

Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacitymobilität

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
angenommene

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Thomas Schirle

Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Korreferent:

27.08.2019
Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Prof. Dr. rer. nat. Michael Gipser

Kurzfassung

Der Bedarf an Mobilität von Menschen und Gütern in einer weltweit wachsenden Zahl von urbanen Ballungsräumen führt in der Fahrzeugsystemtechnik zu den beiden Megatrends Elektrifizierung des Antriebs und autonomes Fahren, deren Industrialisierung neue Systemkomponenten und Technologien verfügbar macht.

Dieser Impuls motiviert die Grundidee eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacity-Mobilität, um zukünftigen Anforderungen bezüglich Komfort, Manövrierbarkeit und modularer Antriebe zu erfüllen und darüber hinaus den tatsächlichen Transportleistungsvorteil eines Mehrwegeverkehrssystems durch ein hochintegriertes Schienenfahrwerk nutzbar zu machen.

Dem integrierten Systementwurf, der Mechanik, Aktorik und Regelung gleichrangig auch für die Fahrwerk-Grundfunktionen nutzt und damit Raum für die neuen Funktionen schafft, geht eine Analyse der zukünftigen Fahrzeuganforderungen sowie heute bekannter Fahrwerklösungen voraus. Zur Bewertung des Fahrwerks mitsamt seines neuartigen Aktors, der Fahrantrieb und Aktivfederung vereint, wird ein detailliertes Gesamtfahrzeug-Simulationsmodell erstellt, das den Nachweis der Konzepteigenschaften in relevanten Fahrmanövern auf der Straße und der Schiene erbringt.

Summary

The need for mobility of people and goods in a worldwide growing number of urban agglomerations leads to the two megatrends in vehicle systems technology: Powertrain electrification and autonomous driving. Their industrialization makes new system components and technologies available.

This impulse motivates the idea of an electromechanical chassis system for megacity mobility to meet future requirements regarding comfort, maneuverability, and modular powertrains. Moreover the actual transportation performance advantage of a dual mode traffic system can be harnessed by a highly integrated rail chassis.

The integrated system design approach features equal use of mechanics, actuators, and controls already for basic chassis functions and thus creates the necessary implementation space to host the extended functions. A preceding analysis investigates future vehicle requirements as well as today's known chassis solutions.

For the evaluation of the chassis system with its novel actuator, combining propulsion and active suspension, a detailed vehicle simulation model proves the conceptual suitability in relevant driving maneuvers on road and rail.

Vorwort und Dank

Die Initiativen der Bundesregierung zur Elektromobilität in der zweiten Hälfte des letzten Jahrzehnts sowie der damals extrem zunehmende Stau im Raum Stuttgart gaben den gedanklichen Anstoß zu dieser Arbeit. Aufgrund meiner beruflichen Erfahrung mit aktiven Fahrwerksystemen trieb mich in der Freizeit die Neugier, welchen Beitrag das Fahrwerk bei Einsatz der sich abzeichnenden technischen Möglichkeiten zur Erfüllung zukünftiger Mobilitätsanforderungen leisten kann. Neben der Suche nach wünschenswerten Verbesserungen bei Manövrierbarkeit und Schwingungskomfort für automatisiertes Fahren bestand mein Interesse vor allem darin, einen Konzeptvorschlag sowohl für die variable Integration nutzungsgerechter Antriebstechniken als auch für eine wirksame Steigerung der Transportleistung auf den begrenzten Verkehrsflächen der Ballungsräume zu finden.

Auf absehbare Zeit existiert keine zwingende Notwendigkeit, Fahrer durch ein hochaufwändiges Netzwerk von Entscheidungsautomaten zu ersetzen. Hingegen sind die beiden letzten Punkte angesichts des Klimawandels und der Lebensbedingungen in den Städten und auf dem Land um ein Vielfaches drängender. Es ist eine ureigene Aufgabe der wissenschaftlichen Fahrzeugtechnik, orientiert am gesamtgesellschaftlichen Nutzen Konzepte für bedarfsgerechte Fahrzeuge und flexible Verkehrssysteme zum umweltfreundlichen und wirtschaftlichen Transport von Menschen und Gütern hervorzubringen, wozu diese Arbeit einen Beitrag leisten möchte.

