden [Har03b]:

$$F_A(t) = 2 \cdot N \cdot B \cdot l \cdot i_A(t). \quad (2.6)$$

Der Vergleich der gezeigten Schwingungstilgerkonzepte zeigt in Gleichung (2.3) und Gleichung (2.6) nahezu identische Gleichungen. Durch den zusätzlichen Faktor 2 in Gleichung (2.6) kann gezeigt werden, dass sich der magnetdynamische Aktor durch ein größeres Kraftpotential im gesamten Frequenzbereich auszeichnet [EKM<sup>+</sup>00]. Ein weiterer Vorteil des magnetdynamischen Aktors ergibt sich beim Bauvolumen. Zum Einen kann durch den kleineren Luftspalt des Aktors die gleiche magnetische Flussdichte bei reduziertem Einsatz von Magnetmaterial erzielt werden. Zum Anderen wird durch die Möglichkeit einer größer dimensionierten Spule eine größere Durchflutung und in Folge dessen eine höhere Luftspaltkraft erzielt, da diese nicht im Luftspalt angeordnet ist.

Aufgrund der höheren Leistungsdichte und der vorteilhaften Bauraumverhältnisse wird im weiteren Verlauf der Arbeit der magnetdynamische Aktor betrachtet.

Die aktorischen Kräfte des mechatronischen Schwingungstilgers stellen den aktiven Teil des Schwingungstilgers dar. Dem aktiven System gegenüber steht das passive System des Schwingungstilgers, welches als fußpunkterregter Ein-Massen-Schwinger verstanden werden kann. Abbildung 2.9 zeigt den schematischen Vergleich eines passiven (links) und eines aktiven (rechts) Schwingungstilgers.

<sup>10</sup> Magnetischer Widerstand im magnetischen Kreis.

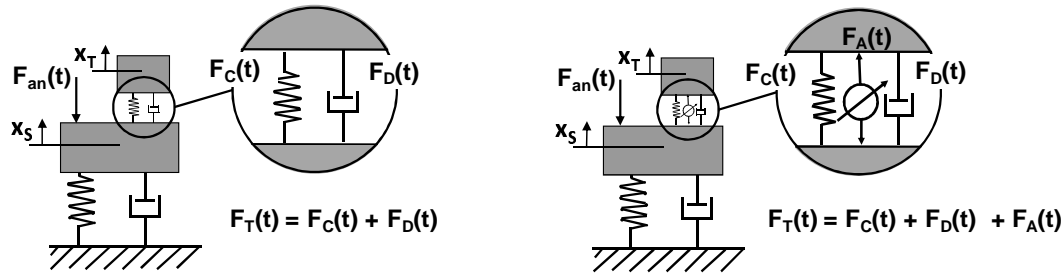


Abbildung 2.9: Schematischer Vergleich passiver zu aktiver Schwingungstilger

Anhand Abbildung 2.9 wird die Bewegungsgleichung des aktiven Schwingungstilgers aufgestellt.

$$m_T \ddot{x}_T(t) + d_T (\dot{x}_T(t) - \dot{x}_S(t)) + c_T (x_T(t) - x_S(t)) + F_A(t) = 0. \quad (2.7)$$

Aus der Bewegungsgleichung ergibt sich das Blockschaltbild in Abbildung 2.10.

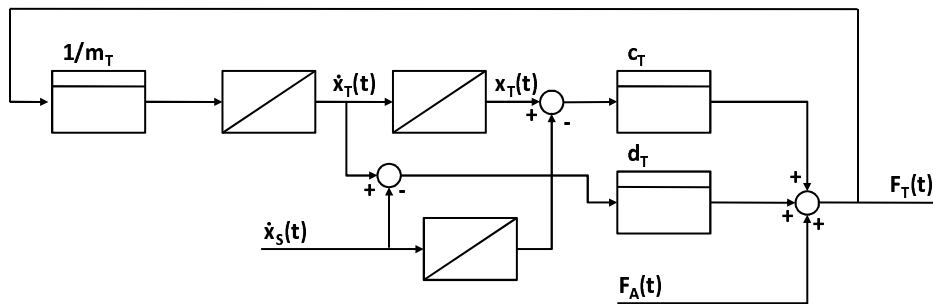


Abbildung 2.10: Blockschaltbild passiver Tilgerteil

Eine mechanische Beschreibung der Systeme ist damit gegeben. Für den Einsatz mechatronischer Systeme im Fahrzeug ist neben der Mechanik zusätzlich der elektronische Leistungsverbrauch von Interesse. Der Leistungsverbrauch eines elektronischen Verbrauchers ergibt sich zu [Wei07]:

$$P_{el}(t) = u_A(t) \cdot i_A(t). \quad (2.8)$$

Der mittlere Leistungsbedarf des Aktors ergibt sich durch Integration der Augenblicksleistung zum Zeitpunkt t nach [Wei07] zu:

$$\bar{P}_{el} = \frac{1}{T} \int_{t=0}^T P_{el}(t). \quad (2.9)$$

Die Gültigkeit der Gleichung (2.9) ist nur dann in dieser Form gegeben, wenn die für die Aktoren verwendete Steuerelektronik die Möglichkeit zur Energierückspeisung besitzt. Eine zur Rückspeisung befähigte Elektronik zeichnet sich dadurch aus, dass diese neben der Abgabe von elektronischer Leistung ( $P_{el}(t) > 0$ ) diese auch wieder aufnehmen ( $P_{el}(t) < 0$ ) und speichern kann. Sind diese Randbedingungen gegeben so geht der gesamte Zeitbereich von  $t = 0$  bis  $T$  in die Leistungsbilanz mit ein. Bei einem Elektroniksystem mit alleiniger Leistungsabgabe werden lediglich die positiven Anteile für die durchschnittliche Leistungsbestimmung betrachtet. Es gilt:

$$\bar{P}_{el}^+ = \frac{1}{T} \int_{t=0}^T P_{el}^+(t). \quad (2.10)$$

$$P_{el}^+ = \begin{cases} P_{el}(t) & \text{für } P_{el}(t) > 0 \\ 0 & \text{für } P_{el}(t) \leq 0 \end{cases} \quad (2.11)$$

Identische mittlere Leistungsverbräuche mit und ohne Energierückspeisung ergeben sich bei Phasengleichheit zwischen Strom und Spannung. Das System mit Energierückspeisung erlaubt im Phasenbereich zwischen  $90^\circ$  und  $270^\circ$  Phasenwinkel zwischen Aktorspannung und Aktorstrom eine negative Leistungsaufnahme und somit die Rückspeisung von Energie ins Fahrzeugbordnetz. Das Maximum der Rückspeisung wird bei  $180^\circ$  Phasenwinkel erzeugt (vgl.  $P = U \cdot I \cdot \cos\varphi$ , Cosinus-Funktion im Intervall  $0 - 2\pi$ ). An dieser Stelle soll erwähnt sein, dass es sich hierbei um theoretische Betrachtungen handelt. Eine derartige Herstellung von Aktoren ist in der Form jedoch nicht realisierbar. Eine Realisierung würde negative elektrische Widerstände erfordern an denen folglich auch negative Leistung abfallen würde. Dennoch kann mit einer optimierten Schwingungstilgerauslegung auf Seiten der Elektronik der Leistungsbedarf aktiv beeinflusst werden. Es ist eine möglichst optimale Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung anzustreben. Des Weiteren kann bei der Integration einer Energierückspeisung der Aktor durch seine passive Fußpunktanregung Energie rekuperieren.

## 2.4 Auslegung mechatronischer Systeme zur Schwingungsreduktion

Die Auslegung mechatronischer Systeme zur Schwingungsreduktion erfordert zum Einen die Simulation der schwingungsfähigen Systeme, welches die Modellierung des mechatronischen Aktors und des zu bedämpfenden Systems bedingt. Zum Anderen ist die Berücksichtigung des elektronischen Teilbereichs, der Aktorik, durch die Integration einer geeigneten Regelung und die Abbildung der elektronischen Bauteile des Aktors erforderlich.

Die Berechnung von Schwingungsphänomenen kann je nach Größe des zu betrachtenden Systems und der Schwingungscharakteristik des Problems auf unterschiedliche Arten erfolgen. Im Wesentlichen kann dabei unterschieden werden zwischen einer:

- Analytischen Berechnung
- Numerischen Integration von Differentialgleichungen
  - Finite-Elemente-Simulation (FEM)
  - Mehrkörpersimulation (MKS)
  - Weitere numerische Berechnungssoftware (z.B. Matlab)

Kleine Systeme mit einer geringen Anzahl an Freiheitsgraden (Feder-, Dämpfungs-, und Massenkräfte) erlauben das analytische Aufstellen der beschreibenden Gleichungssysteme und die analytische Lösung des Gleichungssystems. Bei größeren und komplexeren Systemen wird die Lösung der Differentialgleichungssysteme durch ein Programmsystem zur numerischen Integration durchgeführt.

Ein in seiner Ausprägung elastisch dominiertes Schwingungsproblem (kleine Wege) wird in der Regel mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode analysiert. Die Simulation von Systemen mit dominierender Starrkörperdynamik (große Dynamik) wird aufgrund der geringeren Anzahl an Freiheitsgraden mit der Mehrkörpersimulation durchgeführt [Bie07]. Je nach Fragestellung und Anzahl der Freiheitsgrade können weitere Programmsysteme (z.B. Matlab) zum Aufstellen und zur Lösung der Differentialgleichungssysteme verwendet werden.

GASCH, KNOTHE [GK87] [GK89] und FISCHER [FS81] geben in ihren Ausführungen eine ausführliche Übersicht zur Erstellung analytischer Modelle sowie zur Berechnung dynamischer Systeme. Das Aufstellen von Differentialgleichungssystemen zur Beschreibung dynamischer Struktursysteme kann unter Anwendung verschiedener Ansätze aus der Mechanik erfolgen. Die Anwendung der NEWTON<sup>11</sup>schen Grundgesetze zum Aufstellen von Kräfte- und Momentengleichgewichten, der Arbeitssatz der Mechanik, das

---

<sup>11</sup> Sir Isaac Newton (1643-1727), englischer Physiker, Mathematiker, Astronom, Alchemist, Philosoph und Verwaltungsbeamter.

Prinzip von D’ALEMBERT<sup>12</sup> oder die LAGRANGEN<sup>13</sup> Gleichungen sind einige Beispiele. Eine Anwendung im automotiven Bereich erfolgt bei der Darstellung einfacher Schwingungssysteme bzw. bei der Reduktion von Modellen und Prinzipdarstellungen.

Das Verfahren zur Finiten-Elemente-Methode besitzt seinen Namen aus der Einteilung eines Kontinuums in diskrete finite Elemente. Eine ausführliche Beschreibung der Finiten-Elemente-Methode kann zum Beispiel [Ste98] [KW08] [Bat86] entnommen werden. Neben Simulationen aus dem Bereich der Schwingungstechnik ist die Finiten-Elemente-Methode zur Simulation von Fragestellungen aus den Bereichen des Magnetismus, der Wärme- und Stoffübertragung, der Festigkeitsberechnung und der Strömungslehre geeignet [Ste98]. Die automobilen Anwendungsfelder im Bereich der Schwingungsauslegung sind zum Beispiel bei der dynamischen Auslegung der Karosserie zu finden. Weitere Einsatzbereiche findet die Finiten-Elemente-Methode zum Beispiel bei der Crash- berechnung, der Simulation von Strömungsverhalten im Motor (Ansaugen, Verteilung in der Brennkammer, Abgasströmungen) oder der Wärmeauslegung des Motors.

Mehrkörpersysteme bestehen aus einem Systemverbund mit starren Körpern. Die Körper sind durch Gelenke, Federn, Dämpfer oder andere diskrete Elemente verbunden. Die Verbindungen stellen einen Zusammenhang zwischen Verschiebungen, Geschwindigkeiten und Kräften zwischen den Körpern dar. In modernen MKS Programmen wird die Berücksichtigung flexibler, deformierbarer Körper mittels FEM Strukturen zur Erhöhung der Modellgüte ermöglicht [Mey07]. Dieses erfolgt zum Beispiel in NASTRAN, ANSYS oder I-DEAS durch die Ausführung eines File-Exports auf Basis einer Modalanalyse und eines anschließenden Imports in der MKS-Umgebung zum Beispiel ADAMS oder SIMPACK [BDE<sup>+</sup>04] [GS06a]. Dieses vergrößert jedoch erheblich die Freiheitsgrade des MKS-Systems und die Rechenzeiten. Eine Anwendung der Mehrkörpersimulation im automobilen Bereich ist zum Beispiel bei der Fahrwerksauslegung oder der Bewegungssimulation des Motors (Ventiltriebs & Kurbeltrieb) zu finden.

Die Beschreibung großer schwingungsfähiger Systeme erfordert die Modellierung aller Bauteile und Komponenten, die einen nachweislichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des zu betrachtenden Systems besitzen. Die Übertragung dieser Anforderungen auf die Betrachtung eines Fahrzeugs und auf die Schwingungsphänomene aus Abbildung 2.1 erfordert die Berücksichtigung des Fahrwerks (Starrkörper) und der Karosserie (als Starrkörper bzw. flexibler Körper je nach Phänomen).

Die Abbildung des Fahrwerks kann sowohl über die Mehrkörpermodellierung als auch über die analytische Beschreibung in einem 2-Spur-Modell erfolgen. Zur übersichtlichen Darstellung der Einflüsse und der Abhängigkeiten der Starrkörperbewegungen der Karosserie durch das Fahrwerk erfolgt eine Beschreibung auf Grundlage der analytischen Berechnung. Grundlage der Gleichungen sind die am Fahrzeug angreifenden Kräfte

---

<sup>12</sup> Jean-Baptiste le Rond (1717-1783), genannt d’Alembert, einer der bedeutendsten Mathematiker und Physiker des 18. Jahrhunderts und ein Philosoph der Aufklärung.

<sup>13</sup> Joseph-Louis de Lagrange (1736-1813), italienischer Mathematiker und Astronom.

und Momente. Abbildung 2.11 zeigt die fahrwerkseitig ( $F_{Aufbau}, F_{Reifen}, M_{Reifen}$ ) und extern (z.B. Windlasten) ( $F_{extern}, M_{extern}$ ) angreifenden Kräfte und Momente auf den Aufbau des Fahrzeugs.

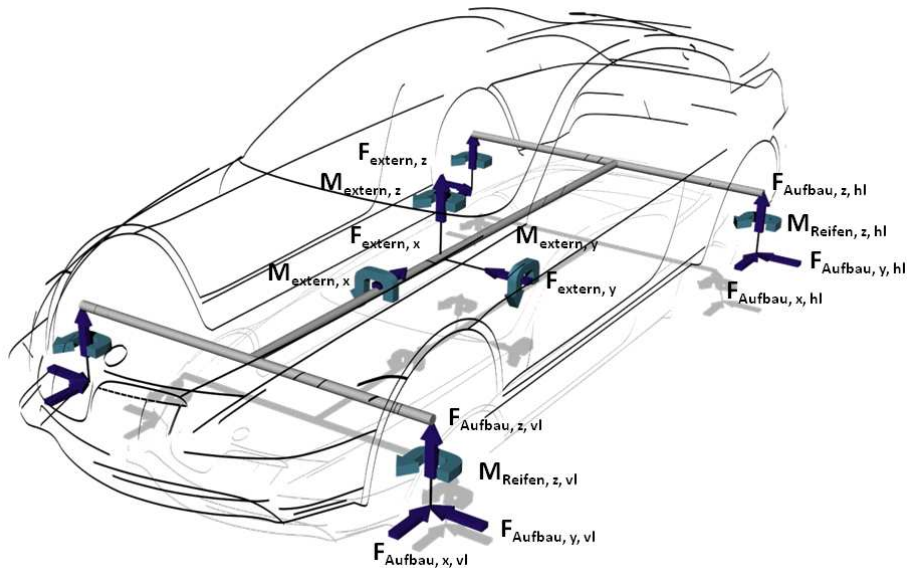


Abbildung 2.11: Angreifende Aufbaukräfte

Die neben der Mechanik verbleibende elektronische Komponente zur vollständigen Beschreibung der mechatronischen Systeme kann mit numerischen Mathematikprogrammen realisiert werden, zum Beispiel im Matlab/Simulink. Dies ermöglicht die Abbildung der elektronischen Bauteile durch die analytische Beschreibung der geltenden Differentialgleichungen. Zusätzlich ist die Möglichkeit zur Ausarbeitung unterschiedlicher Regelalgorithmen zur optimalen Ansteuerung des Aktors gegeben.

Für die Realisierung der Regelung des Aktors sind unterschiedliche Anforderungen zu beachten. So sind beispielsweise die Art der Anregung (periodisch, stochastisch), das Verhalten der Regelstrecke (z.B. Totzeiten) oder die Kenntnis der im betrachteten Fall geltenden Übertragungsfunktionen entscheidend. Bei der Umsetzung sind erste Ansätze zur Regelung häufig Feedback<sup>14</sup>-Lösungen, wie zum Beispiel „Integral Force Feedback“, „Acceleration Feedback“ oder „Velocity Feedback“ [Pre99]. Weitere Ansätze sind „modale Regelkonzepte“, die es ermöglichen ausgewählte Moden zu bedämpfen [Mei90]. Bei Kenntnis der Regelstrecke sind ebenfalls „Zustandsregler“, „Optimale Regler“ oder „Robuste Regler“ anwendbar [Ack93] [Föl94] [Gas86] [Gas89] [GS06b] [LW05]. Im Bereich der Feedforward-Regelungen<sup>15</sup> kommen darüber hinaus häufig adaptive Verfahren (z.B. adaptive Least-Mean-Square) zum Einsatz [Her03] [May03].

<sup>14</sup> einschleifiger Regelkreis mit Rückführung der Regelgröße (Signalrückkopplung)

<sup>15</sup> Störgrößenaufschaltung: Liegt eine messbare o. beobachtbare Störung vor, so kann diese zur Verbesserung der Störunterdrückung und Regelgüte im Regelkreis verwendet werden.

Die gezeigten Anforderungen an die Auslegung mechatronischer Systeme machen deutlich, dass unterschiedliche Teilsysteme (Baugruppen, Komponenten, etc.) miteinander verknüpft werden müssen. Unter Umständen erfolgt zusätzlich eine Modellierung der unterschiedlichen Teilsysteme in verschiedenen Programmsystemen. Dieser Umstand erfordert bei der Auslegung mechatronischer Systeme die Kombination der modellierten Teilsysteme bzw. die Kombination der zu Grunde liegenden Programmsysteme in einer multidisziplinären Simulation.

Ein multidisziplinärer Ansatz ist dadurch gekennzeichnet, dass dieser sowohl auf Programmsystemseite sowie auf Auslegungsseite unterschiedliche Disziplinen miteinander kombiniert. Im betrachteten Fall werden dabei unterschiedliche Programmsysteme aus dem Bereichen MKS (ADAMS), FEM (NASTRAN) und numerische Mathematiksoftware (MATLAB/SIMULINK) miteinander kombiniert bzw. die Disziplinen zur Fahrdynamik-, Struktur- und Regler- bzw. Energieauslegung gesamthaft ausgelegt. Es resultiert eine multidisziplinäre Simulation, deren Realisierung in einer gesamthaften Betrachtung auf Basis unterschiedlicher Kombinationsansätze zu ermöglichen ist.

Die Kombination zu einer gesamthaften multidisziplinären Mechatronik Simulationsumgebung kann im Wesentlichen auf zwei unterschiedliche Arten erfolgen. Es kann unterschieden werden zwischen Lösungen auf Basis eines „Schnittstellenansatzes“ und auf Basis eines „Integrierten Ansatzes“ [FGB09].

**Schnittstellenansatz:** Der Schnittstellenansatz bedient sich vorhandener Schnittstellen zwischen Simulationsprogrammen und erlaubt somit die Verbindung der Programme durch geeignete Exportierungen von Modellen in anderen Umgebungen bzw. die Nutzung von Co-Simulationen. Bei der Co-Simulation laufen beide Programme parallel. Dabei tauschen zum Beispiel die Solver<sup>16</sup> untereinander diskret Daten und Berechnungsergebnisse aus.

**Integrierter Ansatz:** Der integrale Lösungsansatz bildet die benötigten Funktionalitäten in einer Simulationsumgebung ab. Dabei müssen die wesentlichen Teilfunktionalitäten extrahiert und die benötigten Modellinformationen in einer neuen Umgebung integriert werden. Da bei dieser Methode nur noch eine Umgebung betrachtet wird, muss vorher geklärt sein, welche Simulationsumgebung eine solche vollständige Integration ermöglicht und als alleinige neue Umgebung dienen kann.

Weit verbreitete Vorgehensweise bei der Simulation mechatronischer Schwingungssysteme ist die modale Exportierung und Reduzierung der zu untersuchenden flexiblen Struktur aus der FE-Simulationsumgebung als Zustandsraummodell ins MATLAB/SIMULINK [BM06]. Dabei werden lediglich die Informationen über das dynamische Verhalten exportiert. Ein wesentlicher Vorteil dieser Vorgehensweise ist die erheblich verringerte Rechengeschwindigkeit bei sehr guten Rechenergebnissen.

---

<sup>16</sup> Ein Solver ist ein Programm zum Lösen von mathematischen Modellen.

### 2.4.1 Modaltransformation und modale Reduktion

Zur Analyse des Schwingungsverhaltens von Karosseriestrukturen empfiehlt es sich, voneinander entkoppelte Differentialgleichungen zu betrachten, um eine Lösung des Gleichungssystems zu vereinfachen [Unb00]. Das Aufstellen entkoppelter Differentialgleichungssysteme kann über die Ergebnisse einer Modalanalyse erfolgen. Das Eigenschwingverhalten für eine freie Schwingung wird durch die lineare<sup>17</sup> homogene Schwingungsdifferentialgleichung beschrieben.

$$M\underline{\ddot{x}} + D\underline{\dot{x}} + K\underline{x} = 0 \quad (2.12)$$

Für ein schwach gedämpftes System (wie zum Beispiel einer metallischen Karosseriestruktur) kann aufgrund des untergeordneten Einflusses der Dämpfung auf die Eigenfrequenzen diese für die Modalanalyse zunächst vernachlässigt werden. Ausgangspunkt der Modalanalyse ist die homogene Schwingungsdifferentialgleichung eines ungedämpften Systems [Pre99]:

$$M\underline{\ddot{x}} + K\underline{x} = 0 \quad (2.13)$$

Der zu wählende Ansatz zur Lösung der Differentialgleichung (2.13)  $\underline{x} = \underline{\phi}_i e^{j\omega_i t}$  führt auf das Eigenwertproblem:

$$(K - \omega_i^2 M)\underline{\phi}_i = 0. \quad (2.14)$$

Die Lösung des Eigenwertproblems liefert  $N$  Eigenfrequenzen  $\omega_i$  mit  $i \in N$  und den zugehörigen Eigenvektor  $\underline{\phi}_i$ .

Die Kenntnis der Eigenvektoren ermöglicht das gewünschte Entkoppeln der Schwingungsdifferentialgleichung. Für eine modal gedämpfte Struktur mit äußerer Anregungskraft gilt zunächst:

$$M\underline{\ddot{x}} + D\underline{\dot{x}} + K\underline{x} = \underline{f}. \quad (2.15)$$

Unter Anwendung der Eigenvektoren, dem Ansatz der Bequemlichkeitshypothes mit dem LEHRSCHE<sup>18</sup>-Dämpfungsmaßes  $\delta_i$  und der Einführung modaler Koordinaten ( $\underline{x} = \Phi \underline{q}$ ) ergibt sich das diagonalisierte (entkoppelte) Differentialgleichungssystem mit:

$$\ddot{\underline{q}}_i + \text{diag}(2\delta_i \omega_i) \dot{\underline{q}}_i + \text{diag}(\omega_i^2) \underline{q}_i = \Phi^T \underline{f}. \quad (2.16)$$

<sup>17</sup> Annahme, dass die Verschiebungen im Struktursystem (Karosseriestruktur) infinitesimal klein sind und dass das Material linear-elastisch ist [Bat86]

<sup>18</sup> Benannt nach Ernst Lehr (1896-1944) deutscher Physiker und Maschinenbauer



Die Anwendung der LAPLACE-Transformation<sup>19</sup> erlaubt die Beschreibung der modalen Verschiebungen im Frequenzbereich  $Q_i(s)$  für jeden einzelnen Massenschwinger.

$$Q_i(s) = \frac{\underline{\phi}_i^T \underline{F}(s)}{s^2 + 2\delta_i \omega_i s + \omega_i^2} \quad (2.17)$$

Die modalen Verschiebungen werden über die Eigenvektoren zurück in einfacher interpretierbare physikalische Werte transformiert. Die Gleichung (2.18) beschreibt die Übertragungsfunktion bei Anregung und Auswertung an einem Koordinatenpunkt (Kollokation) des Systems mit dem Eigenvektor  $\underline{\phi}_i$ . Die aus der Anregung resultierende Verschiebung an der Systemkoordinate ergibt sich aus der Summe der Verschiebung aller  $N$  Massenschwinger (Übertragungsfunktionen).

$$G(s) = \sum_{i=1}^N \frac{\underline{\phi}_i \underline{\phi}_i^T}{s^2 + 2\delta_i \omega_i s + \omega_i^2}. \quad (2.18)$$

Zur Reduktion der Systemordnung<sup>20</sup> gilt als allgemeine Regel in Bezug auf die Gleichung (2.18), dass der höchste zur Systemdarstellung angewendete Eigenvektor von seiner Eigenfrequenz die höchste Frequenz im auszuwertenden Frequenzband um das 1.5 bis 2-fache überschreitet [Qu04]. Alle höheren Frequenzen werden vernachlässigt (*mode-truncation*). Die Vernachlässigung der Moden wird ermöglicht, da bei der dynamischen Darstellung die höherfrequenten Moden nur einen verschwindend geringen Anteil zur Summenamplitude im zu betrachtenden Frequenzband bis  $\omega_{max}$  liefern (*mode-participation*). In Abbildung 2.12 wird dieser Umstand an einem beispielhaften Frequenzgang prinzipiell verdeutlicht. In einigen Fällen kann es vorkommen, dass das Vernachlässigen der höherfrequenten Moden zu einem deutlichen Fehler im Frequenzgang führt (*modal truncation error*). Ein solcher Fehler kann zum Beispiel auftreten, wenn hochfrequente Moden einen Beitrag zum Frequenzgang leisten (z.B. Antwort enthält lokale Moden z.B. bei Lasteinleitung an weichen Stellen) oder wenn masseelose Bereiche (z.B. Bewegung masseloser Federn), die durch die Moden nicht erfasst werden einen Beitrag leisten. Zur Verringerung des modal truncation error werden residual vectors in der Modalanalyse (z.B. im NASTRAN mit RESVEC) berücksichtigt. Die Berücksichtigung der residual vectors ermöglicht zusätzlich die korrekte Darstellung der statischen Lösung. Über die Verwendung von residual vectors ist es jedoch nicht möglich ein erweitertes vernachlässigen von Moden (Missbrauch) zu kompensieren. Im vorliegenden Fall ist die Berücksichtigung von residual vectors aufgrund der geringfügigen Abweichung nicht notwendig.

<sup>19</sup> Die Laplace-Transformation ist eine umkehrbare eindeutige Zuordnung (Integraltransformation) einer Originalfunktion  $f(t)$  im Zeitbereich zu einer Bildfunktion  $F(s)$  im Frequenzbereich über das Laplace-Integral von  $f(t)$  mit den Integrationsgrenzen von 0 bis  $\infty$  [Czi08].

<sup>20</sup> Anzahl der Systembeschreibenden Zustandsdifferentialgleichungen [Loh94]

Die Verringerung der zu betrachtenden Moden führt zu einer erheblichen Reduzierung der ursprünglichen Freiheitsgrade  $N$  auf die Anzahl der verbleibenden Moden  $n$  mit  $n \ll N$ . Resultierend erfolgt eine äquivalente Reduktion der Gleichungen im Differentialgleichungssystem [Dre05] [Cra04].

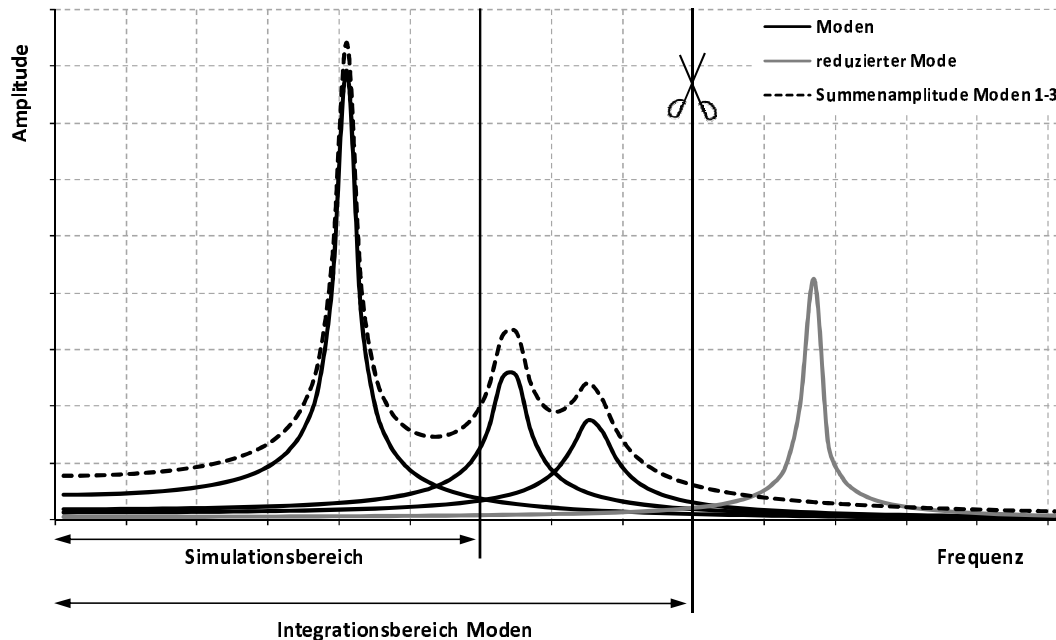


Abbildung 2.12: Einfluss höherfrequenter Moden auf Summenamplitude

Die Nutzung der Übertragungsfunktionen aus Gleichung (2.18) ist üblich für die Verwendung von SISO (Single-Input Single-Output) Systemen. Ihre Anwendung auf MIMO (Multi-Input Multi-Output) Systeme ist nicht praktikabel [Pre99]. Die Darstellung der Systemgleichungen über den Zustandsraum (State-Space) Ansatz erlaubt die Beschreibung von SISO und MIMO Systemen. In der Zustandsraumdarstellung wird ein lineares System durch ein Differentialgleichungssystem erster Ordnung beschrieben. In den noch folgenden Betrachtungen im Bereich der Strukturdynamik kann das Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung (vgl. Gleichung (2.12)) in eines erster Ordnung umgeformt werden. Die Umformung kann durch die Definition des Zustandsvektors, der die Zustandsgröße und deren Ableitung enthält, ermöglicht werden.

$$z = \begin{Bmatrix} x \\ \dot{x} \end{Bmatrix} \quad (2.19)$$

Für die Zustandsraumdarstellung ergibt sich:

$$\dot{z} = A\underline{z} + B\underline{u} \quad (2.20)$$

$$y = C\underline{z} + D\underline{u} \quad (2.21)$$

In Gleichung (2.20), der Systemgleichung, ist  $z$  der  $(2n)$ -Zustandsvektor,  $A$  die  $(2n \times 2n)$ -Systemmatrix,  $B$  die  $(2n \times p)$ -Eingangsmatrix und in  $u$  sind die  $p$  (Anzahl Anregungspunkte) Eingangsgrößen beschrieben. In Gleichung (2.21), der Ausgangsgleichung, ist  $C$  die  $(q \times 2n)$ -Ausgangsmatrix ( $q$  - Anzahl Sensorpunkte),  $D$  die  $(q \times p)$ -Durchgangsmatrix sowie  $y$  die Ausgangsgröße. Bei einem SISO System vereinfachen sich die Matrizen  $B$  und  $C$  zu Vektoren und die Durchgangsmatrix  $D$  wird ein Skalar.

Die Anwendung des Zustandsraumansatzes auf die Ergebnisse einer Modalanalyse führt zur folgenden Darstellung eines Schwingsystems.

$$\frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} \underline{q} \\ \underline{\dot{q}} \end{Bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & I \\ -\Omega & \Delta \end{bmatrix}}_A \begin{Bmatrix} \underline{q} \\ \underline{\dot{q}} \end{Bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ \Phi^T \end{bmatrix}}_B \underline{f} \quad (2.22)$$

$$y = \underbrace{[C_1\Phi \quad C_2\Phi]}_C \begin{Bmatrix} \underline{q} \\ \underline{\dot{q}} \end{Bmatrix} \quad (2.23)$$

Innerhalb der Gleichung (2.22) wird die Diagonalmatrix  $\Omega$  aus den Quadraten der Eigenfrequenzen  $\omega_i$  gewonnen. Die diagonale modale Dämpfungsmatrix  $\Delta$  wird über das LEHRSCHE Dämpfungsmaß sowie den Eigenfrequenzen berechnet. Die Informationen zur Bedatung der Systemmatrix sowie die für die Eingangs- und Ausgangsmatrix benötigten Eigenvektoren  $\underline{\phi}_i$  für die Modalmatrix  $\Phi$ , werden aus einer Modalanalyse (z.B. NASTRAN SOL103) gewonnen. Im NASTRAN werden die Informationen in ein f06 (Eigenfrequenzen) und pch (Eigenvektoren) File geschrieben, die für das Aufstellen der Zustandsraumdarstellung zum Beispiel im Matlab ausgelesen werden.

## 2.5 Energieverbrauch eines Fahrzeugs

Die Verringerung des Energiebedarfs bzw. des Kraftstoffverbrauchs eines Fahrzeugs durch Leichtbau erfordert die Bestimmung des Masseinflusses auf den Energiebedarf. Der mechanische Energiebedarf zur Bewegung eines Fahrzeugs kann über das Kräftegleichgewicht der am Fahrzeug angreifenden Kräfte erfolgen. Es gilt die Fahrwiderstandsgleichung [MW04]:

$$\underbrace{\sum_{j=1}^n \frac{M_{Rj}}{r_j}}_Z = \underbrace{\left( m + \sum_{j=1}^n \frac{J_{Rj}}{r_j R_j} \right)}_{F_B} \cdot a + \underbrace{m \cdot g \cdot \sin \alpha}_{F_{St}} + \underbrace{\frac{1}{2} \cdot c_x \cdot A \cdot \rho \cdot v_x^2}_{F_L} + \underbrace{\sum_{j=1}^n F_{zj} \cdot \frac{e_j}{r_j}}_{F_R} \quad (2.24)$$

Die benötigte Zugkraft  $Z$  zur Überwindung der Fahrwiderstände setzt sich dabei aus dem Beschleunigungs- ( $F_B$ ), dem Steigungs- ( $F_{St}$ ), dem Luft- ( $F_L$ ) sowie dem Rollwiderstand ( $F_R$ ) zusammen. Unter der Annahme einer ebenen Fahrbahn und der Vernachlässigung von Drehträgheiten kann Gleichung (2.24) für weitere Anwendungen wie folgt vereinfacht werden:

$$Z = m \cdot a + \frac{1}{2} \cdot c_x \cdot A \cdot \rho \cdot v_x^2 + m \cdot g \cdot f_R \quad (2.25)$$

Die Arbeit zur Bewegung des Fahrzeugs ( $W_{mech}$ ) ergibt sich aus dem Produkt der Beträge der auf das Fahrzeug wirkenden Kraft und der Komponente des zurückgelegten Weges in der Richtung der Kraft. Es folgt:

$$W_{mech} = m \int_{t_{start}}^{t_{end}} a(t) \cdot x(t) dt + \frac{1}{2} \cdot c_x \cdot A \cdot \rho \int_{t_{start}}^{t_{end}} v_x^2(t) \cdot x(t) dt + m \cdot g \cdot f_R \int_{t_{start}}^{t_{end}} x(t) dt \quad (2.26)$$

Die vom Fahrzeug benötigte Arbeit muss vom Antriebsstrang zur Verfügung gestellt werden. Der Antriebsstrang bezieht seine Antriebsarbeit aus der Verbrennung des ihm zugeführten Kraftstoffes abzüglich thermodynamischer Verluste und Reibungsverlusten [Ros97]. Die bereitzustellende Antriebsarbeit  $W_{mech}$  des Antriebsstranges kann über den unteren Heizwertes  $H_U$  des Kraftstoffes, dem Verbrauch (Kraftstoffmenge)  $V_{mech}$  und dem Gesamtwirkungsgrad (HME- Holistische Maschineneffizienz [For11]) zwischen Kraftstoff und Rad („Tank-to-wheel“) bestimmt werden.

$$W_{mech} = HME \cdot V_{mech} \cdot H_U \quad (2.27)$$

Der Bezug des Verbrauchs auf die im betrachteten Intervall zurückgelegte Wegstrecke  $s$  normiert auf 100km ergibt die gängige Verbrauchsangabe in Liter/100km [For11] mit:

$$V_{mech} = \frac{W_{mech}}{HME \cdot H_U \cdot s} \quad (2.28)$$

### 2.5.1 Fahrzyklen: Grundlage der gesetzlichen Verbrauchsbestimmung

Für die Vergleichbarkeit der Verbrauchsangaben von Fahrzeugen existieren vom Gesetzgeber definierte Fahrzyklen. In den Fahrzyklen sind meist Geschwindigkeiten, bei Handschaltern zusätzlich der zu wählende Gang und Schaltdrehzahl, über der Zeit vordefiniert. Es können dabei neben den weltweit zahlreich verwendeten Zyklen drei repräsentative Zyklen genannt werden, die für die Fahrzugersteller von übergeordnetem Interesse sind. In Europa gilt der „Neue europäische Fahrzyklus“ (NEFZ) bzw. New european driving cyclus (NEDC) [o.V03]. In den USA gilt der „FTP-72 + Highway“ Zyklus und in Japan der „10-15“ Zyklus. Abbildung 2.13 zeigt stellvertretend den Europäischen Zyklus, bestehend aus den beiden Phasen ECE<sup>21</sup> und EUDC<sup>22</sup> [Huc05] [Deg92] [o.V11].

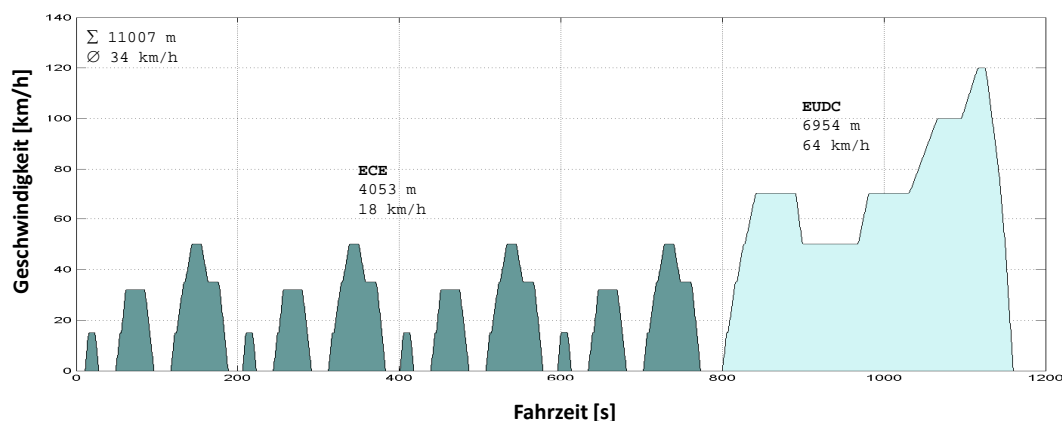


Abbildung 2.13: Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ)

Der NEZF Zyklus ist synthetisch erzeugt und weist nur geringe Beschleunigungsanteile bei insgesamt moderaten Geschwindigkeiten auf.

Die fahrzeugbezogene Überprüfung des Verbrauchs erfolgt dabei in der Regel auf einem Rollenprüfstand. Die Fahrwiderstände aus dem Luftwiderstand und der Massenträgheit, werden dabei als Bremsbeiwerte an den Prüfstandsrollen berücksichtigt. Historisch bedingt erfolgt die Berücksichtigung der Massenträgheit über so genannte „Schwungmassenklassen“ [o.V03]. Dabei erfolgt eine gewichtsspezifische Zuordnung des Fahrzeugs zu einer Schwungmassenklasse.

<sup>21</sup> Innerstädtischer Anteil des Europäischen Fahrzyklus.

<sup>22</sup> Außerstädtischer Anteil des Europäischen Fahrzyklus.

## 2.5.2 Auswirkung mechatronischer Energieverbraucher

In Abschnitt 2.3 sind erste automotive Anforderungen mechatronische Schwingungstilger formuliert. Ein wesentlicher Aspekt ist dabei der Energieverbrauch. Was besonders die elektrischen Komponenten mechatronischer Systeme einschließt. Es gilt, für eine Bewertung der mechatronischen Systeme im Fahrzeug deren Sensitivität auf Gesamtenergiebedarf und folglich auch auf den Kraftstoffverbrauch zu bestimmen.

Im Rahmen einer konzeptionellen Untersuchung in einer frühen Entwicklungsphase ist ein Vorgehen zur schnellen, zyklusabhängigen Bewertung der elektrischen Verbraucher auf den Kraftstoffverbrauch notwendig. Aufgrund der geforderten einfachen Bewertung wird eine Möglichkeit gezeigt, die die gesamte Abbildung und Simulation des Motors inklusive Generator bewusst vernachlässigt und dabei hinreichend genauen Ergebnisse liefert.

Ausgangspunkt für die Bestimmung der Sensitivität eines elektrischen Verbrauchers auf den Kraftstoffverbrauch ist der spezifische Brennstoffverbrauch in jedem Betriebspunkt des Motors (Motorkennfeld).

Abbildung 2.14 zeigt exemplarisch die bekannte Darstellung eines Motorkennfelds. Dabei wird der effektive Mitteldruck (bzw. das Motormoment) über der Motordrehzahl aufgetragen. Begrenzt wird das Kennfeld durch die Leerlaufdrehzahl, der abgeriegelten Maximaldrehzahl und der Linie für den maximalen effektiven Mitteldruck. Die im Diagramm dargestellten Muschellinien sind Linien mit gleichem Wirkungsgrades bzw. gleichen spezifischen Brennstoffverbrauchs  $b_e$  in  $g/kWh$ .

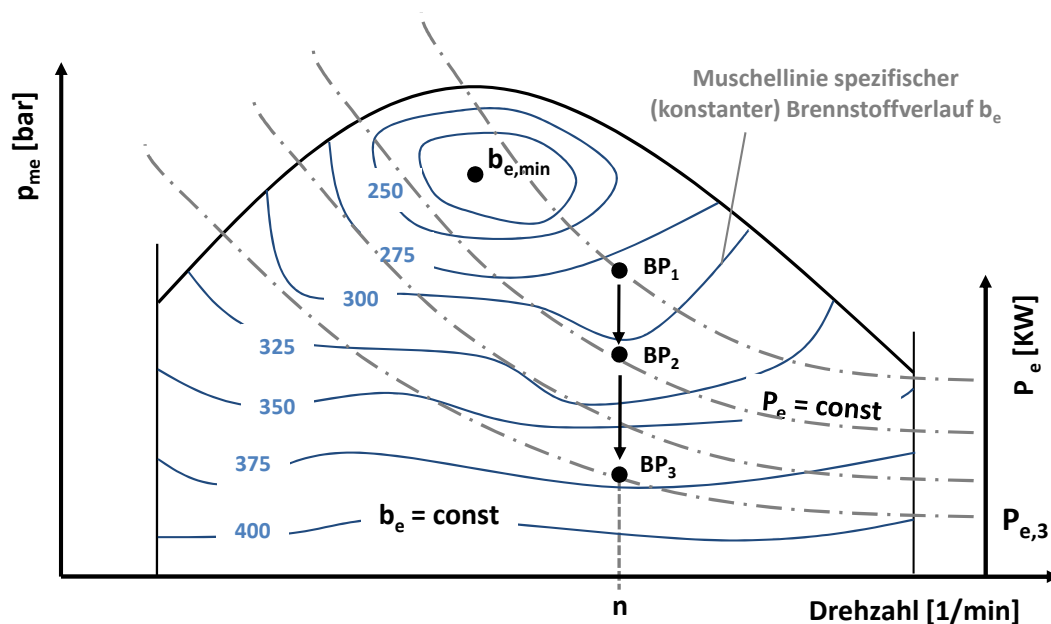


Abbildung 2.14: Motorkennfeld eines Verbrennungsmotors

Der spezifische Brennstoffverbrauch  $b_e$  kann über die effektive Leistung  $P_e$  des Verbrennungsmotors bestimmt werden. Die effektive Leistung  $P_e$  stellt dabei die Leistung dar, die an der Motorkupplung anliegt und effektiv zur Fahrzeugbewegung genutzt werden kann. Sie berechnet sich mit der Motordrehzahl ( $n$ ), der Kolbenanzahl ( $z$ ), dem Kolbenvolumen ( $V$ ), der Ordnungszahl ( $i$ ) und dem effektiven Mitteldruck ( $p_{m,e}$ ) zu [o.V11]:

$$P_e = i \cdot z \cdot n \cdot p_{m,e} \cdot V_h. \quad (2.29)$$

Der effektive Motorwirkungsgrad  $\eta_e$  ergibt sich aus dem Verhältnis von effektiver Leistung  $P_e$  zu zugeführter Leistung in Form des Brennstoffs:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_U}. \quad (2.30)$$

Für den spezifischen Brennstoffverbrauch  $b_e$  ergibt sich folglich:

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_U}. \quad (2.31)$$

Aus dem Motorkennfeld in Abbildung 2.14 kann eine weitere Darstellungsform abgeleitet werden, die sogenannten WILLANS Linien. Dabei wird der Kraftstofffluss  $b$  in l/h über der effektiven Leistung  $P_e$  in kW dargestellt. Die WILLANS Linie zeigt die direkte Korrelation zwischen Energie Input und Output bei einer Drehzahl [KRB10]. Sie findet häufig Verwendung bei der Bestimmung der mechanischen Verluste über den Reibmitteldrucks und der Reibleistung eines Motors [PKS09] [Url95].

Eine WILLANS Linien Darstellung ergibt sich, indem für einen betrachteten Betriebspunkt  $BP_1$  die effektive Leistung  $P_e$  aus dem Motorkennfeld in Abbildung 2.14 entnommen wird. Als zusätzliche Information dient der spezifische Brennstoffverbrauch  $b_e$  aus den Muschellinien im Betriebspunkt  $BP_1$ . Der spezifische Brennstoffverbrauch stellt die Steigung einer Ursprungsgeraden  $g_1$  im WILLANS Linien Diagramm dar. Aus den beiden Informationen (effektive Leistung  $P_e$  und spezifischer Brennstoffverbrauch  $b_e$ ) lässt sich mit  $b = b_e \cdot P_e$  der Betriebspunkt  $BP_1^*$  im WILLANS Diagramm (vgl. Abbildung 2.15) berechnen. Die Verschiebung des Betriebspunktes  $BP_1$  entlang der Linie konstanter Drehzahl  $n$  innerhalb von Abbildung 2.14 führt zu weiteren neuen Betriebspunkten, zum Beispiel  $BP_2$  und  $BP_3$ . Diese Betriebspunkte  $BP_2$  und  $BP_3$  ermöglichen die Bestimmung weiterer Ursprungsgeraden ( $g_2$  und  $g_3$ ) und folglich die Bestimmung weiterer Betriebspunkte ( $BP_2^*$  und  $BP_3^*$ ) im WILLANS Linien Diagramm (vgl. Abbildung 2.15). Die Verbindung der konstruierten Betriebspunkte  $BP^*$  erzeugt die WILLANS Linie, dessen Steigung  $k$  den Mehrverbrauch für einen zusätzlichen Energiebedarf in l/kWh darstellt [KRB10]. Der Schnittpunkt der Geraden mit der Ordinate ergibt den zur Überwindung der Motorverluste benötigten Kraftstofffluss  $b_0$  für die gezeigte Drehzahl.

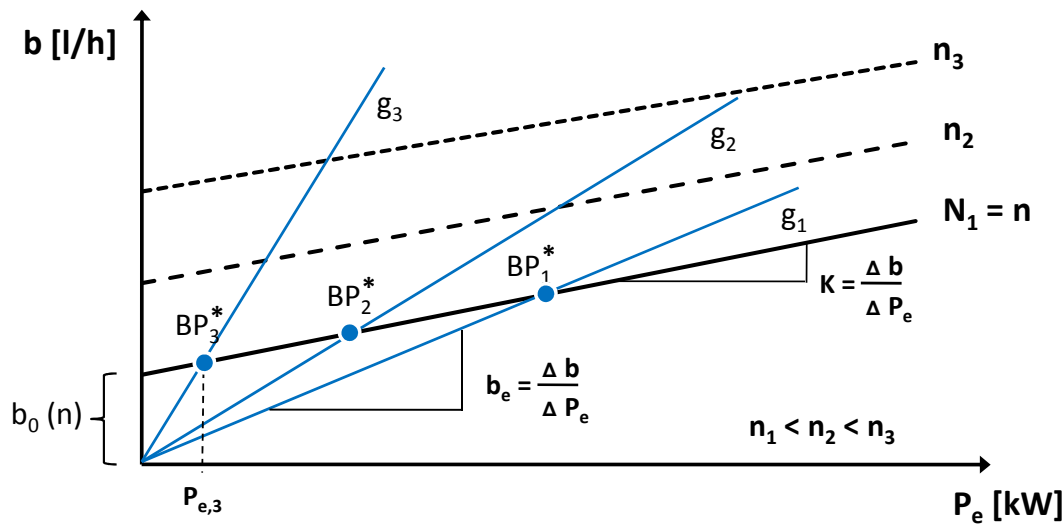


Abbildung 2.15: WILLANS Linien Diagramm

Bei der Betrachtung weiterer Drehzahlen ergeben sich Geraden mit nahezu identischen Steigungen, jedoch abweichenden Verlustanteilen. Es gilt:

$$b(n, P_{mech}) = b_0(n) + k \cdot P_{mech}. \quad (2.32)$$

Der „Mehrverbrauchs faktor“  $k$  ist abhängig vom Motorkonzept (Diesel, Benzin), Größe (Zylinder/Hubraum) des Motors und dem Arbeitspunkt im Motorkennfeld. Bei der Betrachtung eines Benzinmotors kann von einem durchschnittlichen Mehrverbrauchs faktor von  $k \approx 0,26 \text{ l/kWh}$  ausgegangen werden [KRB10]. Abbildung 2.16 zeigt beispielhaft den Mehrverbrauchs faktor für verschiedene Drehzahlen für einen BMW 3 Liter Motor (N52B30O1).