In den ersten drei Jahren entstanden dazu konzeptionelle Hauptmerkmale und wurden entsprechend Arbeitnehmererfindergesetz von meinem damaligen Arbeitgeber zur Anmeldung von Schutzrechten verwendet, die inzwischen nicht mehr aufrechterhalten werden. Glücklicherweise gebremst durch zweifachen Familiennachwuchs bestätigte das entwickelte und intensiv eingesetzte Simulationsmodell nach weiteren drei Jahren das Konzept des Gesamtentwurfs.

Herr Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin gab mir die Gelegenheit den Stand meiner Überlegungen am KIT-Institut für Fahrzeugsystemtechnik vorzustellen. Er erklärte sich spontan bereit, das Hauptreferat zu übernehmen. Mein dadurch zusätzlich motivierter beruflicher Wechsel an die Hochschule Esslingen hat viele positive Veränderungen auch für meine Familie bewirkt. Für seine fachliche und menschliche Unterstützung bin ich ihm deshalb zutiefst dankbar.

Besonders bedanke ich mich auch bei Herrn Prof. Dr. rer. nat. Michael Gipser nicht nur für die Übernahme des Korreferats, sondern vor allem für seine großen fachlichen Fußspuren, denen ich seit Beginn meiner Berufstätigkeit mit Freude gefolgt bin, ohne sie nicht immer ganz ausfüllen zu können. Mit der dadurch erlangten Fähigkeit, effiziente Simulationsmodelle für die Fahrwerksystementwicklung selbst zu erstellen, konnte ich die Konkretisierung und Bewertung des Gesamtentwurfs umfassend und eigenständig durchführen.

An dieser Stelle möchte ich gerne meinem früheren Abteilungsleiter Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Dieter Ammon meinen Dank dafür aussprechen, dass er mir den Eintritt in die Daimler-Benz Forschung und das Mitwirken in vielen spannenden Fahrwerkprojekten ermöglicht hat. Es war ein großes Glück, beinahe zwei Jahrzehnte gemeinsam mit hervorragenden Kollegen Erfahrung bei der Konzeption und Realisierung von Fahrwerksystemen sammeln zu dürfen.

Bei Herrn Dr.-Ing. Michael Frey bedanke ich mich sehr für die konstruktiven Diskussionen rund um die schriftliche Arbeit und sein immer offenes Ohr für meine Anliegen als externer Doktorand. Weiterer danke ich meinen Kollegen

der Fakultät Fahrzeugtechnik der Hochschule Esslingen, die mich während der Schreibphase von vielen organisatorischen Pflichten entlastet haben.

Nicht zuletzt meiner Familie, aber dabei zuallererst meiner Frau bin ich unendlich dankbar. Ohne ihre enorme Unterstützung und Umsicht in allen Dingen hätten weder diese Arbeit noch die zeitgleichen Veränderungen bei Beruf und Wohnort mit unseren beiden jungen Kindern gelingen können. Für das Vermitteln der in solchen Situationen nötigen Zuversicht bin ich meinen Eltern sehr dankbar, die es mir darüber hinaus in jungen Jahren stets ermöglicht haben, meinen Interessen auch im Studium frei nachgehen zu können.

Thomas Schirle

Esslingen, den 9. September 2019

Mr. Scott, there are always alternatives.

Spock – The Galileo Seven, Stardate 2821.5

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen	v
1 Einleitung	1
1.1 Haupttrends für zukünftige Mobilität in Megacities	1
1.2 Individuelle Mobilität und Gesellschaft	2
1.3 Heutige Entwicklungsschwerpunkte mit Fahrwerkbezug	4
1.4 Motivation, Vorgehen und Struktur der Arbeit	5
2 Funktionsanforderungen an zukünftige Fahrwerke	7
2.1 Anforderungen aus zukünftiger Mobilität	7
2.1.1 Autonomes Fahren	8
2.1.2 Antriebstechnik	10
2.1.3 Erhöhung der Transportleistung	18
2.2 Fahrwerk-Funktionsanforderungen	22
2.2.1 Funktionsgruppe Aktive Federung	23
2.2.2 Funktionsgruppe Lenksystem	25
2.2.3 Funktionsgruppe Gesamtfahrwerk	26
2.2.4 Funktionsgruppe Integriertes Schienenfahrwerk	28
2.2.5 Übersicht der Funktionsgruppenerweiterungen	29
3 Stand des Wissens	31
3.1 Aktive Federung mit großem Federweg	31
3.2 Lenksystem für hohe Manövrierbarkeit	36
3.3 Gesamtfahrwerk	40
3.4 Integriertes Schienenfahrwerk	45
3.5 Fazit zum Stand des Wissens	51

4	Integrierter Entwurf des Fahrwerksystems	53
4.1	Vorgehen	53
4.1.1	Priorisierung der erweiterten Fahrwerkfunktionen	53
4.1.2	Fahrzeughauptabmessungen und Voraussetzungen	54
4.2	Konzeption Fahrwerkmechanik	55
4.2.1	Mechanik der Radführung	56
4.2.2	Mechanik des Lenksystems	58
4.3	Antriebs- und Federungsmodul	61
4.4	Integration Radmodul	68
4.4.1	Gesamtübersicht des Radmoduls	68
4.4.2	Mechanischer Radantrieb durch ein Antriebsmodul	70
4.5	Gesamtfahrwerkintegration	71
4.6	Erweiterung für Mehrwegefähigkeit	72
4.6.1	Grundstruktur des Schienenfahrwerks	72
4.6.2	Integration der Schienenfahrwerkelemente	77
4.7	Gesamtfahrwerk-Konfigurationen	79
4.7.1	Gesamtfahrwerk für normalen Radstand	79
4.7.2	Gesamtfahrwerk für kurzen Radstand	81
4.7.3	Fahrwerktechnik für einen Megacity-Bus	82
4.8	Betriebsmodi des Fahrwerks	83
4.8.1	Straßenfahrt-Modus	83
4.8.2	Niveau-Modi: Maximales Anheben und Absenken	83
4.8.3	Manövrier-Modi: Querfahrt, Wenden auf der Stelle	84
4.8.4	Schienen-Modi: Auffahrt, Fahrt und Abfahrt	85
4.8.5	Modus Nothalt bei Schienenfahrt	87
4.9	Fahrwerkregler	88
4.9.1	Reglermodul Vorausschau	92
4.9.2	Reglermodule zur Störkraftkompensation	93
4.9.3	Reglermodul Radkontrolle	95
4.9.4	Reglermodul Aufbaukontrolle	96
4.9.5	Summation der Federungskräfte	98
4.9.6	Reglermodul Antriebsmomente	99
4.9.7	Reglermodule zur Aktor-Sollgrößenberechnung	99
4.9.8	Reglermodul Radlenkwinkel	101
4.9.9	Reglermodul Brems- und Kupplungsansteuerung	101

5	Modelltechnik und Gesamtfahrzeugsimulation	103
5.1	Fahrwerksystemspezifische Teilmodelle	104
5.1.1	Querführungsrad	105
5.1.2	Schienenfahrweg	106
5.2	Gesamtmodellteil Fahrzeugmechanik	110
5.2.1	Eindimensionale Mechanik des Radmoduls	110
5.2.2	Mehrkörperdynamik-Modell des Gesamtfahrzeugs	112
5.3	Gesamtmodellteil Fahrwerkaktuatorik	113
5.3.1	Aktuatorik des Antrieb-Federungsmoduls	114
5.3.2	Aktuatorik des Lenksystems	116
5.4	Gesamtmodell	117
5.5	Simulationsumgebung	119
6	Funktionsbewertung des Fahrwerksystems	123
6.1	Fahrsicherheit	124
6.1.1	Lenkwinkelsprung	125
6.1.2	Slalom	128
6.1.3	Bremsen in der Kurve auf welliger Fahrbahn	130
6.2	Fahrkomfort	130
6.2.1	Landstraßenfahrt	132
6.2.2	Einzelhindernis-Überfahrt	134
6.3	Mehrwegefähigkeit	136
6.3.1	Auffahrt auf die Schiene	136
6.3.2	Schienenfahrt mit Bremsen in der Kurve	138
7	Zusammenfassung und Ausblick	141
	Quellenverzeichnis	148
	Formelzeichen	161
A	Anhang: Systementwurf	163
A.1	Allgemeine Fahrwerkanforderungen	164
A.2	Anmerkungen zum Antriebssystem-Szenario	165
A.3	Kennwerte von Antriebssystemmodulen	165
A.4	Beispiel Gesamtfahrwerk-Integration	166