Ausgangspunkt für die im Fahrzeug benötigte elektrische Energie ist der Generator. Der Wirkungsgrad der Energiewandlung (mechanisch in elektrisch) des Generators ist in die energetischen Betrachtung mit  $\eta_{Gen}$  ( $\eta_{Gen} = P_{el}/P_{mech}$ ) zu berücksichtigen.

Für die Berechnung, des in Folge eines elektrischen Verbrauchers auftretenden Mehrverbrauchs  $V_{el}$  in  $l/100km$ , wird zuerst der durchschnittliche elektrische Energieverbrauch  $P_{el}$  in kW benötigt. Für die gängige Angabe des Verbrauchs in  $l/100km$  wird die Fahrzeit  $t$  und die Fahrstrecke  $s$  des betrachteten Zyklus berücksichtigt.

Der Mehrverbrauch für einen elektrischen Verbraucher im Fahrzeug kann wie folgt berechnet werden:

$$V_{el} = \frac{P_{el}}{\eta_{Gen}} \cdot k \cdot \frac{100}{s} \cdot \frac{t}{3600} \quad (2.33)$$



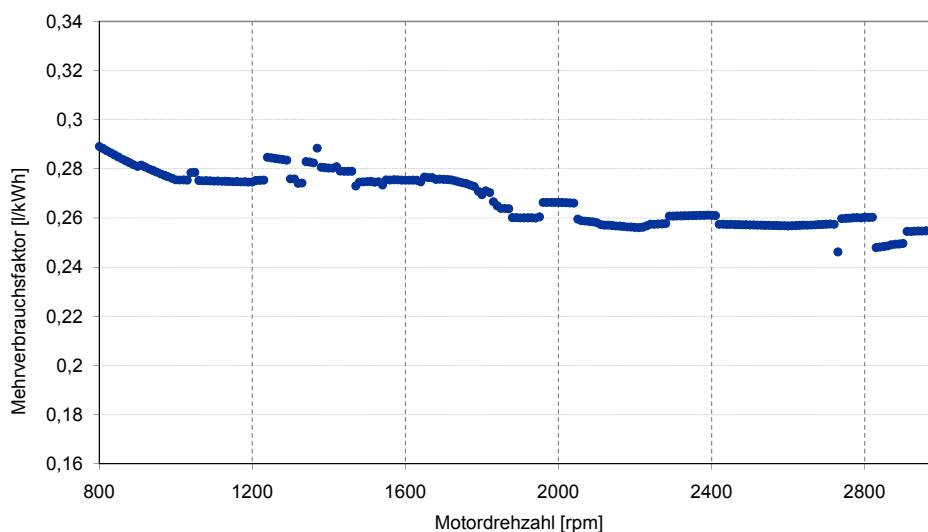


Abbildung 2.16: Darstellung des Mehrverbrauchsfaktor eines BMW 3 Liter Motors

Eine bedarfsgerechte Generatorsteuerung wird dabei nicht berücksichtigt.

Aus Gleichung (2.33) geht hervor, dass der Zusatzverbrauch eines elektrischen Verbrauchers bei Zyklen mit hohen Durchschnittsgeschwindigkeiten geringer ausfällt.

Die beispielhafte Berechnung des Mehrverbrauchs für einen 100 Watt Verbraucher in NEFZ mit 0,13 l/100km korreliert sehr gut mit den von LINDEMANN gezeigten Ergebnissen [LH07]. Bei den von LINDEMANN gezeigten Verbrauchsmessungen liegt der Mehrverbrauch für einen Kaltstart bei 0,137 bzw. 0,126 für einen Warmstart. Die Werte bestätigen das vorhergehende Vorgehen zur Bestimmung des Mehrverbrauchs eines elektrischen Verbrauchers.

## 2.6 Exkurs: Modellierungssprachen in der Softwaretechnik

Die Kombination der zahlreichen Teilsysteme aus unterschiedlichen Fachdisziplinen zu einem mechatronischen Gesamtsystem sowie die anschließende gesamthafte Systemauslegung resultiert in einer komplexen Problemfragestellung, die ein strukturiertes Vorgehen erfordert. Die VDI Richtlinie 2221 [o.V93], sowie die an die VDI Richtlinie 2221 angelehnte Literatur zur Konstruktionslehre [PBFKH07] [Con03], verwenden allgemein gültige Vorgehenspläne, die einen systematischen Lösungsweg bei komplexen Problemfragestellungen zugänglich machen. Die Beschreibung und Darstellung dieser Vorgehenspläne erfolgt über die Verwendung allgemein verständlicher Prinzipdarstellungen. Diese Prinzipdarstellungen lehnen sich dabei an standardisierte Modellierungssprachen zum Beispiel den Programmablaufplan nach DIN 66001[DIN66], an. Als Hilfsmittel zur

übersichtlichen und systematischen Konzeption eines Software Demonstrators, sowie als Basis einer allgemeinen Beschreibung bietet sich folglich für die Beantwortung der vorliegenden Problemfragestellung die Verwendung einer Modellierungssprache an.

Für die Evaluierung und Auslegung mechatronischer Systemelemente in Verbindung mit dem mechatronischen Gesamtsystem ist die Entwicklung eines neuen Software-systems bzw. die Programmierung eines neuen Auslegungswerkzeugs erforderlich. Die Literatur zur Softwaretechnik bzw. zum Softwareengineering empfiehlt die Verwendung standardisierter Methoden zur Festlegung der Anforderungen und Spezifikationen der zu entwickelnden Softwaresysteme [Bal96]. Diese Methoden werden auch als Modellierungssprachen bezeichnet.

Es existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Modellierungssprachen mit einer ebenso großen Zahl an individuellen Spezialisierungen für gesonderte Anwendungsfälle. Modellierungssprachen ermöglichen Softwareentwicklern oder Systemarchitekten, die Anforderungen an ein Softwaresystem sowie dessen Strukturen und inneren Abläufe auf einer abstrakteren Ebene festzulegen. Diese Sprachen versuchen eine Spezifikation durch die Darstellung in Diagrammform möglichst verständlich zu machen. Die Modellierungssprache gibt ein definiertes Begriffssystem vor, um eine Problemdomäne sprachlich erfassen zu können [Fet08].

Über die Anwendung einer Modellierungssprache wird eine standardisierte und allgemein verständliche Basis geschaffen, die die Grundlage zur systematischen Herleitung des neuen Softwaresystems (Software-Demonstrator) bildet. Sie bietet die Möglichkeit, über eine gestaffelte Ausarbeitung einen sukzessiv steigenden Detaillierungsgrad von der groben allgemeinen Anschauung bis zur detaillierten Ausarbeitung aufzuzeigen. Je nach Aufgabenstellung bietet eine der Detaillierungsebenen die Grundlage der Softwareumsetzung.

Aus den zum Softwareengineering, zur Systembeschreibung und -modellierung verfügbaren Modellierungssprachen ist die Auswahl folgender Sprachen für eine Bewertung bezüglich der Verwendung für die vorliegende Forschungsaufgabenstellung näher zu betrachten.

- Entity Relationship Modell (ERM)
- Express G (Step)
- Modellica
- Programmablaufplan (PAP)
- Unified Modeling Language (UML)

Bevor eine Bewertung der Modellierungssprachen erfolgt seien diese zunächst kurz erläutert.

### Entity Relationship Modell:

Das Entity Relationship Model (ERM) wurde in seiner Grundform 1976 von PETER CHEN<sup>23</sup> vorgestellt [Che76]. Es handelt sich um eine grafische Sprache für die semantische Datenmodellierung. Der Einsatzzweck des ERM liegt in der konzeptuellen Darstellung der Datensicht auf einen bestimmten Realitätsausschnitt. („*The entity-relationship model can be used as a basis for a unified view of data*“ [Che76]). Das ERM Modell ist eine grafische Darstellung inklusive der Beschreibung der darin verwendeten Elemente.

### Express G:

Express G ist die grafische Umsetzung der in der ISO 10303-11 [ISO04] standardisierten Sprache Express. Die ISO 10303 ist ein internationaler Standard für den Austausch von Produktdaten über ein neutrales Format bzw. Schnittstelle. Express wurde im Rahmen der STEP<sup>24</sup>-Aktivitäten als universelle Datenbeschreibungssprache entwickelt und findet seine Hauptanwendung daher bei der Darstellung der STEP-Anwendungsprotokolle. Die Anwendung des STEP-Formats ist im Bereich des CAD-Datenaustauschs sehr verbreitet. Mit seinen vielfältigen Möglichkeiten bietet sich der Einsatz dieser Sprache jedoch auch für Datenmodellierungen außerhalb der STEP-Anwendungsprotokolle an [Sch00]. Die grafische Umsetzung in EXPRESS G bietet den Vorteil einer übersichtlicheren Darstellung eines Datenschemas, wobei jedoch aufgrund der nicht vollständigen Abbildung von EXPRESS in EXPRESS G nicht der gesamte Sprachumfang zur Verfügung steht und unter Umständen eine nur eingeschränkte Modellierung erfolgen kann.

### Modellica:

Die Grundlage der Modellierungssprache Modellica wurde 1978 von ELMQVIST [Elm78] gelegt. Ziel war es, eine objektorientierte Modellierungssprache für technische Systeme zu schaffen, die eine standardisierte Verwendung und einen Austausch dynamischer Systemmodelle erlaubt. Ein Modellica-Modell ist hierarchisch aus Objektdiagrammen aufgebaut, wobei auf unterster Ebene ein Modell durch mathematische Gleichungen beschrieben wird [OS04]. Modellica erlaubt die Multidomain-Modellierung (Multiphysics-Modellierung), welches der Beschreibung von fachbereichsübergreifenden Problemen in einem weiten Bereich von Wissensgebieten wie zum Beispiel Mechanik, Elektrotechnik, Thermodynamik, Hydraulik, Pneumatik, Regelungstechnik und Prozesstechnik dient. Die Sprachdefinition und die Modellica-Standardbibliothek sind frei verfügbar und werden von der Modellica Association weiterentwickelt und gefördert. Es

---

<sup>23</sup> Peter Chen, taiwanischer Informatiker, der mit der Erfindung der ERM die Datenmodellierung revolutionierte und den Grundstein zur grafischen Softwareentwicklung legte.

<sup>24</sup> STEP (Standard for the Exchange of Product model data) ist ein in der ISO-Norm 10303 definiertes Format zur Beschreibung von Produktdaten. Aufgrund der Standardisierung ist STEP für den Datenaustausch zwischen verschiedenen Systemen geeignet [ISO04].

existieren verschiedene grafische Entwicklungsumgebungen für die Sprache. Die bekanntesten sind Dymola, SimulationX und MathModelica.

### **Programmablaufplan:**

Ein Programmablaufplan (PAP) ist ein Ablaufdiagramm für ein Computerprogramm, das auch als Flussdiagramm oder Programmstrukturplan bezeichnet wird. Es ist eine graphische Darstellung zur Umsetzung eines Algorithmus in einem Programm und beschreibt die Folge von Operationen zur Lösung einer Aufgabe. Die Symbole für Programmablaufpläne sind in der DIN 66001 genormt [DIN66]. Dort werden auch Symbole für Datenflusspläne definiert. Programmablaufpläne werden oft unabhängig von Computerprogrammen auch zur Darstellung von Prozessen und Tätigkeiten eingesetzt.

### **Unified Modeling Language:**

Die Unified Modeling Language (UML) ist eine objektorientierte und werkzeugu-terstützte Modellierungssprache für die Visualisierung, Beschreibung, Spezifikation und Dokumentation von Systemen [Fet10]. UML ist in der ISO 19501 [ISO05] standardisiert. UML entstand Mitte der 90er Jahre als eine Vielfalt objektorientierter Modellierungssprachen für Verwirrung in der Anwendung sorgten, die mit der UML ein Ende fand [VAC<sup>+</sup>09]. Der erste Grundstein wurde dabei von BOOCH<sup>25</sup>, JACOBSON<sup>26</sup> und RUMBAUGH<sup>27</sup> gelegt. Die aktuelle Variante von UML (UML 2.2) umfasst 14 Diagrammformen, die je nach Fokus in drei Gruppen (Strukturdiagramme, Verhaltensdiagramme, Interaktionsdiagramme) untergliedert werden können. Strukturdiagramme beschreiben statische Aspekte eines Gegenstands. Verhaltensdiagramme beschreiben die Dynamik zwischen Objekten eines Systems. Die Interaktionsdiagramme sind spezielle Verhaltensdiagramme, die für besondere Zwecke der Modellierung eingesetzt werden. Durch die große Anzahl verwendbarer Diagrammformen bietet UML eine breite Basis zur Darstellung unterschiedlichster Systemanforderungen und Systemausprägungen.

Wesentliche Punkte für die Bewertung der Modellierungssprachen sind der Umfang der Sprache und die damit verbundenen Möglichkeiten zur Modellierung. Außerdem wird berücksichtigt, wie intuitiv die Sprache angewendet und umgesetzt werden kann. Weitere Bewertungskriterien sind die Verbreitung der Sprache, also deren Akzeptanz und Verwendung. Zusätzlich sollte die Modellierung von allgemeinen ebenso wie von konkreten Abbildungen möglich sein. Auch die Kompatibilität der Modellierungssprache zu einer abschließenden Softwareumsetzung ist ein wichtiges Kriterium. Abschließend fließen noch die Nähe zur Konstruktionsmethodik (VDI Richtlinie 2221, Systemtechnik) sowie der Umfang und die Qualität der für die jeweilige Sprache verfügbaren Literatur in die Auswahl mit ein.

<sup>25</sup> Grady Booch, US-amerikanischer Informatiker. Pionier auf dem Gebiet des objektorientierten Softwareentwurfs und der Klassenbibliotheken.

<sup>26</sup> Ivar Hjalmar Jacobson, schwedischer Informatiker.

<sup>27</sup> James Rumbaugh, amerikanischer Informatiker.

Tabelle 2.2 zeigt die Bewertung der Modellierungssprachen anhand den für die weitere Verwendung bedeutenden Kriterien.

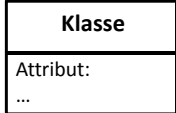
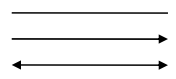

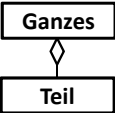
Tabelle 2.2: Vergleich unterschiedlicher Formalsprachen

Sprache	ERM	Express G	Modellica	PAP	UML
Umfang / Möglichkeiten	○	○	+	○	+
Intuitive Anwendbarkeit	○	–	○	+	○
Verbreitung / Verwendung	–	–	○	+	+
Allgemeine & konkrete Formulierungen	+	○	–	–	+
Kompatibilität zur Softwareumsetzung	+	○	+	–	+
Literatur	○	–	○	○	+
Nähe zur Konstruktionsmethodik	+	–	○	–	+

Die Auswahl der Sprache erfolgt auf Basis des in Tabelle 2.2 dargestellten Vergleichs zu Gunsten der Unified Modeling Language, die im weiteren Verlauf für die Herleitung und Umsetzung des Software Demonstrators Verwendung findet.

Für die weitere Verwendung der UML als grafische Modellierungssprache werden die für die Arbeit grundlegendsten grafischen Modellierungsbausteine in Tabelle 2.3 kurz vorgestellt. Eine weiterführende Beschreibung kann der Literatur (z.B. [Bal96] [Bal05] [Win05] [For02]) entnommen werden.

Tabelle 2.3: Auswahl der Modellierungsbausteine der Unified Modeling Language

UML - Baustein	Beschreibung
	<p><b>Klasse:</b> Eine Klasse definiert eine Menge von Objekten, mit gleichen Eigenschaftsausprägungen und vergleichbaren Verhalten.</p> <p><b>Attribut:</b> Attribute beschreiben die Eigenschaften, die die Objekte einer Klasse besitzen. Jedes Objekt einer Klasse besitzt dabei identische Eigenschaften, die jedoch unterschiedlich ausgeprägt sein können.</p>
	<p><b>Assoziation:</b> Eine Assoziation erzeugt Beziehungen zwischen den Objekten einer Klasse. Assoziationen können navigierbar sein. Man unterscheidet bei navigierbaren Assoziationen zwischen unidirektionaler und bidirektionaler Navigierbarkeit</p>
	<p><b>Multiplizität:</b> Die Multiplizität spezifiziert die Aussage der Assoziation. Sie beschreibt, wie viele Objekte einer Klasse mit einem bestimmten Objekt einer anderen Klasse in Beziehung stehen. Dabei kann zwischen einer genauen Anzahl (x) und einer von-bis Beziehung (x..y) unterschieden werden. Eine unbestimmte Menge wird durch * gekennzeichnet.</p>
	<p><b>Aggregation:</b> Eine Aggregation beschreibt eine existierende Rangfolge zwischen den Objekten der existierenden Klassen. Diese Rangordnung wird beschrieben durch einen „ist Teil von“ oder „besteht aus“ Zusammenhang.</p>



## 3 Systemtechnische Analyse: Leichtbau, Mechatronik, Energie

### 3.1 Grundlagen der Systemtechnik

Für die Bearbeitung fachübergreifender Fragestellungen ist die Systemtechnik für Ingenieursaufgaben entwickelt worden [Rop75] und bietet ein Werkzeug zur Erstellung grundlegender methodischer Konzepte [Bru91]. Die Systemtechnik bietet nach PATZAK [Pat82] ein Methodengebäude zur Behandlung von Problemen mit hoher Komplexität und bildet für die vorliegende Problemstellung einen adäquaten Ansatz.

Eine anschauliche Definition der Systemtechnik (System Engineering) gibt HABERFELLNER [Hab73]:

*„Systems Engineering ist eine Methodik, die hilft, den Prozess der Lösung von komplexen Problemen effizienter zu gestalten. Systems Engineering ist dann notwendig, wenn viele Lösungen denkbar sind und es keinen vorgezeichneten Lösungsweg gibt. Die Anwendung von Systems Engineering gibt noch keine Gewähr für optimale Lösungen, schafft aber bessere Voraussetzungen dafür.“*

Für die weiterführende Übertragung der Systemtechnik auf den Leichtbau und die Mechatronik ist eine Definition der relevanten Begrifflichkeiten der Systemtechnik erforderlich. In der Literatur z.B. [Ber68] [Zan71] [JKR67] [Pat82] werden zahlreiche Definitionen für den Begriff System aufgeführt. Für die vorliegende Arbeit ist die von PATZAK [Pat82] gegebene Definition als zutreffendste Variante anzusehen.

*“Ein **System** besteht aus einer Menge von Elementen, welche Eigenschaften besitzen und welche durch Relationen miteinander verknüpft sind“*

$$S = \{E, F, R\} \text{ mit } R \subseteq E \times E \quad (3.1)$$

Gleichung (3.1) zur allgemeinen formalen Systembeschreibung zeigt dabei die Menge der im System enthaltenen Elemente  $E$ , die Menge der Eigenschaften (Funktionen)  $F$  der Systemelemente und die Menge der systembeschreibenden Relationen  $R$ .

Aus der Definition zum System ergeben sich die Begrifflichkeiten Elemente, Eigenschaften und Relationen.

**Elemente:**

Die Elemente eines Systems können ebenfalls als Systeme bzw. als Teilsysteme oder Subsysteme interpretiert werden [Rop75] [Pat82]. Ein System kann folglich, wie in Abbildung 3.1 gezeigt, in eine Anzahl Teilsysteme untergliedert werden. Die Teilsysteme des Systems können theoretisch um beliebige weitere Detaillierungsebenen (Ordnungen/Hierarchien) in weitere Teilsysteme zerlegt werden. Das Ende der Detaillierung ist gekennzeichnet durch das Systemelement, dass der kleinste nicht mehr sinnvoll im Rahmen der Problemstellung weiter zu unterteilende Systembestandteil ist [Pat82]. Die Elemente eines Systems besitzen analog dem System Eigenschaften und Relationen.

Die Ordnungsebene oberhalb des betrachteten Systems wird als Übersystem bezeichnet und stellt die Umwelt des Systems dar. Die Grenze des betrachteten Systems ist somit als Hüllfläche aufzufassen, die sämtliche Beziehungen mit der Systemumwelt schneidet [Pat82]. Als Umwelt wird die Gesamtheit aller Systeme verstanden, die mindestens ein Element enthalten, dessen Output zugleich Input eines Elements des betrachteten Systems  $S$  ist, oder die mindestens ein Element umfassen, dessen Input auch Output eines Elementes von  $S$  ist [Hub73].

**Eigenschaften:**

Die Eigenschaft (Attribut) ist die Beschaffenheit in einer bestimmten Hinsicht einer Sache [Pat82]. Systemeigenschaften sind eine abzählbare, unbekannt mächtige Menge von Größen, die einem System/Element zugeordnet werden und die die Funktion und das Verhalten des Systems/Elementes bestimmen [Pat82].

Eine Klassifizierung der Systemeigenschaften kann erfolgen in Zustandseigenschaften, Verhaltenseigenschaften und Wirkeigenschaften.

Die Beschaffenheit des Systems oder der Komponente zum Zeitpunkt  $t$  haben die **Zustandseigenschaften** als Grundlage. Mit der Frage „*Wie ist das System?*“ - können die originären elementaren Systemeigenschaften erfasst werden (z.B. Masse).

Die aus den Eigenschaften zur Beschaffenheit und zur Funktion resultierenden Eigenschaften beschreiben die **Verhaltenseigenschaften**. Sie sind gekennzeichnet durch die Auseinandersetzung des betrachteten Systems mit seiner Umwelt für den Definitionsbereich im Intervall  $[t_1 : t_n]$  (z.B. Energiebedarf).

Die Funktionen des Systems bezogen auf die Überführung eines Input in einen oder mehrere Outputs werden durch die **Wirkeigenschaften** beschrieben. Die Frage nach der Wirkung des Systems liefert die Eigenschaften zum Übertragungsverhalten, sprich die Übertragungsfunktion (z.B. Reaktionskraft).



### Relationen:

Die Relationen eines Systems sind die Beziehungen und Verknüpfungen zwischen den Elementen (Teilsysteme eines Systems). Eine Relation liegt vor, wenn ein Zusammenhang zwischen einem **Attribut** (Eigenschaft) des einen Teilsystems und einem Attribut eines anderen Teilsystems gegeben ist [Rop75]. Die Gesamtheit der Relationen bildet die **Struktur** des Systems und hat folglich einen wesentlichen Einfluss auf die Input/Output Funktion, sprich das Verhalten des Systems.

Für die Darstellung einer Struktur eines Systems muss zwischen zwei grundlegenden Darstellungsformen unterschieden werden, der Aufbaustruktur und der Ablaufstruktur. Bei der Aufbaustruktur erfolgt die Darstellung des Systeminhalts gegliedert nach sachlichen Zusammenhängen der in einem System enthaltenen Elemente [Pat82]. Dabei steht die Abbildung der Systemstruktur, d.h. die Verknüpfung der in einem System enthaltenen Komponenten im Vordergrund [Bru91]. Die Darstellung der enthaltenen Systemelemente erfolgt wahllos oder in einer hierarchischen Form über Hierarchieebenen (siehe Abbildung 3.1).

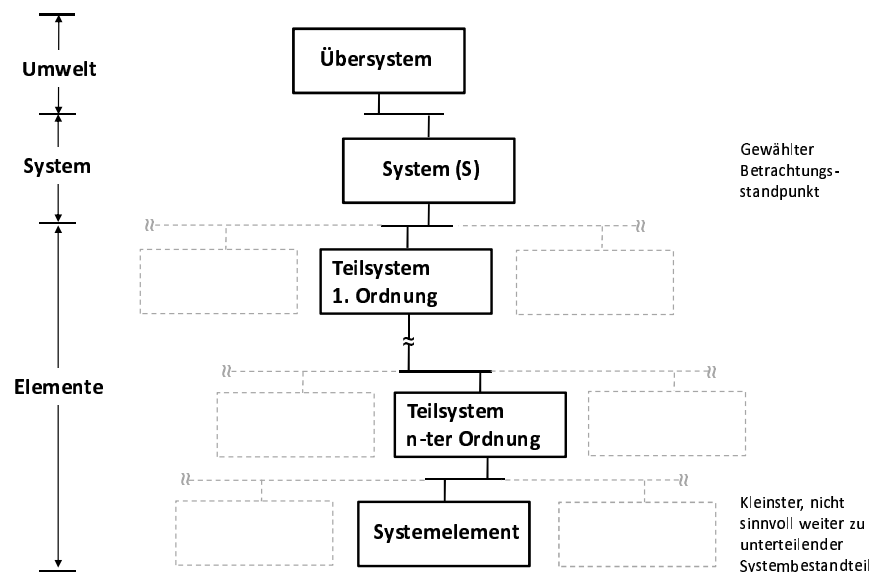


Abbildung 3.1: Hierarchische Aufbaustruktur eines Systems nach [Pat82]

Die Ablaufstruktur ist definiert als die Darstellung der Systemfunktion als zeitlich logische Anordnung der in einem System enthaltenen Elemente zum Zwecke einer Aufgabenerfüllung [Pat82]. Betrachtungsobjekte sind im Rahmen der Arbeit ausschließlich Systeme mit dynamischen Verhalten, d.h. dass im System Abläufe als zeitlich veränderliche Überführung von Inputgrößen in Outputgrößen bestehen bzw. möglich sind [Pat82]. Die Ablaufstruktur zeigt die direkten Zusammenhänge der einzelnen Komponenten und gibt eine übersichtliche Darstellung der Gesamtfunktion des Systems. Die Darstellung der Ablaufstruktur lässt sich mit der hierarchischen Strukturdarstellung

kombinieren. Abbildung 3.2 zeigt exemplarisch eine hierarchische Ablaufstruktur.

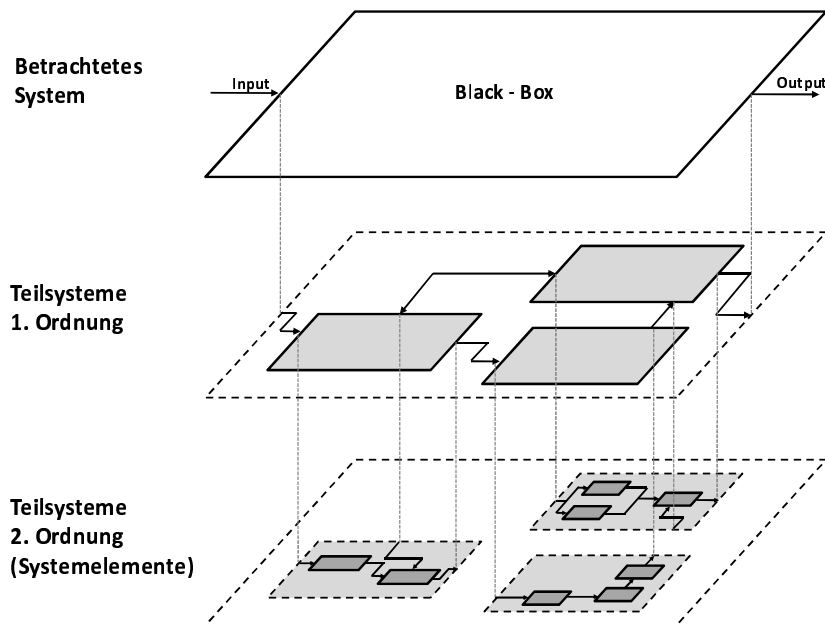


Abbildung 3.2: Hierarchisierte Ablaufstruktur eines Systems nach [DH84] [Pat82]

Die hierarchische Ablaufstruktur bietet, in Bezug auf ihren je nach Betrachtungsstandpunkt variablen Detaillierungsgrad und Informationsgehalt, eine gute Ausgangsbasis zur Übertragung der systemtechnischen Überlegungen innerhalb der in der Modellierungssprache UML standardisierten Darstellungsformen.

## 3.2 Unified Modeling Language im Kontext Systemtechnik

Die Unified Modeling Language zielt darauf ab, eine Vielzahl an denkbaren Realweltsituationen und Softwaresystemen mit dedizierten Konstrukten modellieren zu können [Win05]. Die Anwendung der UML auf die Systemtechnik kann durch die Gegenüberstellung der relevanten Begrifflichkeiten aus der Systemtechnik und der UML gezeigt werden. Die wesentlichen Begrifflichkeiten zur Beschreibung von Systemen in der UML sind Klassen, Objekte, Attribute und Assoziationen.

### UML-Klasse:

„Eine UML-Klasse spezifiziert die Gemeinsamkeit einer Menge von Objekten mit denselben Eigenschaften (Attributen), demselben Verhalten (Operationen) und denselben Beziehungen (Assoziationen) [Bal96]. Klassen bilden eine Schablone für die Erzeugung von Objekten [Bal05]. Jedes erzeugte Objekt gehört genau zu einer Klasse.“

- ⇒ **Eine UML-Klasse entspricht einer Menge von Systemelementen mit gleichen Attributen und Relationen**

#### **UML-Objekt:**

„Ein UML-Objekt ist allgemein ein Gegenstand des Interesses einer Beobachtung, Untersuchung oder Messung. Objekte können Dinge und Begriffe sein. In der objektorientierten Softwareentwicklung besitzt ein Objekt bestimmte Eigenschaften und reagiert mit einem definierten Verhalten auf seine Umgebung. Außerdem besitzt jedes Objekt eine Identität, die es von allen anderen Objekten unterscheidet [Bal96].“

- ⇒ **Ein UML-Objekt entspricht somit einem System oder Subsystem in der Systemtechnik**

#### **UML-Attribut:**

„Ein UML-Attribut ist eine Eigenschaft einer Klasse und definiert damit einen Bereich von Werten, die ein Objekt annehmen kann [BD10]. Die Objekte einer Klasse besitzen identische Attribute, die in der Regel unterschiedliche Attributwerte annehmen [Bal05]. Attribute werden durch ihren Namen und ihren Typ beschrieben [Bal96].“

- ⇒ **Ein UML-Attribut entspricht somit der Eigenschaft eines Elements oder Systems in der Systemtechnik**

#### **UML-Assoziation:**

„Beziehungen zwischen Objekten gleichrangiger Klassen werden in der UML als Assoziationen bezeichnet. Eine Assoziation kann bidirektional oder unidirektional sein [Bal05] und beschreibt stets Beziehungen zwischen Objekten, nicht zwischen Klassen.“

- ⇒ **Eine UML-Assoziation entspricht somit einer Relation in der Systemtechnik**

Die Übertragung der Systemdefinition aus Kapitel 3.1 auf die in der UML angewandten Begrifflichkeiten veranschaulicht die Möglichkeit zur Verknüpfung der UML und der Systemtechnik. Die Systemdefinition unter Integration der UML Begrifflichkeiten ergibt:

*“Ein System besteht aus einer Menge von Objekten, welche Attribute besitzen und welche durch Assoziationen miteinander verknüpft sind.“*

Die Äquivalenz der Begrifflichkeiten aus der Systemtechnik und der UML legen die grafische Umsetzung einer systemtechnischen Betrachtungen über die in der UML definierten Diagrammformen, besonders im Hinblick auf die softwaretechnische Umsetzung, nahe. Die Anwendung der UML auf die Systemtechnik verdeutlicht gleichzeitig, dass die UML die Beschreibung und Darstellung von Systemen und deren Zusammensetzung bzw. deren Aufbau erlaubt. Über die Anwendung und Integration der UML als Baustein in die Vorgehensweise zur Untersuchung mechatronischer Schwingungstilgersysteme wird die Kette von der systemtechnischen Analyse über die Beschreibung in der UML und die dadurch ermöglichte softwaretechnische Umsetzung in einen Demonstrator bis hin zum Anwendungsbeispiel zur Beantwortung der zentralen Fragestellung geschlossen.

Abbildung 3.3 stellt die Darstellung einer Ablaufstruktur mit der eines Klassendiagramms aus der UML gegenüber. Die Abbildung zeigt dabei ein mechatronisches System in Anlehnung an die VDI Richtlinie 2206 [o.V04]. Die Darstellung der Attribute in den Klassen ist eine Auswahl möglicher Attribute und hat keinen Anspruch auf die Vollständigkeit aller denkbaren Attribute der Klasse.

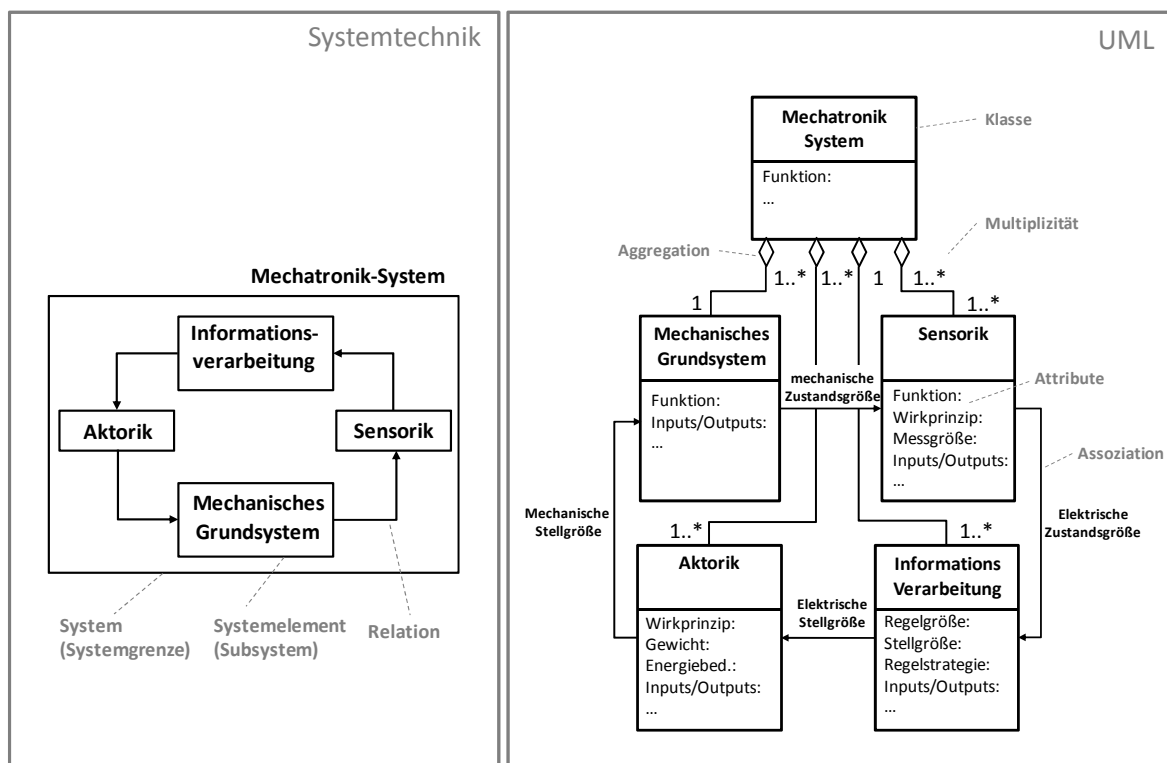


Abbildung 3.3: Vergleich der Darstellungsformen Ablaufstruktur (Systemtechnik) und UML-Klassendiagramm am Beispiel mechatronisches System nach VDI Richtlinie 2206 [o.V04]

Die Umsetzung der in der Systemtechnik verwendeten Darstellungen (Aufbaustruktur, Ablaufstruktur) in der UML erfolgt über die Darstellung von Klassendiagrammen (siehe Abbildung 3.3 rechts), welche in der UML der Gruppe der Strukturdiagramme angehören. Das Klassendiagramm erlaubt die strukturierte grafische Umsetzung des Aufbaus über die Verwendung von Kompositionen, die eine „besteht aus“ Beziehung wiedergeben. Über die Assoziationen erfolgt die funktionsbezogene Verbindung der Teilsysteme, die eine Verbindung nach der in der Systemtechnik über die Ablaufstruktur definierten Darstellungsform erlaubt. Die in der Darstellungsform des Klassendiagramms zusätzlich gegebenen Möglichkeiten zur detaillierten Beschreibung ermöglichen die übersichtliche Archivierung aller erforderlichen Funktionen, Schnittstellen, Randbedingungen und Anforderungen aller zu berücksichtigenden Systemelemente. Die Umsetzung der in der Klasse definierten Anforderungen in einen Programmcode wird somit erleichtert und zusätzlich ein strukturiertes Zusammenspiel der Klassen zum ganzheitlichen Softwaresystem übersichtlicher gestaltet.

Für weiterführende Informationen zur UML wird an dieser Stelle auf die Literatur verwiesen [Bal96] [Bal05] [Win05] [For02].

### 3.3 Systemtechnische Betrachtung der Mechatronik

In Anlehnung an die VDI Richtlinie 2206 [o.V04] zeigt Abbildung 3.3 die systemtechnische Darstellung eines mechatronischen Systems. Das mechatronische System besteht nach VDI Richtlinie 2206 aus den Elementen **Aktorik**, **Informationsverarbeitung**, **Sensorik** und **mechanisches Grundsystem**. Aufbauend auf Gleichung (3.1) der allgemeinen formalen Systembeschreibung gilt für die formale, systemtechnische Definition eines Mechatroniksystems die folgende Formulierung:

$$\text{Mechatroniksystem } S_M = \{E, F, R\} \quad (3.2)$$

Gleichung 3.3 zeigt dabei den Aufbau des Mechatroniksystems über seine Elemente  $E_i$  aus der VDI Richtlinie 2206 [o.V04].

$$E = \{E_1, E_2, E_3, E_4, \dots\} = \{ \text{Mechanisches Grundsystem,} \quad (3.3) \\ \text{Sensorik,} \\ \text{Informationsverarbeitung,} \\ \text{Aktorik, ...} \}$$

Die Elemente des Systems besitzen Eigenschaften, die durch ihre Funktion  $F_i$  des jeweiligen Elementes in Gleichung 3.4 beschrieben werden.

$$F = \{F_1(E_1), F_2(E_2), F_3(E_3), F_4(E_4), \dots\} = \{\text{Mechanische Funktion,} \quad (3.4)$$

$$\text{Zustandserfassung,}$$

$$\text{Bestimmung Stellgrösse,}$$

$$\text{aktorische Funktion, \dots\}$$

Die Verknüpfung durch die Relationen  $R_{i,j}$  zwischen zwei Elementen beschreibt, welche Größen zwischen diesen übergeben werden.

$$R = \{R_{1,2}, R_{2,3}, R_{3,4}, R_{4,1}, \dots\} = \{\text{mechanische Zustandsgrössen,} \quad (3.5)$$

$$\text{elektrische Zustandsgrösse,}$$

$$\text{elektrische Stellgrösse,}$$

$$\text{mechanische Stellgrösse, \dots\}$$

In der Literatur (z.B. [MK96] [GHO<sup>+</sup>09] [May03]) existieren zwei wesentliche Repräsentationsformen des mechanischen Grundsystems innerhalb der Mechatronik-Auslegung. Diese Repräsentationsformen sind die Starrkörpermechanik und die Elastomechanik.

Die erste Darstellungsform zeigt den Anwendungsfall, bei dem die Abbildung der mechanischen Eigenschaften des Grundsystems mit einer Starrkörperbeschreibung<sup>1</sup> hinreichend genau ist. Eine Anwendung der Starrkörperformulierung zur Beschreibung des mechanischen Grundsystems erfolgt häufig durch die Anwendung eines geregelten Mehrkörpersystems, das sich als geeignetes Modell zur Beschreibung mechatronischer Systeme erwiesen hat [Ul04]. Beispiele dafür zeigen zum Beispiel MORYS [MK96] und GERLACH [GHO<sup>+</sup>09] in ihren Ausarbeitungen.

Im zweiten Fall ist eine reine Abbildung als Starrkörper nicht mehr ausreichend. Es gilt die flexiblen/elastischen<sup>2</sup> Verformungen des mechanischen Grundsystems („Elastomechanik“) innerhalb der Mechatronikauslegung mit abzubilden. Anwendungen der elastischen Systembeschreibung zeigt MAYER [May03].

Der Begriff der Elastomechanik wird analog zur bekannten Begrifflichkeit der Starrkörpermechanik eingeführt und beschreibt die dynamischen rein elastischen Verformungen eines elastischen Körpers unter externer Krafteinwirkung.

<sup>1</sup>Ein Starrkörper ist die physikalische Abbildung eines nicht deformierbaren Körpers. Die Dynamik starrer Körper unter Krafteinwirkung wird mit der Starrkörpermechanik beschrieben.

<sup>2</sup>Eigenschaft eines Körpers oder Werkstoffes, nach einer Verformung durch eine auf ihn einwirkende Kraft, in unbelastetem Zustand wieder seine Ursprungsform anzunehmen.

Die Auswahl der zu wählenden Beschreibungsform des mechanischen Grundsystems muss in Abhängigkeit der Problemfragestellung und des charakteristischen dynamischen Verhalten des Systems erfolgen. Die zu realisierende Darstellungsform zur Beschreibung des mechanischen Grundsystems hat einen wesentlichen Einfluss auf die Modellierung und spätere Umsetzung des Mechatroniksystems in der Systemauslegung und Analyse.

Das mechanische Grundsystem setzt sich wie in Abbildung 3.4 dargestellt anteilig aus den Teilsystemen der Starrkörpermechanik und der Elastomechanik zusammen.

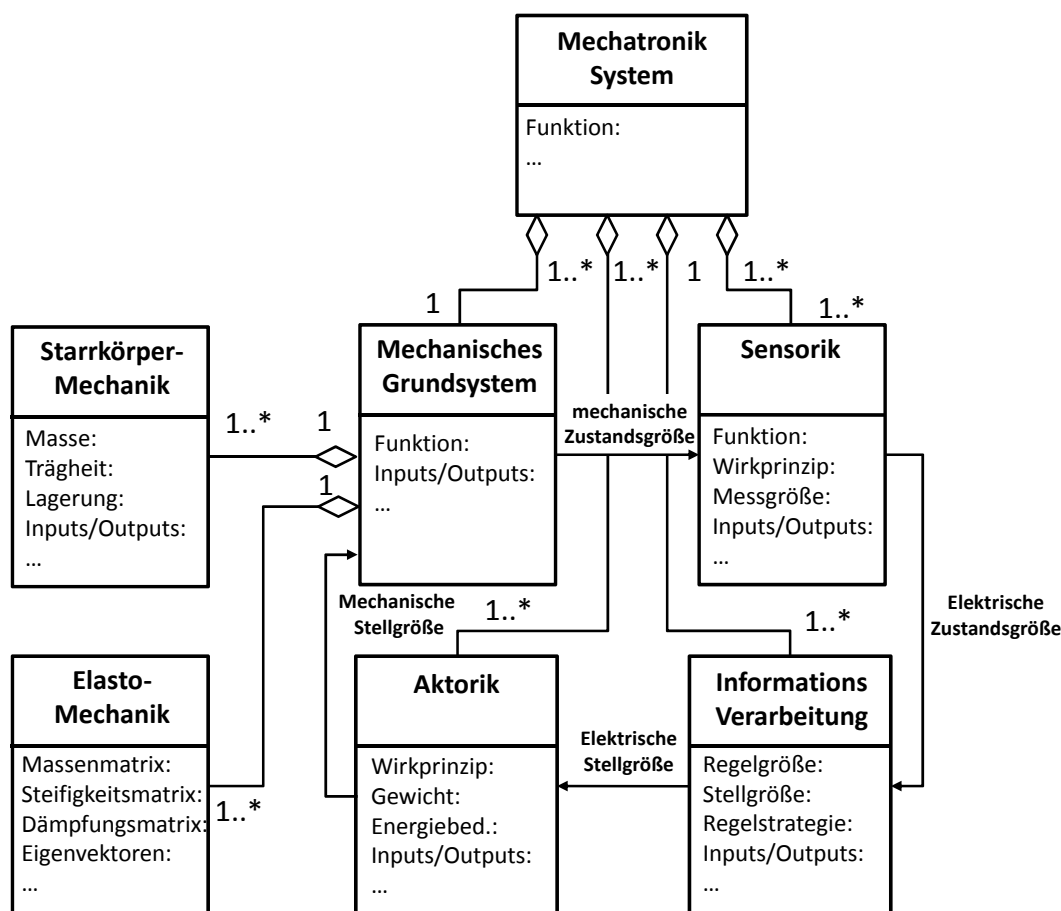


Abbildung 3.4: Aufteilung mechanisches Grundsystem im Kontext Mechatroniksystem

Die Teilsysteme Sensorik, Informationsverarbeitung und Aktorik des Mechatroniksystems werden für die folgenden Betrachtungen zu einem Teilsystem zusammengefasst. Dieses neue Teilsystem wird übergreifend als Aktorik\* bezeichnet.

Eine derartige Abstraktion der Teilsysteme des Mechatroniksystems wird durchgeführt, da im Rahmen der theoretischen Systemanalyse zur mechatronischen Schwingungsreduktion die Funktionen zur Sensorik und Informationsverarbeitung nicht im Betrachtungsfokus liegen. Die Zusammenlegung schafft eine Reduktion der Anzahl darzustel-

lender Systemelemente und reduziert folglich die Komplexität in der Analyse und Darstellung des Mechatroniksystems. Die neu geordnete aktorische Funktion (Aktorik\*) wird somit als Aktorreaktion (Output) auf Systemzustände (Input) verstanden.

Abbildung 3.5 zeigt, dass das Mechatroniksystem, resultierend aus der Funktionszusammenlegung, im Wesentlichen aus den jeweiligen Repräsentationsformen der Teilsysteme des mechanischen Grundsystems und dem Teilsystem der Aktorik\* besteht.

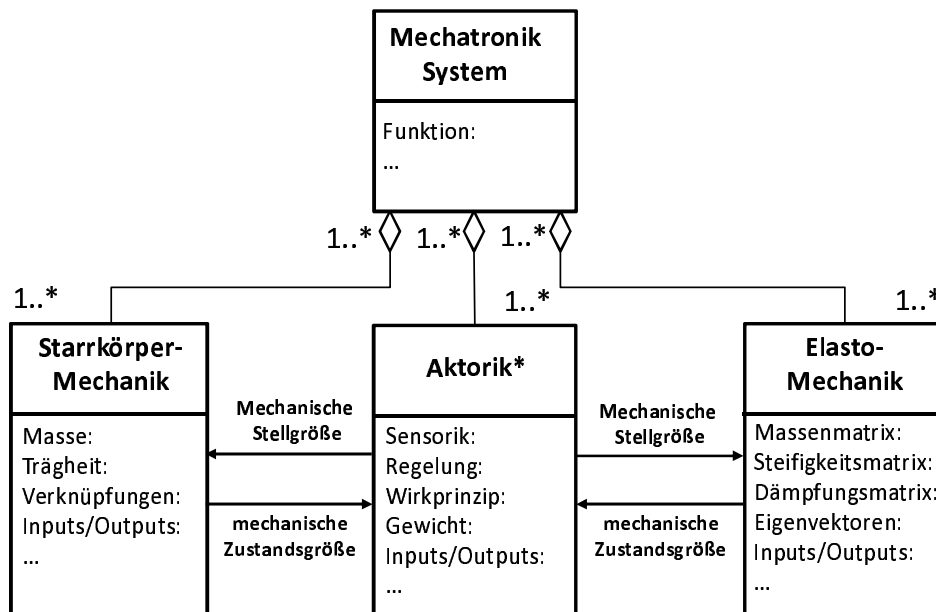


Abbildung 3.5: Darstellung der Zusammenfassung der Aktorik als UML-Aufbaustruktur

Es gilt für die Beschreibung des Mechatroniksystems:

$$\begin{aligned}
 \text{Mechatroniksystem } S_M = & \\
 & \{ \{ \{ R_{1,x} \}, \{ F_1 \}, \{ \text{Element mechanisches Grundsystem} \} \}, \\
 & \{ \{ R_{2,x} \}, \{ F_2 \}, \{ \text{Element Aktorik}^* - \text{System} \} \} \}
 \end{aligned} \quad (3.6)$$

Mit der Zusammenfassung von Sensorik, Informationsverarbeitung und Aktorik, sowie der Aufspaltung der Mechanik in Starrkörper- und Elastomechanik, folgt für die kondensierte formale systemtechnische Definition eines mechatronischen Systems:

$$\begin{aligned}
 \text{Mechatroniksystem } S_M = & \\
 & \{ \{ \{ R_{1,x} \}, \{ F_1 \}, \{ \text{Element Starrkörper} - \text{Mechanik} \} \}, \\
 & \{ \{ R_{2,x} \}, \{ F_2 \}, \{ \text{Element Elasto} - \text{Mechanik} \} \}, \\
 & \{ \{ R_{3,x} \}, \{ F_3 \}, \{ \text{Element Aktorik}^* - \text{System} \} \} \}
 \end{aligned} \quad (3.7)$$



## 3.4 Systemtechnische Betrachtung des Leichtbaus

Der Einsatz der Mechatronik soll in der vorliegenden Arbeit der Reduktion der Systemmasse dienen, weshalb im Folgenden der Leichtbau mit dem Fokus der Systemtechnik analysiert wird.

In der Literatur (z.B. [Kna88] [Hal97] [Kle00] [Sob07]) existieren verschiedene Vorschläge zur Klassifizierung des Leichtbaus. Die in der Literatur dargestellten Kategorien sind dabei häufig ähnlich und besitzen zwischen den einzelnen Autoren ausgeprägte Schnittmengen. So nennen zum Beispiel HALDENWANGER [Hal97] und KLEIN [Kle00] den Formleichtbau als einen Bereich ihrer Kategorisierung des Leichtbaus, wobei SOBEK [Sob07] hier von Strukturleichtbau und KNAUER [Kna88] von Gestaltleichtbau spricht. FISCHER [Fis11] nimmt in seiner Arbeit die Kategorisierung des Leichtbaus aus der Literatur auf und leitet diese unter Anwendung einer systemtechnischen Betrachtungsweise neu ab. Nach FISCHER und FORSEN [FF08] werden die folgenden drei Kategorien zur Einteilung des Leichtbaus vorgeschlagen:

### **Werkstoffleichtbau:**

Werkstoffleichtbau ist die Modifikation der stofflich-energetischen und damit verbundenen mechanischen Zustandseigenschaften eines Systems. Dies geschieht ohne signifikante Modifikation weiterer Zustands-, Wirk- und Verhaltenseigenschaften des betrachteten Systems.

### **Strukturleichtbau:**

Strukturleichtbau ist die Modifikation der organisatorischen (strukturellen) Zustandseigenschaften eines Systems. Dies geschieht unter Einbeziehung der unmittelbar damit verknüpften stofflich-energetischen, mechanischen, kinematischen und geometrischen Zustandseigenschaften des Systems. Die Wirkeigenschaften des Systems werden dabei nicht signifikant verändert.

### **Systemleichtbau:**

Systemleichtbau ist die Modifikation der Wirkeigenschaften eines Systems. Dies geschieht unter Einbeziehung der unmittelbar damit verknüpften stofflich-energetischen, mechanischen, kinematischen, geometrischen sowie organisatorischen Zustandseigenschaften des betrachteten Systems.

Die aus der Systemtechnik bekannte Mengenbetrachtung kann auf die Elemente der systemtechnischen Leichtbaubetrachtung übertragen werden. So ist der Werkstoffleichtbau als Teilmenge des Strukturleichtbaus, und dieser wiederum als Teilmenge des Systemleichtbaus zu sehen. Abbildung 3.6 zeigt die vorgestellten Leichtbaukategorien in einem Euler-Diagramm<sup>3</sup>.

---

<sup>3</sup>Diagramm zur grafischen Darstellung der Mengenlehre

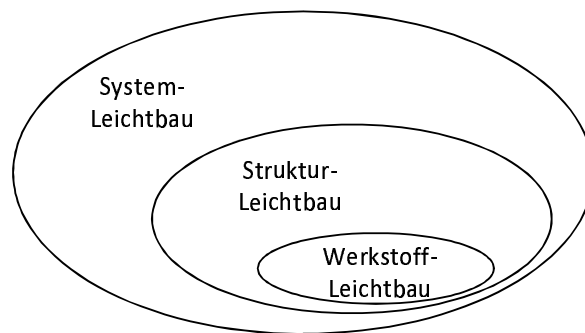


Abbildung 3.6: Hierarchische Darstellung der Leichtbaukategorien in einem Mengendiagramm nach [Fis11]

Eine weiterführende Analyse des Leichtbaus erfolgt auf Basis einer funktionsorientierten Anschauung eines Systems.

Jedes System besitzt eine charakteristische Anzahl an Eigenschaften, die das System beschreiben. Die Funktion eines Systems wird dabei über seine Wirkeigenschaften beschrieben. Die an das System gestellten Anforderungen bezüglich seiner Funktion, muss dieses auch als optimierte Leichtbaukonstruktion sicherstellen.

Nach HANSEN [Han74] kann die Gesamtfunktion eines Systems durch das Zusammenwirken von mehreren Teilfunktionen beschrieben werden. Die Teilfunktionen der einzelnen Elemente  $E$  (Teilsysteme) sind dabei über ihre Relationen  $R$  miteinander verknüpft. Die Relationen können unterschiedlich ausgeprägt sein und zum Beispiel auch durch Faktoren  $w_i$  gewichtet werden [FGB10a]. Mit der Einführung von Wichtungsfaktoren für die einzelnen Relationen ist es theoretisch möglich, die anteiligen Beiträge der Teilsysteme zur Gesamtfunktion  $F_{Ges}$  des Systems zu beschreiben.

$$F_{Ges} = \{\{w_1, F_1\}, \{w_2, F_2\}, \dots, \{w_N, F_N\}\} \quad (3.8)$$

Neben den Wirkeigenschaften (Funktion) existieren zahlreiche weitere Eigenschaften, die das System beschreiben. Diese Eigenschaften können zum Beispiel das Material, die Farbe, eine Teilenummer, die Fertigungsart oder die Masse sein. Im vorliegenden Fall ist, bedingt durch die systemtechnische Betrachtung des Leichtbaus, die Masse von besonderem Interesse.

Jedes Teilsystem besitzt eine Masse  $M$  und leistet einen Beitrag zu mindestens einer der Funktionen im System. Über die Summe der Massen der Teilsysteme, die einen Beitrag zu einer ausgewählten Systemfunktionalität leisten, kann die Masse beschrieben werden, die für die Gewährleistung dieser Systemfunktionalität im System vorhanden ist. Diese Masse soll als Funktionsmasse  $M_{Fkt}$  definiert werden.

Es gilt zu beachten, dass Teile der Funktionsmasse auch zur Gewährleistung weiterer Funktionen dienen können (Funktionsintegration<sup>4</sup>). So leistet zum Beispiel ein Motorträger im Fahrzeug einen Beitrag zu einer Vielzahl von Funktionen wie beispielsweise Crash, Motoraufnahme, Schwingungsdynamik etc. Seine Systemmasse wird folglich in mehr als einer Funktionsmasse berücksichtigt, da durch die Funktionsintegration eine parallele Beanspruchung der Systemmasse durch mehrere Funktionen erfolgt. Eine anteilige Aufspaltung der Systemmasse auf die einzelnen Funktionen des Systems (z.B.  $x\%$  Systemmasse Motorträger  $\hat{=}$  Crashanforderung) ist bei komplexen Systemen nur theoretisch zugänglich.

Die parallele Verwendung der Systemmasse und die nicht mögliche direkte Zuordnung zu Funktionen führt dazu, dass die Summe aller Funktionsmassen zur Gewährleistung der Menge aller Funktionen größer ist als die Systemmasse des betrachteten Systems. Aus der Betrachtung von Systemmasse und Funktionsmasse muss für das Ziel des in der vorliegenden Arbeit zur Anwendung kommenden Systemleichtbaus folgendes festgehalten werden:

Ziel ist die Verringerung der Funktionsmasse des zu betrachtenden Systems bei konstanter Systemfunktionalität.

Eine Verringerung der Funktionsmasse eines Systems bei konstanter Systemfunktionalität ist durch eine „Funktionsverlagerung“ über die Wichtungsfaktoren  $w_i$  in Gleichung (3.7) von Teilsystemen mit hoher Masse auf Teilsysteme kleinerer Masse realisierbar. Die Funktionsverlagerung über die Wichtungsfaktoren wird nachfolgend als „Verlagerung“ bezeichnet.

Abbildung 3.7 zeigt als Prinzipdarstellung die Verlagerung der Wichtungsfaktoren von  $w_1$  auf  $w_2$ . Dabei erfolgt die Verlagerung vom Teilsystem großer Masse  $E_1$  auf das Teilsystem kleinerer Masse  $E_2$ . Dieses führt bei einer Anpassung der Teilsysteme  $E_i$  auf ihre neue beizutragenden Funktionsanteile auf eine verringerte Funktionsmasse des Systems 2  $M_{Fkt}(Sys_2)$  gegenüber dem System 1  $M_{Fkt}(Sys_1)$  bei gleichbleibender Gesamtsystemfunktionalität  $F_{Ges}$ .

Eine Verlagerung der Wichtungsfaktoren kann zum Beispiel durch eine verbesserte (optimierte) Konstruktion im Rahmen der Entwicklung ermöglicht werden. Dabei gibt es drei mögliche Ansatzpunkte:

1. Verschiebung zwischen vorhandenen Funktionsanteilen (vgl. Abbildung 3.7)
2. Hinzufügen neuer Funktionsanteile in das Gesamtsystem
3. Zusammenfügen von Elementen oder Funktionen (Funktionsintegration)

In Folge der Verlagerung müssen die Teilsysteme mit reduzierten Wichtungsfaktoren ( $w_{i,neu} < w_{i,alt}$ ) eine verringerte Funktion zur Gesamtfunktion beitragen, was eine Anpassung (Verringerung) der Teilsystemmasse ermöglicht.

<sup>4</sup>Integration möglichst vieler Funktionen in möglichst wenige Bauteile (Teilsysteme)

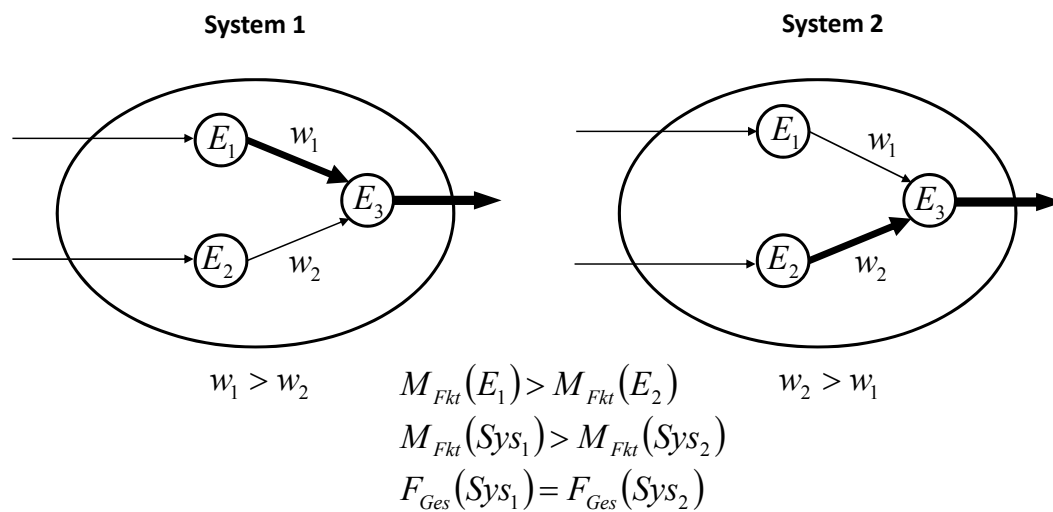


Abbildung 3.7: Prinzipdarstellung zur Verlagerung der Wichtungsfaktoren

**Anschauungsbeispiel:**

Die Anwendung der Leichtbaubeschreibung soll anhand eines Anschauungsbeispiels an dem aus der Mechanik bekannten einseitig fest gelagerten Biegebalken, wie in Abbildung 3.8 zu sehen, erläutert werden.

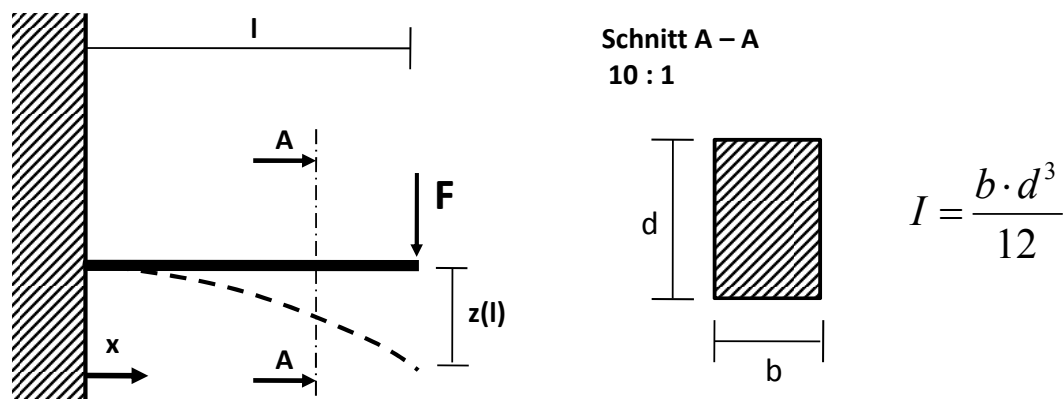


Abbildung 3.8: Einseitig eingespannter Biegebalken als Anschauungsbeispiel

Eine Möglichkeit der Funktionsbetrachtung in diesem Beispiel kann auf Basis der Steifigkeit<sup>5</sup> gegen Biegung erfolgen. Für die maximale Durchbiegung  $z(x)$  in Abhängigkeit des Abstandes  $x$  zur Lagerung in Folge einer Kraft  $F$  gilt die folgende analytische

<sup>5</sup>Die Steifigkeit beschreibt den Widerstand eines Körpers gegen Verformung durch eine Kraft oder ein Moment. Steifigkeiten bestehen immer aus einem Werkstoff und einem Geometrieterm.

Lösung auf Basis der Theorie zur Balkenbiegung [SGH89]:

$$z(x) = \frac{F l^2}{6 I \cdot E} \left( -\frac{x^3}{l^3} + 3\frac{x^2}{l^2} \right) \quad (3.9a)$$

mit

$$I = \frac{b d^3}{12} \quad (3.9b)$$

Gleichung (3.9a) lässt sich so umformen, dass eine verkürzte Schreibweise (3.10a) ermöglicht wird. Dies zeigt, dass die Durchbiegung des Balkens direkt abhängig ist von der anliegenden Kraft  $F$ , einem geometrieabhängigen Faktor  $G$ , einer Werkstoffgröße (E-Modul) und einem dimensionslosen Sensorfaktor  $S(x)$ , der die Position  $x$  in Abhängigkeit der Balkenlänge der betrachteten Durchbiegung  $z$  am Biegebalken beschreibt. Es folgt:

$$z(x) = \frac{F S(x)}{G E} \quad (3.10a)$$

mit

$$S(x) = \left( -\frac{x^3}{l^3} + 3\frac{x^2}{l^2} \right) \quad \text{sowie} \quad G = \frac{6 \cdot I}{l^3} \quad (3.10b)$$

Die maximale Durchbiegung des Balkens ergibt sich am Sensorpunkt  $S$  für  $x = l$ . Dabei wird mit Gleichung (3.10a) der Sensorfaktor  $S(x = l) = 2$ .

Aus dem E-Modul, dem geometrieabhängigen Faktor und der Sensorposition kann aus Gleichung (3.10a) die Steifigkeit des Balkens gegen Biegung  $K_B$  berechnet werden.

$$K_B(x) = \frac{E G}{S(x)} \quad (3.11)$$

Für die maximale Durchbiegung des Balken an der Stelle  $x = l$  ergibt sich für die Steifigkeit:

$$K_B(l) = \frac{3 E I}{l^3} \quad (3.12)$$

Im Rahmen einer angenommenen konstruktiven Optimierung des Balkens zur Erhöhung der Biegesteifigkeit kann zum Beispiel, wie in Abbildung 3.9 dargestellt, ein Zugstab als ideal steifer Stab (kleine Masse gegenüber Balken) in der Mitte des Balkens  $x = l/2$  angebracht werden. Durch das Anbringen des Zugstabes erfolgt eine Vergrößerung der Biegesteifigkeit des Balkens durch die Veränderung des geometrieabhängigen Faktors in Gleichung (3.10a).

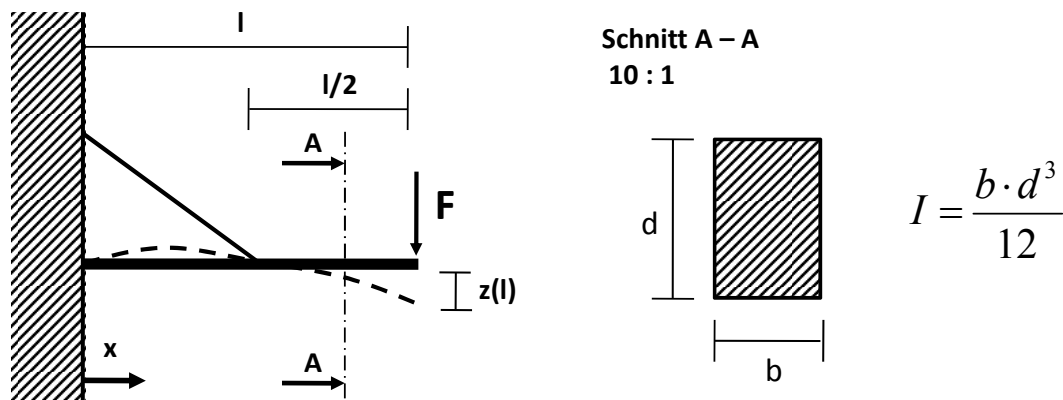


Abbildung 3.9: Konstruktive Erweiterung des Biegebalkens durch einen Zugstab

Wird an dem gestützten Balken erneut die Steifigkeit an der Stelle  $x = l$  ausgewertet, so ergibt sich in diesem Fall für die Gesamtsteifigkeit resultierend aus den Systemen Biegebalken und Zugstab die folgende Lösung:

$$K_{Ges}(x = l) = \frac{96 E I}{7l^3} \quad (3.13)$$

Über die Definition der Biegesteifigkeit als Systemfunktionalität führt die Änderung der Geometrie zwangsläufig auch zu einer Beeinflussung der Systemfunktionalität. Die Beeinflussung bzw. Optimierung der Systemfunktionalität durch die konstruktive Integration eines Zugstabes kann direkt über den Vergleich der Steifigkeiten aus den beiden Beispielen in Gleichung (3.12) und Gleichung (3.13) erfolgen. Der Vergleich zeigt, dass durch die konstruktive Maßnahme ein deutlicher Anstieg in der Biegesteifigkeit, sprich der Funktion, erzielt werden kann. Die Masse des Systems wird durch den zusätzlichen Zugstab nur geringfügig angehoben.

Über eine Differenzbildung kann der Steifigkeitsgewinn durch den Zugstab  $\Delta K_{Stab}$  bestimmt werden. Es gilt:

$$K_{Ges} = K_B + \Delta K_{Stab} \quad (3.14)$$

Die bei einer konstruktiven Optimierung eines Systems zu untersuchende Funktion einer angenommenen Konstruktionsvariante  $F_{Var_i}$  wird auf die Funktion des Ausgangsdesigns  $F_{Basis}$  bezogen. Der Bezug schafft eine resultierende relative Gesamtfunktion  $F_{Ges,rel}$

$$F_{Ges,rel} = \frac{F_{Var_i}}{F_{Basis}} \quad (3.15)$$

Der Bezug der Funktionsbeschreibung der Konstruktionsvariante  $F_{Var_i}$  aus Gleichung (3.14) auf die Ausgangsfunktion  $F_{Basis}$  (Ausgangssteifigkeit  $K_B$ ) zeigt den Beitrag der Funktionsanteile der jeweiligen Teilsysteme zur Gesamtfunktion des Systems. Zusätzlich zeigt der Quotient den prozentualen Gewinn gegenüber dem Ausgangsbalken. Die relativen Funktionsanteile (Balkenfunktion, Stabfunktion) können als Äquivalent zu den eingeführten Wichtungsfaktoren  $w_i$  aus der Betrachtung des Leichtbaus definiert werden. Damit ist eine Leichtbaubetrachtung des Balkens durch die Verlagerung der Wichtungsanteile vom Balken auf den Zugstab möglich.

Betrachtet wird die Ausgangssituation, in der die Gesamtfunktion  $K_{Ges}$  gleich der Funktion des Balkens ohne konstruktive Zusatzmaßnahmen  $\Delta K_{Stab}$  ist. Es gilt für die resultierende relative Gesamtfunktion  $F_{Ges,rel}$ :

$$F_{Ges,rel} = \frac{K_{Ges}}{K_B} = \frac{K_B}{K_B} = w_B = 1. \quad (3.16)$$

Die konstruktive Erweiterung durch den Zugstab führt zu einer Erhöhung der relevanten Gesamtfunktion. Die Einführung des neuen Teilsystems resultiert in der Integration eines neuen Funktionsanteils zur Gesamtfunktion. Für die relative Gesamtfunktion ergibt sich:

$$F_{Ges,rel} = \frac{K_B}{K_B} + \frac{\Delta K_{Stab}}{K_B} = w_B + w_{Stab} = 1 + w_{Stab}. \quad (3.17)$$

Die erhöhte Biegesteifigkeit wird durch ( $F_{Ges,rel} > 1$ ) angezeigt. Der Anstieg in der Funktion kann anschließend zum Beispiel durch eine Verringerung der Wandstärke  $d$  des Balkens wieder ausgeglichen werden. Die Anpassung führt zu einem verkleinerten Beitrag des Balkens zur Biegesteifigkeit und folglich auch zu einer Verringerung des Wichtungsfaktors  $w_B$ . Das Delta ( $w_{B,alt} - w_{B,neu}$ ) wird vom Zugstab Wichtungsfaktor  $w_{Stab}$ , der nur eine geringe Zusatzmasse ins System einbringt, übernommen.

Es erfolgt somit eine Verlagerung von Wichtungsfaktoren von Teilsystemen großer Masse auf Teilsysteme mit geringerer Masse. Es resultiert eine leichtere Konstruktion gleicher System-Funktionalität.

Das gezeigte Beispiel mit mittig angebrachtem Zugstab am Biegebalken wird für die Massereduktion betrachtet. Die relative Gesamtfunktion muss dabei der ursprünglichen Funktion des Biegebalkens ohne Unterstützung durch den Zugstab entsprechen  $F_{Ges} = w_B + w_{Stab} = 1$ .

Das Beispiel erlaubt eine Anpassung der Wandstärke auf  $d_{neu} = 0.6 \cdot d_{alt}$  bei konstanter Gesamtfunktion. Für die Aufteilung der Funktionsanteile ( $w_B$  &  $w_{Stab}$ ) sowie die resultierende Funktionsmasse  $M_{Fkt}$  gilt:

$$F_{Ges} = w_B + w_{Stab} = 1 \quad \text{mit} \quad (3.18)$$

$$w_B = 0.22 \quad \text{und} \quad w_{Stab} = 0.78 \quad (3.19)$$

$$M_{Fkt}(B + Stab) = 0.6 \cdot M_{Fkt,alt}(B) + M_{Fkt}(Stab) \quad (3.20)$$

$$M_{Fkt}(B + Stab) < M_{Fkt,alt}(B) \quad (3.21)$$

Abbildung 3.10 zeigt zusammenfassend das Beispiel des Biegebalkens. Dabei wird jeweils die Zusammensetzung der Gesamtsteifigkeit  $K_{Ges}$  aus den Teilsystemen sowie die Gesamtfunktion  $F_{Ges}$  aus den Wichtungsfaktoren der Teilsysteme gezeigt. Des Weiteren wird eine Massereduktion durch die Reduktion der Abmessungen des Biegebalkens gezeigt. Durch die in Abbildung 3.10 gezeigte Funktionsverlagerung vom Balken auf den Zugstab wird eine Massereduktion bei konstanter Systemfunktionalität ermöglicht.

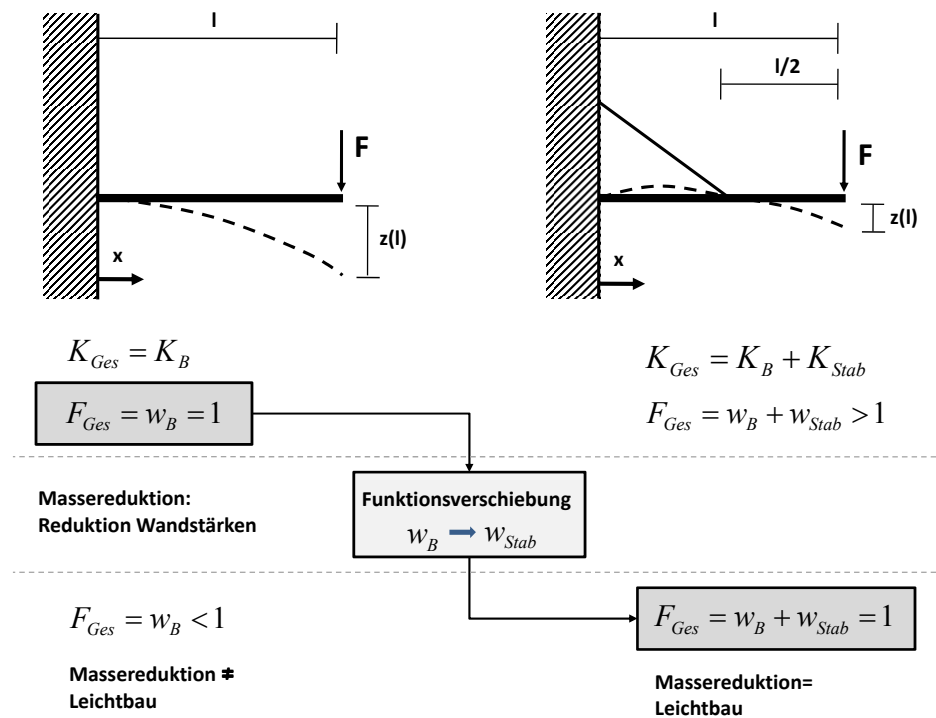


Abbildung 3.10: Funktionsverlagerung am Beispiel Biegebalken

Innerhalb einer konstruktiven Lösung kann durch die Variation des Anbindungspunktes des Stabes eine direkte Auswirkung auf die Größe der möglichen Verlagerungen innerhalb der Wichtungsfaktoren erreicht werden.

Die Verlagerung des Zugstabanbindungspunktes in Richtung des Kraftangriffspunktes ermöglicht eine stetig steigende Funktionsübernahme durch das Zugstabsystem (vgl. Abbildung 3.11). Bei identischem Kraftangriffspunkt und Zugstabanbindungspunkt wird dabei das Maximum erreicht. In diesem Fall muss der Balken lediglich die vom



Zugstab in ihn eingeleitete Normalkraft auf seine Anbindung ableiten, er fungiert als reiner Druckstab. Abbildung 3.11 zeigt unter anderem den Einfluss der Verlagerung des Zugstabanbindungspunkt auf die Wichtungsfaktoren der Teilsysteme.

Neben der gezeigten analytisch bestimmbar Lösung existieren zahlreiche weitere konstruktive Lösungen, die jedoch in der Regel nicht direkt analytisch gelöst werden können. Für derartige Konstruktionen bedarf es zur Auswertung der Wichtungsfaktoren und einer möglichen Masseinsparung FEM-Berechnungen. Die FEM erlaubt die Berechnung der gesuchten Steifigkeit bzw. der in Folge einer Kraft resultierende Verschiebung für beliebig gestaltete Konstruktionen. Sie erlaubt somit die Bestimmung möglicher Reduktionen in den Abmessungen eines Systems durch konstruktive Optimierungen. Aus den reduzierten Abmessungen und den dadurch beeinflussten Funktionen des Systems lassen sich neue Wichtungsfaktoren bestimmen. Zusätzlich ergibt sich das mögliche Einsparpotential bezüglich der Masse. Abbildung 3.11 rechts zeigt beispielhaft ein System, das zur Bestimmung der Wichtungsfaktoren  $w_i$  die FEM als Berechnungsgrundlage benötigt.

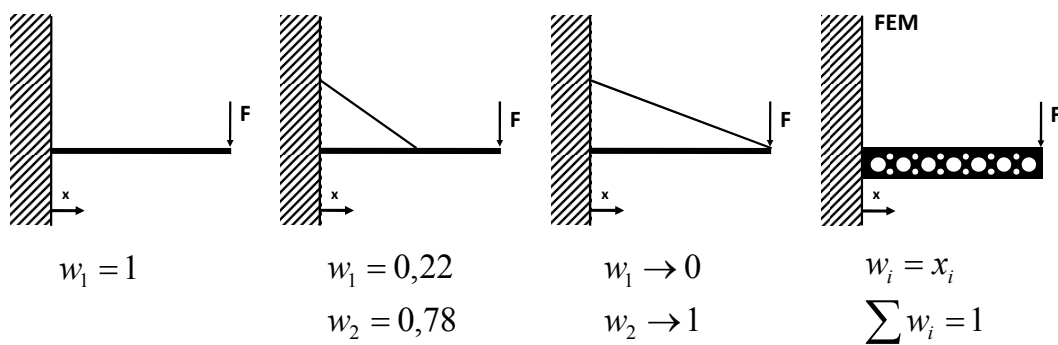


Abbildung 3.11: Übersicht verschiedener Biegebalken mit Wichtungsfaktoren bei gleicher Funktion

Überträgt man das gezeigte Vorgehen auf komplexere Fragestellungen, so kann mit Hilfe der FEM der Steifigkeitsgewinn zum Beispiel bei dünnwandigen Blechbauteilen durch das Einpressen von Sicken betrachtet werden. Eine äquivalente Vorgehensweise ist hier anwendbar.

Untersuchungen im automotiven Anwendungsbereich zum Beispiel an einer Karosseriestruktur ermöglichen ebenfalls die Anwendung des Ansatzes. Zum Beispiel werden durch konstruktive Maßnahmen in Form von eingebrachten Verstrebungen (siehe Abbildung 3.12) Wichtungsfaktoren zwischen den Elementen der Blechbauteile und den neu in das System integrierten Elementen der Streben untereinander verschoben.

Die Verlagerung hat auch hier unweigerlich einen direkten Einfluss auf die Funktionen der einzelnen Elemente des Systems und dementsprechend auf die Gesamtfunktion. So können zum Beispiel durch die Streben, die die Steifigkeit des Fahrzeugs direkt

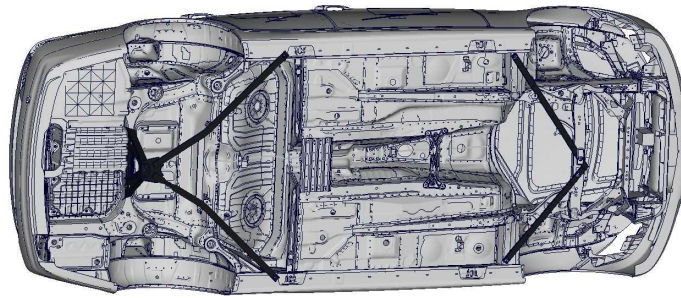


Abbildung 3.12: Verstrebungen an einem Touring Fahrzeug

beeinflussen, touringspezifische Probleme insbesondere im Bereich des Insassenkomforts gelöst werden.

Die zusätzliche Integration neuer Elemente in ein System erfolgt ebenfalls bei der Anwendung mechatronischer Schwingungstilger im Gesamtfahrzeug. Es wird neben dem mechanischen Grundsystem die Aktorik\* als zusätzliches mechatronisches Element in das Gesamtsystem integriert (Vgl Gleichung (3.6)). Abbildung 3.13 zeigt beispielhaft diesen Zusammenhang unter Berücksichtigung eines Mechatronik-Elementes  $E_M$ .

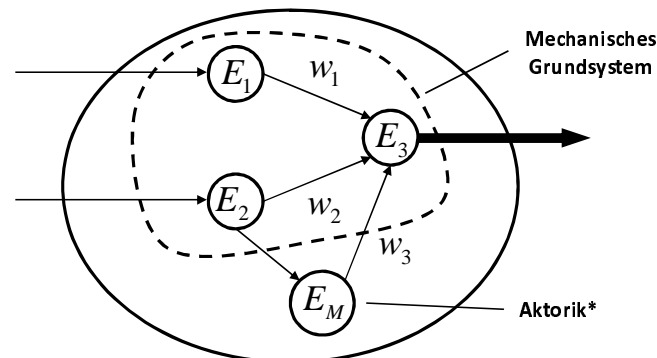


Abbildung 3.13: Integration Mechatronik-Element in ein Gesamtsystem

Die Integration der Aktorik\*, und die Kopplung über seine Relationen an die vorhandene Systemstruktur erzeugt neue gewichtete Relationen (Wichtungsfaktor  $w_3$  in Abbildung 3.13). Neue Wichtungsfaktoren ermöglichen die Umverteilung der Wichtungsfaktoren innerhalb des Systems. Das neue Mechatronikteilssystem kann Funktionen der ursprünglichen Teilsysteme übernehmen. Handelt es sich bei dem neu integrierten Teilsystem um ein System mit geringerer Masse gegenüber den ursprünglichen Teilsystemen, kann die Verlagerung der Funktionsanteile und die konstruktive Anpassung der ursprünglichen Teilsysteme etwaige Potentiale zur Reduktion des Gesamtsystemmasse ermöglichen.

## 3.5 Mechatronik und Leichtbau in einem System

Die Funktionsverlagerung auf mechatronische Systemelemente innerhalb eines mechatronischen Gesamtsystems zur Schaffung von Leichtbaupotentialen erfordert die kombinierte Betrachtung der Mechatronik mit dem Leichtbau. Die Konstruktion eines mechatronischen Leichtbausystems kann auf zwei unterschiedliche Arten erfolgen (vgl. Abbildung 3.14).

### 1. Indirekte Überführung

Es existiert ein mechatronisches System. Durch Funktionsverlagerung erfolgt eine Überführung in ein mechatronisches Leichtbausystem.

### 2. Direkte Überführung

Es existiert ein mechanisches System. Durch eine Integration von Mechatronikkomponenten wird eine Funktionsverlagerung ermöglicht. Es entsteht ein mechatronisches Leichtbausystem.

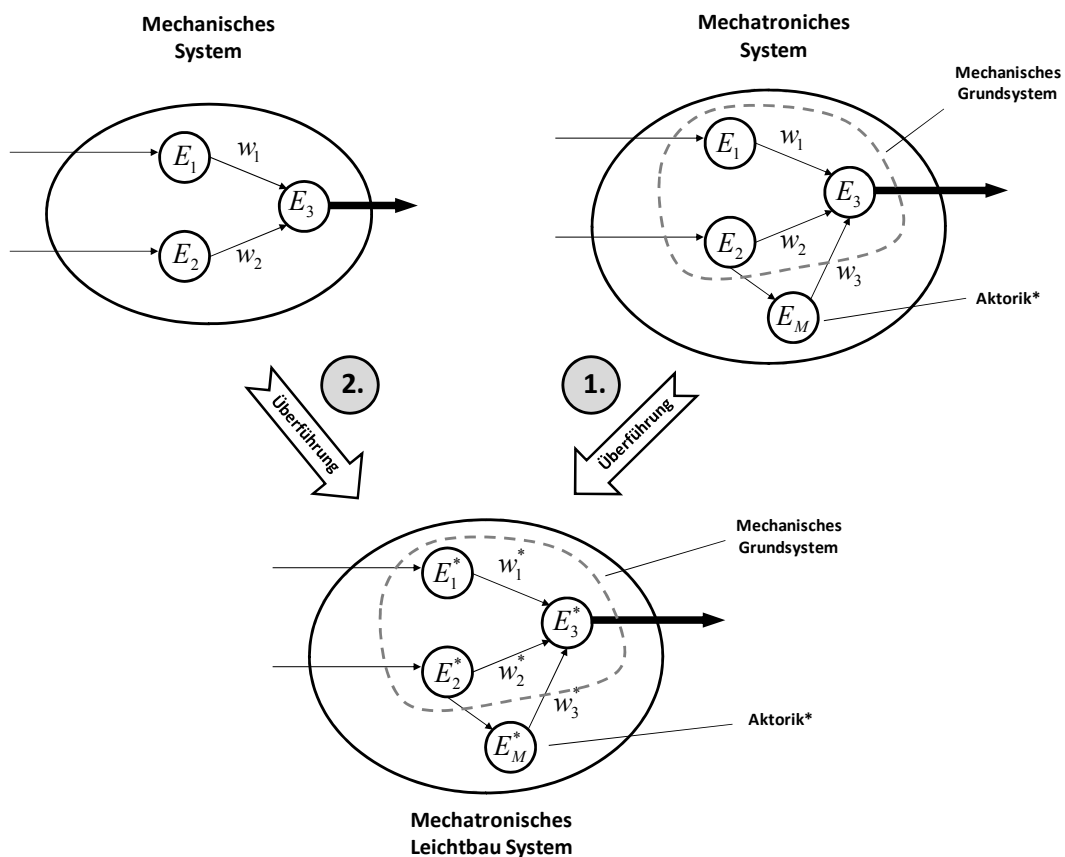


Abbildung 3.14: Funktionsprinzip zum mechatronischen Systemleichtbau

Ob eine Überführung in ein mechatronisches Leichtbausystem durch den Einsatz von Mechatronik möglich ist, führt zu folgenden notwendigen Bedingungen.

**Mechatronisch unterstützter Systemleichtbau** kann realisiert werden, wenn folgende notwendige Bedingungen erfüllt sind:

a) **Aktorik:**

Für die betrachtete Systemfunktion existiert eine Aktorik, die einen Beitrag zur Systemfunktion leistet.

b) **Sensorik:**

Für die betrachtete Systemfunktion können die die Funktion beschreibenden Systemzustände sensiert werden.

c) **Mechanisches Grundsystem:**

Die betrachtete Systemfunktion ist durch ein mechanisches System bestimmt.

d) **Masse:**

Die betrachtete Systemfunktion ist eine Funktion der Funktionsmasse ( $F_{Sys} = f(M_{Fkt})$ ).

Sind diese Bedingungen erfüllt ist eine Verlagerung der Wichtungsfaktoren möglich. Eine Übertragung auf die allgemeine Darstellung der Systemüberführung in ein mechatronisches Leichtbausystem in Abbildung 3.14 führt zu weiteren notwendigen Bedingungen, die hier an die Wichtungsfaktoren geknüpft sind.

e) **Wichtungsfaktoren**

$$w_1^* < w_1 \quad (3.22a)$$

$$w_2^* < w_2 \quad (3.22b)$$

Die Verlagerung der Wichtungsfaktoren ist eine notwendige Bedingung für den mechatronisch unterstützten Systemleichtbau. Für die Funktionsmasse der Systemelemente in Bezug auf Abbildung 3.14 folgt weiter nach Erfüllung von Gleichung (3.22a) und Gleichung (3.22b):

$$M_{Fkt}(E_1^*) \leq M_{Fkt}(E_1) \quad (3.23a)$$

$$M_{Fkt}(E_2^*) \leq M_{Fkt}(E_2) \quad (3.23b)$$

Mit Gleichung (3.24) folgt die hinreichende Bedingung, dass das in das Gesamtsystem zusätzlich integrierte mechatronische Systemelement in seiner Funktionsmasse kleiner ist, als die Masseeinsparung durch die Funktionsverlagerung. Es muss daher für die konstruktive Realisierung folgende Bedingung erfüllt werden:

$$M_{Fkt}(E_M) < \sum_{i=1}^2 M_{Fkt}(E_i) - \sum_{i=1}^2 M_{Fkt}(E_i^*) \quad (3.24)$$

### 3.5.1 Modale Korrekturverfahren als Bindeglied zwischen Mechatronik- und Leichtbauauslegung

Ein wichtiger Sonderfall mechatronischen Systemauslegung ist bei Systemen mit elastisch dominierenden Eigenschaften des mechanischen Grundsystems gegeben. Die Integration größerer flexibler Strukturen innerhalb der Mechatronik-Auslegung erfolgt in der Regel über die Abbildung der modalen Eigenschaften über die modale Transformation (State-Space vgl. 2.4.1). Ausgangspunkt der modalen Ersatzformulierung ist immer eine finite Elemente gestützte Modalanalyse (wie im UML-Aktivitätsdiagramm in Abbildung 3.15 dargestellt vgl. Kapitel 2.4.1).

Leichtbaumaßnahmen am mechanischen Grundsystem führen durch den strukturellen Eingriff unweigerlich zu einer Veränderung der dynamischen Systemeigenschaften. Die Änderung der dynamischen Eigenschaften zeigt sich ebenfalls in einer Veränderung der modalen Eigenschaften. Als Folge dessen müssen für die mechatronische Auslegung nach jedem Struktureingriff die modalen Eigenschaften neu berechnet werden [FGB10a].

Im Detail muss, wie in Abbildung 3.15 im „klassischen“ Vorgehen gezeigt, nach jeder Mechatronikberechnung, diese verlassen werden, um Leichtbaumodifikationen an der Struktur am nicht reduzierten Modell in der Konstruktion durchzuführen. Bei größeren, komplexen Strukturen bedeutet dies einen erheblichen zeitlichen Rechenaufwand zur Abbildung eines Struktureingriffs (Leichtbau) mit anschließender FE-Modalanalyse. Dieser Ablauf führt unweigerlich zu einem zeit- und rechenintensiven „Trial-and-Error“ Vorgehen zwischen Mechatronik-Auslegung und Leichtbaugestaltung.

Der Lösungsansatz zum Aufbrechen der Iterationsschleife besteht in der Nutzung von modalen Korrekturverfahren auf Basis einer einmalig berechneten modalen Transformation („modale Basis“). Dieses Verfahren wird als neuer, integraler Bestandteil in die Mechatronik-Simulation integriert [FGB10a]. Die Integration der modalen Korrekturen ermöglicht im neuen angepassten Vorgehen erstmalig die Berücksichtigung der Leichtbau-Modifikation innerhalb einer geschlossenen Mechatronik-Simulation. Notwendige Bedingung sind dabei kurze Rechen- und Optimierungszeiten. Durch die Integration der UML Aktionselemente bezüglich der modalen Korrekturen ergibt sich ein neues Vorgehen in Abbildung 3.15 rechts. Ein wesentlicher Vorteil ist dabei, dass die Mechatronik-Simulation in einer geschlossenen Umgebung durchgeführt werden kann. Ein mehrfaches Verlassen der Mechatronik-Simulation zur Berechnung der neuen modalen Eigenschaften entfällt. Das neue Vorgehen verkürzt die Berücksichtigung einer neuen Karosseriestrukturvariante von ca. 2-3 Stunden auf wenige Sekunden.

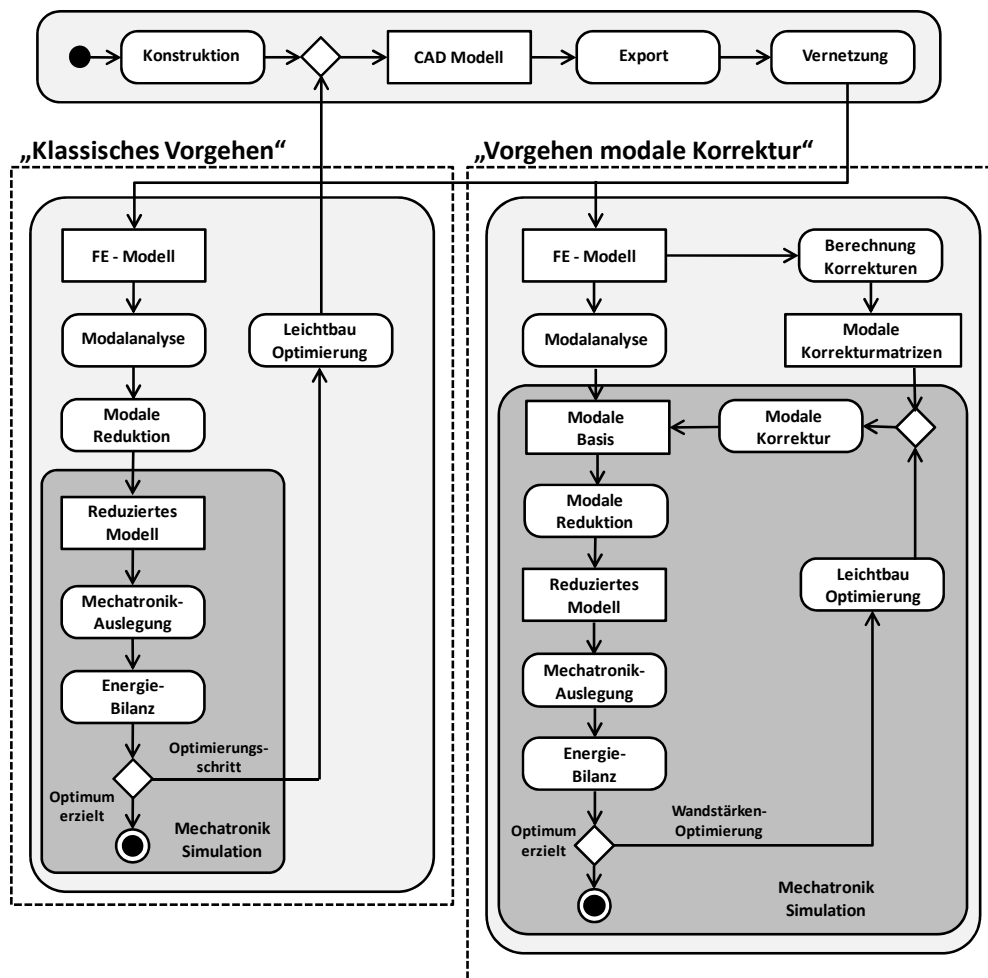


Abbildung 3.15: Mechatronik-Auslegung: Gegenüberstellung „klassisches“ und Vorgehen mit „modaler Korrektur“.

Die mathematische Grundidee der modalen Korrektur besteht darin, Masse- und Steifigkeitsänderungen über Korrekturfunktionen, ausgehend von einer einmalig berechneten modalen Transformationsbasis („modale Basis“, vgl. Kapitel 2.4.1), abbilden zu können. Die Korrekturfunktionen werden für die zu korrigierenden Strukturbereiche auf Basis einer einmaligen zusätzlichen FE-Rechnung erzeugt. Die aus dem Struktureingriff resultierenden neuen modalen Massen- und Steifigkeitsmatrizen ( $M_{Neu}$ ;  $K_{Neu}$ ) ergeben sich entsprechend Gleichung (3.25) und (3.26) [Wit01], [Mas00] aus der Addition der modalen Korrekturmatrix.

$$M_{Neu} = M_{Basis} + \Delta M_{Korr} \quad (3.25)$$

$$K_{Neu} = K_{Basis} + \Delta K_{Korr} \quad (3.26)$$

Die Beschreibung der modalen Korrekturverfahren soll am Beispiel von SHELL Elementen aus der FEM erfolgen, da diese die Grundlage für die weiteren Anwendungsgebiete in dieser Arbeit darstellen. Die Anwendung auf zusätzliche Elemente aus der FEM (z.B. Bars) ist ebenfalls möglich, wird aber an dieser Stelle aufgrund der in der Arbeit nicht benötigten Anwendung nicht weiter vertieft.

Für die Bestimmung der Korrekturmatriizen muss zuerst eine Zerlegung der FE-Struktur erfolgen. Die Aufteilung der FE-Teilstrukturen erfolgt derart, dass zwischen zwei Arten von Teilstrukturen<sup>6</sup> (z.B. eine Gruppe von Blechbauteilen) unterschieden wird. Der erste Teil der Teilstrukturen ist von der Leichtbaumodifikation ausgeschlossen. Der zweite Teil, die verbleibende Teilstruktur, besitzt variable Blechbauteile, die im Rahmen der leichtbauorientierten Strukturanpassung hinsichtlich Blechdicke optimiert werden (vgl. Abbildung 3.16).

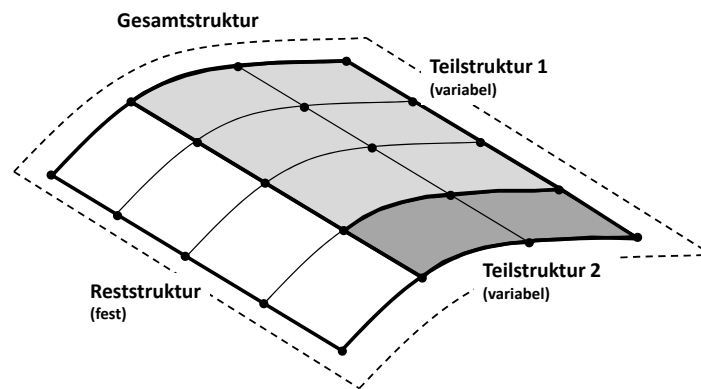


Abbildung 3.16: Prinzipdarstellung der Einteilung eines Blechbauteils für die Anwendung der modalen Korrekturen.

Die Teilstruktur der variabel gestalteten Blechbauteile kann wiederum in Teilstrukturen unterteilt werden ( $Teilstruktur_i$  mit  $i = 1 \dots n$ ). Die von der Strukturoptimierung ausgeklammerte Teilstruktur wird als „Reststruktur“ bezeichnet und liefert die modalen Massen- und Steifigkeitsmatriizen ( $M_{Rest}; K_{Rest}$ ) (vgl. Abbildung 3.16).

$$M_{Rest} = M_{Basis} - \sum_{i=1}^k M_{Teilstruktur\ i} \quad (3.27)$$

$$K_{Rest} = K_{Basis} - \sum_{i=1}^k K_{Teilstruktur\ i} \quad (3.28)$$

<sup>6</sup>Eine Teilstruktur entspricht einem Teilsystem oder Systemelement aus der Betrachtung der Systemtechnik (Vgl.Kapitel 3.1).

Im ersten Schritt werden die Massenmatrizen genauer betrachtet. Es wird ein beliebiges in der FEM gestaltetes Blechbauteil angenommen. Dieses Bauteil ist über SHELL-Elemente (z.B. Quad, Tetra, ...) aufgebaut, die die Teilstruktur des Blechfeldes bilden. Die Eigenschaften der Teilstruktur werden definiert über das SHELL-Element, das die Menge aller ihr zugeordneten Teilstrukturen (Finite-Elemente) bündelt. Den das Blechbauteil abbildenden Elementen werden Eigenschaften wie zum Beispiel die Wandstärke oder das Material zugewiesen. Dem Material werden über die Materialbeschreibung weitere Eigenschaften wie zum Beispiel E-Modul, Dichte, Querkontraktion etc zugewiesen. Die Masse eines Elementes wird beschrieben durch das Produkt aus den Abmessungen (z.B. beim Quadelement Länge, Breite, Dicke) und der Materialeigenschaft der Dichte. Die Masse ist folglich durch die Eigenschaften der Elemente des Blechfeldes (Dichte und Dicke), sowie die geometrische Ausprägung definiert. Die geometrische Ausprägung ist durch die Anordnung, Form und Anzahl der Finiten-Elemente gegeben und wird als geometrische Matrix  $M_{Geo}$  definiert. Der geometrieabhängige Teil der modalen Massenmatrix  $M_{Geo}$  wird durch eine FE-Berechnung bei einheitlicher Dichte  $\delta = 1$  und einheitlicher Dicke  $d = 1$  bestimmt [Wit01]. Unter Anwendung der Eigenvektoren, als Ergebnis der FE-Modalanalyse, wird für jede variable Teilstruktur der geometrieabhängige Teil in den Modalraum transformiert. Es ergibt sich eine von Schalendicke und -dichte unabhängige modale Massenmatrix  $M_{Geo}$ . Für jede Teilstruktur gilt folglich:

$$M_{Teilstruktur} = d \cdot \delta \cdot M_{Geo} \quad (3.29)$$

Über die Kenntnis der modalen Massenmatrizen der Teilstrukturen kann die modale Massenmatrix der Reststruktur analog Gleichung (3.27) berechnet werden. Dabei wird ausgehend von der ursprünglichen „modalen Basis“ der Einfluss der Teilsysteme von dieser subtrahiert.

$$M_{Rest} = M_{Basis} - \sum_{i=1}^k d_{i,Basis} \cdot \delta_{i,Basis} \cdot M_{i,Geo} \quad (3.30)$$

Die modale Massenmatrix  $M_{Neu}$  für eine neue, abweichende Strukturvariante mit einer Anzahl von k geänderten Teilsystemen (z.B. veränderte Wandstärken  $d_{Neu}$ ) ergibt sich damit aus der Summation der geänderten Teilstruktureigenschaften in Addition mit der Reststruktur zu:

$$M_{Neu} = M_{Rest} + \sum_{i=1}^k d_{i,neu} \cdot \delta_{i,neu} \cdot M_{i,Geo} \quad (3.31)$$

Eine nahezu analoge Betrachtung gilt für die Steifigkeitsmatrix  $K_{Neu}$ . Betrachtet werden eingehend zur Bestimmung der Steifigkeitsmatrix die getroffenen Annahmen aus dem Beispiel zum Biegebalken in Kapitel 3.4. In Gleichung (3.11) wurde gezeigt, dass



die Biegesteifigkeit eines Biegebalkens im Wesentlichen abhängig ist vom E-Modul, einem geometrieabhängigen Faktor und der kubischen Balkendicke (Bestandteil Flächenträgheitsmoment  $I$ ). Eine Übertragung der Betrachtungen an einem einfachen Biegebalken auf ein in der FEM beliebig geformtes Blechfeld führt zu folgender Beschreibung. Die Steifigkeitsmatrix des Teilsystems  $K_{Teilsystem}$  eines jeden Submodells resultiert aus der Summe zweier Summanden. Der erste Summand ist identisch zu den Betrachtungen am Biegebalken und ergibt sich aus dem Produkt aus E-Modul, kubischer Dicke und einem geometrieabhängigen Faktor, der als „Biegesteifigkeitsfaktor“  $K_{Biege,Geo}$  bezeichnet wird. Der zweite Summand setzt sich zusammen aus dem E-Modul, der Dicke und einem zweiten geometrieabhängigen Faktor, der als „MembranstEIFigkeitsfaktor“  $K_{Membran,Geo}$  bezeichnet wird. Eine Bestimmung der geometrieabhängigen Anteile kann analog zur Massenmatrix auf Basis einer Berechnung mit E-Modul  $E = 1$  und Wandstärke  $d = 1$  in der FEM erfolgen. Mit dem E-Modul, der Wandstärke und den modalen Korrekturmatrizen für die geometrieabhängigen Anteile der Membran- und Biegesteifigkeit folgt damit entsprechend Gleichung (3.29):

$$K_{Teilstruktur} = d^3 \cdot E \cdot K_{Biege,Geo} + d \cdot E \cdot K_{Membran,Geo} \quad (3.32)$$

In Analogie zu Gleichung (3.30) setzt sich die modale Steifigkeitsmatrix der Reststruktur  $K_{Rest}$  wie folgt zusammen

$$K_{Rest} = K_{Basis} - \sum_{i=1}^k E_{i,Basis} \cdot (d_{i,Basis}^3 \cdot K_{Biege,i,Geo} + d_{i,Basis} \cdot K_{Membran,i,Geo}) \quad (3.33)$$

Die neue Steifigkeitsmatrix  $K_{Neu}$  für eine geänderte Strukturvariante wird wie folgt bestimmt:

$$K_{Neu} = K_{Rest} + \sum_{i=1}^k E_{i,neu} \cdot (d_{i,neu}^3 \cdot K_{Biege,i,Geo} + d_{i,neu} \cdot K_{Membran,i,Geo}) \quad (3.34)$$

Mit Gleichung (3.31) und (3.34) ist es damit möglich, ausgehend von einer „modalen Basis“, zum Beispiel Wandstärkenvariationen innerhalb einer Menge von variablen Teilstrukturen im Sinne von Leichtbaubestrebungen definieren zu können und die „modale Basis“ entsprechend anzupassen (korrigieren). Die „korrigierte“, neue modale Transformation lässt sich damit einfach gegen die alte, bestehende Zustandsraumformulierung innerhalb der Mechatronik-Auslegung austauschen [FGB09]. Dieser Ansatz ermöglicht es nun, wie in Abbildung 3.15 rechts skizziert, zum Beispiel Wandstärkenvariationen innerhalb der Mechatronik-Simulation, bei minimalem Rechenaufwand durchzuführen. Die Grundlage für eine Integration von Optimierungsalgorithmen hinsichtlich eines geschlossenen mechatronischen Regelkreises einschließlich Massereduktion ist somit gleichermaßen gelegt (vgl. Abbildung 3.15 rechts).