A.5	Mechanik des Lenksystems	166
A.6	Anordnung von Federungskraftelementen	168
A.7	Alternative Ausführungen des Antrieb-Federungsmoduls	169
A.8	Positionen beim Modulwechsel	170
A.9	Betriebssicherheit bei Schienenfahrt	170
A.10	Konzeptwahl Aufbaukontrolle	173
A.11	Abbildung der modalen Kräfte auf Aktiv-Federungskräfte	174
B	Anhang: Mehrkörperdynamik-Modellierung	177
B.1	Methode der Mehrkörpersysteme	178
B.1.1	Marker-Koordinatensysteme	179
B.1.2	Modell des freien Starrkörpers	186
B.1.3	Linienflüchtiges und räumliches Kraftelement	188
B.1.4	Konzept des einheitlichen Referenzsystems	192
B.1.5	Modellierung der Kraftgesetze	196
B.1.6	Programmtechnische Umsetzung	197
B.2	Reifenmodell und Radeigendrehung	198
B.3	Entgleisungsschutz	200
B.4	Aufsetzelement	201
C	Anhang: Funktionsbewertung	203
C.1	Fishhook-Manöver	204
C.2	Lenkungszuziehen	206
C.3	Subjektive Wahrnehmung Landstraßenfahrt	208

Abkürzungen

ABC	Active Body Control, Aktivfederungssystem
AF	Autonomes Fahren, Anforderungskategorie
AFM	Antrieb-Federungsmodul
AT	Antriebstechnik, Anforderungskategorie
BEV	Battery Electric Vehicle
CRG	Curved Regular Grid, Fahrbahnmodell
E-	Elektro-
FG-AF	Funktionsgruppe Aktive Federung
FG-LS	Funktionsgruppe Lenksystem
FG-GF	Funktionsgruppe Gesamtfahrwerk
FG-IS	Funktionsgruppe Integriertes Schienenfahrwerk
ICE	Internal Combustion Engine
LiDAR	Light Detection and Ranging
PRT	Personal Rapid Transit
RUF	Rapid Urban Flexible, Verkehrssystem
TL	Transportleistung, Anforderungskategorie
TV	Tragfeder-Verstellung

In Abbildungen

VA, HA	Vorderachse, Hinterachse
VL, VR	vorn links, vorn rechts
HL, HR	hinten links, hinten rechts
V, H	vorn, hinten

1 Einleitung

1.1 Haupttrends für zukünftige Mobilität in Megacities

Die Anforderungen an zukünftige Mobilität führten bisher zu zwei großen Trends in der Fahrzeugsystemtechnik: Elektrifizierung des Antriebs und autonomes Fahren, wie in Abbildung 1.1.1 beispielhaft dargestellt. Beide Trends bieten jedoch kein direktes Potential zur Transportzeitverkürzung von Personen und Gütern auf dem engem Raum der weltweit zunehmenden Zahl von Millionenstädten und Ballungszentren mit ihrem weiter wachsenden Mobilitätsbedarf [b-Ifm13; k-Ken13; f-Eco13].



Abbildung 1.1.1: Trends der Fahrzeugtechnik und gesellschaftliche Bedarfe [g-Mas19].

1.2 Individuelle Mobilität und Gesellschaft

Mit der Verbreitung des Automobils haben die Menschen ein zuvor unerreichbares Maß an individueller Mobilität erlangt, das ihnen Raum für die persönliche Lebensgestaltung und zwischenmenschliche Begegnungen bis ins hohe Alter hinein schafft [f-Zmu17]. Abgelegenen Regionen der Welt wird mit geringem Infrastrukturaufwand Zugang zur Zivilisation und deren Märkten ermöglicht. Der individuelle Transport von Waren und Gütern durch Straßenfahrzeuge beschleunigt noch immer weltweit die wirtschaftliche Entwicklung und den Wohlstand.

Die negativen Auswirkungen des weiter steigenden Mobilitätsbedarfs sind in den Ballungsräumen deutlich zu sehen. Werden keine technischen und wirtschaftlichen Lösungen gefunden, dann führt dies vorhersagbar zur Einschränkung der individuellen Mobilität aufgrund staatlicher Regulationen sowie unverhältnismäßiger Zeit- und Stressbelastung.

Für die erste Generation autonomer Fahrzeuge werden aus Betriebssicherheitsgründen ab mittleren Geschwindigkeiten größere Fahrzeugabstände oder eigene Fahrspuren erforderlich sein, deren Fläche dem nichtautonomen Verkehr verloren gehen würde, die Flächentransportleistung des Straßennetzes würde sinken. Der zwar von der Fahraufgabe befreite Fahrer und die weiteren Insassen würden dabei vermutlich noch mehr Zeit im Fahrzeug verbringen.

Eine Ursache für den anhaltenden Zuzug in Ballungsräume ist häufig der enorme Zeitaufwand für Pendelfahrten zur Arbeitsstelle aufgrund überlasteter Strecken oder unzureichender Anbindung an öffentliche Verkehrsmittel [i-Nob11]. Den ländlichen Gemeinden wird dadurch Einkommen entzogen [f-Dlk06]. Kleinbetriebe schließen, die kommunale Infrastruktur und das Gemeindeleben gehen zurück. Gelingt es, die Fahrzeiten wieder auf das frühere Maß zu reduzieren, könnte sich für Großstädte und Land eine Verbesserung der Lebensqualität ergeben [i-Vtw18].

In Ballungsräumen richtet sich der persönliche Tagesablauf inzwischen stark nach Spitzenverkehrszeiten. Unplanbarer Stau hat oft negative Folgen und verursacht zusätzliche Anspannung.¹ Wegen Wartezeiten und eingeschränkter Gepäckmitnahme sind öffentliche Verkehrsmittel oft keine Alternative.

Um die Lebensqualität in den bestehenden Großstädten zu steigern, sollen bisherige Straßenverkehrsflächen zu Gunsten von Radfahrern und Fußgängern reduziert werden. Die dort verlorene Transportkapazität muss, ohne auf Straßenebene Fläche zu beanspruchen, anderweitig ausgeglichen werden. Eine effektivere Nutzung von Ausweichstrecken für den Straßenverkehr ist meist nicht möglich. Neue, effektive Verkehrssysteme sollen deshalb möglichst kostengünstig unter- oder oberhalb der Straßenebene entstehen oder freie Flächen nutzen, die für Straßen ungeeignet sind. Viele der zur Zeit diskutierten neuen, öffentlichen Transportsysteme wie Cable Liner und Stadtseilbahnen [i-Dop18] sowie Personal Rapid Transport Systeme[i-Jbs18] bewegen sich auf schlanken, aufgeständerten Fahrwegen.

Für alternde Gesellschaften ist der Erhalt der individuellen Mobilität erstrebenswert, die im Gegensatz zur Smart Mobility [b-Wol12] ohne mehrfachen Wechsel der Verkehrsmittel einen sicheren und ermüdungsarmen Transport von Personen und Gepäck über längere Strecken erlaubt.

Unabhängig von den zukünftigen Auswirkungen des steigenden weltweiten Mobilitätsbedarfs beläuft sich der volkswirtschaftliche Schaden durch Stau alleine in Deutschland auf über 100 Milliarden Euro pro Jahr; auf Autobahnen sind die Hauptursachen vor allem hohes Verkehrsaufkommen, gefolgt von Baustellen und Unfällen [b-Ivk05; i-Dbr10], woraus sich ein Bedarf für sichere Verkehrssysteme mit hoher Transportleistung ableiten lässt.

¹ Deshalb verzichten inzwischen Großstadt-Familien auf Wochenendausflüge ins Umland.

1.3 Heutige Entwicklungsschwerpunkte mit Fahrwerkbezug

Zur Zeit findet die massive Entwicklung und Industrialisierung des elektrischen Fahrentriebs als Ersatz oder Ergänzung zu den Verbrennungsmotoren statt [i-Vda19; i-Mme19; i-Bos19]. Meist mit aufbaufesten Elektromotoren, da ausreichend kompakte, serientaugliche Radnabenmotoren für hohe Antriebsmomente bislang nicht zur Verfügung stehen. Zwischenstufen wie beispielsweise Hinterachsmodule mit lenkerintegrierten Elektromotoren für urbane Kompaktfahrzeuge [i-Zfi18] werden von Fahrzeugsystemzulieferern vorgeschlagen. Aktivitäten hinsichtlich einer Standardisierung schnellwechselfähiger Batteriemodule sind nicht zu beobachten. Die Schnellladefähigkeit [i-Wts19] ist noch immer eingeschränkt, weshalb bei hochpreisigen Fahrzeugen aufgrund der Reichweitenerwartung der Kunden großen Batteriemodule im Unterboden zwischen den Achsen vorgesehen werden [i-Wtl18]. Gewicht, Fahrzeughöhe und damit auch der Fahrwiderstand nehmen zu. Aufgrund des günstigeren Bauumbedarfs und Gewichts der Speicher bietet die Brennstoffzellentechnologie ein Potential, weshalb dort wieder Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten zu beobachten sind [i-Ofc19].