## 3.6 Mechatronik, Leichtbau und Energie in einem System

Die weiterführende Betrachtung des mechatronischen Leichtbausystems aus Abbildung 3.14 erfordert die Berücksichtigung der vom Systemelement benötigten Energieversorgung. Bei der Betrachtung der Energieversorgung in der Auslegung mechatronischer Leichtbausysteme muss zwischen zwei Auslegungsschwerpunkten unterschieden werden:

### 1. Funktionsorientierte Leichtbau-Auslegung

Zielbedingung der Auslegung ist der Leichtbau, da durch diesen ein signifikanter Produktvorteil geschaffen wird. Die Forderung nach einem geringen Energieverbrauch ist, in diesem Fall, eine Nebenbedingung.

### 2. Energieorientierte Auslegung

Zielbedingung ist der Energieverbrauch des Gesamtsystems. Durch die Reduktion des Gesamtenergieverbrauchs wird hier ein signifikanter Produktvorteil geschaffen. Die Reduktion des Energiebedarfs wird über den Leichtbau erreicht, so dass dieser in der Nebenbedingung berücksichtigt wird.

Die Integration mechatronischer Schwingungsreduktionssysteme in eine Werkzeugmaschine [ESN01] ist ein Beispiel zur funktionsorientierten Leichtbau-Auslegung. Die Forderung nach schnellen Produktionstakten bedingt die schnelle Beschleunigung der beweglichen Systemkomponenten. Diese Anforderung wiederum erfordert die Reduktion der Masse der Systemkomponenten, was in einer erhöhten Anfälligkeit gegenüber Schwingungen resultiert. Den Energieverbrauch des Gesamtsystems (Werkzeugmaschine) gilt es zu berücksichtigen, er ist aber kein dominanter Auslegungspunkt.

Ein Beispiel zur energieorientierten Auslegung ist der Einsatz mechatronischer Schwingungstilger in einem Fahrzeug. Im Fahrzeug ist eine Verringerung des Energiebedarfs eines der zentralen Ziele zukünftiger Fahrzeuggenerationen, was eine Forderung nach einem geringen Energieverbrauch des mechatronischen Gesamtsystems Fahrzeug zur Folge hat.

Für die weitere Untersuchung ist die **energieorientierte Auslegung** auf Basis eines minimalen Gesamtenergieverbrauchs von Interesse. Die Fokussierung der Auslegung auf einen minimalen Gesamtenergieverbrauch erfordert die kombinierte Betrachtung der Mechatronik, des Leichtbaus und der Energie in einem gesamthaften System.

Abbildung 3.17 zeigt die Ergänzung der Energie und die Erweiterung der Systemelemente des mechatronischen Leichtbausystems.

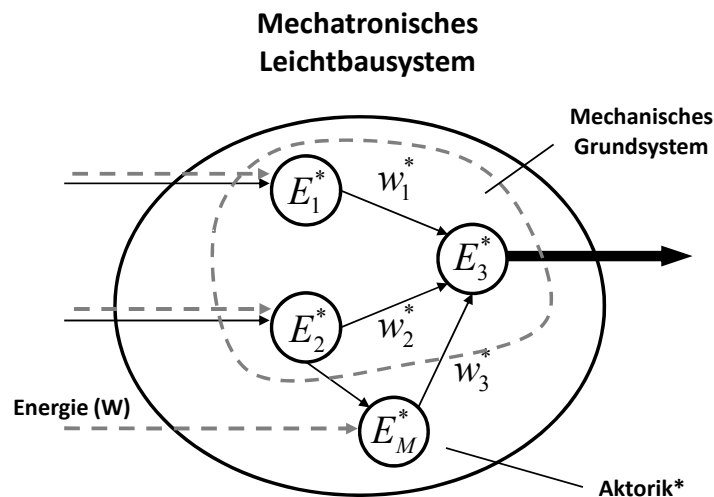


Abbildung 3.17: Mechatronisches Leichtbausystem inklusive Energieversorgung.

### Der Energieverbrauch eines Systemelementes ist eine zusätzliche Systemeigenschaft.

Für die Darstellungen innerhalb eines UML-Klassendiagramms, wird für jede Klasse als Attribut der Energieverbrauch des Objektes ergänzt.

Der als Attribut der Klassen eines Systems eingeführte Energieverbrauch muss in Kombination mit dem mechatronisch unterstützten Systemleichtbau betrachtet werden. Es gilt folgende Definition:

Im zu analysierenden mechatronischen Leichtbausystem liegt eine Abhängigkeit des Energieverbrauchs der Systemelemente von ihrer Funktionsmasse vor ( $W(E_i) = f(M_{Fkt})$ ). Es erfolgt durch eine Massereduktion eine Beeinflussung des Energiebedarfs der Systemelemente bzw. des Gesamtsystems.

Die Massereduktion wird durch die Verlagerung der Wichtungsfaktoren vom mechanischen Grundsystem auf die mechatronischen Systemelemente  $E_M^*$  (Aktorik\*) ermöglicht. Es resultiert im Rahmen der Funktionsverlagerung eine gekoppelte Verlagerung der Systemelementeigenschaften (Masse, Energie). In Anlehnung an Abbildung 3.17 erfolgt eine Verlagerung des Energiebedarfs, analog zum Leichtbau, von den Systemelementen  $E_1^*$  und  $E_2^*$  des mechanischen Grundsystems auf das Element  $E_M^*$  der Aktorik\*.

Eine Verlagerung der Wichtungsfaktoren unter der Zielsetzung einer maximalen Masseneinsparung resultiert nicht zwangsläufig in einem minimalen Energieverbrauch des Gesamtsystems. Die gewünschte Massereduktion hat häufig einen direkten Einfluss auf den Energieverbrauch der Aktorik. Bei zunehmender Masseinsparung ist ebenfalls eine zunehmende Funktionsverlagerung erforderlich, welches in einem zunehmenden elektrischen Energieverbrauch der mechatronischen Komponenten und unter Umständen auch des Gesamtsystems resultiert.

Es wird deutlich, dass die Verlagerung von Funktionsanteilen nicht unter dem allgemeinen Aspekt einer größtmöglichen Masseinsparung oder dem minimalen elektrischen Energieverbrauch der mechatronischen Systeme erfolgen muss, sondern der minimale Gesamtenergiebedarf des Gesamtsystems im Fokus der Auslegung stehen muss.

**„Es resultiert die Notwendigkeit nach einem ganzheitlichen Ansatz zwischen Leichtbau und Energieverbrauch.“**

Ein solcher Ansatz optimiert nicht singular die Massen einzelner Systemelemente, sondern führt in einer ganzheitlichen Betrachtungsweise auf Gesamtsystemebene eine Optimierung des Systems auf Basis des Gesamtenergiebedarfs aus.

### 3.7 Mechatronik, Leichtbau und Energie in dynamischen Systemen, speziell im Fahrzeug

Die Notwendigkeit nach einem ganzheitlichen Ansatz zwischen Leichtbau und Energieverbrauch innerhalb eines Mechatroniksystems resultiert in der Auslegung in einem Spannungsfeld zwischen den Komponenten Mechatronik, Leichtbau und Energie.

Abbildung 3.18 zeigt die wesentlichen Wirkzusammenhänge innerhalb der Betrachtung von Leichtbau und Energie in einem dynamischen Mechatroniksystem.

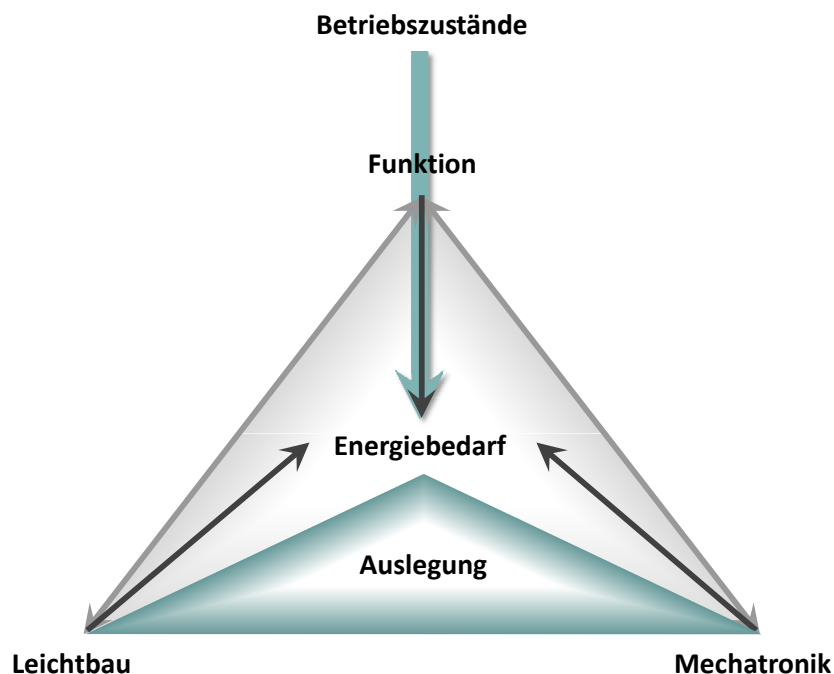


Abbildung 3.18: Spannungsfeld Mechatronik, Leichtbau und Energie in dynamischen Systemen

Die einzelnen Komponenten in Abbildung 3.18 werden dabei wie folgt verstanden.

**Funktion:**

Die Funktion des mechatronischen Gesamtsystems ist die wesentliche Anforderung an das System. Sie ist definiert und muss für alle Varianten gewährleistet werden. Bei Einsatz mechatronischer Schwingungstilger in dynamischen Systemen ist die Anforderung an die dynamische Funktion entscheidend.

**Betriebszustände:**

Die Betriebszustände definieren die Last oder die Anregungszustände. Die Einhaltung der Funktionsanforderungen bedingt direkt den Energiebedarf des Gesamtsystems.

**Leichtbau:**

Der innerhalb eines Systems zu realisierende Leichtbau beeinflusst die Struktur und folglich innerhalb dynamischer Systeme auch die dynamische Systemfunktion. Neben der Funktion erfolgt somit auch eine Beeinflussung des Energiebedarfs. Der Leichtbau hat das Ziel, eine Reduzierung des Energiebedarfs zu erreichen.

**Mechatronik:**

Die Mechatronik ermöglicht über ihre Aktorik die Beeinflussung und Sicherstellung der Anforderungen aus der Funktionsbeschreibung. Durch die aktive Ansteuerung der Aktorik bringt diese einen zusätzlichen Energieverbraucher in das System ein.

**Energiebedarf:**

Der Energiebedarf eines Systems setzt sich aus einer Vielzahl an Komponenten (Masse, elektrische Verbraucher,...) zusammen und ergibt sich im Wesentlichen aus der Sicherstellung der Funktion bei festgelegten Betriebszuständen.

Über die Wirkkette Leichtbau, Funktion, Mechatronik wird der Energiebedarf bestimmt. Für die Auslegung ergibt sich damit das Spannungsdreieck in Abbildung 3.18. Innerhalb des Spannungsdreiecks gilt es in der Auslegung den optimalen (minimalen) Energiebedarf des Systems unter Einhaltung der Funktion bei festgelegten Betriebszuständen zu finden.

Die spezielle Anwendung eines dynamischen Systems aus der Abbildung 3.18 in Form eines offenen Fahrzeugs ergibt die in Abbildung 3.19 dargestellte gesonderte Ausprägung.

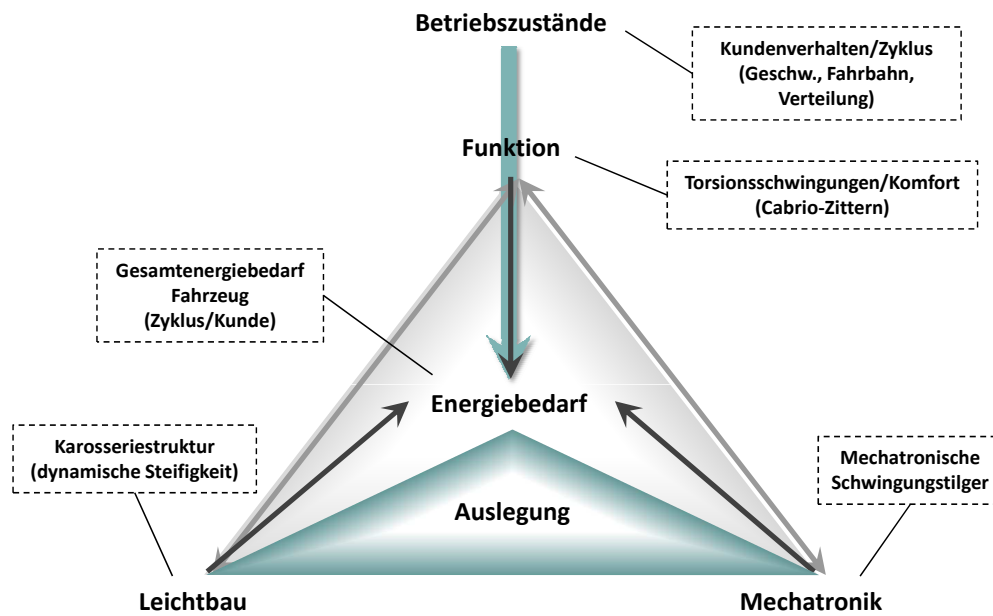


Abbildung 3.19: Spannungsfeld Mechatronik, Leichtbau und Energie bei mechatronischen Schwingungstilgern im Fahrzeug

Aus dem Anwendungsfeld der mechatronischen Schwingungstilger ergeben sich zwei unterschiedliche Ansätze zur Integration in offene Fahrzeuge. Abbildung 3.20 zeigt schematisch die unterschiedlichen Ansätze unter Berücksichtigung des Schwingungskomforts und des Energiebedarfs des Fahrzeugs.

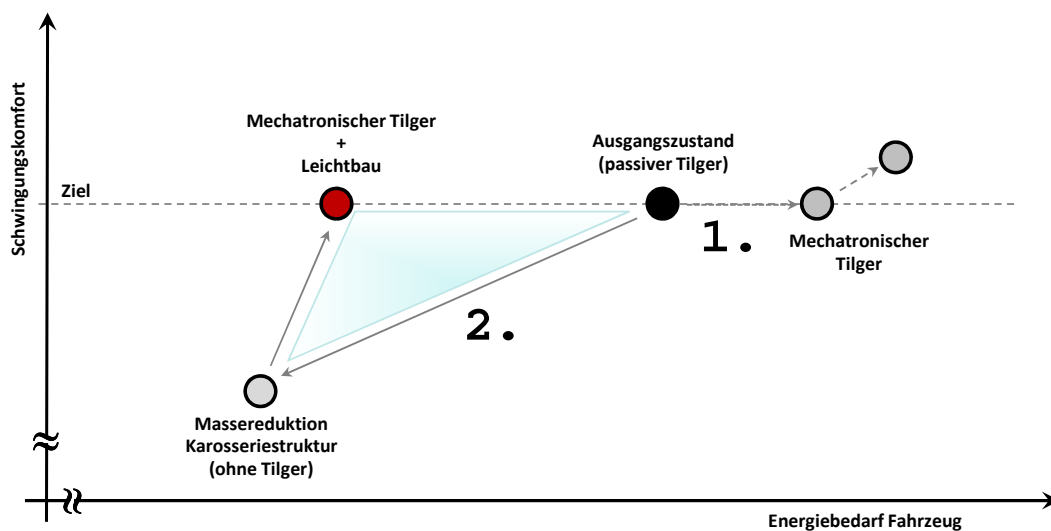


Abbildung 3.20: Funktionsprinzip mechatronisch unterstützter Systemleichtbau

Im ersten Ansatz erfolgt lediglich eine Substitution bereits im Fahrzeug verbauter passiver Schwingungstilger mit den mechatronischen Systemen. Dies führt durch den zusätzlichen elektronischen Verbraucher zum Anstieg des Fahrzeugenergiebedarfs. Aufgrund der skalierbaren, breitbandigen Leistungsfähigkeit der mechatronischen Schwingungstilgersysteme ist eine Verbesserung des Schwingungskomforts bei gleichzeitig steigendem Energiebedarf ebenfalls denkbar (Weg 1, Abbildung 3.20).

Im zweiten Ansatz (Weg 2, Abbildung 3.20) wird durch Leichtbaumodifikationen mit der bewussten Verletzung von Steifigkeitsanforderungen eine Massereduktion und damit verknüpft eine Energiebedarfsreduktion durchgeführt. Die führt zur Reduktion der dynamischen Steifigkeiten der Karosseriestruktur und entsprechend zu einem Abfall des Schwingungskomfort. Eine Kompensation des Abfalls auf das ursprüngliche Referenzniveau erfolgt durch die Funktionsverlagerung des Komfortdeltas zu Lasten der mechatronischen Schwingungstilger (vgl. Wichtungsfaktoren, Kapitel 3.5). Dies führt erneut zu einem Anstieg des Energiebedarfs. Insgesamt resultiert daraus, wie in Abbildung 3.20 gezeigt, ein System gleicher Funktion (Schwingungskomfort) bei reduziertem Gesamtenergiebedarf.

Die Auslegung innerhalb des Spannungsfeldes Leichtbau, Mechatronik und Energiebedarf ist aufgrund der Anzahl an Parametern und deren Vernetzung untereinander von hoher Komplexität geprägt. Für die Lösung und optimale Auslegung derart komplexer Problemfragestellungen empfiehlt es sich, ein möglichst allgemeines standardisiertes Vorgehen zu entwerfen.





# 4 Software Demonstrator: G-SAMT, ganzheitliche Simulation und Auslegung mechatronischer Schwingungstilger

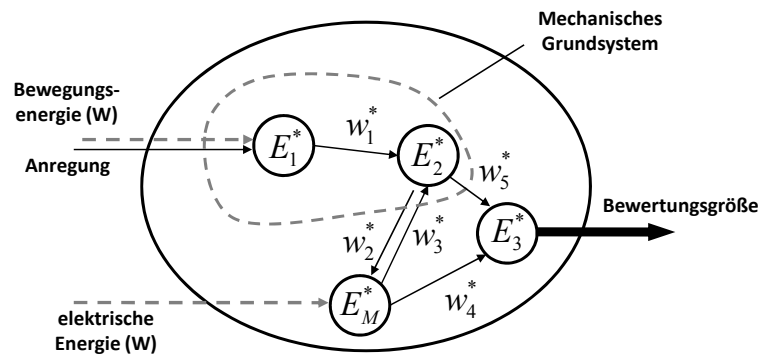
## 4.1 Anforderungen an den Software Demonstrator

Die Entwicklung des Softwaredemonstrators zur ganzheitlichen Simulation und Auslegung mechatronischer Schwingungstilger (**G-SAMT**) erfordert die Abbildung folgender Teilsysteme [FGB09]:

- Flexible Karosserie.
- Nichtlineares Fahrwerk, inkl. Reifenmodell (stehend/rollend).
- Straßen- und Prüfstandsanregung.
- Mechatronischer Schwingungstilger, inkl. Steuerungs- und Regelungstechnik.
- Kumulative Gesamtenergiebilanz.

Die kumulative Energiebilanz ist ein entscheidender Faktor angesichts der Motivation der Energiebedarfsreduzierung des Fahrzeugs. Dies bedeutet, dass in der Simulation die elektrischen Eigenschaften zur Berücksichtigung des Leistungsverbrauchs der aktiven Systeme mit bewertet werden müssen [FGB09].

Die Übertragung der in der Simulationsumgebung zu berücksichtigenden Teilsysteme auf die formale Darstellung eines mechatronischen Systems analog Gleichung (3.7) bzw. in eine grafische Darstellung auf Basis von Abbildung 3.17 führt auf die folgende Systemdarstellung in Abbildung 4.1. Die Systemdarstellung zeigt das Gesamtfahrzeug als Systemdarstellung, inklusive der für die Modellierung benötigten Teilsysteme und deren Verknüpfungen. Eingangsgrößen in das System sind Energien zur Bewegung des Fahrzeugs und zum Betrieb der mechatronischen Schwingungstilger sowie die mechanische Anregung über die Reifen und das Fahrwerk. Als Ausgang des Systems können je nach Fokus und Problemfragestellung unterschiedliche Bewertungsgrößen (Energieverbrauch, Schwingpegel etc.) herangezogen werden. Im vorliegenden Fall ist der Gesamtenergieverbrauch des Systems die zu optimierende/minimierende Bewertungsgröße, bei gleich bleibenden Schwingpegeln.



$E_1^*$ - Nichtlineares Fahrwerk & Reifen	$E_3^*$ - Kumulative Energiebilanz
$E_M^*$ - Mechatronischer Schwingungstilger	$E_2^*$ - Flexible Karosserie

Abbildung 4.1: Systemübersicht Software Demonstrator G-SAMT

## 4.2 Multidisziplinäre Simulation: Kombinationsansatz und Entscheidungskriterien

Ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Modellierung und Umsetzung eines geeigneten Software Demonstrator ist die Vorgehensweise bei der Modellierung bezüglich der Kombination der einzelnen Teilsysteme.

Aus den Grundlagen zur Auslegung mechatronischer Schwingungssysteme sind die zur multidisziplinären Auslegung der Teilsysteme möglichen Ansätze auf Basis des Schnittstellenansatzes und des integrierten Ansatzes aus Kapitel 2.4 bekannt.

Im vorliegenden Anwendungsfall verlangt die Abbildung der flexiblen Karosseriestruktur Informationen aus einer FEM-Berechnung (NASTRAN). Diese sind die Eigenfrequenzen und die Modalmatrix mit den Eigenvektoren. Ein solches Vorgehen, das im Wesentlichen auf der Basis des integrierten Ansatzes beruht, aber auch Elemente (unidirektional) des Schnittstellenansatzes vereint, kann als „hybrider Ansatz“ bezeichnet werden [FGB09]. Im Folgenden wird lediglich zwischen einem Schnittstellen- und dem hybriden Ansatz des Demonstrators unterschieden.

Beim hybriden Ansatz wird das Gesamtsystem innerhalb eines spezifisch ausgewählten Programmsystems (im vorliegenden Fall MATLAB) vollständig abgebildet. Die Anwendung des hybriden Ansatzes zur Abbildung eines Gesamtfahrzeugsystems unter Anwendung mechatronischer Schwingungstilger entspricht in einer Systemdarstellung der Abbildung 4.1. Abbildung 4.2 zeigt die Systemdarstellung des hybriden Ansatzes. Gegenüber Abbildung 4.1 wurde die Abbildung 4.2 um die Programmsystemgrenze MATLAB und die für den hybriden Ansatz charakteristische externe Bedatung, in die-

sem Fall NASTRAN und ADAMS erweitert. Liegt ein Mehrkörpersimulationsmodell im ADAMS vor kann über dieses eine (automatischer Modellexport) Integration der Kennlinien des Fahrwerks in das 2-Spur Modell im G-SAMT erfolgen. Optional können neben der Bedatung aus NASTRAN auch wieder Zustände aus der gesamthaften Simulation für NASTRAN Berechnungen genutzt werden. Dies sind zum Beispiel Kräfte zur Anregung der elastischen Karosserie im NASTRAN oder zur Auslegung der Schwingungstilgeranbindungen (Steifigkeit/Festigkeit).

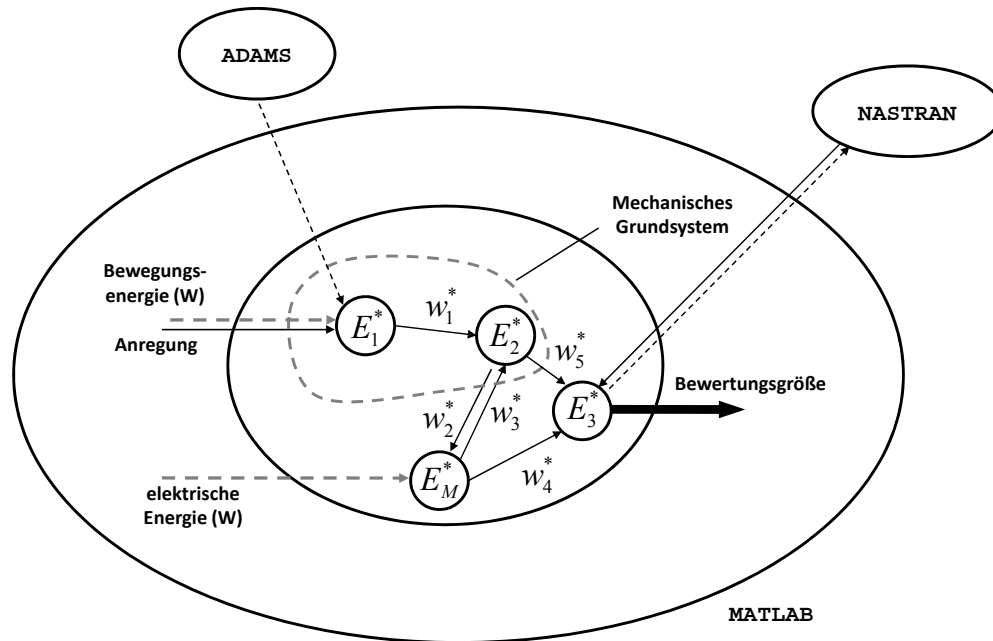


Abbildung 4.2: Schematische Systemdarstellung des hybriden Ansatzes

Die Anwendung eines Schnittstellenansatzes erfordert, wie in Abbildung 4.3 dargestellt, die Aufgliederung und die Zuordnung der in Abbildung 4.1 enthaltenen Teilsysteme in für die Simulation anwendbare Programmsysteme, mit beispielsweise den Programmsystemen MATLAB/SIMULINK, NASTRAN und ADAMS.

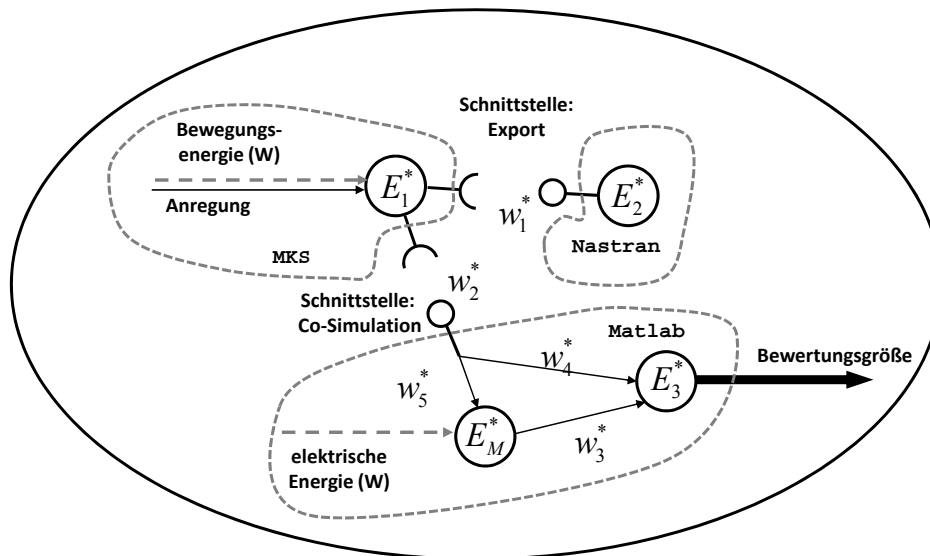


Abbildung 4.3: Schematische Systemdarstellung des Schnittstellenansatzes

Ein wesentliches Entscheidungskriterium bei der Wahl eines Realisierungsansatzes ist die zeitliche Einordnung in den Entwicklungsprozess. Hier muss zwischen zwei grundlegenden Phasen unterschieden werden:

- **Frühe Entwicklungsphase (Konzeptentwicklung)**
- **Späte Entwicklungsphase (Serienentwicklung)**

Bei der Auslegung eines Systems in der Konzeptentwicklung stehen in der Regel nur erste Annahmen und folglich nur „grobe“ Bauteildaten oder Daten eines eventuell existierenden Vorgängermodells zur Modellierung des betrachteten Systems zur Verfügung [FK04]. Dieses macht eine detaillierte und aufwendige Modellierung, wie zum Beispiel die nichtlineare Abbildung der Starrkörpermechanik in einem MKS-Programm oftmals sehr schwierig, da nicht alle Daten in der benötigten Qualität vorliegen können. Zusätzlich wird die durch eine detaillierte Modellierung suggerierte hohe Ergebnisqualität nicht erzielt, da nur unvollständige und nicht endgültig festgelegte und stimmig angepasste Parameter zur Bedatung verwendet werden (Probabilistik). Diese Umstände legen eine in ihrer Komplexität (z.B. Freiheitsgrade) und Detaillierung reduzierte Abbildung der zu modellierenden Teilsysteme über einen hybriden Ansatz nahe. Des Weiteren bedarf es bei der Systemauslegung in der Konzeptentwicklung oftmals zahlreicher Optimierungsschleifen zum Beispiel zur Gestaltung topologischer Varianten und zur Konzeption eines Gesamtsystems. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit stellt die energieoptimale Auslegung aktiver Schwingungstilger im Gesamtfahrzeugverbund einen

Hauptpunkt dar. Diese Aspekte sprechen zusätzlich für die Verwendung eines hybriden Ansatzes für die Konzeptentwicklung, mit kürzeren **Rechenzeiten** bei ausreichender **Genauigkeit**.

Bei der im Entwicklungsprozess zeitlich später eingeordneten Serienentwicklung gilt es ein bereits vorausgelegtes und optimiertes mechatronisches Gesamtsystem auf seine Funktion zu überprüfen (Virtueller Absicherungsversuch (Freigabe)). In diesem Fall liegen alle für die detaillierte Modellierung benötigten Parameter des Gesamtsystems vor. Eine solche detaillierte Modellierung ist oftmals aufgrund komplexer Funktionen und Abläufe für das Teilsystem sogar erforderlich. Die detaillierte Beschreibung der Funktionen bedingt häufig die Anwendung spezieller auf einzelne Funktionsbereiche ausgerichtete und spezialisierte Softwaresysteme [FGB09]. Zusätzlich müssen in einer späteren Phase des Entwicklungsprozesses in der Regel nur noch vereinzelt Optimierungen von Designvariablen (mit kleinem Designraum) durchgeführt werden, so dass den Rechenzeiten hier keine übergeordnete Priorität eingeräumt werden muss. Eine Gesamtsystemoptimierung findet nicht mehr statt.

Neben der **zeitlichen Einordnung in den Entwicklungsprozess** sind weitere Entscheidungskriterien bei der Auswahl eines Kombinationsansatzes hilfreich. So sind in Bezug auf die Anwendbar- und Erweiterbarkeit des Modells die **Modellübersichtlichkeit** und der **Modell Detaillierungsgrad** mit zu beachten.

Tabelle 4.1 fasst beispielhaft in einer Entscheidungsmatrix die zu berücksichtigenden Bewertungskriterien zusammen. In Anbetracht der vorliegenden Systemanschauung wird in Bezug auf die multidisziplinäre Simulation die Entscheidungsmatrix wie in Tabelle 4.1 dargestellt bewertet.

Tabelle 4.1: Entscheidungsmatrix: Ansätze multidisziplinäre Simulation

Kriterien	Hybrid	Schnittstelle
Zeitliche Einordnung im Entwicklungsprozess	+	-
Modellübersichtlichkeit	o	+
Rechenzeiten	++	-
Modell Detaillierungsgrad	o	+
Genauigkeit	o	++

Die Umsetzung des Gesamtfahrzeugmodells inklusive mechatronischer Schwingungstilger innerhalb eines Software Demonstrators erfolgt auf Basis des „hybriden Ansatzes“.

### 4.3 Gesamtkonzeption Software Demonstrator G-SAMT

Der Demonstrator ist über einen hybriden Ansatz in MATLAB realisiert und besitzt die in Kapitel 4.1 genannten Teilsysteme. Unter Anwendung von NASTRAN (SOL111) und CDH VAO (Vibro Acoustic Optimization) zur Bedatung ergibt sich das Gesamtbild in MATLAB entsprechend Abbildung 4.4.

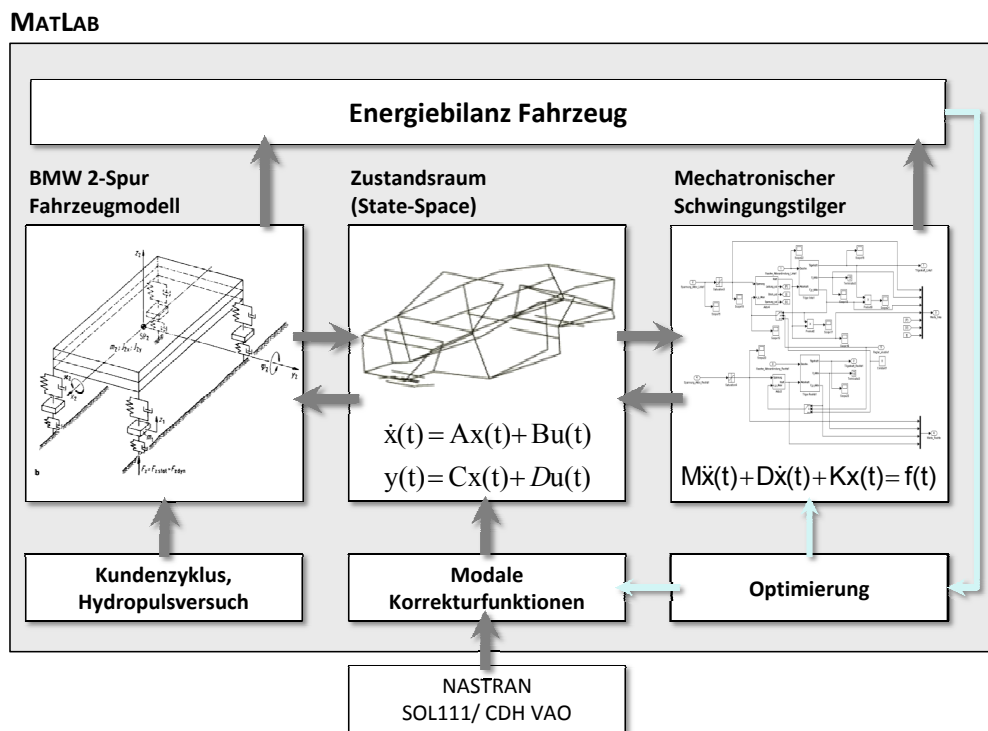


Abbildung 4.4: Schematische Gesamtübersicht des Software Demonstrators

Die in Abbildung 4.4 dargestellten Teilsysteme bauen teilweise auf bereits bestehende Modelle, wie zum Beispiel ein 2-Spur-Modell oder standardisierte Optimierer auf.

In Abbildung 4.4 wird deutlich, dass aufgrund der vielen einzelnen Systemkomponenten und deren Vernetzung untereinander (z.B. Koppelstellen<sup>1</sup> Fahrwerk-Karosserie) eine Vielzahl an Schnittstellen existiert, über die Zustände im System ausgetauscht werden. Die Berücksichtigung aller Schnittstellen und die übersichtliche Darstellung der Wirkzusammenhänge werden über die Anwendung der UML unterstützt. Die Überführung der wesentlichen Teilsysteme des Software-Demonstrators in die Beschreibung über ein UML-Klassendiagramm erfolgt schrittweise anhand der jeweiligen Teilsysteme

<sup>1</sup>Koppelstellen sind Elemente, an denen Systemzustände zwischen Subsystemen ausgetauscht werden, zum Beispiel zwischen der elastischen Karosseriestruktur (State-Space) und dem Fahrwerk.

in eine Klasse. Die UML ermöglicht es, neben der Darstellung der beteiligten Komponenten weiterführende Informationen bezüglich Modellierung und Auswertung über Attribute und Assoziationen mit zu berücksichtigen. Die detaillierte Abbildung der Wirkkette über ein Klassendiagramm stellt die Basis für die Softwareumsetzung im MATLAB dar. Über die Zusammenführung der einzelnen Klassen durch Assoziationen und die Beschreibung der Vernetzung zwischen diesen entsteht ein gesamthaftes Klassendiagramm, mit dessen Hilfe unter anderem die Vollständigkeit, zum Beispiel aller wesentlichen Schwingungs- und Kraftpfade überprüft/nachvollzogen werden kann.

Die wesentlichen **UML-Klassenbausteine** sind nachfolgend kurz vorgestellt. Das BMW 2-Spur-Modell wurde als bereits existierende MATLAB Umgebung übernommen und um die weiteren dargestellten Bausteine erweitert. Die angeführten „Inputs“ und „Outputs“ beziehen sich auf den Datenfluss zur Laufzeit einer Simulation und nicht auf die Modellbedatung.

### BMW 2-Spur-Modell:

Das BMW 2-Spur-Modell, ist ein vierrädriges Kraftfahrzeugmodell mit unebenheits Zweispuranregung (vgl.[MW04]). Es besitzt sein Haupteinsatzgebiet in der Entwicklung im Bereich der Berechnung der Fahrdynamik eines Gesamtfahrzeugs. Im Modell können standardisierte Manöver (z.B. stationäre Kreisfahrt [RH84], bremsen bei Kurvenfahrt [RH84] etc.) vorgegeben und simuliert werden. Die Manöversteuerung zur Auswahl der standardisierten Manöver steuert gleichzeitig die Auswahl der für das Manöver zu Grunde liegenden Teilsysteme wie zum Beispiel Reifenmodell, Anregungsform (Straße/Hydropuls), Fahrzeugaufbau (Schwingungstilgerkonfiguration) oder Fahraufgabe (Kunden-/Prüfzyklus). Über eine kennlinienbasierte Systembeschreibung wird die Betrachtung unterschiedlicher Fahrzeugbeschreibungen für die Simulation realisiert. Das Modell ist dabei modular über Bibliotheken in MATLAB aufgebaut und erlaubt die Einbindung unterschiedlicher Teilmodelle zum Beispiel im Bereich Reifen oder Antrieb. Das 2-Spur-Modell bildet die Basis des hybriden Ansatzes. Durch Erweiterungen gegenüber der standardisierten kennlinienbasierten Beschreibung im 2-Spur-Modell wird es ermöglicht, die Starrkörperdynamik der einzelnen Teilsysteme in der Aufhängung zu beschreiben.

<b>BMW 2-Spur Modell</b>
Manöver: Fahrzeug: Antrieb: Reifenmodell:

#### Inputs:

- Anregung Straße ( $z_{Str}(x_{Fzg})$ ) o. Hydropuls ( $z_{Stempel}(t)$ )
- Zustandsgrößen Koppelstellen

#### Outputs:

- Anregungskräfte Karosserie
- Fahrzeuginformationen  
(Masse, Rollwiderstand, Stirnfläche, Luftwiderstand)
- Fahrzeug Bewegungsgrößen

**Modellierungshinweise:**

- Eignung vorhandener Simulationsmodelle als Basis (eines hybriden Ansatzes) überprüfen.
- Koppelstellen (Lager) zu benachbarten Teilsystemen geeignet ausführen (Modelldetaillierung - linear/ nicht linear). Austausch der Kräfte und Zustände zwischen benachbarten Teilsystemen ist entscheidend für die Ergebnisqualität.
- Vollständigkeit der Zustandspfade prüfen (Rückführungen).
- Erweiterbarkeit beachten.

**Elastische Karosserie:**

Die Berücksichtigung des Schwingungsverhaltens der elastischen Karosseriestruktur im Gesamtfahrzeugmodell erfolgt mit Hilfe der modalen Reduktion und der Abbildung über ein Zustandsraummodell (State-Space). Die initiale Berechnung und Datenausgabe sowie die Aufbereitung (z.B. Definition Koppelstellen) des FEM Karosseriemodells erfolgt im Rahmen des hybriden Kombinationsansatzes mit NASTRAN [FGB09]. Die State-Space Beschreibung der Karosserie in MATLAB/SIMULINK erfolgt über die Implementierung der Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix unter Verwendung der Eigenfrequenzen und Eigenvektoren der Struktur als Ergebnis einer FE-Modalanalyse. Die Erstellung der Dämpfungsmatrix erfordert die Festlegung einer für das Modell und den Anwendungsfall realistischen modalen Strukturdämpfung. Die Anregungen erfolgen über definierte Koppelstellen unter Berücksichtigung der dort vorliegenden Eigenvektoren.

<b>Elastische Karosserie</b>
Massenmatrix:
Steifigkeitsmatrix:
Dämpfungsmatrix:
Eigenvektoren:
Eigenfrequenzen:
Koppelstellen:
State-Space:

**Inputs:**

- State-Space Formulierung (Matrizen)
- Anregungskräfte (Fahrwerk, Motor)
- Schwingungstilgerkräfte

**Outputs:**

- Zustandsgrößen (Beschleunigungen relevanter Punkte)

**Modellierungshinweise:**

- Einschränkung benötigter Punkte (Koppelstellen, Auswertestellen) zur Modellreduktion (Reduktion Dimension Eingangs- und Ausgangsmatrix ( $B, C$ )) zur Senkung der Rechenzeiten.
- Einschränkung relevanter Frequenzbereich (wenige Moden, Reduktion Dimension Systemmatrix ( $A$ )) zur Modellreduktion.



- Festlegung einer für das Modell realistischen Strukturdämpfung innerhalb der State-Space Beschreibung.
- Die Berücksichtigung des primären Anregungspfades (Reifen - Karosserie) ist alleine nicht ausreichend. Die Rückwirkungen (Karosserie - Aufhängung) müssen zwingend mit beachtet und modelliert werden.

### Modale Korrektur:

Die in die elastische Strukturabbildung integrierten modalen Korrekturen werden auf Basis der Ergebnisse aus den Arbeiten von WITTA [Wit01] und MASS [Mas00], sowie dem von der Firma CDH vertriebenen Programm CDH VAO in den Demonstrator eingebunden. Die modalen Korrekturfunktionen bilden die Grundlage zur Analyse unterschiedlicher Karosseriestrukturvarianten innerhalb des hybriden Ansatzes, bei kurzen Rechenzeiten. Die modalen Korrekturmatriizen werden über Berechnungen mit NASTRAN erstellt, wobei die Steuerung und Definition der Blechbauteile („VAO-Submodelle“) über das Programm VOA von CDH erfolgt. Ergebnisse der modalen Korrekturfunktionen innerhalb des Demonstrators sind die modalen Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen einer modifizierten Karosseriestrukturvariante (Blechstärkenvariation).

<b>Modale Korrektur</b>
Blechbauteile: Wandstärken: Korrekturmatriizen: Eigenvektoren: Eigenfrequenzen:

#### Inputs:

- Wandstärkenvorgaben (aus Optimierung)

#### Outputs:

- Matrizen zur Strukturbeschreibung (Abb. 4.10)

### Modellierungshinweise:

- Die Auswahl der Blechbauteile (VAO-Submodelle) erfolgt unter der Berücksichtigung eventuell zusätzlich sicher zu stellender Anforderungen (z.B. Crash, Betriebsfestigkeit, Fertigung).
- Die Anzahl der ausgewählten Blechbauteile (VAO-Submodelle) gilt es gering zu halten. Die Anzahl der Blechbauteile beeinflusst direkt die Anzahl von Designvariablen in der Gesamtsystemoptimierung (Energie vs. Leichtbau) (Rechenzeiten).

### Aktorik (Schwingungstilger):

Die Beschreibung des mechatronischen Schwingungstilgers erfolgt über die getrennte Modellierung des aktiven und passiven Teils des Schwingungstilgers. Der modulare Aufbau erlaubt die Variation der Art der Schwingungstilger (passiv, aktiv bzw. ohne Schwingungstilger). Der passive Teil entspricht einem fußpunkt-erregtem Einmassenschwinger. Der aktive Teil besteht aus der Modellierung des elektrischen Stromkreises, einer elektrischen Spule und einem vom Aufbau des Schwingungstilgers abhängigen Strom-Kraft-Faktor. Der Klassenbaustein Aktorik beinhaltet die Regelung inklusive Sensorik des mechatronischen Schwingungstilgers, die im vorliegenden Fall als Proportionalregelung ausgelegt ist. Das Aktorwirkprinzip beruht aufgrund eines hohen Strom-Kraft-Faktors auf einem magnetodynamischen Aufbau (Vgl. Kapitel 2.3.1).

Aktorik
Sensor:
Regelung:
Wirkprinzip:
Aktordaten:
Aktor-DGL:
Koppelpunkt:

#### Inputs:

- Schwingungstilgerparameter (Optimierung)
- Zustandsgrößen Karosserieanbindung (Anregung, Sensorik)

#### Outputs:

- Schwingungstilgerkräfte
- Elektrischer Energiebedarf

### Modellierungshinweise:

- Festlegung der Schwingungstilgeranbindungspunkte an der elastischen Struktur unter Beachtung des größtmöglichen Hebelarms der Schwingungstilgerkraft im relevanten Schwingungsmodus.
- Vorgabe einzuhaltender Phasenwinkel (Strom & Spannung) für realistische Leistungswerte (Blindleistungsanteil).
- Kontrolle Stabilität Gesamtsystem (Schwingungstilger & Regelkreis).

### Anregung Straße/Hydropuls:

Die jeweilige Anregung des Fahrzeugmodells erfolgt über die Einbindung der Straßenbeschreibung bzw. des Hydropuls-Versuchs in die zu simulierenden Manöver innerhalb des 2-Spur-Modells. Die Anregung des Gesamtfahrzeugmodells stellt einen wichtigen Baustein dar, da diese entscheidend für die resultierenden Komfortpegel ist. Dabei wird zwischen synthetischen Anregungsformen über einen Prüfstand (Hydropuls) und realen kundennahen Straßenanregungen von digitalisierten Straßenoberflächen unterschieden. Beide Anregungsformen sind Teil des Klassenbausteins und beide werden über die Manöversteuerung der 2-Spur-Modell-Klasse wahlweise aktiviert.

<b>Anregung: Straße / Hydropuls</b>
Anregungsprofil: Amplitude: Oberflächendaten:

**Inputs:**

- Position Fahrzeug / Versuchszeit

**Outputs:**

- Strassenoberflächenbeschreibung
- Position Stempel Hydropuls

**Modellierungshinweise:**

- Auswahl geeigneter/repräsentativer Anregungsprofile.

**Energiebilanz:**

Die gesamthafte Energiebilanz ist das grundlegende Bewertungskriterium zum Einsatz mechatronischer Schwingungstilger im Zusammenhang mit Leichtbau im Fahrzeug. Die Bewegungsenergie zum Durchfahren eines zu definierenden Kundenzyklus wird dabei in Abhängigkeit der Fahrzeugmasse betrachtet. Die Bewegungsarbeit des Fahrzeugs sowie die benötigte elektrische Energie des Schwingungstilgers müssen miteinander kombiniert werden. Eine Verbindung der Energiegrößen erfolgt auf Basis der für die Bereitstellung der Energie zuzuführenden Kraftstoffmenge. Die Umrechnung auf die Kraftstoffmenge erfolgt über unterschiedliche Wirkungsgrade. Die Wirkungsgrade sind: Kraftstoff zu Straße (Tank-to-Wheel) sowie Kraftstoff zu elektronischer Verbraucher am Bordnetz.

<b>Energiebilanz</b>
Zyklusinformation: Fahrzeugmasse: Energiekonstanten:

**Inputs:**

- Energieverbrauch Schwingungstilger
- Fahrzeuginformationen

**Outputs:**

- Energiebedarf Gesamtsystem  
(Fahrzeugbewegung + Schwingungstilger)
- Energetischer Vorteil Gesamtfahrzeug

**Modellierungshinweise:**

- Die Generierung eines realistischen Kundenprofils ist entscheidend für die Größenordnung des Energieverbrauchs.
- Einheitliche energetische Bewertungsgröße (z.B. Kraftstoffverbrauch).

### Optimierung:

Der Klassenbaustein des Optimierers ist über die MATLAB Build-In Funktion *fmincon* realisiert. Designvariablen sind dabei die Wandstärken der definierten Blechbauteile und die elektrischen sowie mechanischen Parameter des Schwingungstilgers. Zur Einhaltung physikalischer Grenzen der Designvariablen und der Teilsysteme, sowie der Vergleichbarkeit der Optimierungsdurchläufe müssen Nebenbedingungen (z.B. identischer Komfort (Effektivwert Komfortpunkte) zwischen den Strukturvarianten) festgelegt werden.

Optimierung
Zielfunktion:
Constraints:

#### Inputs:

- Energetischer Vorteil Gesamtsystem

#### Outputs:

- Modelldaten Schwingungstilger
- Wandstärken der Blechbauteile der Karosserie

### Modellierungshinweise:

- Bilden von Gruppen innerhalb der zu variierenden Blechbauteile (Zusammenfassen Blechbauteile) zur Reduktion der Anzahl der Designvariablen (Designraum) und der Reduktion der Rechenzeiten.
- Formulierung der Designfunktion (Zielfunktion) auf Basis der Minimierung der in der Energiebilanz getroffenen einheitlichen Bewertungsgrößen zum Energieverbrauch.
- Beachtung und Definition von Nebenbedingungen zur Vergleichbarkeit der Ergebnisse (in Grenzen identische Komfortgrößen).

Die Überführung der Darstellung zur integrierten Umsetzung des Software-Demonstrators in Abbildung 4.4 ergibt, unter Anwendung der vorgestellten Klassen, das Gesamtbild in Abbildung 4.5 zur Realisierung im MATLAB.

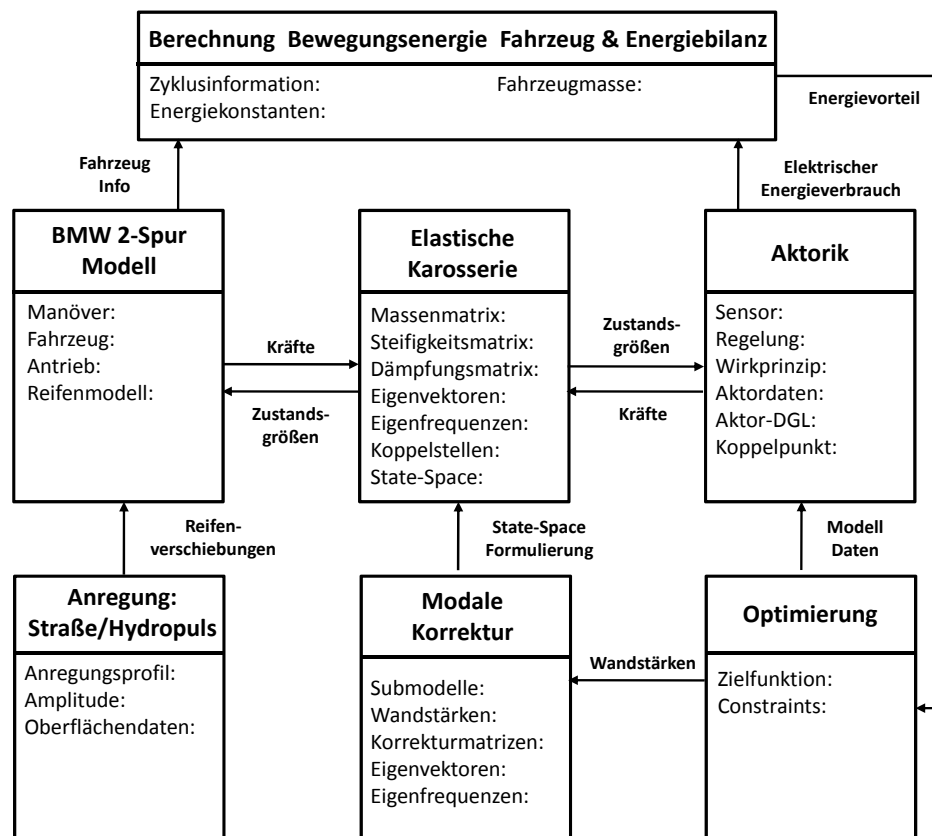


Abbildung 4.5: UML Klassendiagramm zur integrierten Umsetzung des Software Demonstrators

## 4.4 Ausgewählte Aspekte der G-SAMT Modellierung

### 4.4.1 Aspekte der Motorschwingungen

Ausgehend vom betrachteten Komfortpunkt im Fahrzeug müssen durch schrittweises Aufgliedern der Gesamtfahrzeugstruktur die wesentlichen Anregungspfade und deren Wirkzusammenhänge initial analysiert und beschrieben werden. Die Anforderungen bezüglich der Inhalte und der damit verbundenen Systemeigenschaften der abzubildenden Teilsysteme lassen sich über Klassendiagramme aus der UML formalisieren. Ziel ist es, ausgehend von Abbildung 4.5, eine detaillierte Übersicht über alle wesentlichen, für die Schwingungssimulation abzubildenden Teilsysteme und deren Vernetzung bzw. Beeinflussung untereinander zu bekommen.

Die Klasse der elastischen Karosserie in Abbildung 4.5 ist der Ausgangspunkt für die Darstellung des Motors. Der Motor beeinflusst durch seine Dynamik und den daraus resultierenden Kräften das Schwingungsverhalten der Karosserie.

Der Anschluss des Motors an die Darstellung im Klassendiagramm in Abbildung 4.5 erfolgt über Schnittstellen aus der UML-Modellierung. Abbildung 4.6 zeigt das den Motor beschreibende Klassendiagramm.

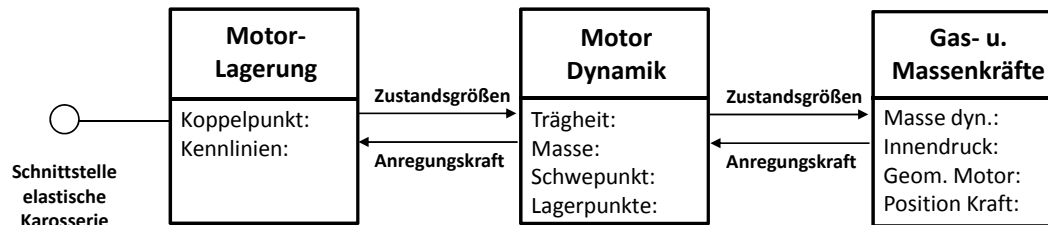


Abbildung 4.6: Klassendiagramm des Motors

Aus dem Betrieb des Motors resultieren den Motor anregende Gas- und Massenkräfte. Diese Kräfte werden über Motorlager in die Karosserie geleitet. Weitere über die Motorlager in die Karosserie eingeleitete Kräfte entstehen durch die Dynamik (Starrkörper) des Motors in Folge von zum Beispiel fahrbahninduzierten Anregungen und Schwingungen des Aufbaus. Diese Kräfte werden zusätzlich über die Koppelpunkte von Motor und Karosserie ausgetauscht. Der Motor als schwingend gelagertes System im Fahrzeug kann neben einer Anregungsquelle auch als passiver Schwingungstilger wirken.

Die Klasse des Motorlagers gibt die allgemeine Beschreibung eines Lagers wieder. Diese Klasse vereint zunächst alle Lager des Motors. Eine Unterscheidung in unterschiedliche Objekte der Klasse erfolgt über die jeweiligen Attribute der Klasse. Im Falle der Lagerung des Motors kann von zwei Objekten zur Motorlagerung und einem Objekt zur Lagerung des Getriebes ausgegangen werden.

Bei der Realisierung des Software-Demonstrators wurde auf die Modellierung der Starrkörperdynamik des Motors verzichtet. Erste Analysen zeigen, dass diese Vereinfachung der Motorbeschreibung zu leicht erhöhten Schwingpegeln im relevanten Frequenzbereich (Karosserieeigenfrequenz Cabrio 17-21 Hz) führt, da die tilgende Wirkung des Motors nicht berücksichtigt wird. Die Anregungskräfte in Folge der Gas- und Massenkräfte treten erst bei höheren Frequenzen in Erscheinung und haben folglich keinen Einfluss auf die Analysen im Bereich der 1. Torsionsschwingung des Fahrzeugs.

#### 4.4.2 Aspekte der Radführungen

Die Abbildung der Schwingungspfade im Fahrwerk erfolgt ausgehend von der Straße hin zu den Koppelstellen der elastischen Karosserie. Beginnend beim Reifenlatsch-Straßenkontakt (Reifenmodell) verläuft die Anregung in der Achsaufhängung über verschiedene Pfade innerhalb des 2-Spur-Modells zu den Koppelstellen Karosserieachsaufhängung (vgl. Abbildung 4.5).

Die vom Reifen ausgehenden Pfade werden beschrieben durch Dämpfer und Aufbaufeder sowie über Lenker (gelagerte Schwingmasse) im Fahrwerksaufbau. Die Lenker werden dabei entweder auf direktem Wege über Lager an die Karosserie gekoppelt oder über zusätzliche Achsträger (z.B. Hinterachsträger) elastisch oder starr mit der Karosserie verbunden. Die Kopplung zwischen Karosserie und Achsaufhängung erfolgt über die Beschreibung der jeweiligen Lagerungen (z.B. Lenker, Achsträger, Feder, Dämpfer). Die Lager sind dabei wegabhängig linear oder nichtlinear und teilweise frequenzabhängig ausgeführt. Im Einzelfall, wie zum Beispiel am Stützlager, erfolgt eine erweiterte nicht-lineare Abbildung über Feder- und Dämpferkennlinien. Die erweiterte Modellierung des Stützlagers zur Steigerung der Modellgüte ist erforderlich, da im betrachteten Fall der Vertikaldynamik der dominante Teil der Anregungskräfte über die Hauptfedern und die Dämpfer in die elastische Karosseriestruktur über die Stützlager eingeleitet wird. Es gilt zu beachten, dass die Einleitung der Dämpfer- und Hauptfederkräfte nicht zwangsläufig gemeinsam über das Stützlager erfolgen muss und eine vom Stützlager getrennte Einleitung der Hauptfederkraft durchaus bei heutigen Achskonzepten üblich ist [o.V11] [BS05].

Die Beschreibung und Modellierung des Anregungspfades ergibt das in Abbildung 4.7 dargestellte UML-Klassendiagramm.

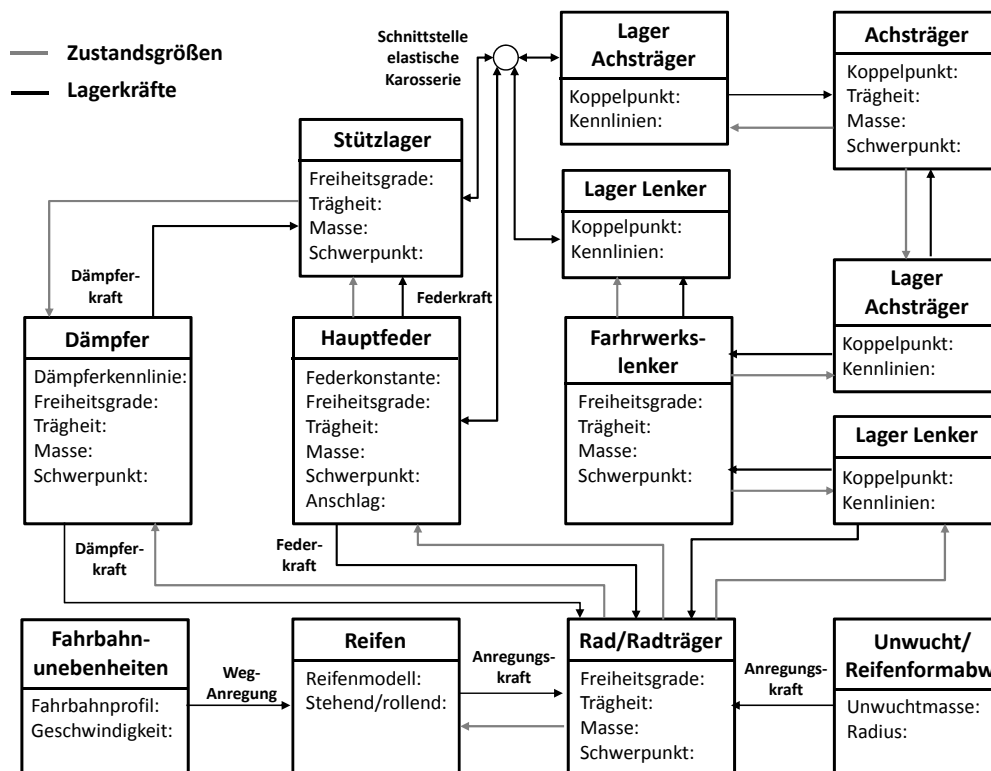


Abbildung 4.7: Klassendiagramm des Fahrwerks

Aus der Darstellung des Klassendiagramms in Abbildung 4.7 wird deutlich, dass eine Klasse zur Beschreibung der Starrkörperdynamik eines Bauteils immer Lagerstellen als benachbarte Klassen besitzen muss. Die Klasse des starren Körpers definiert als Eingangsgrößen (Input) Kräfte und liefert als Ausgangsgrößen (Output) die Bewegungszustände des Körpers. Bei der Betrachtung der Klassen der Lager werden Eingangs- und Ausgangsgrößen gegenüber der Starrkörperdynamik vertauscht. Die Ausgangsgrößen der Klasse der Starrkörperdynamik sind die Eingangsgrößen der Lagerklassen. Daraus resultiert, dass die Klasse der Lager als benachbarte Klassen die Klassen der Starrkörperdynamik benötigt. Folglich sind bei Lagern die Eingangsgrößen Zustandsgrößen und als Ausgangsgrößen werden Kräfte erzeugt.

Der auf Basis von Abbildung 4.7 umgesetzte Simulationsdemonstrator G-SAMT besitzt im Teilsystem Fahrwerk folgende bewusst gewählte Vereinfachung. Bei der Umsetzung des G-SAMT erfolgt eine abweichende Darstellung des in Abbildung 4.7 vom Rad/Radträger ausgehenden rechten Kraftpfades. Dabei wird der Einfluss des Hinterachsträgers vereinfacht abgebildet und die Lenkerkraftpfade an der Vorderachse vernachlässigt.

Ein elastisch gelagerter Hinterachsträger (HAT), der im G-SAMT nicht als Starrkörper dynamisch abgebildet ist, ist über einen vereinfachten Ansatz auf Basis eines Proportionalfaktors (HAT-Faktor) im Modell berücksichtigt. Der Proportionalansatz leitet sich aus den Verläufen der Stützlagerkraft und der Hinterachsträgerlagerkraft ab. Abbildung 4.8 zeigt vergleichend den, in einer ADAMS MKS-Simulation, bestimmten Amplitudengang der Stützlagerkraft und der Hinterachsträgerlagerkraft an einem 6er Cabrio bei gegenphasiger Radanregung von 0,5 mm. Deutlich erkennbar ist der ähnliche Verlauf.

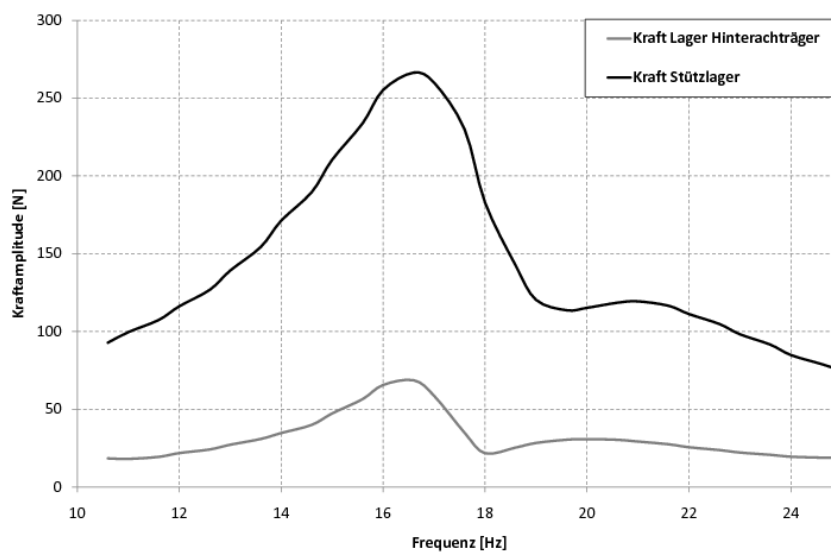


Abbildung 4.8: Kräftevergleich am Lager des Hinterachsträger mit Stützlager



Zwischen den Verläufen aus Stützlagerkraft und Hinterachsträgerlagerkraft besteht im Zeitbereich eine Phasenverschiebung von  $180^\circ$ , die über das Vorzeichen der Lagerkraft im G-SAMT berücksichtigt wird. Über die Integration der Hinterachsträgerlagerpunkte der Karosserie als Anregungspunkte in der State-Space Formulierung können die Stützlagerkräfte an diesen Punkten mit einem negativen Proportionalitätsfaktor angreifen.

### 4.4.3 Aspekte der Reifenbeschreibung

In der Gesamtfahrzeugsimulation gilt in der Aufhängung der Reifen als eine grundlegende Komponente, da der Reifenlatsch die einzige Kopplung zwischen Fahrzeug und Straße darstellt. Reifenmodelle müssen das Oberflächenprofil des Untergrundes in Kräfte und Momente an der Radnabe transformieren [Ein10].

Bei der Abbildung der Reifeneigenschaften über ein Modell muss grundsätzlich zwischen einem „stehenden“ und einem „rollenden“ Reifen unterschieden werden [ISO95].

Für die Beschreibung des stehenden Reifens ist ein BMW internes Reifenmodell implementiert. Die Beschreibung des stehenden Reifens erlaubt die parallele Modellierung und Abbildung von Weg- und Frequenznichtlinearitäten gegenüber der häufig verwendeten einfachen Darstellung über eine Reifenfeder (vgl. [MW04] [PS01]). Verwendung findet ein solches Modell für einen stehenden Reifen zum Beispiel bei der Simulation eines Versuches auf einem 4-Stempel-Prüfstand. Die Modellierung erlaubt die Berücksichtigung der in diesem Fall charakteristischen Versteifung (Erhöhung der Radialsteifigkeit) des stehenden Reifens bei kleinen Anregungsamplituden. Die Modellierung des Reifens erfolgt dabei durch die Parallelschaltung von Feder-, Dämpfer und Maxwellelementen<sup>2</sup>, wie in Abbildung 4.9 gezeigt wird.

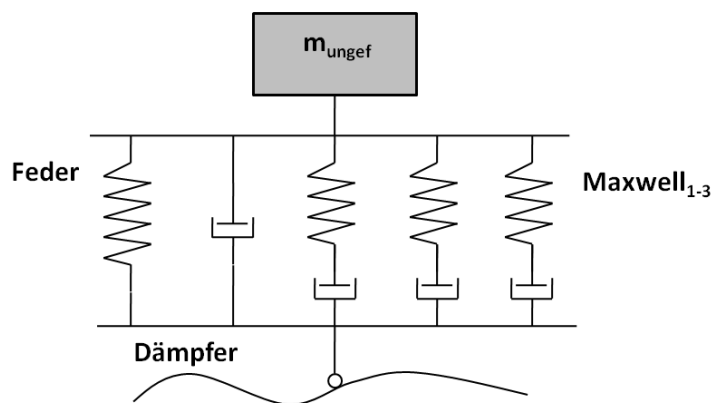


Abbildung 4.9: Reifenmodellierung für einen stehenden Reifen

<sup>2</sup> Reihenschaltung von Feder und Dämpfer.

Für die Beschreibung des rollenden Reifens bieten unterschiedliche Reifenmodelle unterschiedlich detaillierte Ansätze zur Kontaktbeschreibung. Dieses kann ausgehend von Kontaktpunkten mit physikalischen Beschreibungen über Gürtelringmodelle bis zu detaillierten FEM-Beschreibungen inklusive elastischer Modellierung des Reifens erfolgen [ESB10] [Ein10]. Die Reifenmodelle sind dabei auf bestimmte Anwendungsszenarien spezialisiert und liefern je nach Randbedingungen der Untersuchung unterschiedliche Ergebnisqualitäten. Tabelle 4.2 gibt einen Überblick über eine Auswahl in der Literatur vorhandener rollender Reifenbeschreibungen. Die Auswahl des Reifenmodells muss häufig als Kompromiss zwischen Rechenzeit, Abbildungsgüte und zur Verfügung stehender Datensätze erfolgen.

Tabelle 4.2: Übersicht und Beschreibung unterschiedlicher rollender Reifenmodelle in Anlehnung an [Ein10]

Gruppe	Beschreibung	Beispiele
Mathematisches bzw. Kennlinienmodell	Phänomenologisch, Punktkontakt, verschiedene Radialkraftmodellierungen mit teilweise physikalischem Ansatz, numerisch stabil, meist echtzeitfähig	MF-Tyre [Pac06], LINES [Lin91], PLESSER [Ple97]
Semi-physikalisches bzw. Bürstenmodell	Zwischenschritt zu physikalischem Modell, Approximation der Bodendruckverteilung, Borsten zur Kraftübertragung, teilweise Vernachlässigung der Rotationsbewegung	WILLUMEIT [Wil69], BRIT [BAK02], LAERMANN [Lae86], DYNA-TIRE [Wan93]
Schalen bzw. Starrgürtelringmodell	Kopplung über verschiedene, nichtlineare Kraftelemente, Filterwirkung durch Abrollen, Gürtelbewegung mit Freiheitsgrad (Eigenwerte), teilweise echtzeitfähig	SWIFT [Pac06], RMOD-K 20 [OF01], CTire [Gip01], CDTire 20 [GS04]
Flexibler Gürtelring (Reifenmittenebene)	Elastisches Mehrkörper-Gürtelring-Modell aus erweiterten Kelvin-Voigt-Elementen, vereinfachte laterale Kraftgesetze	FTire (2D)[Gip01], RMOD-K 31 [OF01], CD-Tire 30 [GS04]
Flexibler Gürtelring (mehrere Ebenen)	Mehrschichtiges elastisches Mehrkörper-Gürtelring-Modell (nichtlineare Kraftelementen), laterale Kraftgesetze durch Gürtelmechanik	FTire (3D) [Gip01], CD-Tire 40 [GS04]
Finite Elemente Modell	Mehrere Lagen finiter Elemente, nichtlineare Materialgesetze, sehr lange Rechenzeiten, i.A. nur mit Kennlinien/-daten des Reifenherstellers möglich	DTire [Gip01], GLEU [Gle01]

Im Bereich der Reifenmodelle wird zur Überfahrt digitalisierter Straßenoberflächen innerhalb des G-SAMT erneut eine bewusste Vereinfachung durchgeführt. Es erfolgt die Verwendung eines standardisiertes Magic Formula Reifenmodells [Pac06] statt eines komfortorientierten Reifenmodells (z.B. FTire 3D [Gip01]). Wesentlicher Entscheidungsgrund liegt in den Anforderungen an die Rechenzeiten in der Auslegung und die Verfügbarkeit von bereits parametrisierten Reifenmodellen begründet.

Unter alleiniger Betrachtung der Ergebnisqualität würde die Auswahl eines komfortorientierten Reifenmodells, wie zum Beispiel des F-Tires, die besten Ergebnisse liefern. Das F-Tire Modell verlängert jedoch aufgrund der detaillierten Beschreibung die Rechenzeiten im vorliegenden Gesamtfahrzeugmodell um einen Faktor  $> 10$ . Die wesentliche Vergrößerung der Rechenzeiten erschwert einen praktikablen Einsatz innerhalb einer Optimierung mit einer großen Anzahl an Berechnungsschleifen. Der Magic Formula Reifen kann bei der vorliegenden komfortorientierten Problemfragestellung trotzdem mit ausreichender Genauigkeit eingesetzt werden, da der zu analysierende komfortrelevante Frequenzbereich in der Anwendung der mechatronischen Schwingungstilgersysteme unterhalb von 20Hz liegt. Größere Fehler in der Komfortwiedergabe über einen Magic Formula Reifen stellen sich bei Frequenzen oberhalb von 35 Hz ein, da in diesem Frequenzbereich die auftretenden Eigenfrequenzen des Reifens vom Magic Formula Reifenmodell nicht abgebildet werden können. Durch den modularen, UML-orientierten Aufbau von G-SAMT ist eine zukünftige Erweiterung auf F-Tire Reifenmodelle problemlos realisierbar.

#### 4.4.4 Aspekte der State-Space Karosserie

Die Abbildung der UML Klasse der elastischen Karosseriestruktur erfolgt über die State-Space Formulierung entsprechend Gleichung (2.22) und Gleichung (2.23) Das Vorgehen zur Erstellung der State-Space Beschreibung zeigt Abbildung 4.10 in einem UML-Klassendiagramm.

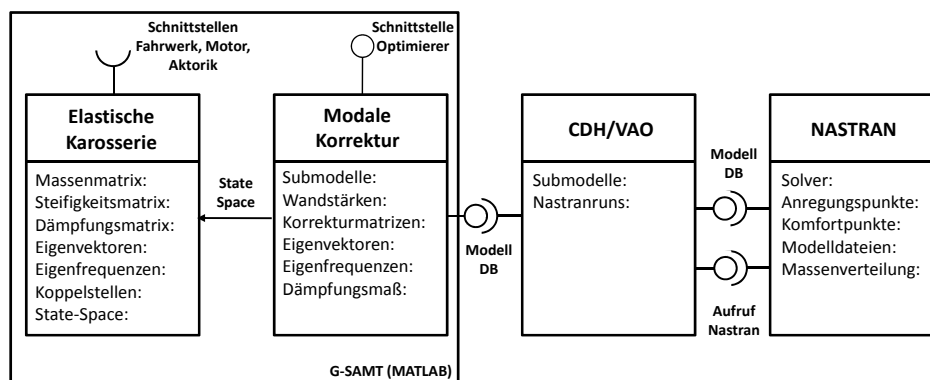


Abbildung 4.10: Klassendiagramm der Karosserieabbildung

Zur Bedienung des State-Space Blocks in SIMULINK dient eine eigene MATLAB Funktion. Diese Funktion verarbeitet die Informationen (Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix für Reststruktur und Submodelle) aus einer initial durch CDH VAO berechneten Karosserie-Informationsbasis. Es werden zunächst aus der Informationsbasis der Karosserie und der der Karosseriestrukturvariante zugrunde liegenden Wandstärken der variablen Blechbauteile die korrigierten modalen Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen berechnet. Über die korrigierten Matrizen und die in der Informationsbasis enthaltenen Informationen über Anregungs- und Auswertepunkte der Karosserie werden die für die State-Space Darstellung benötigten Matrizen berechnet.

Für die direkte Bewertbarkeit der Qualität der modalen Korrekturverfahren ist nachfolgend eine Karosserie ohne Fahrwerk betrachtet. Die Karosserie ist dabei über die Anbindungspunkte der Stützlager Kraftkonstant mit 100N gegenphasig auf Torsion angeregt und die Beschleunigung am Windlauf in Y-Richtung (Querrichtung) ausgewertet. Für die Anwendung der modalen Korrektur werden ausgewählte Bauteile auf 70% ihrer Ausgangswandstärke skaliert.

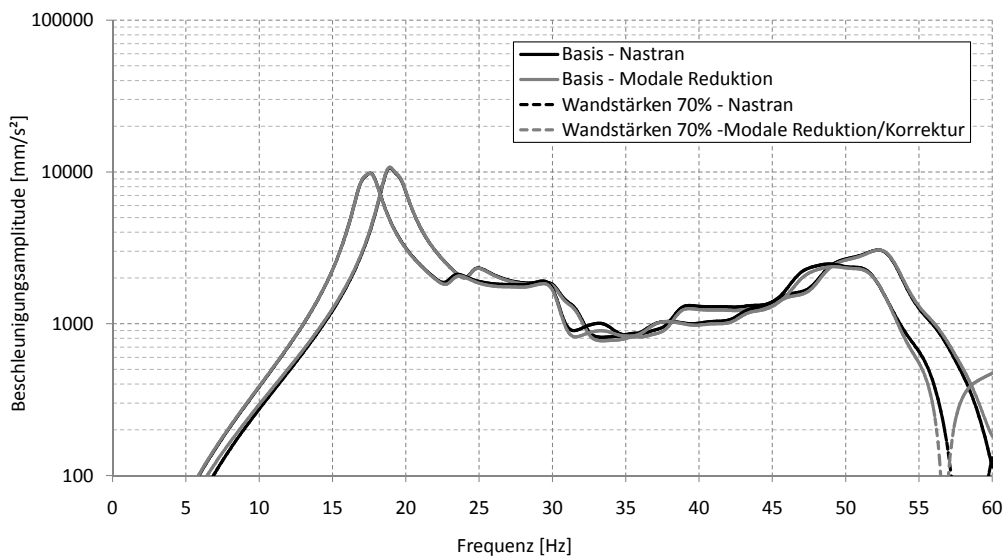


Abbildung 4.11: Vergleich Ergebnisqualität modale Korrekturverfahren

Abbildung 4.11 zeigt die Verläufe einer NASTRAN Frequency Response (SOL111) Berechnung bei 100% und 70% Wandstärke. Zum Vergleich sind die Verläufe aus der Anwendung der modalen Korrekturverfahren für 100% und 70% Wandstärke aus dem MATLAB/SIMULINK mit aufgeführt.

Die Analyse zeigt deutlich die Qualität und das Potential der modalen Korrektur [FGB10a].

### 4.4.5 Aspekte der gesamthaften Energiebilanz

Für die gesamthafte Energiebilanz müssen die Verbrauchsgrößen aus der Bewegung des Fahrzeugs sowie aus dem Betrieb des mechatronischen Schwingungstilgers in identischen Einheiten vorliegen. Die gesamthafte Energiebilanz erfolgt auf Basis der für eine definierte Fahrtstrecke benötigten Brennstoffmenge. Die Brennstoffmenge wird über die jeweilige Umrechnung und anschließende Addition der verbrauchten mechanischen Bewegungsenergie des Fahrzeugs und der verbrauchten elektrischen Schwingungstilgerleistung bestimmt.

Die Berechnung der mechanischen Bewegungsenergie des Fahrzeugs erfolgt über die Addition der zu überwindenden Fahrwiderstände (vgl. Gleichung (2.26)).

Der Brennstoffverbrauch  $V_{mech}$  in  $l/100km$  ergibt sich aus der benötigten Bewegungsenergie  $W_{mech}$  aus Gleichung (2.26) sowie dem Heizwert des Brennstoffs  $H_U$  und dem Gesamtwirkungsgrad der Energiewandlung (Holistische Maschineneffizienz (Tank-to-Wheel))  $HME$  sowie der Fahrtstrecke des ausgewählten Zyklus  $s$  (vgl. Gleichung (2.28)).

Die Umrechnung der im Zyklus benötigten elektrischen Schwingungstilgerleistung in Brennstoffmenge erfolgt auf Basis der in Kapitel 2.5.2 gezeigten Betrachtungen auf Basis der Willanslinien.

Die Umsetzung der gesamthaften Energiebilanz innerhalb des Demonstrators erfolgt über eine eigene Funktion im MATLAB.



# 5 Anwendung mechatronischer Schwingungstilger am Beispiel BMW 6er Cabrio.

## 5.1 Untersuchungsgegenstand

Die beispielhafte Auslegung und virtuelle Evaluierung des mechatronisch unterstützten Systemleichtbaus erfolgt mit Hilfe des entwickelten G-SAMT (Software-Demonstrator) auf Basis eines BMW 6er Cabrios (630i MJ 2010).

Cabrio-Fahrzeuge neigen bedingt durch ihren strukturellen Aufbau zu erhöhten Schwingungspegeln und verringertem Insassenkomfort gegenüber den geschlossenen Derivaten [BS05] [FGB09] [FGB10a]. Darüber hinaus besitzt das BMW 6er Cabrio als Oberklassefahrzeug erhöhte Anforderungen an den Insassenkomfort, so dass neben passiven Maßnahmen, in Form von konstruktiven strukturellen Versteifungen in der Karosserie, zusätzlich zwei passive Schwingungstilger zur Verbesserung des Schwingungskomforts im Serienfahrzeug verbaut sind. Die konstruktiven passiven Maßnahmen verursachen ein erhöhtes Fahrzeuggewicht gegenüber den geschlossenen Derivaten der Baureihe.

Neben den komfortorientierten Karosserieanpassungen müssen zum Insassenschutz zusätzlich weitere, die Fahrzeugmasse erhöhende Maßnahmen zur Unfallsicherheit, bei offenen Fahrzeugen integriert werden. Neben Erweiterungen zum Überschlagschutz (Roll-Over) im Bereich der A-Säule und zwischen Rückbank und Gepäckraum sind zum Beispiel Verstärkungen im Bereich der Bodengruppe und des Schwellers sowie Türverstärkungen notwendig. Die strukturellen Erweiterungen erhöhen das Fahrzeuggewicht im Vergleich zum Coupe. Tabelle 5.1 zeigt beispielhaft die Gewichtsdivergenz zwischen Cabrio und Coupe für ausgewählte Modelle auf Basis der offiziellen Herstellerangaben nach DIN 70020 [DIN72].

Eine deutlich verminderte Karosseriesteifigkeit offener Fahrzeuge (trotz passiver Maßnahmen) resultiert unter anderem in einer deutlich verringerten ersten Torsionseigenfrequenz ( $\sim 20\text{Hz}$ ) gegenüber vergleichbaren geschlossenen Fahrzeugen ( $>30\text{Hz}$ ).

Maßgeblich komfortrelevante im Gesamtfahrzeug resultierende Schwingungsamplituden resultierten aus dem kombinierten Übertragungs- bzw. Schwingungsverhalten der Aufhängung und der Karosserie. Abbildung 5.1 zeigt schematisch die in der Regel in

Tabelle 5.1: Mehrgewicht Cabrio/Coupe unterschiedlicher Fahrzeuge

Fahrzeug	Gewichtsdifferenz [kg]
BMW 6.30iA (MJ 2010)	210 (1750/1540)
BMW 6.40iA (MJ 2011)	180 (1915/1735)
Mercedes Benz E350 (MJ 2011)	125 (1785/1660)
Audi A5 2.0 TFSI 6-Gang (MJ 2011)	200 (1705/1505)
Infinity G37 (MJ 2011)	179 (1898/1719)

einem 4-sitzigem Cabrio vorliegenden Frequenzgänge der Aufhängung und der Karosserie, mit der daraus im Gesamtfahrzeug resultierenden Frequenzüberlagerung. Als Folge der Überlagerung kommt es zur Einleitung erhöhter Kräfte in dem Frequenzband, in dem die Karosserie mit größeren Amplituden antwortet (Karosserieeigenfrequenz). Diese ungünstige Konstellation wird als „Cabriozittern“ bezeichnet. „Cabriozittern“ beschreibt eine Torsionsschwingung der Karosserie mit erhöhten Amplituden im Bereich von  $\sim 15\text{-}25$  Hz. Zur Darstellung bzw. Bewertung des „Cabriozitterns“ wird in der Regel der obere Windlauf im Bereich des Rückspiegels in Y-Richtung als Auswertepunkt bzw. Komfortpunkt betrachtet und die maximal auftretende Beschleunigungsamplitude als Beurteilungsgröße verwendet, so auch im Folgenden.

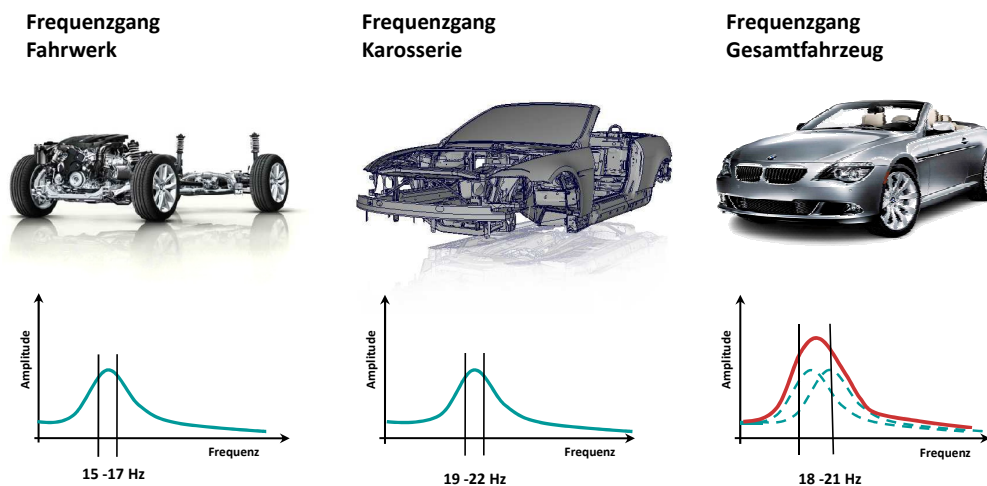


Abbildung 5.1: Entstehung Phänomen Cabriozittern [FGB10a]

Die passiven Zusatzmaßnahmen zur Kompensation des Steifigkeitsverlustes bzw. des Komfortverlustes gegenüber einem bauähnlichen Coupe erfüllt eine notwendige Bedingung für den Leichtbauansatz in Form einer Funktionsverlagerung auf die mechatronischen Schwingungstilger. Das resultierende strukturelle Mehrgewicht eines Cabrios bietet folglich eine sehr gute Ausgangssituation für den Einsatz mechatronischer



Schwingungstilger in Verbindung mit einem Leichtbauansatz zur Energiebedarfsreduzierung.

## 5.2 G-SAMT Modellbildung BMW 6er Cabrio

### 5.2.1 Besonderheiten der G-SAMT Modellierung und deren Sensitivität auf das Modellverhalten

Im Rahmen der in Kapitel 4.4 vorgestellten Modellierungsaspekte und Besonderheiten in der G-SAMT Modellierung werden im Folgenden die Sensitivitäten und Auswirkung dieser auf das Schwingungsverhalten („Cabriozittern“) am Windlauf am Beispiel BMW 6er Cabrio (MJ2010) näher betrachtet. Dabei werden folgende Vereinfachungen und Aspekte exemplarisch untersucht:

1. Lagerung des Motors.
2. Proportionalfaktor-Modellierung am Hinterachsträger (HAT).
3. Unterschiedliche Reifenmodellierungen sowie die in der Modellierung verwendeten Reifensteifigkeiten.

#### 1. Lagerung Motor:

Der Einfluss der Motorlagerung wird für das BMW 6er Cabrio, anhand des Vergleichs des dynamischen Schwingungsverhaltens der G-SAMT Modellierung mit dem eines detaillierten Modells im ADAMS Modells bewertet. Abbildung 5.2 zeigt das verwendete ADAMS Modell in seiner Detaillierung.

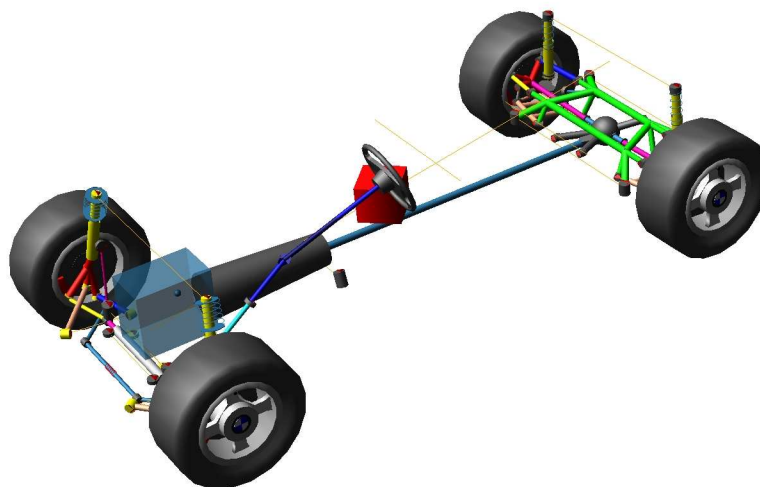


Abbildung 5.2: ADAMS Modell des BMW 6er Cabrio

Grundlage für den Vergleich bildet ein ADAMS-Gesamtfahrzeugmodell „ohne“ Schwingungstilgersysteme. Der Ausschluss der Schwingungstilger wird vorgenommen, um Effekte der Schwingungstilgersysteme bewusst (vorerst) auszuschließen (Basismodell). Ausgewertet wird stets die Beschleunigungsamplitude am Windlauf in Y-Richtung bei der aus Kapitel 4.4.2 bekannten Anregung<sup>1</sup>.

Der Einfluss der elastischen Antriebsstranglagerung wird mit Hilfe einer zusätzlichen ADAMS Simulation mit versteiften Motorlagern quantifiziert. Durch das Versteifen der Lager wird ein Wanken des Motors bei Torsionsanregung unterdrückt und somit dessen Wirkung als Schwingungstilger verhindert. Abbildung 5.3 zeigt die Frequenzgänge der ADAMS Simulationen der beiden Motorlagermodellierungen im Vergleich zum Ergebnis der G-SAMT Simulation.

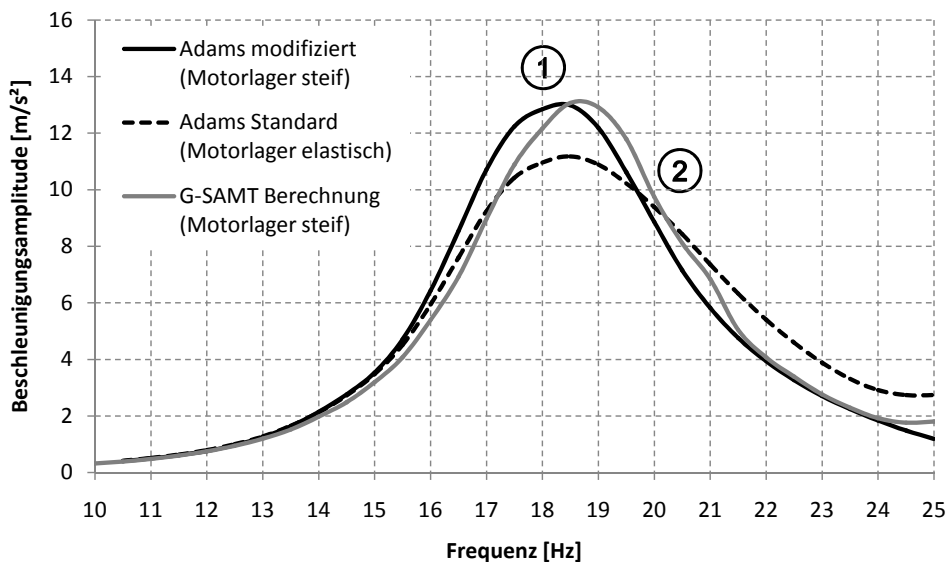


Abbildung 5.3: Windlauf - Querbeseleunigungen bei unterschiedlicher Motorlagerung innerhalb ADAMS im Vergleich zum G-SAMT

Der Vergleich der Amplitudengänge zwischen ADAMS und G-SAMT auf Basis versteifter Motorlagerungen in Abbildung 5.3 erfolgt auf Basis von zwei wesentlichen Kriterien. Dies sind die Unterschiede in den maximal auftretenden Amplituden sowie die Lage in Bezug auf die Frequenz der maximalen Amplitude. Es zeigt sich bezüglich der auftretenden Amplituden in Abbildung 5.3 (Bereich 1) eine gute bis sehr gute Übereinstimmung zwischen den Frequenzgängen der G-SAMT-Berechnung und der vergleichbaren Simulation auf Basis des ADAMS-Modells mit versteifter Motorlagerung. Bei der frequenzbezogenen Positionierung der Verläufe kommt es zu kleineren Abweichungen von ca. 0,5 Hz (vgl. Abbildung 5.3 Bereich 2), welche im Rahmen des gewählten Ansatzes tolerierbar sind (vgl. Kapitel 4.2 Ansatz auf Basis früher Entwicklungsphase).

<sup>1</sup> Anregung: 10 Hz - 25 Hz, 0,5mm Amplitude, gegenphasig.

Durch die im G-SAMT vernachlässigte Modellierung des Antriebsstranges entstehen gegenüber der Standardvariante im ADAMS mit elastisch gelagertem Antriebsstrang größere Schwingungsamplituden der Karosseriestruktur. Die vergrößerten Amplituden resultieren in einem erhöhten Energiebedarf zur Tilgung der Schwingungen. Die aufbauenden Gesamtenergiebewertungen besitzen in diesem Fall einen gewissen „energetischen Puffer“ zum nicht vereinfachten System.

Für die weiteren energetischen Betrachtungen stehen damit zwei Möglichkeiten zum Vorgehen zur Verfügung:

1. Beibehaltung aller Annahmen und Modellparameter und dem damit vorhandenen „Puffer“ aufgrund der steifen Modellierung der Antriebsstranglagerung (energetischer Worst-Case).
2. Anpassung Modellparametern im Fahrwerk zur Absenkung der Schwingungspegel auf Realfahrzeugniveau zur Vermeidung des „Puffers“ (energetischer Best-Case).

Für die weiteren Betrachtungen zur Bewertung einer gesamthaften Energiebilanz am BMW 6er Cabrio wird der energetische Worst-Case gewählt.

## 2. Proportionalfaktormodellierung des Hinterachsträgers (HAT):

Abbildung 5.4 zeigt den Einfluss des Proportionalfaktors der vereinfachten Hinterachsträger Ersatzmodellierung (vgl. Kapitel 4.4.2) auf die Beschleunigung am Windlauf bei Torsionsanregung über die Reifen.

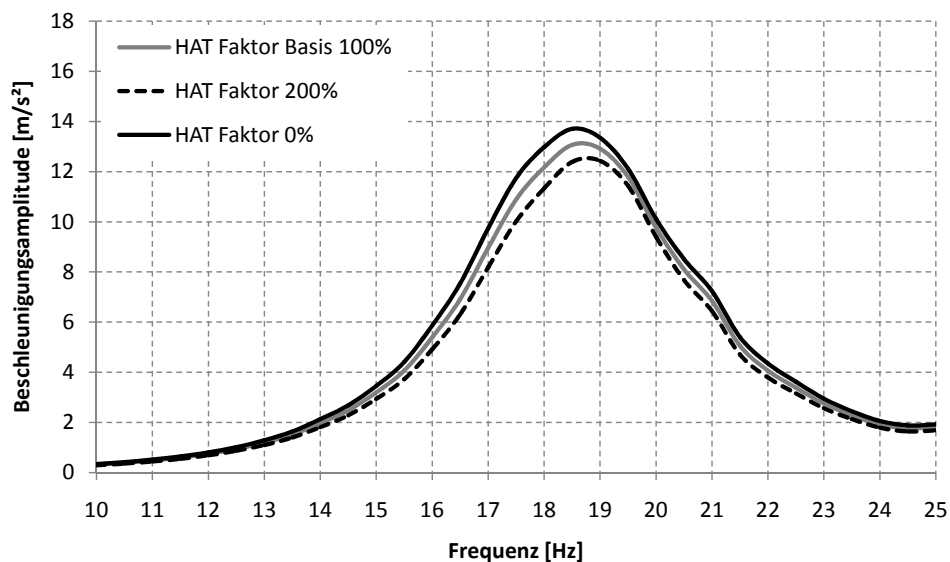


Abbildung 5.4: Einfluss des Proportionalfaktors der Hinterachsträgerersatzmodellierung auf das Schwingungsverhalten am Windlauf

Es ist deutlich erkennbar, dass trotz der erheblichen Veränderung des Proportionalfaktors (0% → 100% → 200%) dies nur zu geringeren Abweichungen der maximal

auf tretenden Beschleunigungsamplituden am Windlauf führt. Dies zeigt, dass die Verwendung des Proportionalfaktors die Ergebnisqualität leicht erhöht. Eine weniger exakte Bedatung (in der frühen Entwicklungsphase) führt jedoch nicht zu größeren Fehlern in der Gesamtsystembewertung, insbesondere in Hinblick auf die Schwingungstilgerauslegung. Für die nachfolgenden Untersuchungen wird der Proportionalfaktor aus einer ADAMS-Analyse bestimmt.

### 3. Reifenmodell und Reifensteifigkeit:

Die Art des verwendeten Reifenmodells hat einen inhärenten Einfluss auf das Schwingverhalten eines Fahrzeugs, da sowohl die Eigenfrequenz der Aufhängung, wie auch die Größe der Krafteinleitung beeinflusst werden. Die Eigenfrequenz der Aufhängung resultiert im Wesentlichen aus den Steifigkeiten des Reifens, der Hauptfeder und den Lenkerlagern sowie der ungefederten Masse. Die Reifensteifigkeit ist dabei der dominierende Teil, da diese von ihrem Steifigkeitswert wesentlich größer ist als die Summe der Steifigkeiten der verbleibenden Komponenten (Beispiel G-SAMT Hinterachse: Reifensteifigkeit:  $360\text{N/mm}$ , Hauptfedersteifigkeit:  $35,5\text{N/mm}$ ).

Der dominante Einfluss des Reifenmodells bedingt, dass für die zu betrachtenden Simulationsumfänge, eine entsprechende Auswahl eines geeigneten Reifenmodells erfolgen muss. Grundsätzlich ist auch hier zunächst zwischen einem stehenden und einem rollenden Reifen zu unterscheiden [ISO95].

Abbildung 5.5 zeigt exemplarisch den Einfluss zweier Reifenmodelle (stehendes Reifenmodell und Magic Formula) auf das Schwingungsverhalten des BMW 6er Cabrios auf die Beschleunigungsamplitude am Windlauf bei der bekannten Hydropulsanregung.

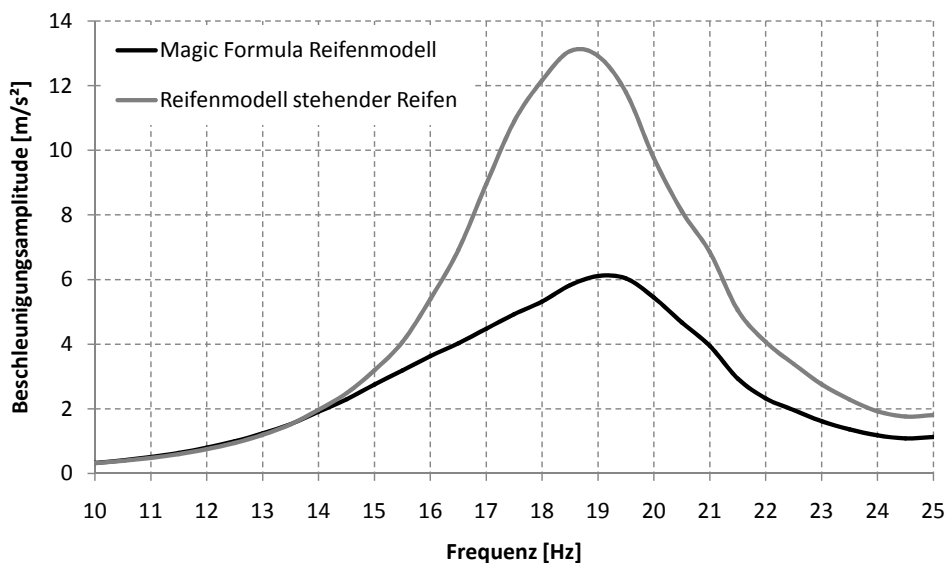


Abbildung 5.5: Vergleich Berechnungsergebnisse unterschiedlicher Reifenmodelle

Abbildung 5.5 zeigt sehr deutlich die Unterschiede bezüglich maximaler Amplitude und Frequenzlage zwischen einem stehenden Reifenmodell und einem Magic-Formula-Tire (MF-Tire) Reifenmodell auf das Schwingungsverhalten. Die in der ISO 8608 [ISO95] aufgeführte Notwendigkeit der Unterscheidung zwischen einem rollendem und einem stehenden Reifenmodell wird am gezeigten Beispiel deutlich.