Die industrielle Fahrwerktechnik treibt für das autonome Fahren und Parken die Entwicklung von Vorder- und Hinterachslenksystemen sowie deren Vernetzung mit Antrieb und Bremse voran, auch um bessere Manövrierbarkeit bei engen Raumverhältnissen realisieren zu können [i-Aiq19b; i-Aiq19a].

Mit nahezu marginalem Umfang werden aktive Federungssysteme zur Steigerung von Komfort und Fahrsicherheit weiterentwickelt. Mittel- und Hochspannungsbordnetzen ermöglichen Systeme mit geringem Energieverbrauch im Normalfahrbetrieb [b-Hef07; i-Sfr19]. Soll das aktive Federungssystem auch bei hoher Querdynamik oder starken Fahrbahnunebenheiten wirksam sein, sind kurzzeitige Spitzenleistungen in Höhe der Fahrentriebsleistung er-

forderlich. Aufgrund der Kosten der leistungsfähigen Aktorik kommen diese Systeme zur Zeit nur als Sonderausstattung in hochpreisigen Fahrzeugen zur Anwendung [i-Dai19a; i-Dai19b; i-Por19].

Im Hinblick auf das autonome Fahren wird eine wesentliche Verbesserung des Schwingungskomforts durch stark verringerte Aufbaubeschleunigungen unabdingbar, da die Passagiere die Umgebung des Fahrzeugs nicht mehr unbewusst erfassen, um sich auf plötzliche Fahrbahnstörungen oder Lenkmanöver einstellen zu können [b-Hef07; s-Fhw09; f-Mit96; f-Mit95; w-Fue01].

1.4 Motivation, Vorgehen und Struktur der Arbeit

Die heute und in naher Zukunft verfügbaren Technologien und Komponenten der fahrzeugtechnischen Haupttrends motivieren den Entwurf eines elektromechanischen Fahrwerks, das die Anforderungen zukünftiger Megacitymobilität erfüllt.

Die Arbeit hat nicht zum Ziel, einen Entwurfsprozess für zukünftige Fahrwerke zu definieren, noch ein endgültiges, optimales Konzept eines Fahrwerks für Megacitymobilität zu finden. Vielmehr ist es das Anliegen, mittels eines strukturierten Vorgehens überhaupt ein erstes Funktionskonzept zu erstellen, das die ermittelten Anforderungen erfüllen kann, und es einer belastbaren Bewertung in der Simulation zugänglich zu machen. Das im Rahmen der Arbeit entworfene Fahrwerk mitsamt seinen zugrundeliegenden Anforderungen steht damit als Referenzobjekt bei der Schaffung eines zukünftigen, optimierungsgestützten Entwurfsprozesses zur Verfügung, der weniger von subjektiven Entscheidungseinflüssen oder menschlichen Kapazitätsgrenzen beeinflusst ist.

Nachdem als Ergebnis einer ersten Ideensammlung und überschlägigen Auslegung erkennbar war, dass das Systemkonzept voraussichtlich die Hauptanforderungen bezüglich Komfort, Manövrierbarkeit und Schienenfahrtauglichkeit

erfüllen könnte, wurden umfassender die zukünftigen Fahrzeuganforderungen ermittelt und auf Fahrwerkfunktionen abgebildet, um dabei eventuell zusätzlichen Nutzen oder Widersprüche zu erkennen.

Im Sinne einer kompakten, durchgängigen Darstellung folgt der Aufbau der Arbeit dem üblichen *Vorgehen bei der Erstellung eines Konzepts*:

Die erste Konzeptgrundlage ist die Leitidee, heutige und in naher Zukunft erreichbare Aktorik und Regelung von Anbeginn gleichwertig zur Fahrwerkmechanik für einen integralen Systementwurf einzusetzen.