Die Verwendung von komplexen Reifenmodellen erfordert eine Parametrierung auf Basis von Versuchsdaten. Die Reifenparameter haben dabei wiederum einen direkten Einfluss auf das Modellverhalten des Reifens und folglich auf das Schwingungsverhalten des Gesamtfahrzeugverbunds. Die Sensitivität der Modellparametrierung wird am Beispiel unterschiedlicher Reifenradialsteifigkeiten für einen stehenden Reifen in Abbildung 5.6 gezeigt.

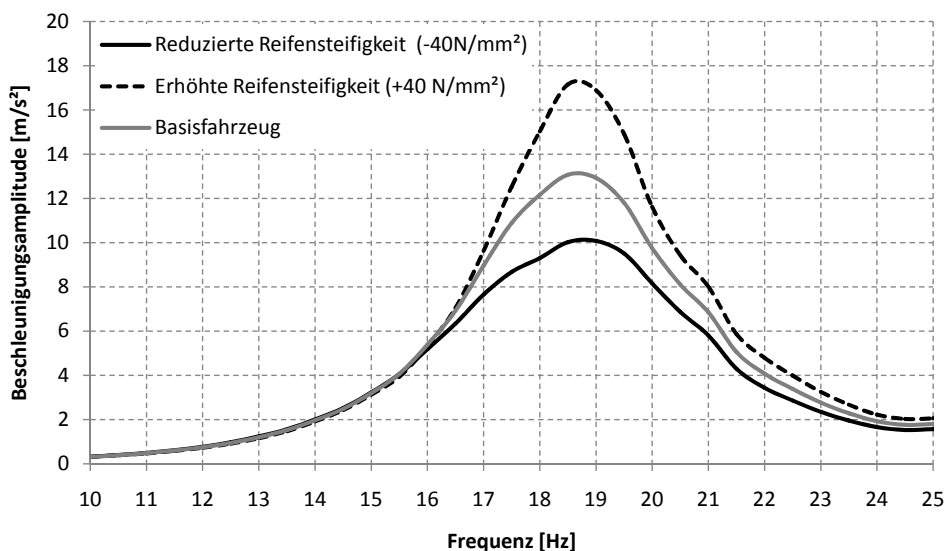


Abbildung 5.6: Vergleich Berechnungsergebnisse unterschiedlicher Reifensteifigkeiten am Windlauf

Es zeigt sich in Abbildung 5.6, dass die Variation der Reifensteifigkeit erwartungsgemäß ein vergleichbar sensibles Verhalten bezüglich der Beschleunigungsamplitude am Windlauf besitzt wie die vorherige Variation des Reifenmodells (Vgl. Abbildung 5.5).

Es ist offensichtlich und bekannt, dass der Reifen einer der wesentlichen Teilmodelle bei der Modellierung von Fahrzeuggesamtsystemen zum Schwingungsverhalten darstellt und sich stark sensitiv auf das Schwingungsverhalten auswirkt. Für die Parametrierung (Tire-Fitting) des verwendeten Reifenmodells ist der zugehörige reale Reifen idealerweise auf einem geeigneten Prüfstand (Flat-Track) zu vermessen. Notfalls kann aus vergleichbaren vorhandenen Reifendaten (vergleichbare Abmessungen, identische Hersteller, gleiche Reifenserie) ein passender Datensatz abgeleitet werden (frühe Phase). Die Verwendung von Reifendaten unterschiedlicher Hersteller bei identischen

Abmessungen führt häufig zu deutlichen Unterschieden, zum Beispiel aufgrund unterschiedlicher Reifenaufbauten, Gummimischungen etc. Eine Verwendung von gleichen Reifenparametern unterschiedlicher Hersteller bei identischen Abmessungen ist nicht zielführend.

Abbildung 5.6 zeigt ein leichtes Absinken der ersten Resonanzfrequenz des Gesamtsystems (vgl. max. Amplitude Variante reduzierte Reifensteifigkeit mit Basisfahrzeug) bei steigender Eigenfrequenz der Aufhängung (Erhöhung Reifensteifigkeit  $\rightarrow$  steigende Eigenfrequenz Aufhängung). Die Ursache für dieses Phänomen liegt in der Überlagerung der Eigenfrequenzen der Aufhängung mit der ersten Torsionseigenfrequenz der Karosserie, dem so genannten „Cabriozittern“ (vgl. Abbildung 5.1).

Auf folgendes Phänomen im Bezug auf die Reifensteifigkeit bei Cabriofahrzeugen wird zusätzlich hingewiesen.

Bei geringen Reifensteifigkeiten und folglich einer geringen ersten Eigenfrequenz der Aufhängung sind die ersten Eigenfrequenzen der Aufhängung und der Karosserie weit voneinander entfernt, so dass es zu keinen oder nur untergeordneten Überlagerungseffekten kommt. Bei einer Erhöhung der Reifensteifigkeit verringert sich der Abstand zwischen diesen Eigenfrequenzen, womit es zu zunehmenden Überlagerungseffekten kommt. Diese Frequenzüberlagerung führt zu maximalen Schwingungsamplituden der Karosserie (Gesamtsystem) bei Frequenzen zwischen den jeweiligen Eigenfrequenzen von Aufhängung und Karosserie (vgl. Abbildung 5.1). Bei einem weiteren Anstieg der Reifensteifigkeit wird der Abstand zwischen den beiden Eigenfrequenzen weiter verringert, bis schließlich - bei offenen Fahrzeugen - nahezu identische Eigenfrequenzen vorliegen. Bei ähnlichen Eigenfrequenzen liegt die maximale Amplitude der Karosserie erwartungsgemäß wieder in der Nähe der 1. Torsionseigenfrequenz des Gesamtfahrzeugs.

Einen solchen Zustand gilt es aufgrund der stark erhöhten Schwingungsamplituden unter allen Umständen zu vermeiden. Es ist offensichtlich, dass von einem Maximum der Schwingungsamplituden eines Frequenzganges bei der Betrachtung eines Gesamtfahrzeugs nicht zwangsläufig auf die Eigenfrequenz der Karosserie geschlossen werden kann, die Gesamtsystembetrachtung ist entscheidend.

Zu beachten ist weiter, dass ein passiver, auf eine feste Resonanzfrequenz abgestimmter Schwingungstilger zum Beispiel beim Einsatz unterschiedlicher Bereifungen sprich unterschiedlichen Reifensteifigkeiten (Fahrzeugvarianten oder Sonderausstattungen) aufgrund der sich verändernden ersten Eigenfrequenz des Gesamtsystems, an Schwingungstilgerungseffizienz verliert. Dem gegenüber führt der Einsatz eines aktiven Schwingungstilgers in diesem Szenario lediglich zu einem leicht erhöhten Energiebedarf, jedoch nicht zu Komforteinbußen.

### 5.2.2 Versuchsabgleich

Neben der Bewertung der vorhandenen Vereinfachungen im G-SAMT-Modell ist die Qualität der Berechnungsergebnisse des G-SAMT im Vergleich zum realen Fahrzeug (Versuch) zu verifizieren. Zur Verifikation des G-SAMT am Beispiel BMW 6er Cabrio wird ein Versuchsabgleich durchgeführt. Der Abgleich erfolgt auf Basis eines Serienfahrzeugs „ohne“ passive Schwingungstilger. Die Vernachlässigung der Schwingungstilger erfolgt, um im ersten Schritt das Verhalten des Grundfahrzeugs zu vergleichen. Abbildung 5.7 rechts unten zeigt den demontierten passiven Schwingungstilger im Versuchsaufbau.

Im Versuch wird das Fahrzeug auf einem 4-Stempel-Prüfstand (Hydropulsversuch, Abbildung 5.7 links) über Kreuz gegenphasig auf Torsion angeregt und die Beschleunigungsamplituden am Windlauf in Y-Richtung (Abbildung 5.7 rechts oben) Fahrzeugkoordinatensystem ausgewertet. Die Anregung erfolgt bei diskret angeregten Frequenzen in 1Hz Schritten zwischen 17Hz und 24Hz, um bei jeder Frequenz verlässliche eingeschwungene Zustände zu erreichen. Die sinusförmige Schwingungsamplitude der Stempel des Prüfstands beträgt dabei im Maximum 0.5 mm. Die Bestimmung der im eingeschwungenen Zustand auftretenden durchschnittlichen maximalen Schwingungsamplituden erfolgt über die Messung des Effektivwertes im Messintervall und die anschließende Umrechnung auf maximale Schwingungsamplituden.



Abbildung 5.7: Versuchsfahrzeug auf 4-Stempel Prüfstand

Abbildung 5.8 zeigt das Versuchsergebnis im Vergleich zu den Beschleunigungsamplituden am Windlauf aus MKS Simulation und G-SAMT Simulation „ohne“ passive Schwingungstilgermaßnahmen. Die Abweichungen in Abbildung 5.8 können im Wesentlichen in drei markante Bewertungsbereiche unterteilt werden.

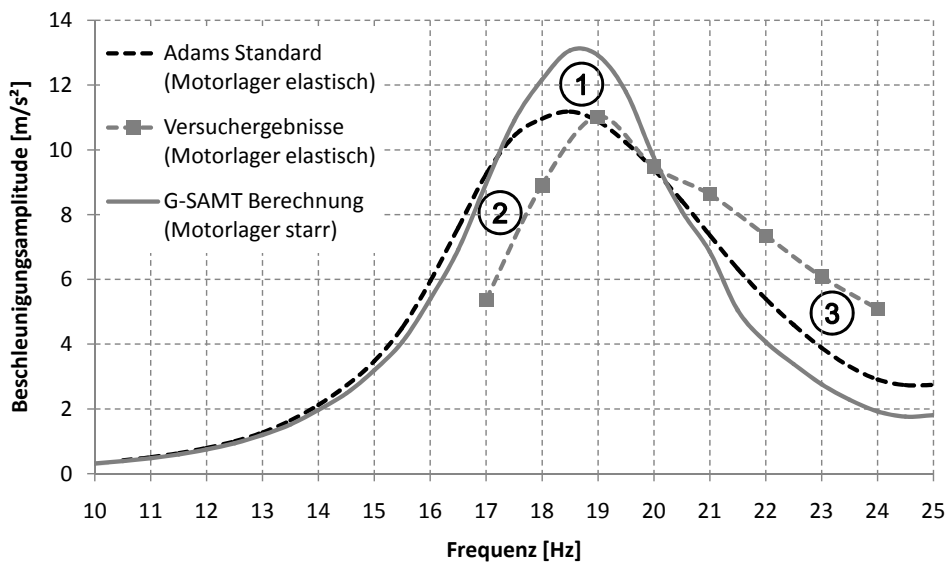


Abbildung 5.8: Vergleich Versuchsergebnisse mit ADAMS und G-SAMT Simulation ohne passive Schwingungstilger

Der direkte Vergleich der Ergebnisse des G-SAMT-Modells mit denen des Versuchsfahrzeugs auf dem Prüfstand führt im Bereich 1 zu größeren Abweichungen bei den auftretenden Beschleunigungsamplituden am Windlauf. Diese Abweichung resultiert im Wesentlichen aus der bereits erläuterten Vereinfachung in der Abbildung der Motorlagerung (vgl. Kapitel 4.4.1 sowie Kapitel 5.2.1). Das G-SAMT-Simulationsmodell erlaubt somit aufgrund der steifen Abbildung des Antriebstranges keinen sinnvollen direkten Vergleich zu dem Versuchsfahrzeug mit gelagerten Antriebskomponenten. Eine Validierung kann jedoch unmittelbar über ADAMS erfolgen, das eine Betrachtung mit elastischer und starrer Motorlagerung ermöglicht und somit über einen indirekten Vergleich ein Abgleich von Versuch (elastische Motorlagerung) und G-SAMT-Berechnung (starre Motorlagerung) erlaubt.

Eine Beurteilung der Berechnungsqualität des G-SAMT im Vergleich zum Versuch über den indirekten Vergleich wird ermöglicht, da folgende Aspekte gültig sind.

Die Ergebnisse aus dem G-SAMT weisen im Vergleich eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen aus dem ADAMS mit starrer Motorlagerung auf (vgl. Abbildung 5.3). Folglich gilt für die Beschleunigungen ( $\ddot{x}_{GSAMT}$ ,  $\ddot{x}_{ADAMS,Starr}$ ) der jeweiligen Modelle:

$$\ddot{x}_{GSAMT} \cong \ddot{x}_{ADAMS,Starr} \quad (5.1)$$

Das Versuchsfahrzeug entspricht in seiner Antriebsstranglagerung dem des ADAMS-Modells mit elastischen Motorlagern, es gilt:

$$Versuchsfahrzeug \hat{=} Modell_{ADAMS,ela} \quad (5.2)$$



Das ADAMS-Modell erlaubt die wahlweise Abbildung eines starren und elastischen Motorlagers innerhalb eines Grundmodells. Die Modelle können somit gleichgesetzt werden zu:

$$\text{Modell}_{ADAMS, \text{starr}} \stackrel{!}{=} \text{Modell}_{ADAMS, \text{ela}} \quad (5.3)$$

Folglich kann eine Bewertung der Berechnungsqualität des G-SAMT im Vergleich zum Versuch trotz abweichender Beschleunigungswerte mit Hilfe des ADAMS-Modell erfolgen. Es soll gelten:

$$\text{Modell}_{G-SAMT} \stackrel{!}{=} \text{Versuchsfahrzeug} \quad (5.4)$$

Der Vergleich zwischen den Versuchsergebnissen und den Ergebnissen aus der ADAMS Rechnung zeigt im Bereich 1 zwischen 18Hz - 19Hz eine gute Übereinstimmung der im Frequenzgang maximal auftretenden Amplitude. Die Betrachtung der Lage der Frequenzen zeigt im Bereich 1 eine gegenüber dem Verlauf des Versuchsfahrzeugs von ca. 1 Hz verschobene Resonanzfrequenz. Im Bereich 2 zwischen 15Hz - 18Hz wird der Anstieg vom ADAMS im Vergleich zum Versuch sehr gut wiedergegeben. Lediglich die Verschiebung der Frequenzlage führt hier zu unterschiedlichen Schwingungsamplituden. Im Bereich 3 zwischen 20Hz - 24Hz hat das Versuchsergebnis einen etwas geringeren Gradienten in Bezug auf den Abfall der Schwingungsamplituden.

Aus den beiden dargestellten Abbildungen 5.3 und 5.8 kann abgeleitet werden, dass das G-SAMT Modell hinreichend genau mit den Versuchsergebnissen korrespondiert und damit Gleichung (5.4) erfüllt. Die Berechnungsqualität der G-SAMT-Simulation ist - trotz Vereinfachungen - hinreichend genau für eine frühe Entwicklungsphase, um besonders die benötigten Gesamtsystemanalysen bezüglich Aktorkonzeption, Energieverbrauch und Leichtbaumaßnahmen durchführen zu können.

### 5.3 Auslegungsaspekte beim Einsatz mechatronischer Schwingungstilger

Die für den Einsatz im BMW 6er Cabrio notwendigen Auslegungen des mechatronischen Schwingungstilgers konzentrieren sich innerhalb des G-SAMT im Wesentlichen auf drei Teilsysteme, die betrachtet werden müssen. Diese sind:

1. Auslegung mechatronischer Schwingungstilger (passiv/aktiv)
2. Auslegung Karosseriestruktur (Leichtbauansatz)
3. Auslegung Regelungstechnik (Betriebsstrategie)

### 5.3.1 Auslegungsaspekte des mechatronischen Schwingungstilgers

Abbildung 5.9 zeigt den für das BMW 6er Cabrio ausgelegten und in der Serie verbauten passiven Schwingungstilger (links) im Vergleich zu einem Prototypen eines aktiven Schwingungstilgers der Firma Contitech (rechts). Die weiteren Betrachtungen zum aktiven Schwingungstilger bauen im Wesentlichen auf diesen Prototypen auf.

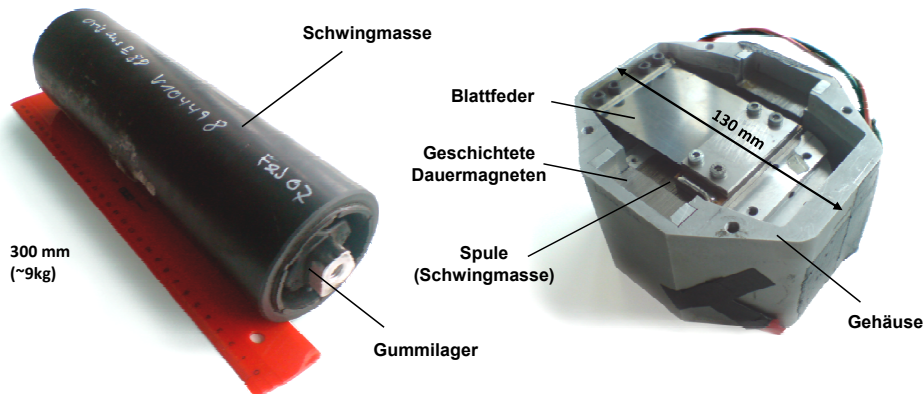


Abbildung 5.9: Vergleich passiver und mechatronischer Schwingungstilger (Contitech)

Die Auslegung eines mechatronischen Schwingungstilgers kann untergliedert werden in zwei Auslegungsaspekte, die nacheinander zu bearbeiten sind.

- passive (mechanischer Teil) Schwingungstilgerauslegung
- aktive (elektronischer Teil) Schwingungstilgerauslegung

#### Passive Schwingungstilgerauslegung:

Die passive Auslegung hat einen direkten Einfluss auf den Energieverbrauch der mechatronischen Systeme. Bei einem auf das Schwingsystem passiv abgestimmten mechatronischen Schwingungstilger kann ein Großteil der benötigten Schwingungstilgerkraft aus der passiven Dynamik des Systems gewonnen werden, so dass die aktive Unterstützung gering ausfällt. Der passive Teil des mechatronischen Schwingungstilgers wird in seiner Auslegung dominiert durch die mechanische Eigenfrequenz des Einmassenschwingers  $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ . Die Auslegung der Eigenfrequenz des passiven Teils wird durch die zu tilgende Frequenz (Eigenfrequenz) der Karosseriestruktur bestimmt.

Abbildung 5.10 zeigt am Beispiel eines Einmassenschwingers (Bedatung in Anlehnung an die 1. Torsionseigenfrequenz der BMW 6er Serienkarosseriestruktur ( $f_0 \approx 18\text{Hz}$ ) mit  $m_1 = 1\text{kg}$ ,  $c_1 = 14000\text{N/m}$ ,  $d_1 = 7.1\text{Ns/m}$ ) die prozentuale Verringerung der Schwingungsamplituden für unterschiedliche passive Schwingungstilgerkonfigurationen.

Die den Schwingungstilger beschreibenden Parameter (Steifigkeit ( $c_T$ ) und Dämpfung ( $d_T$ )) werden auf Basis der passiven Eigenfrequenz und der Schwingungstilgermasse bestimmt ( $c_T = 4\pi^2 \cdot f_T \cdot m_T$  und  $d_T = 2 \cdot \sqrt{c \cdot m} \cdot D$  mit  $D = 0.355$ ). Die Berechnung der Dämpfungskonstante  $d_T$  erfolgt über das LEHRsche Dämpfungsmaß  $D$ . Die Festlegung der Größe des LEHRschen Dämpfungsmaßes erfolgt auf Basis der realisierten Werte des aktiven Schwingungstilgerprototyps aus Abbildung 5.9.

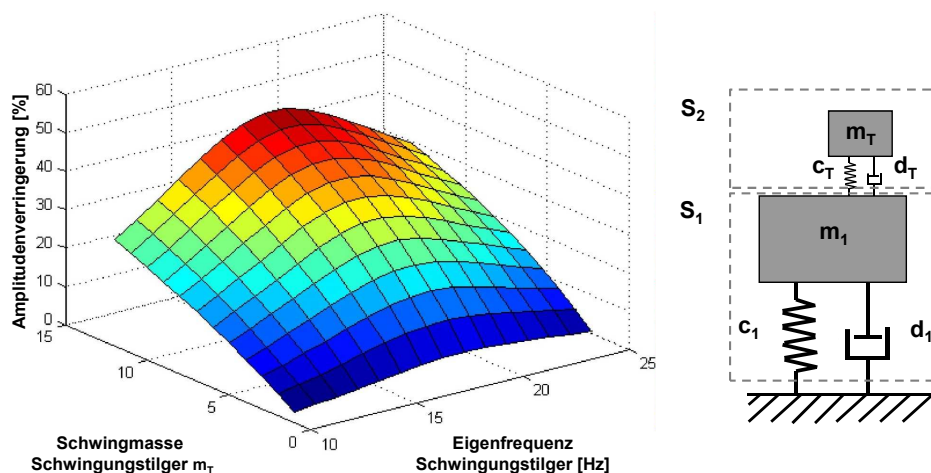


Abbildung 5.10: Amplitudenverringering unterschiedlicher Schwingungstilger

Abbildung 5.10 zeigt deutlich, dass die Schwingungstilgerwirkung mit zunehmender Schwingungstilgermasse  $m_T$  stetig ansteigt. Die Variation der Schwingungstilgereigenfrequenz (bei konstanter Eigenfrequenz des Schwingensystems  $S_1$ ) liefert einen Verlauf, der ein Maximum in der Schwingungstilgerwirkung (Amplitudenverringering) besitzt. Das Maximum der Schwingungstilgerwirkung liefert die für die weitere Auslegung gesuchte optimale Schwingungstilgereigenfrequenz für die jeweilige Schwingmasse. Das Maximum liegt dabei jeweils knapp unterhalb der Eigenfrequenz des zu tilgenden Schwingensystems  $S_1$ .

Dass die optimale Schwingungstilgereigenfrequenz jeweils knapp unterhalb der Eigenfrequenz des zu tilgenden Schwingensystems  $S_1$  liegt, kann über die Betrachtung des Amplituden- und Phasengangs in einem BODE-Diagramm der Schwingungstilgerkraft gezeigt werden. Für den Grad der Amplitudenverringering des Schwingungstilgers ist entscheidend in welcher Größenordnung und mit welcher Phase der Schwingungstilger seine Kraft im benötigten Frequenzband zur Verfügung stellt. Das in Abbildung 5.11 dargestellte BODE-Diagramme zeigt, dass der Verlauf der Schwingungstilgerkraft, der die beste Wirkung erzielt, ein Kompromiss zwischen Phasenwinkel und maximaler Amplitude der Schwingungstilgerkraft darstellt.

Aus der im G-SAMT zu bestimmenden idealen Eigenfrequenz ergibt sich, je nach verwendeter Schwingmasse, eine zu realisierende Federsteifigkeit  $c_T$ . Die Dynamik des Schwingensystems wird abschließend durch die verwendete Dämpfungskonstante  $d_T$ , die

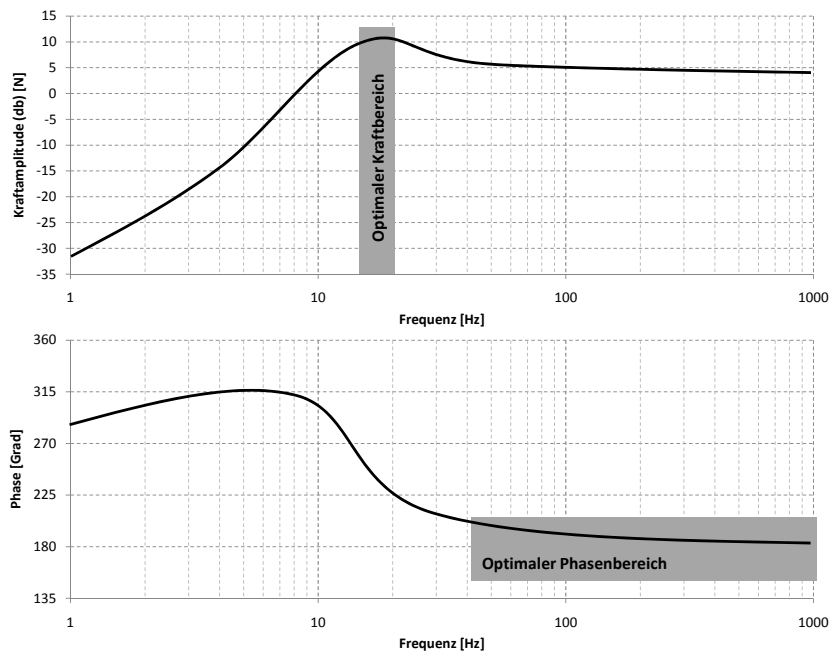


Abbildung 5.11: Bode-Diagramm zur Kraft eines passiven Schwingungstilgers

sich aus der Federsteifigkeit  $c_T$ , der Schwingmasse  $m_T$  und dem verwendeten LEHRschen Dämpfungsmaß  $D$  berechnet ( $d_T = 2 \cdot \sqrt{c \cdot m} \cdot D$ ), vorgegeben. Für die nachfolgende passive Auslegung des mechatronischen Schwingungstilgers wird das Dämpfungsmaß um maximal  $\pm 20\%$  gegenüber der Basis aus dem Prototyp angepasst.

Für die dynamische Beschreibung des Einmassenschwingers gilt die Bewegungsdifferentialgleichung  $m\ddot{x}(t) + d\dot{x}(t) + cx(t) = F(t)$ . Der maximal zulässige Hub ( $x$ ) des Aktors kann funktionsbedingt durch das Wirkprinzip und den Aktoraufbau sowie durch den Bauraum begrenzt sein. Aufgrund des elektromagnetischen Wirkprinzips soll in der vorliegenden Anwendung im BMW 6er Cabrio eine maximale Schwingungsamplitude von  $\sim 10\text{mm}$  nicht überschritten werden (Empfehlung Hersteller Contitech).

Die Festlegung einer maximalen Schwingungsamplitude hat direkten Einfluss auf die Auslegung der Betriebsfestigkeit. So müssen zum Beispiel die im Aktor verbauten Blattfedern (vgl. Abbildung 5.9) die elastischen Verformungen dauerhaft aufnehmen können.

Die passive Schwingungstilgerauslegung liefert als Ergebnis die im Schwingungstilger verbaute Schwingmasse, Federsteifigkeit und Dämpfung sowie maximale Schwingewege.

Die Schwingmasse gibt damit einen ersten Anhaltspunkt für die Abschätzung der Gesamtmasse des mechatronischen Systems. Neben der Schwingmasse müssen zur Bestimmung der Gesamtmasse des Schwingungstilgers die Massen von Blattfedern, Dauermagneten, Kapselung (Gehäuse), Leistungselektronik, Sensoren und Regelung addiert werden. Auf Basis des untersuchten Contitech Prototyps kann die Peripheriemasse in erster Näherung mit ca. 50% der Schwingmasse abgeschätzt werden.

**Aktive Schwingungstilgerauslegung:**

Die aktive Auslegung des Schwingungstilgers beinhaltet im Wesentlichen die Auslegung der Aktorspule. Die relevanten Parameter sind dabei der Ohmsche Widerstand, die Induktivität und die Spulenwicklungsanzahl. Die Auslegung der Spule hat einen wesentlichen Einfluss auf den späteren Energiebedarf des aktiven Schwingungstilgers, da sie den Stromfluss in der Spule und den Phasenwinkel zwischen Strom und Spannung vorgibt. Die Auslegung der Spulenwicklungsanzahl ist gekoppelt an den maximal in der Spule fließenden Strom und den davon abhängigen Leiterquerschnitt. Die Vorgabe der Leiterquerschnitte mit den Anforderungen an den maximal zulässigen Bauraum des Schwingungstilgers und den daraus abgeleiteten Abmessungen der Spule, geben erste Grenzen der maximal realisierbaren Wicklungsanzahl vor. Aus den aus dem Spulenaufbau resultierenden Werten für den komplexen (imaginären) Widerstand ( $X_L$ ) und den elektrischen Widerstand ( $R$ ) der Spule ergibt sich der Phasenwinkel ( $\phi$ ) zwischen Strom ( $I$ ) und Spannung ( $U$ ). Der komplexe (imaginär) Widerstand ( $X_L$ ) berechnet sich über die Induktivität ( $L$ ) und die Kreisfrequenz ( $\omega$ ).

$$\phi = \arctan \frac{X_L}{R} = \arctan \frac{j\omega L}{R} \quad (5.5)$$

Die Eingrenzung des Wertebereichs für den Phasenwinkel stellt eine weitere Rahmenbedingung der Auslegung dar. Der Phasenwinkel zwischen Strom und Spannung hat wie in Kapitel 2.3.1 dargestellt bei entsprechender Leistungselektronik (Energierückspeisung) einen direkten Einfluss auf den durchschnittlichen Energiebedarf der mechatronischen Schwingungstilger.

Auf Basis der Tilgerparameter des Prototyps von Contitech kann unter Anwendung des G-SAMT eine erste Abschätzung der Tilgerparameter erfolgen. Die Abschätzung liefert die Anfangswerte für die spätere energetische Gesamtsystemoptimierung. Es ergeben sich als Anfangswerte die in Tabelle 5.2 dargestellten Parameter.

Tabelle 5.2: Vorauslegung Schwingungstilgerparameter

Auslegungsgröße	Auslegungswert
Aktorschwingmasse	$m_T = 4kg$
Aktoreigenfrequenz:	$f_0 = 14,0Hz$
LEHRsches Dämpfungsmaß:	$D = 0,355$
Ohmscher Widerstand:	$R = 1\Omega$
Induktivität der Spule:	$L = 2mH$
Anzahl Spulenwindungen:	$N = 25$

### 5.3.2 Auslegungsaspekte Karosseriestruktur/Leichtbau

Die Leichtbaumodifikationen innerhalb der Karosseriestruktur zur Reduzierung der Bewegungsenergie des Fahrzeugs erfolgt in drei Schritten. Im ersten Schritt erfolgt die Auswahl relevanter Blechbauteile auf Basis der zu tilgenden Schwingform (1. Torsion). Im zweiten Schritt sind die zusätzlichen Anforderungen aus den vielfältigen Crashlastfällen zu beachten. Ausgewählt werden Blechbauteile, die vornehmlich der Torsionssteifigkeit des Fahrzeugs dienen und keinen erhöhten Beitrag zum Crash liefern. Im dritten Schritt werden unter Berücksichtigung der Anforderungen aus dem Crashverhalten und der Fertigung minimale Blechdicken für die ausgewählten Bauteile definiert.

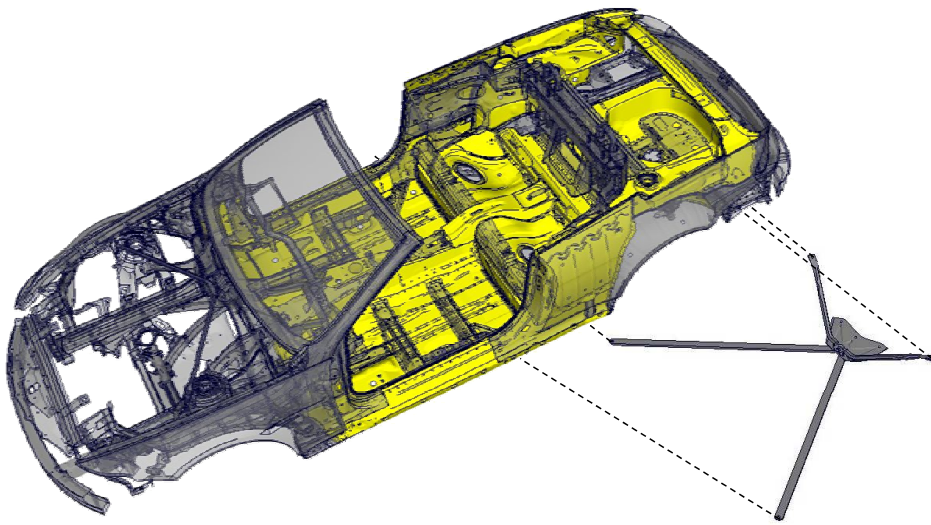


Abbildung 5.12: Karosseriestruktur des 6er Cabrios mit variablen Blechbauteilen und Unterbodenstreben

Abbildung 5.12 zeigt die ausgewählten Blechbauteile für die Leichtbaumaßnahmen. In Summe sind 36 Blechbauteile mit einer initialen Masse von 152kg für die Leichtbaumaßnahmen definiert. Unter der Annahme der fertigungsbedingten und funktionsbedingten Minimalblechstärken kann eine erste Abschätzung einer Leichtbaubilanz innerhalb des G-SAMT auf Basis der ausgewählten Blechbauteile durchgeführt werden. Es ergibt sich eine Massereduktion von  $\sim 31\text{kg}$ . Neben der Wandstärkenreduktion der Blechbauteile wird der Entfall der Unterbodenstreben (vgl. Abbildung 5.12 ( $\sim 12\text{kg}$ )), die einen erheblichen Beitrag zur Torsionssteifigkeit und folglich zum Schwingungskomfort liefern, als weitere Leichtbaumaßnahme und Kosteneinsparung angestrebt.

Das Entfernen der beiden passiven Serienschwingungstilger führt zu einer Reduktion der Fahrzeugmasse um  $\sim 19\text{kg}$ . Die Zusammensetzung des passiven Schwingungstilgers mit den dazugehörigen Massen zeigt Abbildung 5.13.

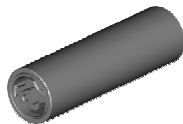



Bauteil		Masse in kg
Schwingungstilger		8,8
Halter		0,55
Verstärkungsblech		0,2
Befestigungsschrauben		0,05

Abbildung 5.13: Bauteile und Aufbau des passiven Schwingungstilger

Die Implementierung der zwei neuen mechatronischen Schwingungstilger erhöht die Masse bei einer ersten Annahme einer Schwingmasse von  $4\text{kg}$  und einer Peripheriemasse (Annahme: 50% Schwingmasse) von  $2\text{kg}$  ( $6\text{kg}$  Gesamtsystem) um insgesamt  $\sim 12\text{kg}$ . Tabelle 5.3 liefert zusammenfassend die Übersicht zur ersten Abschätzung des Leichtbaupotentials von  $\sim 50\text{kg}$ .

Tabelle 5.3: Erste Grobabschätzung Massebilanz

Maßnahme	Delta Systemmasse
Blechdickenreduktion (36 Bauteile, 152 kg)	$\sim -31\text{ kg}$
Entfall passive Schwingungstilger incl. Halter	$\sim -19\text{ kg}$
Entfall Unterbodenstreben incl. Befestigung	$\sim -12\text{ kg}$
Implementierung aktive Schwingungstilger	$\sim +12\text{ kg}$
Summe	$\sim -50\text{ kg}$

Die innerhalb des Leichtbauansatzes festgelegten minimalen Wandstärken gilt es bezüglich ihrer Auswirkungen auf die Crashperformance zu bewerten. Die Bewertung wird in Zusammenarbeit mit der BMW-Crashberechnung unter Anwendung von ABAQUS anhand der in Tabelle 5.4 aufgeführten repräsentativen Crashtests durchgeführt.

Tabelle 5.4: Übersicht untersuchter Crashvarianten


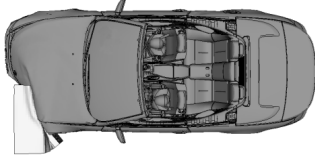
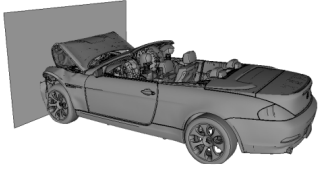
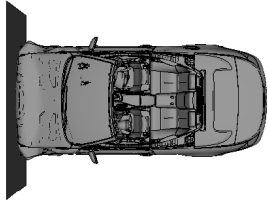
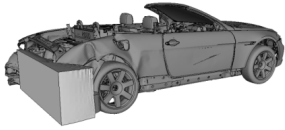
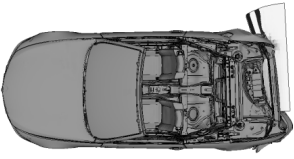
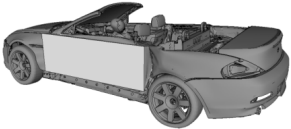
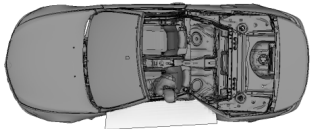
Crashvariante	Beschreibung
Euro-NCAP	Frontal Offset bei 64 km/h des Fahrzeugs
	
Frontcrash US-NCAP	Frontal Full bei 56 km/h des Fahrzeugs
	
Heckcrash FMVSS301	Heck Offset bei 81 km/h der Barriere
	
Sidecrash US-NCAP	62 km/h der Barriere
	

Abbildung 5.14 zeigt exemplarisch das Ergebnis für den NCAP Frontalcrash für die Basis- und die Leichtbauvariante im Bereich der Stirnwand. Die Basisvariante besitzt eine maximale Intrusion von  $\sim 119\text{mm}$ . Die Leichtbauvariante weist eine maximale Intrusion von  $\sim 140\text{mm}$  auf und ist somit um  $\sim 21\text{mm}$  größer gegenüber der Basisvariante. Zusätzlich sind in Abbildung 5.14 unten links die resultierenden Fahrzeugpulse für das Basisfahrzeug und der Leichtbauvariante dargestellt. Der Pulsverlauf ist zufriedenstellend, die Intrusionsmehrung hingegen ist nicht kritisch, jedoch auch nicht als zufriedenstellend einzustufen.



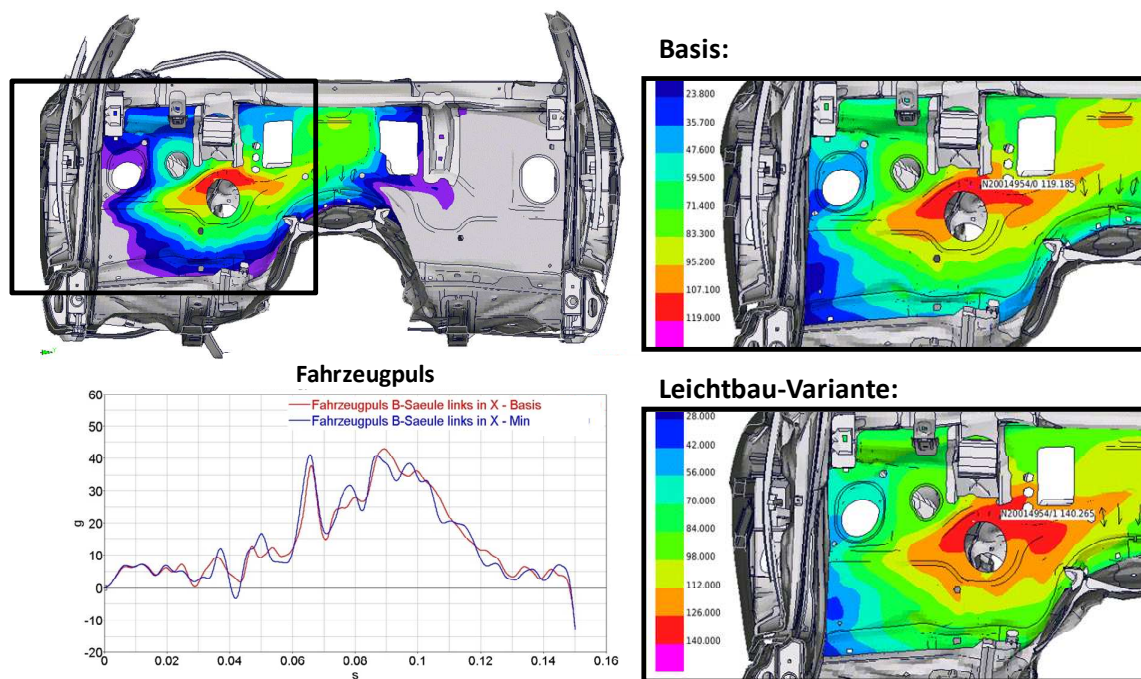


Abbildung 5.14: Analyse Frontcrash Euro-NCAP

Abbildung 5.15 zeigt das Ergebnis für den US-NCAP Seitencrash von Basis- und Leichtbauvariante im Bereich der Fahrertür. Die Basisvariante besitzt eine maximale Türverschiebung von  $\sim 282\text{mm}$ . Die Leichtbauvariante weist eine maximale Intrusion von  $\sim 308\text{mm}$  auf und ist somit um  $\sim 26\text{mm}$  größer. Zusätzlich ist in Abbildung 5.15 unten links ein Vergleich der Intrusionswerte beider Varianten über der Crashzeit dargestellt. Auch hier sind die Ergebnisse nicht kritisch, für eine entsprechende Crashperformance muss jedoch noch konstruktiv nachgebessert werden.

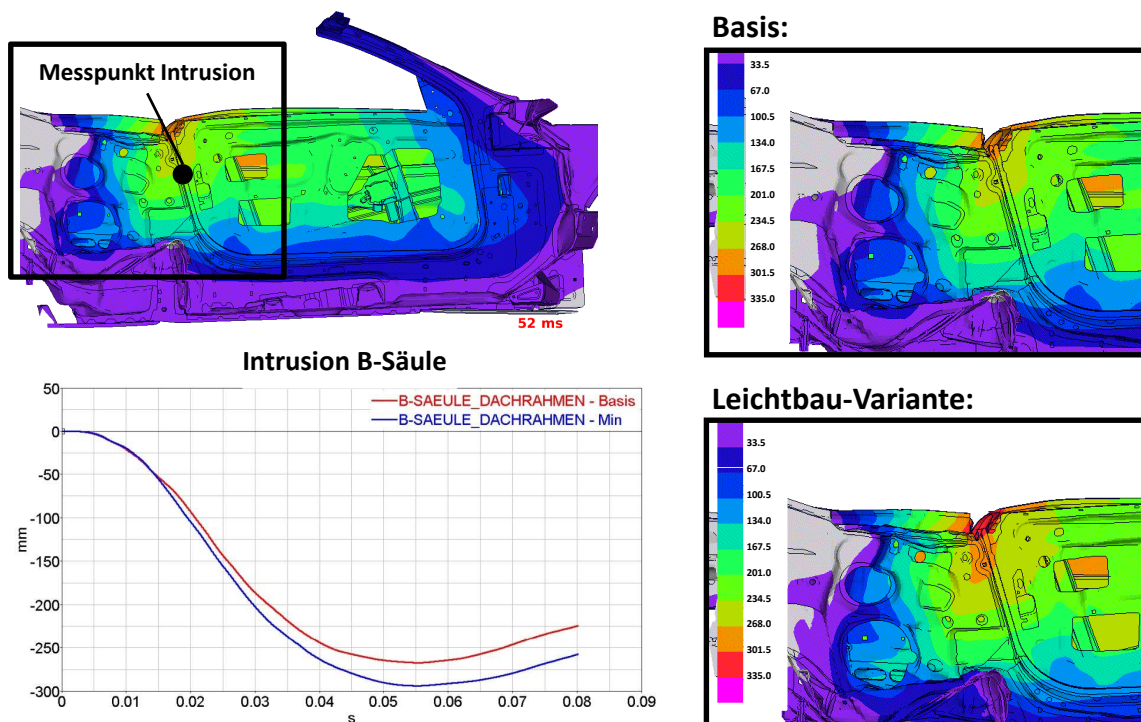


Abbildung 5.15: Analyse Seitencrash US-NCAP

Zusammenfassend zeigt sich, dass durch die Leichtbau-Strukturanpassungen der Karosserie erwartungsgemäß ein Anstieg der Intrusionswerte im Crash resultiert. Es zeigt sich jedoch, dass die Leichtbau-Anpassungen nicht zu kritischen Ergebnissen (z.B. Kollaps Fahrgastzelle) führen. Dennoch sind Kompensationsmaßnahmen notwendig, welche die Leichtbaubilanz sicherlich reduzieren.

Grundsätzlich kann festgehalten werden, dass die stetig steigenden Craschanforderungen immer stärker die Karosserieauslegung dominieren und somit den Gestaltungsfreiraum für einen leichtbauorientierten Einsatz mechatronischer Schwingungstilger reduzieren.

#### Anmerkung:

Bei den vorangegangenen Betrachtungen gilt es zu beachten, dass die getroffenen Annahmen auf einem bereits bestehenden und entwickelten Karosseriekonzept basieren. Dieses Karosseriekonzept wurde entwickelt auf Basis von Anforderungen, die die Anwendung eines mechatronischen Schwingungstilgers „nicht“ vorsehen.

Eine initiale Berücksichtigung eines mechatronischen Schwingungstilgers in der Entwicklung einer neuen Karosseriestruktur kann zu neuen Wegen und Konstruktionsmethodiken in der Karosseriegestaltung führen. Neue Karosseriekonzepte, die auf Basis einer losgelösten Betrachtung von Crash und Steifigkeiten (Komfort) entwickelt werden, können unter Umständen ein er-

weitertes Leichtbaupotential gegenüber aktuellen Karosseriekonzepten aufweisen.

### Exkurs Leichtbaupotential neue Karosseriekonzepte:

Eine erste exemplarische Analyse zum maximalen Leichtbaupotential möglicher neuer Karosseriekonzepte und Karosserieauslegungprozesse soll durch eine Leichtbauoptimierung auf Basis eines Balken-Schalen-Modells [WRBR04] erfolgen. Der topologische Aufbau eines Balken-Schalen-Modells erlaubt die Optimierung (NASTRAN SOL2000) der zahlreichen Balkenquerschnitte und deren Wandstärken, so dass eine Neugestaltung der Karosseriestruktur ermöglicht wird.

Zielvorgabe innerhalb der Optimierung ist die maximale Massereduktion bei vorgeschriebenen Zieleigenfrequenzen (-4Hz 1. Torsion, -2Hz 1. Biegung) gegenüber der Serienvariante. Für die grobe Berücksichtigung von Crashanforderungen werden Crashstrukturen (z.B. Motorträger etc.) von der Optimierung ausgeschlossen. Des Weiteren werden Mindeststeifigkeiten für den Windlauf und dessen Anbindung an die A-Säule gefordert (Roll-Over).

Abbildung 5.16 zeigt das Ergebnis für die Optimierung am verwendeten Balken-Schalen-Modell in Form von Faktoren zur Reduktion der Wandstärken.

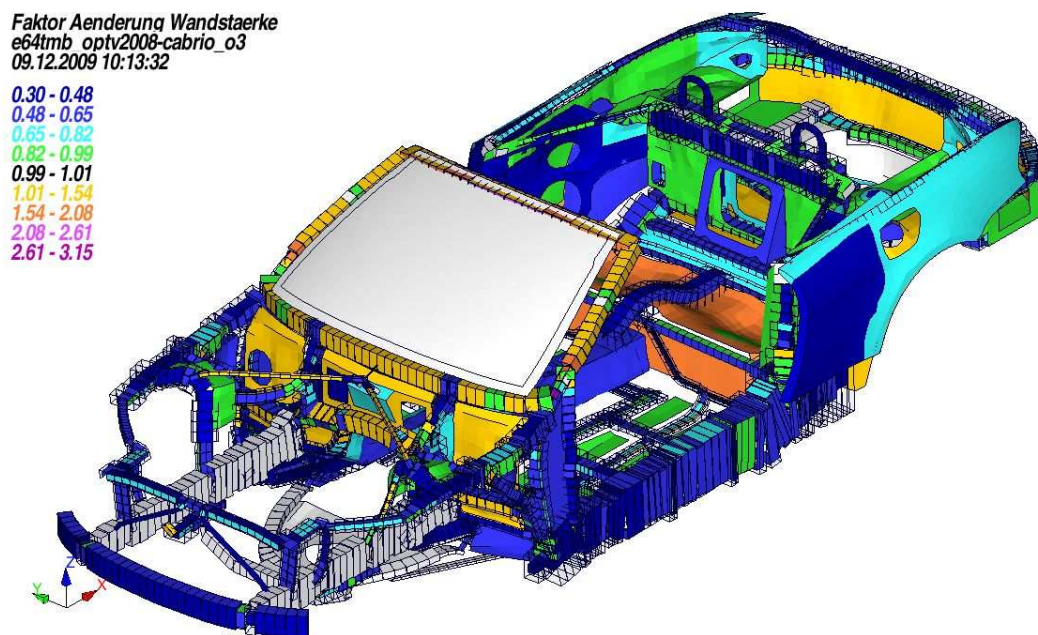


Abbildung 5.16: Balken-Schalen-Modell zur Leichtbauanalyse

Die Optimierung liefert als grobe Orientierung ein Leichtbaupotential von  $\sim 90kg$  für eine erste Torsionseigenfrequenz von  $\sim 15Hz$  (-4Hz) und einer ersten Biegeeigenfrequenz von  $\sim 18Hz$  (-2Hz). Das wesentlich größere Leichtbaupotential bei der Balken-Schalen-Optimierung gegenüber dem Minimalansatz ( $\sim 31kg$ ) resultiert daraus, dass

bei der Balken-Schalen-Optimierung bis auf wenige Ausnahmen die Gesamte Karosseriestruktur variiert wird, da nur wenige Crashstrukturen berücksichtigt werden. Zusätzlich kann durch die große Anzahl an Designparametern im Balken-Schalen-Modell eine wesentlich tiefergehende Neugestaltung der Karosseriestruktur erfolgen, als dieses bei der Minimalbetrachtung über die reine Variation der Blechstärken flächiger Strukturen der Fall ist.

### 5.3.3 Auslegungsaspekte Regelstrategie

Für die Regelung komplexer mechatronischer Schwingungssysteme wird häufig eine adaptive Regelstrategie zum Beispiel auf Basis eines adaptiven Least-Mean-Square-Algorithmus verwendet (vgl. z.B. [May03]). Der Einsatz adaptiver Algorithmen erfolgt häufig bei periodischen Anregungen, zum Beispiel in Folge von Motorschwingungen. HORNING zeigt in seiner Arbeit die Anwendung adaptiver Steuerungen bei stochastischen Anregungen durch die Fahrbahn [Hor11].

Die Anwendung adaptiver Verfahren wird für den vorliegenden Anwendungsfall durch das Ziel der Strukturoptimierung zur Energiebedarfsreduzierung erschwert. Adaptive Regelalgorithmen verwenden im Allgemeinen in ihrer Reglerstruktur Übertragungsfunktionen, die auf Strecken innerhalb des zu regelnden Systems basieren. Im Rahmen der Massereduktion der Karosseriestruktur ändern sich diese Übertragungsfunktionen und zwangsläufig die im Regler verwendeten Strecken bei jeder Karosseriestrukturvariante. Die neuen Strecken müssen für den Regler nach jeder Anpassung erneut identifiziert werden. In Anbetracht der innerhalb der Auslegung und Optimierung generierten Anzahl an Strukturvarianten ist eine neuerliche Identifikation der Strecken im Modell unter Beachtung der Rechenzeiten nicht zielführend.

Für die grundlegende Untersuchung am Beispiel des BMW 6er Cabrio zum mechatronisch unterstützten Systemleichtbau am Beispiel mechatronischer Schwingungstilger wird eine Proportionalregelung verwendet. Dabei wird das Signal des Komfortpunktes (Windlauf in Y-Richtung) abgegriffen und eine geschwindigkeitsproportionale Ansteuerung der aktiven Systeme durchgeführt.

Im Rahmen der Auslegung muss ein möglichst optimaler Reglerverstärkungsfaktor ( $K_p$ -Faktor) bestimmt werden, der die geforderten Komfortwerte an den Komfortpunkten sicherstellt und einen minimalen Energieverbrauch der mechatronischen Schwingungstilger bewirkt. Bei der Verwendung eines proportionalen Regelansatzes muss aufgrund der Rückführung auf die Stabilität des gesamten Regelkreises geachtet werden. Bei zu großen  $K_p$ -Faktoren entsteht ein instabiles Gesamtsystem. Große  $K_p$ -Faktoren können jedoch zur Sicherstellung eines geforderten Komforts notwendig sein, wenn zum Beispiel die Karosseriestruktur stark geschwächt wird oder kleine Tilgerschwingmassen zum Einsatz kommen.

## 5.4 Erster Vergleich passiv vs. aktiver Schwingungstilger

Im ersten Schritt erfolgt ein Vergleich der Funktion der mechatronischen Schwingungstilgersysteme zum Serienfahrzeug auf Basis passiver Schwingungstilger. Abbildung 5.17 zeigt die Beschleunigungsamplituden am Windlauf des Serienfahrzeugs mit passiven Schwingungstilgern für eine Anregung über den Hydropuls. Zusätzlich sind exemplarisch zwei Amplitudengänge beim Einsatz mechatronischer Schwingungstilger bei unterschiedlichen Reglerverstärkungsfaktoren eingezeichnet.

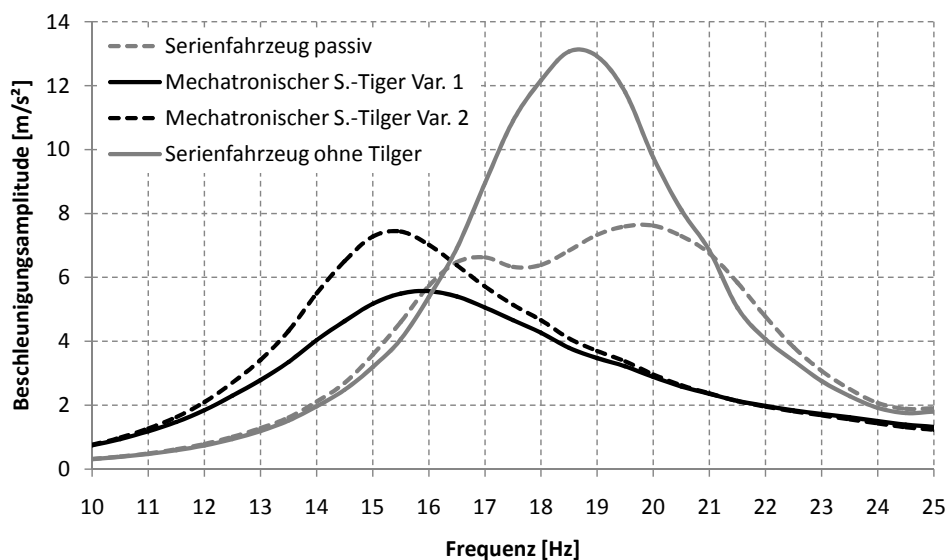


Abbildung 5.17: Mechatronische Schwingungstilger im Vergleich zur passiven Variante

Es wird gezeigt, dass durch die Variabilität der mechatronischen Schwingungstilger die passiv erzielten Schwingungsamplituden gezielt erreicht oder auch deutlich unterboten werden können. Der Amplitudengang der passiven Schwingungstilger zeigt deutlich den schmalbandigen Arbeitsbereich mit den für die passive Schwingungstilger charakteristischen Nebenmaxima. Der Einsatz der mechatronischen Schwingungstilger erfüllt die geforderten Anforderungen in Bezug auf die Komfortbewertung. Eine energetische Gesamtbewertung im Gesamtfahrzeug muss jedoch folgen.

## 5.5 Leichtbauansatz auch auf Basis passiver Schwingungstilger?

Aufbauend auf den vorhergehenden Betrachtungen in Kapitel 5 zum mechatronisch unterstützten Systemleichtbau führen diese zu folgender naheliegender Frage:

**„Ist eine Realisierung eines Leichtbauansatzes auf Basis passiver Schwingungstilger möglich?“**

Passive Schwingungstilger haben den Vorteil, dass sie kostengünstiger umgesetzt werden können und eine geringe Systemkomplexität aufweisen. Weiter wird bei der Verwendung passiver Systeme kein zusätzlicher Energieverbraucher ins Fahrzeug integriert.

Verfolgt man den gleichen Leichtbauansatzes wie beim mechatronisch unterstützen Systemleichtbau auf Basis einer Reduktion von Wandstärken ausgewählter Karosseriebauteile, muss folgender Aspekt berücksichtigt werden.

In Bezug auf die Betrachtungen in Kapitel 3.4 muss für den durch den Leichtbau notwendigen Funktionsausgleich (Dynamikfunktion (Komfort)) die Funktionsverschiebung über die Wichtungsfaktoren vollständig über diese Verschiebung vom Karosseriesystem auf die passiven Schwingungstilger erfolgen. Im Fall der passiven Schwingungstilger ist die Verschiebung auf einen neuen in das System integrierten Freiheitsgrad zum Beispiel auf Basis der Mechatronik (vgl. Kapitel 3.5) nicht möglich. Die Funktionsverschiebung erfolgt somit vollständig auf die Funktion des passiven Schwingungstilgers. Dies erfordert zur Sicherstellung einer gleichbleibenden Gesamtfunktion die Schaffung eines größeren Kraftpotentials der passiven Schwingungstilger.

Die vom Schwingungstilger erzeugte Kraft ist abhängig von der Tilgerschwingmasse und der Schwingungsamplitude der Tilgermasse im Arbeitsbereich ( $F_{T,max} = m_A \cdot \ddot{x}_{A,max} = (2\pi f)^2 \cdot \hat{x}_{A,max}$ ). Die Schwingungsamplitude kann bei einem dynamischen System über die Dämpfung variiert werden. Von einer Veränderung der Dämpfung wird jedoch abgesehen, da eine Verringerung der Dämpfung zu einem immer kleiner werdenden Arbeitsbereich des Schwingungstilgers führt (großer, aber schmaler Peak). Ein kleiner Arbeitsbereich macht eine stabile Abstimmung von Karosseriestruktur und Schwingungstilger aufgrund vorhandener Toleranzen nahezu unmöglich. Ein Ausgleich des resultierenden Komfortabfalls kann durch die passiven Schwingungstilger folglich nur über die Erhöhung der Schwingmasse des Schwingungstilgers erfolgen. Hier wird bereits deutlich, dass ein Leichtbauansatz, bei dem der Funktionsverlust infolge der reduzierten Masse durch neue Masse ausgeglichen wird, nicht vielversprechend ist.

Die Einhaltung der geforderten Komfortpegel auf Basis der dargestellten Leichtbauvariante des BMW 6er Cabrio erfordert beim Einsatz von zwei passiven Schwingungstilger eine Schwingungstilgermasse von jeweils 10 kg. Der resultierende Gesamtfahrzeugleichtbau verringert sich somit auf eine Ersparnis von  $\sim 42kg$  ( $\sim 50kg$  Leichtbaupotential aus Tabelle 5.3 +  $\sim 12kg$  Entfall mechatronischer Schwingungstilger -  $\sim 20kg$  für

zwei neue passive Schwingungstilger). Prinzipiell kann damit gezeigt werden, dass eine Funktionsverschiebung von schweren auf leichte Bauteile zur Generierung eines Leichtbaupotentials auch beim Einsatz passiver Schwingungstilger theoretisch möglich ist.

Beim Einsatz der passiven Systeme in Kombination mit einem Leichtbauansatz gilt es jedoch die Toleranzen der Systeme zu beachten (Probabilistik). Abbildung 5.18 zeigt beispielhaft den Einsatz der 10kg schweren passiven Schwingungstilger im betrachteten Leichtbausystem. Zusätzlich ist jeweils eine Schwingungstilgervariante mit einer Toleranz der Eigenfrequenz von  $\pm 2$  Hz mit eingezeichnet. Eine Toleranz von  $\pm 2$  Hz entspricht der Toleranz der passiven Serienschwingungstilger des BMW 6er Cabrios (MJ2010).

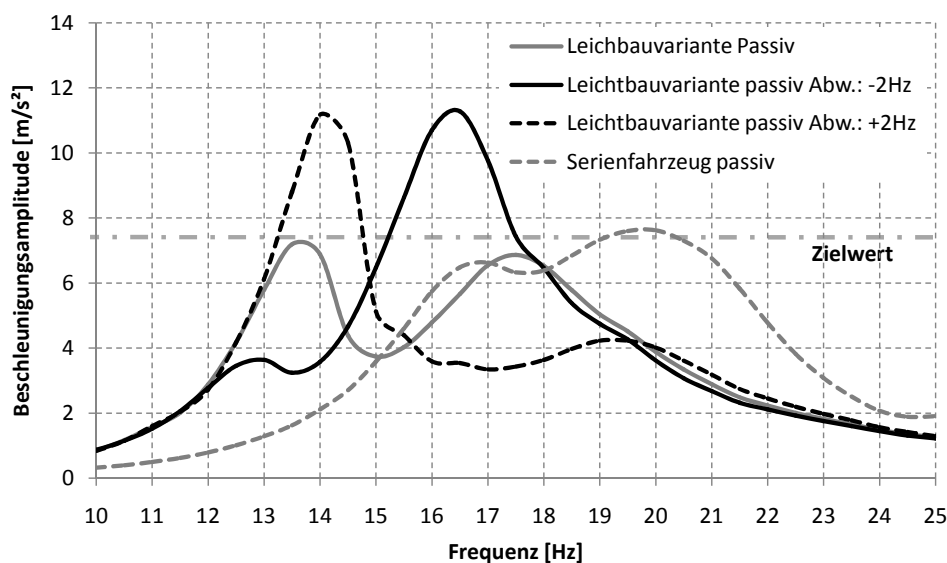


Abbildung 5.18: Leichtbauansatz auf Basis toleranzbehafteter passiver Schwingungstilger

Es wird deutlich, dass durch Toleranzen Abweichungen in der passiven Schwingungstilgerdynamik die Anforderungen an die Komfortpegel deutlich verletzt werden. Die Toleranzen der passiven Schwingungstilgerparameter wirken sich bei der Serienkarosserievariante, aufgrund der wesentlich steiferen Karosserie, deutlich geringer auf die Amplitudenerhöhung aus. Dies macht deutlich, dass eine Realisierung eines Leichtbauansatzes unter Anwendung passiver Schwingungstilger nicht zielführend sein kann.

**Eine reine Übertragung des Leichtbauansatzes des mechatronisch unterstützten Systemleichtbaus auf eine Anwendung mit passiven Schwingungstilgern ist aufgrund einer mangelnden Robustheit des Gesamtsystems nicht zielführend.**





## 6 Ganzheitliche Energiebilanz

### 6.1 Energiebilanz auf Basis des Neuen Europäischen Fahrzyklus

Die weltweite Verschärfung der CO<sub>2</sub>-Grenzwerte erfordert eine energetische Bewertung des mechatronisch unterstützten Systemleichtbaus auf Basis gesetzlicher Fahrzyklen, die die Grundlage der CO<sub>2</sub>-Emmissionsmessung bilden. Stellvertretend erfolgt diese Bewertung auf Basis des „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ (NEFZ) nach 70/220 EWG [o.V03].

Der mechatronisch unterstützte Systemleichtbau mit Hilfe mechatronischer Schwingungstilger stellt innerhalb der gesetzlichen Fahrzyklen einen speziellen Anwendungsfall dar. In diesem Fall verbrauchen die mechatronischen Schwingungstilger in Folge der nicht existenten Anregung auf einem Rollenprüfstand keine elektrische Energie. Der durch den Einsatz der mechatronischen Schwingungstilger resultierende Leichtbau wird jedoch berücksichtigt, so dass der volle Leichtbau-Effekt zu tragen kommt.

Im Rahmen der Verbrauchsbestimmung im Europäischen Fahrzyklus gilt es zu beachten, dass es nur zu einer geringen Auswirkung von Leichtbau kommt, wenn im Rahmen des durchgeführten Leichtbaus kein Wechsel der Schwungmassenklasse (SMK) [o.V03] erfolgt. In diesem Fall wirkt sich der Leichtbau in der Fahrwiderstandsgleichung (vgl. Gleichung (2.24) und Gleichung (2.25)) lediglich über den Rollwiderstand positiv auf den Verbrauch aus. Für den Beschleunigungswiderstand wird die Masse angesetzt, die sich aus der ermittelten Schwungmassenklasse des Fahrzeuggewichts nach 70/220 EWG [o.V03] ergibt.

Abbildung 6.1 zeigt schematisch den Einfluss von Leichtbau auf den Kraftstoffverbrauch mit Berücksichtigung der Schwungmassenklassen.

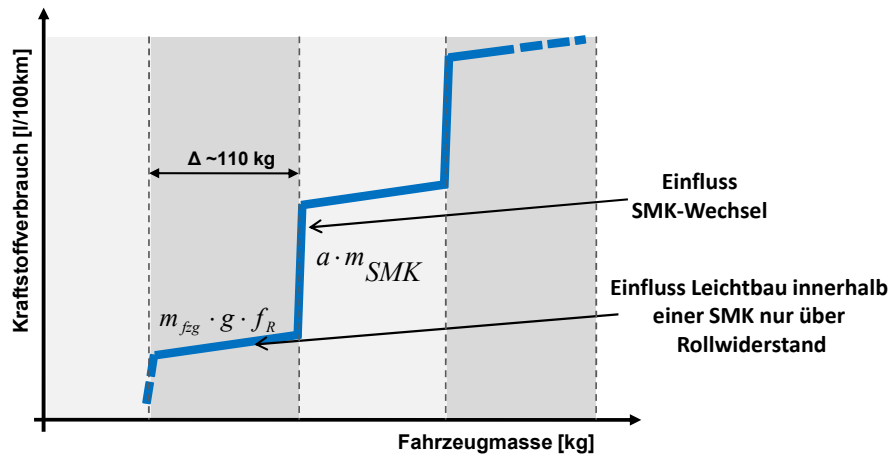


Abbildung 6.1: Schematischer Einfluss von Leichtbau auf den Kraftstoffverbrauch im Europäischen Fahrzyklus

Die zur Berechnung der Bewegungsenergie in Kapitel 2.5 aufgeführte Gleichung (2.26) weist für die Betrachtung eines wiederkehrenden Fahrprofils für die jeweiligen Widerstandsanteile (Beschleunigungs-, Luft- und Rollwiderstand) konstante Anteile auf. Für die Bewertung der mechanischen Energiebilanz werden auf Grundlage einer einmalig durchgeführten Berechnung aus dem Fahrzyklus für die konstanten Anteile Verbrauchsfaktoren  $F_i$  extrahiert [KRB10]. Die allgemeine Formel für die Bestimmung der Bewegungsenergie in Gleichung (2.26) kann unter Verwendung der Verbrauchsfaktoren für einen fest angenommenen Zyklus zu Gleichung (6.1) vereinfacht werden.

$$W_{NEFZ} = F_1 \cdot m_{SMK} + F_2 \cdot c_x \cdot A + F_3 \cdot f_R \cdot m_{Fzg} \quad (6.1)$$

Für den NEFZ ergeben sich die Faktoren zu  $F_1 \sim 211300 [J/m^2]$ ,  $F_2 \sim 1230 [J/kg_{SMK}]$  und  $F_3 \sim 90000 [J/kg_{Fzg}]$  [For11].

Die Umrechnung der benötigten Arbeit auf eine Kraftstoffmenge erfolgt über die holistische Maschineneffizienz (HME) und den Brennwert des zugeführten Brennstoffes nach Gleichung (2.28).

Die Verwendung der Verbrauchsfaktoren erlaubt eine einfache schnelle Berechnung der Bewegungsarbeit unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen für einen gleichbleibenden Fahrzyklus.

Für den am Beispiel 6er Cabrio erzielten Leichtbau von  $\sim 50\text{kg}$  (vgl. Tabelle 5.3) ergibt sich für die Bewertung des Kraftstoffverbrauchs im Europäischen Fahrzyklus der in Tabelle 6.1 dargestellte Verbrauchsvorteil (ohne SMK-Wechsel).

Tabelle 6.1: Energiebilanz im NEFZ ohne Schwungmassenwechsel.

Reduktion mechanischer Energiebedarf	$\sim 0,039$ MJ
Mechanischer Energiebedarf	$\sim 5,029$ MJ
Reduktion Brennstoffverbrauch	$\sim 0,1l/100km$
Brennstoffverbrauch	$\sim 8,2l/100km$
Reduktion Kohlendioxidausstoß ( $CO_2$ )	$\sim 1,5g/km$
Kohlendioxidausstoß ( $CO_2$ )	$\sim 196g/km$

Für die Erzielung eines Schwungmassenwechsels müsste beim BMW 6er Cabrio ein Leichtbau von  $\geq 66kg^1$  durchgeführt werden. Der Schwungmassenwechsel würde zusammen mit einem Leichtbau von  $66kg$  einen Verbrauchsvorteil von  $\sim 0,3l/100km$  und eine Reduktion des Kohlendioxidausstoßes von  $\sim 7g/100km$  bewirken.

Es wird deutlich, wie entscheidend sich ein Sprungmassenwechsel auf die Verbrauchsmessung nach 70/220 EWG [o.V03] auswirkt. Beim Kunden hingegen wirkt sich jeder Leichtbauvorteil direkt auf den Verbrauch aus.

## 6.2 Energiebilanz auf Basis des Kundenbetriebs

### 6.2.1 Kundenkollektive: Grundlage der Auslegung und Bewertung

Neben den vom Gesetzgeber definierten Fahrzyklen zur Verbrauchsermittlung sind Aussagen bezüglich des im Kundenbetrieb zu erwartenden Energieverbrauchs der mechatronischen Schwingungstilger von Bedeutung. Dies bedingt, dass Kenntnisse über das reale Fahr- und Nutzungsverhalten des Kunden ein wesentlicher Schlüssel für die innovative und kundenorientierte Entwicklung neuer Technologien sind und damit Bestandteil zukünftiger Auslegungsprozesse sein müssen [KK10]. Das individuelle Mobilitätsverhalten eines jeden Fahrzeugführers führt letztendlich zu einem individuellen Fahrzeugenergiebedarf [FGB10b].

Für die Bewertung der zu erwartenden Energiebedarfsreduzierung des Fahrzeugs durch den mechatronisch unterstützten Systemleichtbau mit Hilfe der mechatronischen Schwingungstilger muss eine geeignete Methode entwickelt werden, die den Vergleich des energetischen Vorteils in Folge des Leichtbaus und den elektrischen Zusatzverbrauch der mechatronischen Systeme im Kundenbetrieb prognostizieren. Die zu klärende Fragestellung ist:

<sup>1</sup> Masse Fzg: 1825 kg

Bezugsmasse Schwungmassenklasse: 1760kg - 1870kg

**„Auf welcher Grundlage kann der vom individuellen Mobilitätsverhalten des Kunden abhängige Fahrzeugenergiebedarf (inklusive der mechatronischen Systeme) bestimmt werden?“**

Das individuelle Mobilitätsverhalten ist dabei geprägt durch die individuelle Nutzungsart, den Streckentypen sowie das Geschwindigkeitsprofil (Geschwindigkeit als Funktion der Zeit). Bei der Betrachtung von unterschiedlichen Streckentypen kann im Wesentlichen zwischen vier Ausprägungsformen unterschieden werden [FGB10b].

- Naturstrecke
- Stadtstraße
- Landstraße
- Autobahn

Im Sinne der Leitidee der Arbeit, der Energiebedarfsreduktion unter Anwendung des mechatronisch unterstützten Systemleichtbaus, ist die Definition der kundennahen Betriebszustände für die Auslegung hinsichtlich folgender Aspekte inhärent wichtig [FGB10b]:

- Geschwindigkeitsprofil
- Straßenprofil (Oberflächenbeschreibung)

Einen Anhaltspunkt zum Mobilitätsverhalten des Kunden liefert die VDA-Studie „Globale Märkte, Abschlussbericht des AK-Kundenkollektiv / Verband der Automobilindustrie e.V.“ [RST<sup>+</sup>06]. In dieser Studie ist das Mobilitätsverhalten des Kunden in unterschiedlichen Märkten dargestellt. Abbildung 6.2 zeigt zusammenfassend die Ergebnisse dieser Studie zum Kundenverhalten bezüglich der Straßennutzung in Deutschland.



Abbildung 6.2: Ergebnisse der Studie Kundenkollektiv

Der in seiner Häufigkeit untergeordnet auftretende Anteil der Naturstrecke, sowie Steigungen innerhalb der Strecken werden dabei vernachlässigt.

Weiter wurde auf die Ergebnisse eines Forschungsprojektes zwischen der BMW Group, dem Spiegel-Institut Mannheim und der TU Dresden zurück gegriffen. Die im Rahmen

des Forschungsprojektes entwickelte Methode erlaubt es, auf Basis real gemessener Geschwindigkeitsverläufe diese so neu zu kombinieren, dass sie möglichst repräsentativ ein gewünschtes Fahrverhalten wiedergeben [Rei08]. Für die angestrebten Untersuchungen wurde auf diese Weise ein neues, kundenorientiertes Geschwindigkeitsprofil, aufbauend auf den Ergebnissen (Streckentyp, mittlere Geschwindigkeit) der VDA-Studie zum individuellen Fahrverhalten (vgl. Abbildung 6.2), erzeugt. Abbildung 6.3 zeigt das neu geschaffene, kundenorientierte Geschwindigkeitsprofil. Dieses bildet die Basis für die nachfolgenden Analysen [FGB10b].

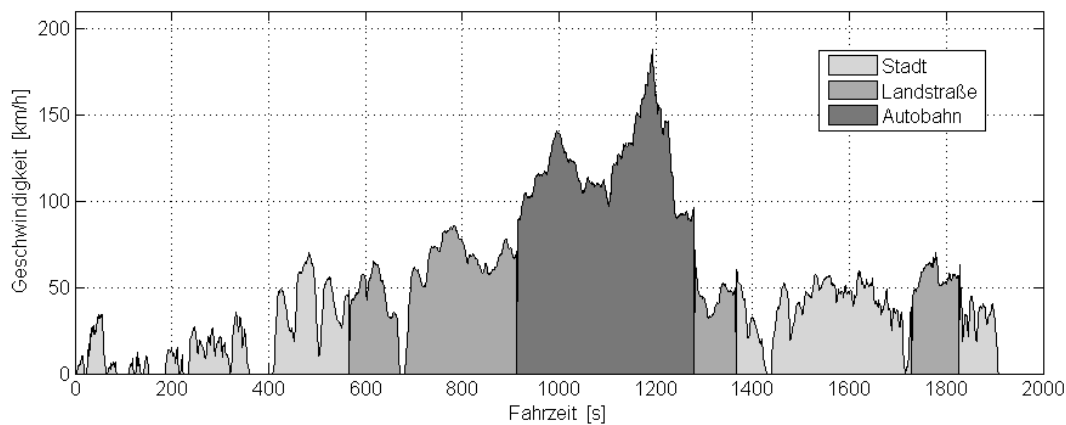


Abbildung 6.3: Synthetisch erzeugter Fahrzyklus [FGB10b]

Dem neu erzeugten Geschwindigkeitsprofil (inkl. Straßenkategorien) werden von BMW abgetastete Straßenoberflächendaten zugeordnet. Den Abschnitten Autobahn und Landstraße sind Oberflächendaten öffentlicher Straßen, den Abschnitten der Stadtfahrt sind Daten eines Teilstücks einer speziellen BMW-Erprobungsstraße zugeordnet [FGB10b]. Die Oberflächenbeschaffenheit einer Straße als Äquivalent zur Anregungsamplitude des Fahrzeugs besitzt einen wesentlichen Einfluss auf die Schwingungsamplitude der Karosseriestruktur und dementsprechend auf den Energieverbrauch der mechatronischen Schwingungstilger. Eine Möglichkeit zum Vergleich von geschwindigkeitsunabhängigen Fahrbahnunebenheiten bietet die spektrale Unebenheitsdichte nach ISO 8608 [ISO95], [o.V91].

$$\Phi(\Omega) = \Phi(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^w \quad (6.2)$$

Abbildung 6.4 vergleicht die nach ISO 8608 [ISO95] berechneten und geglätteten spektralen Unebenheitsdichten der genutzten Fahrbahnprofile miteinander [FGB10b]. Neben den genannten Strecken ist in Abbildung 6.4 zusätzlich eine Referenzgerade eingezeichnet, die einer durchschnittlichen, guten Asphaltstraße entspricht. Für diese Straße gilt nach Gleichung (6.2) für den Welligkeits-Exponenten  $w = 2$ , die Bezugskreisfrequenz  $\Omega_0 = 1 \text{ rad/m}$  und das Unebenheitsmaß  $\Phi(\Omega_0) = 1 \text{ cm}^3$  [o.V91].

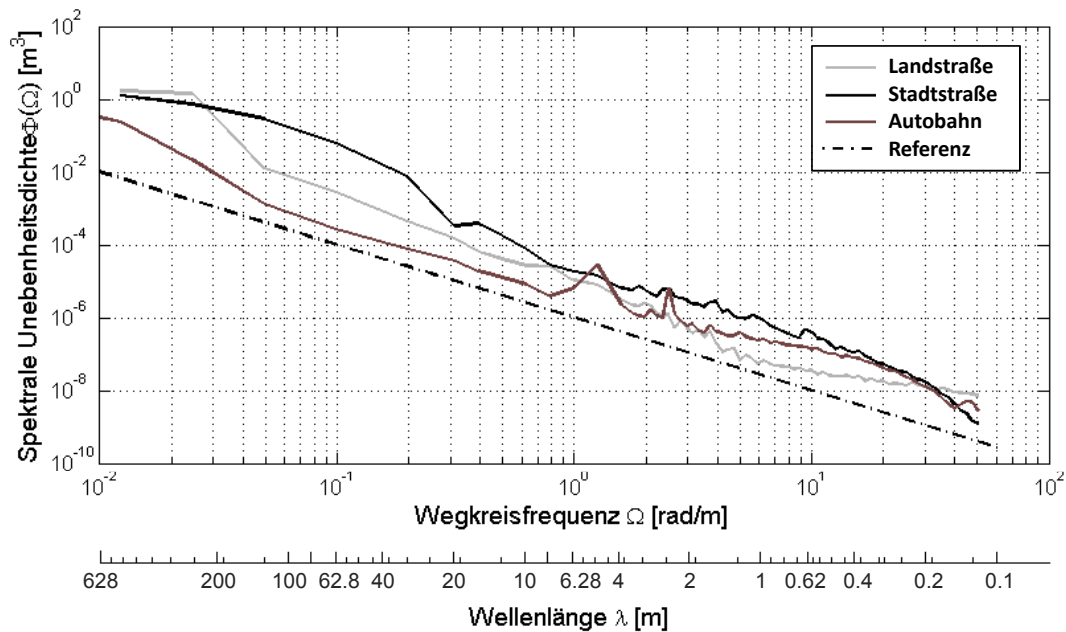


Abbildung 6.4: Vergleich der spektralen Unebenheitsdichten nach ISO 8608 [ISO95] [FGB10b]

Die für die Bewertung des Energieverbrauchs herangezogenen Streckenprofile sind im relevanten Wegkreisfrequenzbereich  $\Omega \approx [1.9; 19] \text{rad/m}$  nach Abbildung 6.4 in ihrer Anregung stärker ausgeprägt als die Referenzgerade (gute Asphaltstraße).

Die gewählte Stadtstraße (BMW-Teststrecke) entspricht nach der in der ISO 8608 getroffenen Klasseneinteilung (A-H) [ISO95] einer mittelguten Straße (Class C/D). Nach dem in [o.V91] zugrunde liegenden, damaligen Datenbestand, entspricht eine ISO Klasse C jedoch einem Anteil kleiner 8% der vermessenen Langstrecken [o.V91]. Im neu definierten kundenorientierten Fahrzyklus zur Energiebilanz nimmt jedoch die Stadtstrecke einen Anteil von 26% ein (vgl. Abbildung 6.2). Aus energetischer Sicht stellt dies eine eher pessimistische Betrachtung dar (Worst-Case).

Im Rahmen weiterführender Betrachtungen auf Basis der spektralen Unebenheitsdichte ist es denkbar, für unterschiedliche Straßenqualitäten aus den spektralen Unebenheitsdichten synthetische Fahrbahnoberflächenbeschreibungen zu berechnen. Ein solches Vorgehen bietet den Vorteil, die Schwingungstilgersysteme auf unterschiedlichsten Strecken einer Bewertung unterziehen zu können, ohne den vermehrten Aufwand der digitalen Straßenvermessung zu betreiben. Zusätzlich wäre eine Grundlage zur Vergleichbarkeit und für ein standardisiertes Vorgehen gegeben.

Des Weiteren ist denkbar, auf Basis der spektralen Dichten und der Kenntnis einer Korrelation von Anregung zum elektrischen Energieverbrauch der mechatronischen Schwingungstilgersysteme eine direkte erste Energiebewertung durchzuführen. Hier kann noch weiterer Forschungsbedarf entstehen

Das Durchfahren des aufgestellten Kundenzyklus erlaubt die Bewertung der mechatronischen Schwingungstilger hinsichtlich Energiebedarf. Dabei gilt es vorher festgelegte Komfortpegel einzuhalten. Der Komfortpegel ist entweder im Rahmen der Entwicklung für definierte Komfortpunkte vorgegeben oder das Serienfahrzeug als Vergleichsbasis mit passiven Tilgermaßnahmen definiert die Komfortpegel. Die Auswertung erfolgt über den Effektivwert der Beschleunigung am jeweiligen Komfortpunkt (z.B. Windlauf-Querbeschleunigung).

Diese Kombination aus kundennahem Geschwindigkeitsprofil und Straßenoberflächen-daten bildet die benötigte Grundlage für die angestrebte ganzheitliche Energiebewertung der mechatronischen Schwingungstilger unter Leichtbauaspekten im Fahrzeug [FGB10b].

### 6.2.2 Energetische Optimierung im Gesamtsystemverbund

Die in Kapitel 5.3 identifizierte hohe Anzahl von variablen Parametern (z.B. Schwingungstilgerparameter, Strukturbauteile etc.) zeigt deutlich, dass eine gemeinsame, manuelle schrittweise Auslegung aller Parameter nicht zielführend erscheint.

Zur Lösung der Fragestellungen bezüglich des bestmöglichen mechatronisch unterstützten Systemleichtbaus ist die Anwendung mathematischer Optimierungsverfahren notwendig.

Für die Optimierung wird im G-SAMT der von MATLAB auf Basis eines NEWTON-Verfahrens arbeitende Optimierer *fmincon* (MATLAB Build-in Funktion) integriert. Zur Reduktion der Anzahl an Berechnungsläufen ist es notwendig, eine möglichst geringe Anzahl an Designvariablen in die Optimierung zu integrieren. Zur Reduktion der Anzahl der Designvariablen sind Blechbauteile sowie links/rechts Kombinationen zu Optimierungsgruppen zusammengefasst.

Die Verwendung des neu entwickelten Fahrzyklus, in Verbindung mit den für die Optimierung benötigten Rechendurchläufen, ist aufgrund der langen Berechnungszeit nicht zielführend. Neben mathematisch-numerisch orientierten Modellreduktionen sind folglich ebenso solche aus physikalisch-technischer Einsicht notwendig [FGB10b]. Da die Berechnungszeit direkt von der Länge des verwendeten Fahrzyklus abhängt, ist es erforderlich, einen äquivalenten verkürzten Anregungszyklus aus dem Kundenzyklus speziell für die Optimierung zu extrahieren.

Der in der Optimierung verwendete und in Abbildung 6.5 dargestellte verkürzte Anregungszyklus besteht aus drei 5 Sekunden-Abschnitten, die die Streckenabschnitte (Autobahn, Landstraße, Stadtstraße) aus dem Kundenzyklus repräsentieren. Bei der Analyse der Zeitintervalle ist ein 5 Sekunden-Abschnitt der erste beste Kompromiss aus Rechenzeit und Abbildungsgenauigkeit.

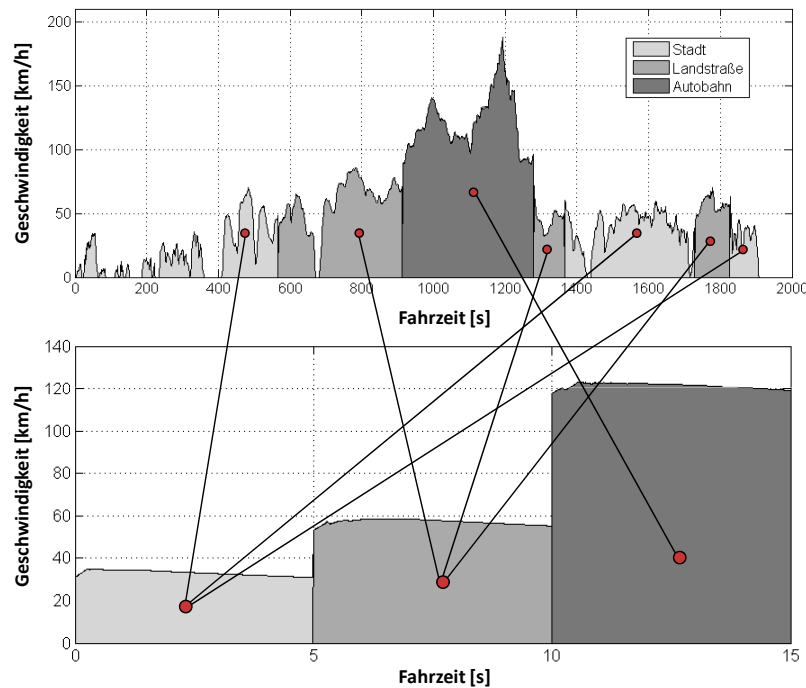


Abbildung 6.5: Geschwindigkeitsprofil des verkürzten Kundenzyklus

Die Abschnitte wurden aus dem Kundenzyklus extrahiert und entsprechen in ihren Durchschnittsgeschwindigkeiten den Vorgaben aus der VDA-Studie in Abbildung 6.2. Die ausgewählten Abschnitte verursachen aufgrund ihrer zugeordneten Oberflächenprofile (gleiche spektrale Unebenheitsdichte), im Vergleich zum jeweiligen Straßenabschnitt im Kundenzyklus, durchschnittlich vergleichbare Schwingungsamplituden der Karosseriestruktur. Tabelle 6.2 zeigt beispielhaft den Vergleich der Durchschnittsgeschwindigkeit der auftretenden Beschleunigungseffektivwerte am Windlauf und die benötigte durchschnittliche Schwingungstilgerleistung aus vollständigem und verkürztem Kundenzyklus bei der Leichtbauvariante mit aktiven Schwingungstilgern. Die Verwendung des verkürzten Kundenzyklus verringert die Rechenzeit auf einer Standard-Windows-Workstation (Single-Core) von  $\sim 8$  Stunden auf  $\sim 5$  Minuten.

Der verkürzte Anregungszyklus wird im G-SAMT ausschließlich für die Anregung des Fahrzeugs verwendet. Die Energiebilanz erfolgt zweigeteilt für die mechanische Bewegungsenergie und die elektrische Energiebilanz auf Basis des Leistungsverbrauchs der mechatronischen Schwingungstilger.

Im Rahmen der elektrischen Energiebilanz werden aus dem vollständigen Kundenzyklus lediglich die Fahrzeit und die Fahrtstrecke verwendet. Der für die Verbrauchsberechnung nach Gleichung (2.33) benötigte durchschnittliche elektrische Energieverbrauch resultiert aus der G-SAMT Simulation auf Basis des verkürzten Zyklus und wird aufgrund der in Tabelle 6.2 gezeigten Äquivalenz auf den vollständigen Kundenzyklus übertragen (vgl. Abbildung 6.6 rechts)



Tabelle 6.2: Vergleich Berechnungsergebnisse Kundenzyklus (vollständig/verkürzt)

Kundenzyklus	vollständig	verkürzt
<b>Autobahn</b>		
Durchschnittsgeschwindigkeit	121 $m/s$	122 $m/s$
Mean elektr. Tilgerleistung	7,0 $W$	4,3 $W$
Effektivwert Komfortpunkt	1173 $m/s^2$	1187 $m/s^2$
<b>Landstraße</b>		
Durchschnittsgeschwindigkeit	57 $m/s$	57 $m/s$
Mean elektr. Tilgerleistung	7,5 $W$	7,7 $W$
Effektivwert Komfortpunkt	832 $m/s^2$	828 $m/s^2$
<b>Stadtstraße</b>		
Durchschnittsgeschwindigkeit	33 $m/s$	33 $m/s$
Mean elektr. Tilgerleistung	17,9 $W$	18,4 $W$
Effektivwert Komfortpunkt	1551 $m/s^2$	1552 $m/s^2$

Für die Bewertung der mechanischen Energiebilanz werden analog zum Vorgehen beim NEFZ die konstanten Faktoren  $F_i$  innerhalb der Fahrwiderstandsgleichung für den Kundenzyklus berechnet. Die Bestimmung der, für die betrachtete Leichtbauvariante benötigte Arbeit zum Durchfahren des Kundenzyklus kann mit Gleichung (6.1) erfolgen (vgl. Abbildung 6.6 links).

Durch die Verwendung des verkürzten kundenäquivalenten Anregungszyklus zusammen mit den Verbrauchsfaktoren ist eine weitere Grundlage für die Optimierung des Gesamtsystems, hinsichtlich einer maximalen Energieeinsparung durch den Einsatz mechatronischer Schwingungstilger, gelegt.

Für die Qualität und Verwendbarkeit der Optimierungsergebnisse ist die zu definierende Zielbedingung ( $CO_2(\text{Mech.}) + CO_2(\text{El.})$ ) essentiell. In der Zielbedingung der Optimierung wird das Minimum des Kohlendioxidausstoßes des Fahrzeugs zum Durchfahren des Zyklus im definierten Designraum gesucht. Als Randbedingung muss der Effektivwert der Windlaufquerbeschleunigung identisch zum Referenzfahrzeug sein. Das Referenzfahrzeug stellt das Serienfahrzeug mit passiven Schwingungstilgern dar.

Abbildung 6.6 zeigt abschließend anhand eines UML-Diagramms die umgesetzte Optimierung innerhalb des G-SAMT.

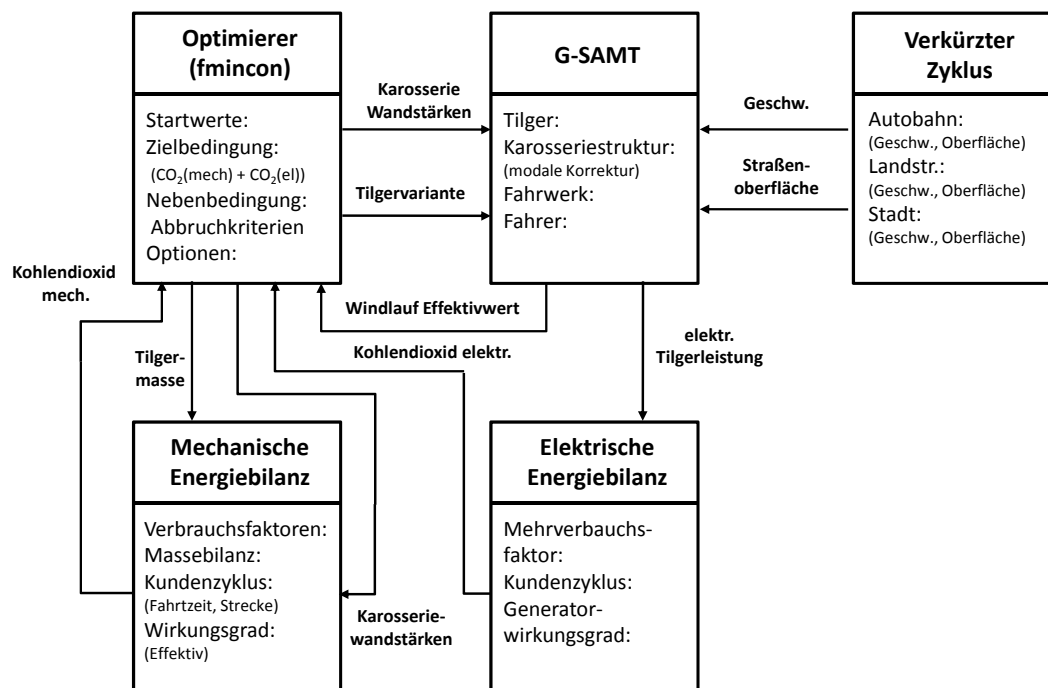


Abbildung 6.6: UML Diagramm zur energetischen Optimierung des Gesamtsystems im G-SAMT

In Abbildung 6.6 steuert der Optimierer die G-SAMT-Simulation. Die für den Iterationsschritt gewählten Designvariablen werden an die Gesamtfahrzeugsimulation, sowie die resultierenden Masseinformationen an die mechanische Energiebilanz übergeben. Der elektrische Energieverbrauch als Ergebnis der Gesamtfahrzeugsimulation auf Basis der Simulation mit verkürztem Anregungszyklus wird an die elektrische Energiebilanz übergeben.

In der Optimierung werden 16 Auslegungsparameter (Designvariablen) variiert, die sich wie folgt zusammensetzen:

- Aktorschwingmasse
- Aktoreigenfrequenz
- LEHRsches-Dämpfungsmaß
- Ohmscher Widerstand
- Induktivität
- Anzahl Spulenwicklungen
- 10 variable Strukturbereiche in der Karosserie

Als Ergebnis der Optimierung ergeben sich für die Designvariablen die in Tabelle 6.3 aufgeführten Werte.

Tabelle 6.3: G-SAMT Optimierungsergebnisse

Auslegungsgröße	Optimierungswert	Startwert
Aktorschwingmasse $m_T$ :	4 kg	4 kg
Aktorsteifigkeit $c_T$ :	22740 N/m	30976 N/m
Aktoreigenfrequenz $f_0$ :	12,0 Hz	14,0 Hz
LEHRsches-Dämpfungsmaß $D$ :	0,300	0,355
Ohmscher Widerstand $R$ :	1,4 $\Omega$	1,0 $\Omega$
Induktivität der Spule $L$ :	3,4 mH	2,0 mH
Anzahl Spulenwindungen $N$ :	32	25

Abbildung 6.7 zeigt die Entwicklung des Ergebnisses der Zielbedingung während einer Optimierung. Man sieht zunächst einen deutlichen Abfall im Kohlendioxidausstoß in Folge der Reduzierung aller Wandstärken auf die minimale Crashvariante (lower-boundary). Anschließend erfolgt die Optimierung der Schwingungstilgerparameter, die aufgrund der bereits relativ guten Wahl der Startparameter nur noch wenig Potential bietet.

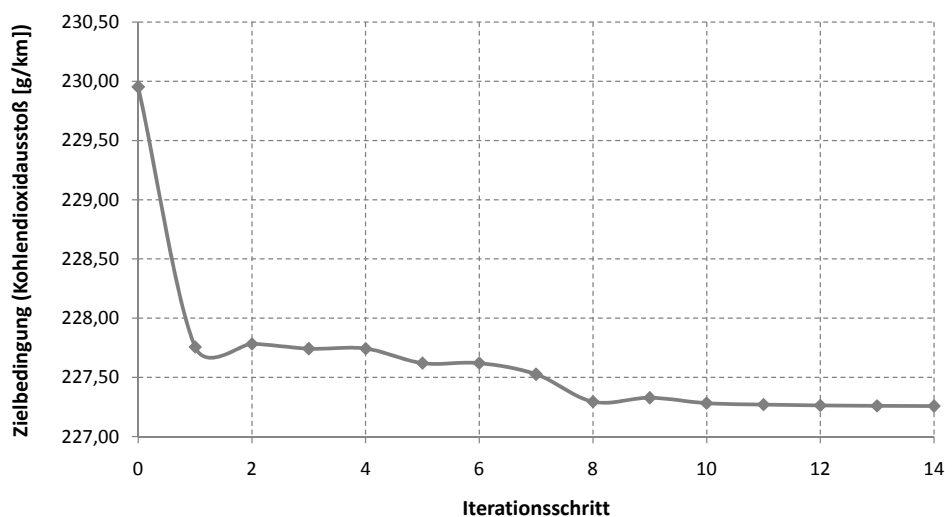


Abbildung 6.7: Entwicklung der Ergebnisse der Zielbedingung während der Optimierung

### 6.2.3 Abschließende Gesamtenergiebilanz

Auf Basis des Optimierungsergebnisses wird eine abschließende kundenorientierte Energiebilanz unter Anwendung des vollständigen Kundenzyklus (vgl. Abbildung 6.3) durchgeführt. Als Basis für die kundenorientierte Bewertung dient ein Serienfahrzeug mit passiven Schwingungstilgermaßnahmen. Aus der Überfahrt des Kundenzyklus resultiert als Zielwert für die Beschleunigungsamplitude am Windlauf ein Effektivwert von  $1,3 \text{ m/s}^2$ . Dieser Zielwert muss in der Leichtbauvariante unter der Anwendung mechanischer Schwingungstilger wieder sichergestellt werden. Abbildung 6.8 zeigt den Vergleich der zeitlichen Verläufe der Windlaufbeschleunigung während des Kundenzyklus bei identischen Effektivwerten des Serienfahrzeugs und der Leichtbauvariante.

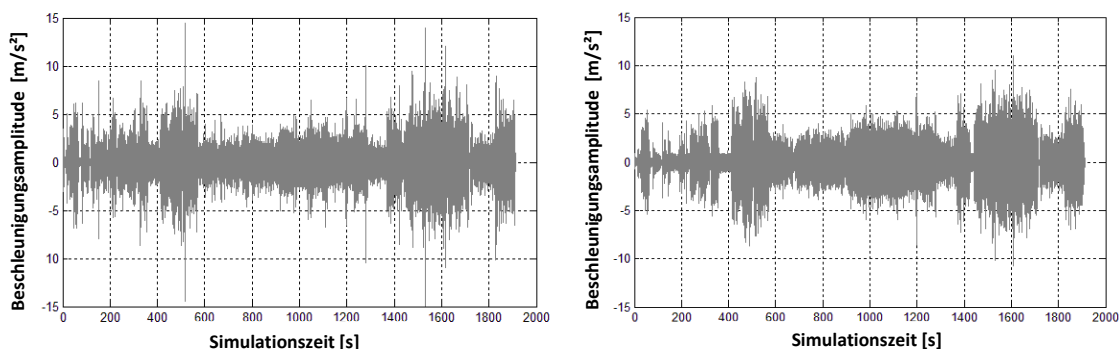


Abbildung 6.8: Vergleich der Beschleunigungsamplituden am Windlauf im G-SAMT Kundenzyklus für Serien- (links) und Leichtbaukarosserie (rechts).

Abbildung 6.8 zeigt qualitativ, dass neben nahezu gleichen Effektivwerten beide Varianten (Serie (links) & Leichtbau (rechts)) auch im Zeitbereich ein identisches Verhalten besitzen. Dies gilt sowohl für die maximal auftretenden, wie auch für die durchschnittlichen Schwingungsamplituden. Die aus dem Vergleich der Beschleunigungsamplituden hervorgehende gute Vergleichbarkeit der Strukturvarianten erlaubt die weiterführende Betrachtung hinsichtlich energetischer Gesamtbilanz.

Abbildung 6.9 zeigt den Leistungsverbrauch eines Schwingungstilgers beim Durchfahren des Kundenzyklus. Aus Abbildung 6.9 wird deutlich, dass maßgeblich nur positive Leistungsverbräuche im Verlauf des Zyklus auftreten. Dieser Aspekt wurde, wie in Kapitel 2.3.1 sowie Kapitel 5.3.1 erläutert, bewusst über die Schwingungstilgerparameter und den daraus resultierenden Phasenwinkel zwischen Strom und Spannung eingestellt, damit eine möglichst realistische Bewertung erfolgen kann (keine negative Leistungsaufnahme).

Das Aufstellen der Gesamtenergiebilanz erfolgt im Vergleich zum Serienfahrzeug mit passiven Schwingungstilgern (Basis-Fahrzeug). Es wird zunächst auf Basis von Gleichung (6.1) der rein mechanische Energiebedarf des Basis-Fahrzeugs beim Durchfahren des Kundenzyklus bestimmt. Für den Kundenzyklus ergeben sich für Gleichung (6.1)

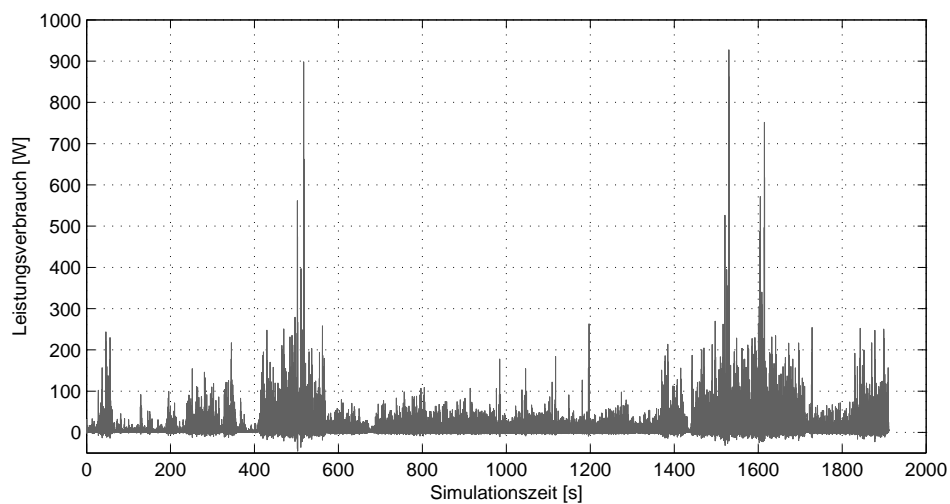


Abbildung 6.9: Leistungsverbrauch mechatronischer Schwingungstilger im G-SAMT Kundenzyklus.

die Faktoren  $F_1 \sim 8226980 [J/m^2]$ ,  $F_2 \sim 5574 [J/kg_{SMK}]$  und  $F_3 \sim 184050 [J/kg_{Fzg}]$ . Der berechnete mechanische Energiebedarf wird anschließend in einen Brennstoffverbrauch in l/100km (vgl. Gleichung (2.28)) und einen Kohlendioxidausstoß ( $CO_2$ ) in g/km umgerechnet. Tabelle 6.4 zeigt das Ergebnis für die mechanische Energiebetrachtung des Basis-Fahrzeugs. Die im Rahmen der Optimierung identifizierte Leichtbaustrukturvariante weist beim Einsatz mechatronischer Schwingungstilger eine Gewichtsersparnis von 50kg gegenüber des Basis-Fahrzeugs auf. Beim Durchfahren des G-SAMT Kundenzyklus werden für das Leichtbaufahrzeug die in Tabelle 6.4 aufgeführten mechanischen Energiebedarfe benötigt

Tabelle 6.4: Mechanischer Energiebedarf massereduziertes Fahrzeug im Kundenzyklus.

---

**Serienkarosserie:**

Mechanischer Energiebedarf	$\sim 18,760$ MJ
Kraftstoffverbrauch	$\sim 9,70$ l/100km
Kohlendioxidausstoß ( $CO_2$ )	$\sim 230,9$ g/km

**Leichtbaukarosserie:**

Mechanischer Energiebedarf	$\sim 18,422$ MJ
Kraftstoffverbrauch	$\sim 9,53$ l/100km
Kohlendioxidausstoß ( $CO_2$ )	$\sim 226,7$ g/km

---

Durch die Leichtbaumaßnahmen wird im Kundenzyklus eine Reduktion des Kohlendioxidausstoßes von  $\sim 4.2$  g/km erzielt. Den durch den Einsatz der mechatronischen Schwingungstilger benötigten elektrischen Energieverbrauch gilt es im Folgenden neben den rein mechanischen Energieverbrauch zu beachten.

Auf Basis des in Abbildung 6.9 gezeigten Zeitverlaufs der benötigten elektrischen Schwingungstilgerleistung kann der über den Kundenzyklus benötigte durchschnittliche Leistungsverbrauch bestimmt werden. Auf Basis der in Kapitel 2.5.2 und Kapitel 4.4.5 gezeigten Betrachtungen kann die Auswirkung des elektrischen Energieverbrauchers auf den Kraftstoffverbrauch und den Kohlendioxidausstoß bestimmt werden. Tabelle 6.5 zeigt das Ergebnis der elektrischen Energiebilanz der mechatronischen Schwingungstilger.

Tabelle 6.5: Elektrischer Energiebedarf der Schwingungstilger im Kundenzyklus.

Durchschnittlicher elektr. Leistungsbedarf (2 Schwingungstilger)	$\sim 17$ W
Kraftstoffverbrauch	$\sim 0,01$ l/100km
Kohlendioxidausstoß ( $CO_2$ )	$\sim 0,3$ g/km

Aus den Ergebnissen der mechanischen Energiebilanz und der elektrischen Energiebilanz kann ein Leichtbau-Energie-Äquivalent und die gesamthafte Energiebilanz erstellt werden. Das Leichtbau-Energie-Äquivalent zeigt, wie viel Watt durchschnittlicher elektrischer Energiebedarf den energetischen Vorteil von 1kg Leichtbau im Kundenzyklus ausgleichen. Für die Betrachtungen am 6er Cabrio wird 1kg Leichtbau durch 2,4 Watt durchschnittlichen Energiebedarf je mechatronischem Schwingungstilgersystem ausgeglichen.

**Durch den neuen Ansatz des mechatronisch unterstützten Systemleichtbaus mit Hilfe mechatronischer Schwingungstilger zeigen die ersten Analysen am Beispiel 6er Cabrio (MJ2010) eine mögliche Reduktion des Kohlendioxidausstoßes um  $\sim 3,9$  g/km im durchschnittlichen Kundenbetrieb.**

## 7 Zusammenfassung

Die der vorliegenden Arbeit zugrunde liegende ingenieurwissenschaftliche Fragestellung besteht darin, ob durch den Einsatz mechatronischer Systeme der Systemleichtbau gezielt unterstützt werden kann. Durch den Mechatronikeinsatz folgt damit eine neue, besondere Ausprägung des Systemleichtbaus, der mechatronisch unterstützte Systemleichtbau.

Die systemtechnische Analyse des mechatronisch unterstützten Systemleichtbaus zeigt, dass durch die Integration zusätzlicher mechatronischer Teilsysteme eine Neugestaltung der Systemfunktionalitäten eines bis dato rein mechanischen Systems theoretisch möglich scheint. Der theoretische Grundansatz besteht darin, Funktionsumfänge von Teilsystemen mit großer Funktionsmasse auf mechatronische Teilsysteme mit kleiner Funktionsmasse zu überführen und einen einhergehenden Funktionsverlust durch die mechatronischen Systeme auszugleichen. Es resultiert ein Gesamtsystem gleicher Systemfunktionalität mit reduzierter Systemmasse.

Mechatronische Systeme, zum Beispiel mechatronische Schwingungstilger, erlauben durch die Kombination eines mechanischen Schwingsystems mit einer elektronisch regelbaren Kraftkomponente, eine breitbandige und situationsabhängige Beeinflussung von Schwingungszuständen. Mechatronische Schwingungstilger sind daher zum Beispiel bei einem PKW geeignet, einen aufgrund eines durch Leichtbaumaßnahmen entstehenden Schwingungskomfortverlust zu kompensieren. Der zu realisierende Schwingungskomfort wird dabei auf eine neue Weise auf die beiden Teilsysteme Karosserie und mechatronischer Schwingungstilger in einem mechatronischen Gesamtsystem aufgeteilt. Durch die zusätzlichen Leichtbaumaßnahmen entsteht ein neues, mechatronische Leichtbausystem, bzw. der mechatronisch unterstützte Systemleichtbau.

Die weiterführende, zentrale Fragestellung, ob der mechatronisch unterstützte Systemleichtbau am Beispiel mechatronischer Schwingungstilger einen Beitrag zur Reduktion des Fahrzeugenergiebedarfs leisten kann, bedingt neue angepasste Auslegungsmethoden und Simulationsmodelle. Die Neuentwicklung eines Software-Demonstrators ist daher notwendig. Dabei ist die Betrachtung des Gesamtfahrzeugsystems zwingend erforderlich. Zur energetischen Bewertung müssen die Eigenschaften der mechanischen und die der elektronischen Komponenten abgebildet und neu miteinander in einem gemeinsamen Simulationsmodell kombiniert werden. Im behandelten Anwendungsfall der Schwingungstechnik bedarf es der Abbildung des Fahrwerks (wesentlichen Anregungspfad in die Karosserie), der Karosserie (schwingender, flexibler Körper) und der

mechatronischen Schwingungstilger inklusive Regelungstechnik sowie einer ganzheitlichen Methode zur Energiebilanzierung.

Die methodische Aufstellung aller notwendigen Simulationszusammenhänge, inklusive der zu modellierenden Teilsysteme und deren Vernetzung erfolgt auf Basis erster theoretischer systemtechnischer Überlegungen über die Anwendung von Klassendiagrammen aus der Unified Modeling Language (UML). Unter Anwendung der UML lässt sich die theoretische, systemtechnische Grundanalyse in eine softwareanwendungsorientierte Darstellung überführen. Durch die Anwendung der UML-Modellierungssprache wird damit eine standardisierte und allgemein verständliche Basis geschaffen. Die UML-Modellierung bildet die Grundlage zur beispielhaften Umsetzung des Software-Demonstrators G-SAMT und kann für andere weiterführende Fragestellungen ebenfalls genutzt werden. Die beispielhafte Umsetzung der UML-Klassendiagramme erfolgt in MATLAB.

Für die verschiedenen Komponenten und Fragestellungen bezüglich eines Mechatroniksystems kommen in den jeweiligen Fachdisziplinen heute in der Regel verschiedene solitäre Simulationsprogramme zum Einsatz. Zur Simulation und Auslegung des mechatronisch unterstützten Systemleichtbaus am Beispiel mechatronischer Schwingungstilger im PKW ist jedoch ein gesamthafter Ansatz notwendig. Die notwendigen Teilmodelle sind in einer gesamthaften Simulationsumgebung neuartig miteinander kombiniert.

Neben der reinen Abbildung des schwingungsfähigen Gesamtfahrzeuges ist die Ermittlung des Energiebedarfs des Gesamtsystems der zentrale Punkt bei der Betrachtung des mechatronisch unterstützten Systemleichtbaus. Denn zur Erreichung einer CO<sub>2</sub>-Reduktion bei einem PKW ist die Gesamtenergiebilanz aus Leichtbau (Reduktion Fahrwiderstände) und der vom Fahrzeug bereitzustellenden elektrischen Schwingungstilgerenergie entscheidend. Dabei gilt es, die Frage des realen Schwingungstilgerenergiebedarfs in Zusammenhang mit dem individuellen Fahrverhalten und Leichtbaumaßnahmen zu diskutieren. Denn letztendlich ist die Gesamtenergiebilanz vom individuellen Fahrverhalten (Kundenzyklus) inhärent abhängig; wie, wo, wie oft wird das Fahrzeug genutzt?

Über eine Betrachtung eines reduzierten, aus einem vollständigen Kundenzyklus extrahierten, Fahrzyklus lassen sich die Rechenzeiten für eine Grundausslegung extrem reduzieren. Dadurch ist erst eine ganzheitliche Optimierung des Gesamtsystems mit Hilfe mathematischer Optimierungsverfahren möglich. Die aus der Optimierung bestimmten Systemparameter sind anschließend für die Gesamtsystembewertung unter Berücksichtigung des vollständigen Kundenzyklus zu bestätigen und zu konkretisieren.

Die erstmalige Anwendung mechatronischer Schwingungstilger zur Realisierung des mechatronisch unterstützten Systemleichtbaus zeigt am beispielhaft betrachteten BMW 6er Cabrio (MJ 2010) ein Leichtbaupotential von  $\sim 50\text{kg}$ . Der Leichtbau von  $\sim 50\text{kg}$  erzielt, unter Berücksichtigung der von den Schwingungstilgern im Kundenzyklus verbrauchten elektrischen Energie ( $2 \times \sim 8,5\text{W}$ ), eine Reduktion des Kohlendioxid-Ausstoßes des Fahrzeugs von  $\sim 3,9\text{g/km}$ . Im Europäischen-Fahrzyklus (NEFZ) fällt das Einspar-



potential gegenüber dem Kundenzyklus mit  $\sim 1,5g/km$  aufgrund weniger Beschleunigungsphasen deutlich geringer aus.

Stetig steigende Craschanforderungen verringern im Auslegungsprozeß die veränderbaren Freiheitsgrade innerhalb bestehender Karosseriekonzepte und die damit erzielbaren Leichtbaupotentiale durch den Einsatz mechatronischer Schwingungstilger. Dieses ist dadurch begründet, dass die Bereiche der Karosseriestruktur die einen überwiegenden schwingungskomfortorientierten Beitrag liefern weiter abnehmen. Dieser Umstand erlaubt einen kritischen Blick auf eine mögliche zukünftige Anwendung mechatronischer Schwingungstilger als Basis für den mechatronisch unterstützten Systemleichtbau, zeigt aber auch gleichermaßen die Notwendigkeit zur Weiterentwicklung neuer Karosseriekonzepte mit großem Leichtbaupotential zur Bereitstellung der gezeigten Einsparungspotentiale.

Der Einsatz der mechatronischen Schwingungstilger ist in der vorliegenden Arbeit für den Einsatz in viersitzigen Cabrios beschränkt. Für eine zusätzliche Erhöhung möglicher Stückzahlen (Kosten, Flottenverbrauch Fahrzeughersteller) ist eine Übertragbarkeit des vorgestellten Ansatzes über die gezeigte systemtechnische Herleitung auf andere Derivate (Coupe, Touring) und Fahrzeugklassen erforderlich. Die Übertragung des Einsatzes der mechatronischen Schwingungstilger auf andere Derivate erfordert eine Überprüfung der Wirksamkeit sowie das Aufstellen der energetischen Gesamtbilanz aus Leichtbau und elektrischem Energieverbrauch unter Anwendung des G-SAMT. Bei geschlossenen Fahrzeugen können komfortrelevante Schwingungsphänomene an der Karosserie auftreten, die durch eine Zwangserregung durch die in der Eigenfrequenz des Fahrwerks vorliegende erhöhte Lasteinleitung in die Karosserie resultieren. Diese Schwingungsphänomene liegen bei geschlossenen Fahrzeugen dann weit unterhalb der Karosserieeigenfrequenz. Die Möglichkeit zur Schwingungsbeeinflussung durch mechatronische Schwingungstilger ist in diesem Zusammenhang noch nicht näher untersucht worden und bedarf weiteren Forschungsbedarf.

Ein weiterführender Gedanke, neben dem der Integration mechatronischer Schwingungstilger in weitere Fahrzeugderivate, führt zu der Fragestellung einer Integration in gänzlich neue Fahrzeugkonzepte und Bauweisen, wie zum Beispiel in zukünftige Elektrofahrzeuge mit neuen Karosseriekonzepten (CFK-Karosserien). Hier gilt es gleichermaßen zuerst die Wirksamkeit der mechatronischen Schwingungstilger auf auftretende Schwingungsphänomene zu überprüfen. Die energetische Gesamtbetrachtung ist hierbei noch deutlich essentieller. Neben dem reinen Einsatz in Personenkraftwagen stellt die Übertragung der gewonnenen Erkenntnisse auf Anwendungen in anderen Bereichen der Maschinendynamik in Zusammenhang mit Leichtbau einen weiteren ingenieurwissenschaftlichen Forschungsbedarf dar. Hierbei ist durch die systemtechnische Grundbetrachtung des mechatronisch unterstützten Systemleichtbaus eine erste Grundlage geschaffen. Mit der UML Überführung ist weiter ein wesentlicher und universell anwendbarer Schritt zur anwendungsorientierten Betrachtung/Simulation geschaffen. Diesen gilt es anknüpfend weiter auszubauen.



# Literaturverzeichnis

- [Ack93] ACKERMANN, Jürgen: *Robuste Regelung*. Berlin: Springer, 1993
- [BAK02] BÖSCH, P. ; AMMON, D. ; KLEMPAU, F. ; 4. DARMSTÄDTER REIFENKOLLOQUIUM, Reihe 12 Nr. 5. VDI Fortschrittberichte (Hrsg.): *Reifenmodelle - Wunsch und Wirklichkeit aus der Sicht der Fahrzeugentwicklung*. Düsseldorf: VDI, 2002
- [Bal96] BALZERT, Helmut: *Lehrbuch der Software-Technik*. Heidelberg: Spektrum, 1996
- [Bal05] BALZERT, Heide: *UML 2 in 5 Tagen*. Bochum: W3L / Herdecke/ Witten, 2005
- [Bat86] BATHE, Klaus-Jürgen: *Finite-Elemente-Methoden*. Berlin: Springer, 1986
- [BD10] BRUEGGE, Bernd ; DUTOIT, Allen H.: *Object Oriented Software Engineering - Using UML, Patterns and JAVA*. Upper Saddle River: Prentice Hall Pearson Education, Inc., 2010
- [BDE<sup>+</sup>04] BECKMANN, H.-W. ; DRAIER, R. ; ESTORD, O. von ; KLAMT, K. ; MARKIEWICZ, M. ; ZALESKI, O.: Modellierung eines Waschautomaten für vibroakustische Untersuchungen. In: *22nd CAD-FEM User's Meeting 2004* (2004)
- [Bec10] BECKER, Helmut: *Darwins Gesetz in der Automobilindustrie*. Berlin: Springer, 2010
- [BEO07] BÖHMER, Erwin ; EHRHARDT, Dietmar ; OBERSCHELP, Wolfgang: *Elemente der angewandten Elektronik*. Wiesbaden: Vieweg, 2007
- [Ber68] BERTALANFFY, L. v.: *General System Theory. Foundations, Developments, Applications*. New York: George Braziller, 1968
- [Bet08] Schutzrecht DE 102007007940-A1 ( August 2008). BETTINGER, Georg.
- [Bie07] BIERMANN, Thorsten: MKS-Simulation eines Staplers mit aktivem Fahrwerk. (2007)
- [BKS05] BOHN, Christian ; KARKOSCH, Hans-Jürgen ; SVARICEK, Ferdinand: Zustandsbeobachter für periodische Signale: Anwendung zur aktiven Kompensation von motorerregten Karosserieschwingungen. In: *at - Automatisierungstechnik* 11 (2005), S. 525–536

- [BM06] BAIER, H. ; MÜLLER, U.: Simulation of adaptronic Structures. In: *Automatisierungstechnik* 6 (2006)
- [Bru91] BRUNS, Michael: *Systemtechnik -Methoden zur interdisziplinären Systementwicklung*. Berlin: Springer, 1991
- [BS05] BRAESS, Hans-Hermann ; SEIFFERT, Ulrich: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Vieweg, 2005
- [Bun05] Schutzrecht DE 103 47 366 B3 ( Juni 2005).BUNSMANN, Winfried.
- [Che76] CHEN, Peter: The entity-relationship model - toward a unified view of data. In: *Massachusetts Institute of Technology* (1976)
- [Con03] CONRAD, Klaus-Jörg: *Grundlagen der Konstruktionslehre*. München: Carl Hanser, 2003
- [Cra04] CRASTAN, Valentin: *Elektrische Energieversorgung 2*. Berlin: Springer, 2004
- [Czi08] CZICHOS, Horst: *Mechatronik - Grundlagen und Anwendungen technischer Systeme*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008
- [Dai00] DAIS, S.: Elektronik im Kraftfahrzeug: ein Beitrag zur Aufrechterhaltung der Mobilität. In: *Elektronik im Kraftfahrzeug, Tagung Baden Baden*, 2000
- [Deg92] DEGOBERT, Paul: *Automobiles and Pollution*. Paris: Editions Technip, 1992
- [DH84] DAENZER, W. F. ; HUBER, F.: *Systems Engineering - Methoden und Praxis*. Zürich: Industrielle Organisation Zürich, 1984
- [DIN66] Norm DIN 66001 September 1966. *Informationsverarbeitung: Sinnbilder für Datenfluss- und Programmablaufpläne*
- [DIN72] Norm DIN70020 Juni 1972. *DIN70020 Allgemeine Begriffe im Kraftfahrzeugbau - Gewichte*
- [Dre05] DRESIG, H.: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme - Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2005
- [Eck00] Schutzrecht DE 19859701-C1 ( Oktober 2000).ECKEL, Hans G.
- [Eck06] Schutzrecht DE 102004043135-B3 ( April 2006).ECKEL, Hans G.
- [Ein10] EINSLE, Stefan: *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern.*, Technische Universität Dresden, Fakultät Verkehrswissenschaften, Diss., 2010
- [EKM<sup>+</sup>00] EBERHARD, G. ; KARKOSCH, H.-J. ; MARIENFELD, P. ; PREUSSLER, S. ; F. SVARICEK, F.: Aktive Schwingungskompensation im Kfz. In: *Adaptronic Congress*, 2000

- [Elm78] ELMQVIST, Hilding: *A Structured Model Language for Large Continuous Systems.*, Lund Institute of Technology, Department of Automatic Control, Diss., 1978
- [ESB10] EINSLE, S. ; SCHÖPFEL, A. ; BEITELSCHMIDT, M.: Neue Ansätze der transienten Reifenseitenkraftmodellierung zur Verbesserung der Fahrdynamiksimulation. In: *Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau*, 2010
- [ESN01] EHMANN, C. ; SCHÖNHOF, U. ; NORDMANN, R.: Aktive Schwingungsdämpfung bei Portalfräsmaschinen mit Hilfe integrierter Piezoaktoren. In: *VDI Tagung Schwingungen in Anlagen und Maschinen*, 2001
- [Far07] FARSCHTSCHI, Ali: *Elektromaschinen in Theorie und Praxis.* Berlin: VDE, 2007
- [Fet08] FETTKE, Peter: *Empirisches Business Engineering - Grundlegung und ausgewählte Ergebnisse.*, Universität des Saarlandes, Fakultät für Rechts- und Wirtschaftswissenschaften, Diss., 2008
- [Fet10] FETTKE, Peter: *UML -basierte Modellierung, Enzyklopädie der Wirtschaftsinformatik Online Lexikon.* URL: <http://www.oldenbourg.de:8080/wi-enzyklopaedie/lexikon/is-management/Systementwicklung/Hauptaktivitäten-der-Systementwicklung/Problemanalyse-/Objektorientierte-Modellierung/UML-basierte-Modellierung>, 06/2010
- [FF08] FISCHER, F. ; FORSEN, J.: Systemleichtbau durch konzeptionelle Anforderungsverlagerung als Beitrag zur Entwicklung effektiver Leichtbaustrukturen. In: *EuroLite 2008*, 2008
- [FGB09] FORSEN, J. ; GRANZOW, S. ; BAIER, H.: Integrated simulation & design of mechatronic tuned mass damper for automotive applications. In: *NAFEMS Seminar: Multidisciplinary Simulation*, 2009
- [FGB10a] FORSEN, J. ; GRANZOW, S. ; BAIER, H.: Mechatronik und Leichtbau; gemeinsame Simulation mittels modaler Korrekturverfahren. In: *Konstruktion* 7/8 (2010)
- [FGB10b] FORSEN, Jörg ; GRANZOW, Sebastian ; BAIER, Horst: Leichtbau durch mechatronische Schwingungstilgung? Entscheidend ist die Gesamtenergiebilanz. In: *SIMVEC Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau* 2107 (2010), S. 85–102
- [Fis11] FISCHER, Fabian: *Funktionsintegrative Mischverbunde für den Systemleichtbau.*, Technische Universität Dresden, Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik, Diss., 2011
- [FK04] FORSEN, J. ; KRESS, H.: Frühe Konzeptauslegung Gesamtfahrzeug - Neuronale Netze ein Lösungsansatz? In: *SimVec 2004*, 2004

- [Föl94] FÖLLINGER, Otto: *Regelungstechnik*. Heidelberg: Hüthig, 1994
- [For02] FORBIG, Peter: *Objektorientierte Softwareentwicklung mit UML*. Leipzig: Fachbuchverlag, 2002
- [For11] FORSEN, Jörg: Die zyklusspezifische holistische Maschineneffizienz. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 11 (2011)
- [Fre94] Schutzrecht DE 4301845-C1 ( März 1994).FREUDENBERG, Ulrich.
- [FS81] FISCHER, Udo ; STEPHAN, Wolfgang: *Mechanische Schwingungen*. Leipzig: VEB Fachbuchverlag, 1981
- [Gas86] GASSMANN, Hugo: *Einführung in die Regelungstechnik/1*. Frankfurt: Harri Deutsch, 1986
- [Gas89] GASSMANN, Hugo: *Einführung in die Regelungstechnik/2*. Frankfurt: Harri Deutsch, 1989
- [Gau04] Schutzrecht EP 955228-B1 ( Juni 2004).GAUSMANN, Werner.
- [GHO<sup>+</sup>09] GERLACH, Erik ; HUSUNG, Isabel ; OBERTHÜR, Siegfried ; TRÖBS, Anita ; ZIMMERMANN, Klaus: Untersuchung der Dynamik von Präzisionsmaschinen mittels Mehrkörpersystem-Simulation. In: *ASIM-Treffen STS/GMMS 2009 / Dresdner Arbeitstagung Schaltungs- und Systementwurf*, 2009
- [Gip01] GIPSER, M.: Reifenmodelle in der Fahrzeugdynamik: eine einfache Formel genügt nicht mehr, auch wenn sie magisch ist. In: *Tagungsband MKS-Simulation in der Automobilindustrie*, Graz, 2001
- [GK87] GASCH, Robert ; KNOTHE, Klaus: *Strukturdynamik, Band 1, Diskrete Systeme*. Berlin: Springer, 1987
- [GK89] GASCH, Robert ; KNOTHE, Klaus: *Strukturdynamik, Band 2, Kontinua und ihre Diskretisierung*. Berlin: Springer, 1989
- [Gle01] GLEU, J. U.: *Rolldynamik des Luftreifens mit einer Vielteilchenmethode und der Methode der Finiten Elemente.*, Technische Universität Berlin, Institut für Mechnaik, Diss., 2001
- [GS04] GALLREIN, A. ; SCHÄFER, G.: *LMS Comfort and Durability Tire, User Manual Version 1.0*. LMS International, 2004
- [GS06a] GÜNTHER, W.-A. ; SCHMALZL, J.: Bodenmodelle zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens bei Schmalgangstaplern. In: *6. Hamburger Staplertagung 2006* (2006)
- [GS06b] GROSSE, Norbert ; SCHORN, Wolfgang: *Taschenbuch der Praktischen Regelungstechnik*. Leipzig: Fachbuchverlag, 2006
- [Gug95] Schutzrecht EP 547469-B1 ( März 1995).GUGSCH, Mathias.
- [Hab73] HABERFELLNER, R.: *Systems Engineering. Eine Methodik zur Lösung komplexer Probleme*. Stuttgart: Z.f.O., 1973

- [Hal97] HALDENWANGER, Hans G.: *Zum Einsatz alternativer Werkstoffe und Verfahren im konzeptionellen Leichtbau von PKW Rohkarosserien.*, Technische Universität Dresden, Fakultät Maschinenwesen, Diss., 1997
- [Han74] HANSEN, F.: *Konstruktionswissenschaft: Grundlagen und Methoden.* München: Carl Hanser, 1974
- [Har00a] Schutzrecht WO 00/13297 ( März 2000).HARTWIG, Christoph.
- [Har00b] Schutzrecht DE 19839464-A1 ( März 2000).HARTWIG, Christoph.
- [Har02] Schutzrecht US 6476702-B1 ( November 2002).HARTWIG, Christoph.
- [Har03a] Schutzrecht EP 1108283-B1 ( Mai 2003).HARTWIG, Christoph.
- [Har03b] HARTWIG, Christoph: *Magnetdynamischer Linear-Aktor.*, Universität Hannover, Institut für Grundlagen der Elektrotechnik und Messtechnik, Diss., 2003
- [Har07] HARTEN, Ulrich: *Physik - Einführung für Ingenieure und Naturwissenschaftler.* Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2007
- [HBP07] HORNING, Christian ; BAIER, Horst ; PFLANZ, Gero: Active Vibration Control Study for Convertible Vehicles Based on Disturbance Analysis. In: *Adaptronic Congress Göttingen, 2007*
- [Her03] HEROLD, Sven: *Simulation des dynamischen und akustischen Verhaltens aktiver Systeme im Zeitbereich.*, Technische Universität Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, Diss., 2003
- [Her08] HERRMANN, Marcus: *Entwurf, Berechnung und Regelung magnetischer Reluktanzaktoren.*, Technische Universität München, Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, Diss., 2008
- [HMS07] HERING, Ekbert ; MARTIN, Rolf ; STOHRER, Martin: *Physik für Ingenieure.* Berlin: Springer, 2007
- [Hor11] HORNING, Christian: *Aktive Systeme zur Reduzierung von Struktur-schwingungen der Fahrzeugkarosserie.*, Technische Universität München, Lehrstuhl für Leichtbau, Diss., 2011
- [Här92] Schutzrecht DE 4021035-C2 ( Juni 1992).HÄRTEL, Volker.
- [Hub73] HUBKA, Vladimir: *Theorie der Maschinensysteme.* Berlin: Springer, 1973
- [Huc05] HUCHO, Wolf-Heinrich: *Aerodynamik des Automobils - Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort.* Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2005
- [Ise06] ISERMANN, Rolf: *Fahrdynamik-Regelung.* Wiesbaden: Vieweg, 2006
- [ISO95] Norm ISO 8608 September 1995. *Mechanical vibration - road surface profiles - Reporting of measured data.*

- [ISO04] Norm ISO 10303-11 November 2004. *Industrial automation systems and integration - Product data representation and exchange Part 11: Description methods: The EXPRESS language reference manual*
- [ISO05] Norm ISO/IEC 19501 Januar 2005. *Modeling Language (UML) 1.4.2*
- [JKR67] JOHNSON, R. ; KAST, F. ; ROSENZWEIG, J: *The Theory and Management of Systems*. New York: Mc Graw Hill, 1967
- [KEQ<sup>+</sup>03] KALLENBACH, Eberhard ; EICK, Rüdiger ; QUEND, Peer ; STRÖHLA, Tom ; FEINDT, Karsten ; KALLENBACH, Matthias: *Elektromagnete - Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung*. Stuttgart: Teubner, 2003
- [KK10] KLAISS ; KARSPECK: Kundenanalyse - Der Schlüssel für innovative und kundenorientierte Produktentwicklung. In: *ATZ/MTZ Konferenz Energie: CO<sub>2</sub> - Herausforderungen für die Zukunft*, 2010
- [Kle00] KLEIN, Bernd: *Leichtbau Konstruktion*. Wiesbaden: Vieweg, 2000
- [Kna88] KNAUER, Berthold: *Konstruktionstechnik und Leichtbau: Methodik, Werkstoff, Gestaltung, Bemessung*. Berlin: Akademie Verlag, 1988
- [KO96] KYURA, N. ; OHO, H.: Mechatronics - An industrial perspective. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 1 (1996), S. 10–15
- [KRB10] KOFFLER, Christoph ; ROHDE-BRANDENBURGER, Klaus: On the calculation of fuel savings through lightweight design in automotive life cycle assessments. In: *The International Journal of Life Cycle Assessment* 01 (2010), S. 128–135
- [Kre08] KREMSER, Andreas: *Elektrische Maschinen und Antriebe*. Stuttgart: Teubner, 2008
- [KSB04] KOWALCZYK, Konrad ; SVARICEK, Ferdinand ; BOHN, Christian: Disturbance-observer-based active control of transmission-induced vibrations. In: *IFAC proceedings series* April (2004), S. 65–70
- [KW08] KNOTHE, Klau ; WESSELS, Heribert: *Finite Elemente*. Berlin: Springer, 2008
- [Lae86] LAERMANN, F.J.: *Seitenführungsverhalten von Kraftfahrzeugreifen bei schnellen Radlaständerungen*. Düsseldorf: Fortschrittberichte VDI-Reihe 12 Nr.73, VDI, 1986
- [Lan93] LANGE, Kurt: *Umformtechnik. Handbuch für Industrie und Wissenschaft: Band 4: Sonderverfahren, Prozeßsimulation, Werkzeugtechnik, Produktion*. Berlin: Springer, 1993
- [LH07] LINDEMANN, Udo ; HÜBNER, Walter: Energiemanagement - Analyse und virtuelle Abbildung der energietischen Zusammenhänge im Fahrzeug. In: *ATZ MTZ Konferenz München*, 2007



- [Lin91] LINES, J. A.: *The Suspension Characteristics of Agricultural Tractor Tyres.*, Cranfield Institute of Technology, Silsoe College, Diss., 1991
- [Loh94] LOHMANN, Boris: Ordnungsreduktion und Dominanzanalyse nichtlinearer Systeme. In: *Automatisierungstechnik* 42 (1994), S. 466–474
- [LW05] LUTZ, Holger ; WENDT, Wolfgang: *Taschenbuch der Regelungstechnik.* Frankfurt Main: Harri Deutsch, 2005
- [Mas00] MASS, Dietmar: *Schnelle rechnerische Komfortoptimierung von Kraftfahrzeugen mittels modaler Korrektur.*, Techn. Universität München, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Diss., 2000
- [May03] MAYER, Dirk: *Regelung und Identifikation aktiver mechanischer Strukturen mit adaptiven digitalen Filtern.*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut für Mechanik, Diss., 2003
- [Med05] MEDIA, SV corporate: *Elektromagnetische Aktoren.* Berlin: Verlag moderne Industrie, 2005
- [Mei90] MEIROVITCH, Leonard: *Dynamics and Control of Structures.* Weinheim: Wiley, 1990
- [Mei10] MEIERBECK, Reiner: *Strategisches Risikomanagement der Beschaffung - Entwicklung eines ganzheitlichen Modells am Beispiel der Automobilindustrie.*, Universität Bayreuth, Wirtschaftswissenschaftliche Fakultät, Diss., 2010
- [Met08] METZ, Norbert: *Im Spannungsfeld zwischen Co2-Einsparung und Abgasemissionsabsenkung.* Essen: Haus der Technik, 2008
- [Mey07] MEYWERK, Martin: *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik.* Berlin: Springer, 2007
- [MHM06] MELZ, Tobias ; HANSELKA, Holger ; MATTHIAS, Michael: Adaptronische Systeme für automotiv Anwendungen am Beispiel eines modularen, aktiven Strukturinterfaces. In: *at - Automatisierungstechnik* 6 (2006), S. 284–293
- [MK96] MORYS, Bernhard ; KUNTZE, Helge-Björn: Entstehung und Ausregelung von Strukturschwingungen bei Hochgeschwindigkeitszügen verursacht durch Radunrundheiten / Fraunhofer-Institut für Informations- und Datenverarbeitung IITB, Karlsruhe. 1996. – Forschungsbericht
- [MW04] MITSCHKE, Manfred ; WALLENTOWITZ, Henning: *Dynamik der Kraftfahrzeuge.* Berlin: Springer, 2004
- [New87] NEWTON, Isaac: Axiomata sives leges motus. In: *Philosophiae Naturalis Principia Mathematica* (1687)
- [Obe02] OBERBECK, Claus: *Entwicklung und mechatronische Optimierung eines elektromagnetischen Aktors.*, Technische Universität München, Lehrstuhl für angewandte Mechanik, Diss., 2002

- [OF01] OERTEL, C. ; FANDRE, A.: Das Reifenmodellsystem RMOD-K. In: *ATZ* 11 (2001)
- [OS04] OTTER, M. ; SCHWEIGER, C.: Mechatronischer Systementwurf - Modellierung mechatronischer Systeme mit Modelica. In: *VDI Berichte* 1842 (2004), S. 39–50
- [o.V91] o.V.: *Forschung Straßenbau und Verkehrstechnik: Sammlung und Auswertung von Straßenunebenheitsdaten Heft 598*. Bonn: Bundesminister für Verkehr, Abteilung Straßenbau, 1991
- [o.V93] o.V.: *VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*. Berlin: Beuth GmbH, 1993
- [o.V03] o.V.: *Richtlinie 2003/76/EG der Kommission vom 11.08.2003 zur Änderung der Richtlinie 70/220/EWG des Rates über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen*. Kommission der Europäischen Gemeinschaft, 70/220/EWG in der Fassung 2003/76/EG, 11. August 2003
- [o.V04] o.V.: *VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb, 2004
- [o.V09] o.V.: *Aral Studie - Trends beim Autokauf 2009*. Aral Aktiengesellschaft - Bereich Presse, 2009
- [o.V11] o.V.: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Leipzig: Vieweg+Teubner, 2011
- [Pac06] PACEJKA, H. B.: *Tyre and Vehicle Dynamics*. Oxford: Butterworth - Heinemann, Second Edition, 2006
- [Pal02] Schutzrecht EP 760437-B1 ( Juni 2002).PALECZEK, Josef.
- [Pas08] PASCHEDAG, Jörg: *Aktive Schwingungsisolierung in Kfz-Motoraufhängungen - Systemkonfiguration und Methoden.*, Technische Universität München, Lehrstuhls für Regelungstechnik, Diss., 2008
- [Pat82] PATZAK, Gerold: *Systemtechnik - Planung komplexer innovativer Systeme*. Berlin: Springer, 1982
- [PBFKH07] PAHL, Gerhard ; BEITZ, Wolfgang ; FELDHUSEN, Jörg ; KARL-H., Grote: *Pahl/ Beitz Konstruktionslehre*. Berlin: Springer, 2007
- [Per06] PEROVIC, Bozina: *Handbuch Werkzeugmaschinen: Berechnung, Auslegung, Konstruktion*. München, Wien: Carl Hanser, 2006
- [Pfl05] PFLANZ, Gero: NVH Relates Car Body Design at BMW. In: *École Nationale des Ponts et Chaussées*, 2005
- [PKS09] PISCHINGER, Rudolf ; KLELL, Manfred ; SAMS, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Berlin: Springer, 2009

- [Ple97] PLESSER, J.: *Dynamisches Verhalten von Ackerschlepperreifen in Vertikal- und Längsrichtung auf fester Fahrbahn.*, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, Diss., 1997
- [Pre99] PREUMONT, André: *Vibration Control of Active Structure*. Köln: Kluwer Academic Publishers, 1999
- [PS01] POPP, K. ; SCHIEHLEN, W.: *Fahrzeugdynamik*. Stuttgart: B. G. Teubner, 2001
- [Qu04] QU, Zu-Qing: *Model Order Reduction Techniques*. Berlin: Springer, 2004
- [Rei08] REISER, Ch.: Kundenfahrverhalten im Fokus der Fahrzeugentwicklung. In: *Automobil technische Zeitschrift (ATZ) 08/2008 (2008)*, S. 684ff
- [RH84] ROMPE, K. ; HEISSING, B.: *Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen*. Köln: TÜV Rheinland GmbH, 1984
- [Rop75] ROPOHL, G.: *Systemtechnik - Grundlagen und Anwendungen*. München: Carl Hanser, 1975
- [Ros97] ROSS, Marc: Fuel efficiency and the physics of automobiles. In: *Contemporary Physics* 6 (1997), S. 381–394
- [RST+06] ROCHLITZ ; SCHMIDT ; TUNKER ; KIRSCHNER ; TILL ; PEZELJ ; SCHÄFER ; SCHMID ; DALFERTH ; FRANZ ; GRÜNITZ ; HEINEMANN: Globale Märkte, Abschlußbericht des AK Kundenkollektiv / Verband der Automobilindustrie e.V. In: *VDA FAT - Forschungsbericht (2006)*
- [Sch94] SCHRÖDER, Dierk: *Elektrische Antriebe 1 - Grundlagen*. Berlin: Springer, 1994
- [Sch95] Schutzrecht DE 3905650-C2 ( Februar 1995).SCHWEDE, Wolfgang.
- [Sch00] SCHULZE, Oliver: *Datenmodell für die NC-Programmierung.*, Rheinisch Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Laboratorium für Werkzeugmaschinen, Diss., 2000
- [Sch04] Schutzrecht DE 102004006247-A1 ( August 2004).SCHNEEWEISS, Helmut.
- [Sch05] Schutzrecht DE 10351303-A1 ( Mai 2005).SCHRÖDER, Rolf.
- [See01] Schutzrecht US 6206460-B1 ( March 2001).SEELIGER, Hans W.
- [See02] Schutzrecht DE 19820617-C2 ( November 2002).SEELIGER, Hans-Wolfgang.
- [SGH89] SCHNELL, Walter ; GROSS, Dietmar ; HAUGER, Werner: *Technische Mechanik 2 - Elastostatik*. Berlin: Springer, 1989
- [Sht82] Schutzrecht 4346318 ( August 1982).SHTRIKMAN, S.
- [SO06] SCHNEIDER-OBERMANN, Herbert: *Basiswissen der Elektro-, Digital-, und Informationstechnik*. Wiesbaden: Vieweg, 2006

- [Sob07] SOBEK, Werner: Entwerfen im Leichtbau. In: *Themenheft Forschung* 3/2007 (2007), S. S. 70–82
- [Ste98] STEINBUCH, Rolf: *Finite Elemente ein Einstieg*. Berlin: Springer, 1998
- [SZ10] SCHÄUFFELE, Jörg ; ZURAWKA, Thomas: *Automotive Software Engineering: Grundlagen, Prozesse, Methoden und Werkzeuge effizient einsetzen*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010
- [Ul04] ULBRICH, Heinz: Grundlagen und Perspektiven mechatronischer Systeme. In: *Münchener Wissenschaftstage im Jahr der Technik: Mechatronik - Robotik* (2004)
- [Un00] UNBEHAUEN, Heinz: *Regelungstechnik II - Zustandsregelungen, digitale und nichtlineare Regelsysteme*. Wiesbaden: Vieweg, 2000
- [Url95] URLAUB, Alfred: *Verbrennungsmotoren*. Berlin: Springer, 1995
- [VAC<sup>+</sup>09] VOGEL, O. ; ARNOLD, I. ; CHUGHTAI, A. ; IHLER, E. ; KEHRER, T. ; MEHLIG, U. ; ZDUN, U.: *Softwarearchitektur*. Heidelberg: Spektrum, 2009
- [Wan93] WANG, Q. Y: *Ein Simulationsmodell zum dynamischen Schräglaufverhalten von Kraftfahrzeugreifen bei beliebigen Felgenbewegungen.*, Universität Karlsruhe, Diss., 1993
- [Wei07] WEISSGERBER, Wilfried: *Elektrotechnik für Ingenieure*. Wiesbaden: Vieweg, 2007
- [WFO10] WALLENTOWITZ, Henning ; FREIALDENHOVEN, Arndt ; OLSCHESKI, Ingo: *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010
- [Wil69] WILLUMEIT, H. P.: *Theoretische Untersuchungen an einem Modell des Luftreifens unter Seiten- und Umfangskraft.*, Technische Hochschule Berlin, Diss., 1969
- [Win05] WINTER, Mario: *Methodische objektorientierte Softwareentwicklung*. Heidelberg: dpunkt.verlag, 2005
- [Wit01] WITTA, Lars: *Entwurf und Realisierung interaktiver modaler Berechnungs- und Optimierungsverfahren für gekoppelte Struktur-Fluid-Systeme.*, Technische Universität München, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Diss., 2001
- [WRBR04] WILL, Johannes ; RIEDEL, Jörg ; BUCHER, Christian ; RAASCH, Ingo: Die Suche nach alternativen Automobilkonzepten mit optiSLang. In: *22. CAD/FEM Users' Meeting*, 2004
- [Zan71] ZANGENMEISTER, C.: *Nutzwertanalyse in der Systemtechnik - Eine Methode zur multidimensionalen Bewertung und Auswahl von Projekternativen*. München: Wittmann'sche Buchhandlung, 1971

- [Zel09] ZELLER, Peter: *Handbuch Fahrzeugakustik*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Faktoren auf den Energiebedarf eines Fahrzeugs . . . . .	2
2.1	Schwingungsphänomene in Anlehnung an [BS05] . . . . .	8
2.2	Hauptangriffspunkte eines Schwingensystems . . . . .	9
2.3	Entwicklung der Torsionssteifigkeit von Fahrzeugkarosserien am Beispiel BMW [Pfl05] . . . . .	10
2.4	Übersicht Mechatronik in Anlehnung an VDI2206 [o.V04] . . . . .	11
2.5	Hauptangriffspunkte eines mechanischen Schwingensystems durch mechatronische Kraftkomponenten . . . . .	12
2.6	Übersicht Schwingungsaktoren elektrisch/magnetischen Wirkprinzips .	16
2.7	Prinzipdarstellung Schwingungsaktoren elektrisch/magnetischen Wirkprinzips in Anlehnung an [EKM <sup>+</sup> 00] . . . . .	16
2.8	Blockschaltbild elektrodynamischer Aktor . . . . .	18
2.9	Schematischer Vergleich passiver zu aktiver Schwingungstilger . . . . .	20
2.10	Blockschaltbild passiver Tilgerteil . . . . .	20
2.11	Angreifende Aufbaukräfte . . . . .	24
2.12	Einfluss höherfrequenter Moden auf Summenamplitude . . . . .	28
2.13	Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ) . . . . .	31
2.14	Motorkennfeld eines Verbrennungsmotors . . . . .	32
2.15	WILLANS Linien Diagramm . . . . .	34
2.16	Darstellung des Mehrverbrauchs faktor eines BMW 3 Liter Motors . . .	35
3.1	Hierarchische Aufbaustruktur eines Systems nach [Pat82] . . . . .	43
3.2	Hierarchisierte Ablaufstruktur eines Systems nach [DH84] [Pat82] . . .	44
3.3	Vergleich der Darstellungsformen Ablaufstruktur (Systemtechnik) und UML-Klassendiagramm am Beispiel mechatronisches System nach VDI Richtlinie 2206 [o.V04] . . . . .	46
3.4	Aufteilung mechanisches Grundsystem im Kontext Mechatroniksystem	49
3.5	Darstellung der Zusammenfassung der Aktorik als UML-Aufbaustruktur	50
3.6	Hierarchische Darstellung der Leichtbaukategorien in einem Mengendiagramm nach [Fis11] . . . . .	52
3.7	Prinzipdarstellung zur Verlagerung der Wichtungsfaktoren . . . . .	54
3.8	Einseitig eingespannter Biegebalken als Anschauungsbeispiel . . . . .	54
3.9	Konstruktive Erweiterung des Biegebalkens durch einen Zugstab . . . .	56
3.10	Funktionsverlagerung am Beispiel Biegebalken . . . . .	58

3.11	Übersicht verschiedener Biegebalken mit Wichtungsfaktoren bei gleicher Funktion . . . . .	59
3.12	Verstrebungen an einem Touring Fahrzeug . . . . .	60
3.13	Integration Mechatronik-Element in ein Gesamtsystem . . . . .	60
3.14	Funktionsprinzip zum mechatronischen Systemleichtbau . . . . .	61
3.15	Mechatronik-Auslegung: Gegenüberstellung „klassisches“ und Vorgehen mit „modaler Korrektur“. . . . .	64
3.16	Prinzipdarstellung der Einteilung eines Blechbauteils für die Anwendung der modalen Korrekturen. . . . .	65
3.17	Mechatronisches Leichtbausystem inklusive Energieversorgung. . . . .	69
3.18	Spannungsfeld Mechatronik, Leichtbau und Energie in dynamischen Systemen . . . . .	70
3.19	Spannungsfeld Mechatronik, Leichtbau und Energie bei mechatronischen Schwingungstilgern im Fahrzeug . . . . .	72
3.20	Funktionsprinzip mechatronisch unterstützter Systemleichtbau . . . . .	72
4.1	Systemübersicht Software Demonstrator G-SAMT . . . . .	76
4.2	Schematische Systemdarstellung des hybriden Ansatzes . . . . .	77
4.3	Schematische Systemdarstellung des Schnittstellenansatzes . . . . .	78
4.4	Schematische Gesamtübersicht des Software Demonstrators . . . . .	80
4.5	UML Klassendiagramm zur integrierten Umsetzung des Software Demonstrators . . . . .	87
4.6	Klassendiagramm des Motors . . . . .	88
4.7	Klassendiagramm des Fahrwerks . . . . .	89
4.8	Kräftevergleich am Lager des Hinterachsträger mit Stützlager . . . . .	90
4.9	Reifenmodellierung für einen stehenden Reifen . . . . .	91
4.10	Klassendiagramm der Karosserieabbildung . . . . .	93
4.11	Vergleich Ergebnisqualität modale Korrekturverfahren . . . . .	94
5.1	Entstehung Phänomen Cabrio zittern [FGB10a] . . . . .	98
5.2	ADAMS Modell des BMW 6er Cabrio . . . . .	99
5.3	Windlauf - Querbeschleunigungen bei unterschiedlicher Motorlagerung innerhalb ADAMS im Vergleich zum G-SAMT . . . . .	100
5.4	Einfluss des Proportionalfaktors der Hinterachsträgerersatzmodellierung auf das Schwingungsverhalten am Windlauf . . . . .	101
5.5	Vergleich Berechnungsergebnisse unterschiedlicher Reifenmodelle . . . . .	102
5.6	Vergleich Berechnungsergebnisse unterschiedlicher Reifensteifigkeiten am Windlauf . . . . .	103
5.7	Versuchsfahrzeug auf 4-Stempel Prüfstand . . . . .	105
5.8	Vergleich Versuchsergebnisse mit ADAMS und G-SAMT Simulation ohne passive Schwingungstilger . . . . .	106
5.9	Vergleich passiver und mechatronischer Schwingungstilger (Contitech) . . . . .	108
5.10	Amplitudenverringern unterschiedlicher Schwingungstilger . . . . .	109



---

5.11	Bode-Diagramm zur Kraft eines passiven Schwingungstilgers . . . . .	110
5.12	Karosseriestruktur des 6er Cabrios mit variablen Blechbauteilen und Unterbodenstreben . . . . .	112
5.13	Bauteile und Aufbau des passiven Schwingungstilger . . . . .	113
5.14	Analyse Frontcrash Euro-NCAP . . . . .	115
5.15	Analyse Seitencrash US-NCAP . . . . .	116
5.16	Balken-Schalen-Modell zur Leichtbauanalyse . . . . .	117
5.17	Mechatronische Schwingungstilger im Vergleich zur passiven Variante .	119
5.18	Leichtbauansatz auf Basis toleranzbehafteter passiver Schwingungstilger	121
6.1	Schematischer Einfluss von Leichtbau auf den Kraftstoffverbrauch im Europäischen Fahrzyklus . . . . .	124
6.2	Ergebnisse der Studie Kundenkollektiv . . . . .	126
6.3	Synthetisch erzeugter Fahrzyklus [FGB10b] . . . . .	127
6.4	Vergleich der spektralen Unebenheitsdichten nach ISO 8608 [ISO95] [FGB10b] . . . . .	128
6.5	Geschwindigkeitsprofil des verkürzten Kundenzyklus . . . . .	130
6.6	UML Diagramm zur energetischen Optimierung des Gesamtsystems im G-SAMT . . . . .	132
6.7	Entwicklung der Ergebnisse der Zielbedingung während der Optimierung	133
6.8	Vergleich der Beschleunigungsamplituden am Windlauf im G-SAMT Kundenzyklus für Serien- (links) und Leichtbaukarosserie (rechts). . . .	134
6.9	Leistungsverbrauch mechatronischer Schwingungstilger im G-SAMT Kundenzyklus. . . . .	135



# Tabellenverzeichnis

2.1	Vergleich Aktorprinzipien in Anlehnung an [Her08] . . . . .	14
2.2	Vergleich unterschiedlicher Formalsprachen . . . . .	39
2.3	Auswahl der Modellierungsbausteine der Unified Modeling Language . . . . .	39
4.1	Entscheidungsmatrix: Ansätze multidisziplinäre Simulation . . . . .	79
4.2	Übersicht und Beschreibung unterschiedlicher rollender Reifenmodelle in Anlehnung an [Ein10] . . . . .	92
5.1	Mehrgewicht Cabrio/Coupe unterschiedlicher Fahrzeuge . . . . .	98
5.2	Vorauslegung Schwingungstilgerparameter . . . . .	111
5.3	Erste Grobabschätzung Massebilanz . . . . .	113
5.4	Übersicht untersuchter Crashvarianten . . . . .	114
6.1	Energiebilanz im NEFZ ohne Schwungmassenwechsel. . . . .	125
6.2	Vergleich Berechnungsergebnisse Kundenzyklus (vollständig/verkürzt) . . . . .	131
6.3	G-SAMT Optimierungsergebnisse . . . . .	133
6.4	Mechanischer Energiebedarf massereduziertes Fahrzeug im Kundenzyklus. . . . .	135
6.5	Elektrischer Energiebedarf der Schwingungstilger im Kundenzyklus. . . . .	136