Die zweite Konzeptgrundlage besteht in der Ermittlung der Anforderungen in Form der erforderlichen Funktionserweiterungen für zukünftige Megacitymobilität in Kapitel 2.

Als weitere Voraussetzung wird in Kapitel 3 *der Stand des Wissens* dahingehend ausgewertet, inwieweit damit die zusätzlichen Anforderungen bereits erfüllt werden können.

Das Ergebnis *des schöpferischen Vorgangs als zentraler Teil der Konzepterstellung* auf Basis der vorigen Schritte ist in Kapitel 4 dokumentiert.

Zur Konzeptbewertung wird das zu diesem Zweck erstellte, detaillierte Simulationsmodell des Gesamtfahrzeugs nach Kapitel 5 eingesetzt, um mittels der simulierten Fahrmanöver des Kapitels 6 zu untersuchen, inwieweit sich die Annahmen und Erwartungen der Konzeptionsphase bestätigen.

Ein bestätigtes Funktionskonzept ist die Voraussetzung für alle weiterführenden Untersuchungen beispielsweise hinsichtlich Konstruktion und Wirtschaftlichkeit.

Eine kurze Vorabbetrachtung der Abbildungen des Kapitels 3 ab Seite 33 zum Stand des Wissens ist eventuell zum gedanklichen Einstieg in die strukturierte Ermittlung der erweiterten Fahrwerkfunktionen im folgenden Kapitel praktisch.

2 Funktionsanforderungen an zukünftige Fahrwerke

Damit ein zukünftiges Fahrzeug den zusätzlichen Anforderungen für Megacitymobilität gerecht wird, muss der Funktionsumfang heutiger Fahrwerke entsprechend erweitert werden. Im Folgenden werden die erweiterten Funktionsanforderungen an das Fahrwerk abgeleitet, auf deren Grundlage die Bewertung bekannter oder zu schaffender Lösungen in den folgenden zwei Kapiteln erfolgt. Die erweiterten Funktionen dürfen dabei nicht zu Abstrichen an der erreichten hohen Güte heutiger Fahrwerkfunktionen bei Fahrsicherheit und Fahrkomfort führen. Die generellen Anforderungen an ein Fahrwerk aus Sicht von Fahrer, Passagieren und umgebendem Verkehr sind in Anhang A.1 zusammengestellt.

2.1 Anforderungen aus zukünftiger Mobilität

Die Kategorien der zu ermittelnden Fahrzeug-Funktionserweiterungen für zukünftige Mobilität leiten sich direkt aus den beiden Haupttrends autonomes Fahren und Antriebselektrifizierung sowie der Vorhersage wachsenden Transportleistungsbedarfs in Ballungsräumen ab:

- AF** Autonomes Fahren,
- AT** Antriebstechnik,
- TL** Transportleistung.

Manche erweiterten Anforderungen treten in mehreren Kategorien auf oder geben keinen Hinweis auf eine fahrwerktechnische Realisierung. Deshalb werden daran anschließend die Anforderung gruppiert und, wo erforderlich, in fahrwerktechnische Funktionserweiterungen übersetzt. Diese Funktionsgruppen, die den Umfang der erweiterten Funktionsanforderungen an ein Fahrwerk für zukünftige Megacitymobilität definieren, sind am Ende dieses Kapitels in Tafel 2.9 im Gesamtüberblick dargestellt.

2.1.1 Autonomes Fahren

Wie in Abbildung 2.1.1a dargestellt soll autonomes Fahren den Fahrer von der Fahraufgabe entbinden, um Zeit für Erholung oder Arbeit zu ermöglichen.



Abbildung 2.1.1: Autonomes Fahren. a) Arbeiten und Entspannen erfordern geringe Aufbaubewegungen. b) Städtischen Straßenkreuzung mit mehrere Zentimeter tiefen Spurrillen. c) Hohe Manövrierbarkeit erleichtert automatisiertes Fahren und Parken. d) Neue Raumkonzepte erfordern flach bauende Fahrgestelle. Bildquellen [g-Afb19].

Neben der verlässlichen Quer- und Längsregelung ist ein bisher wenig beachteter, aber wesentlicher Faktor ein sehr hoher Schwingungskomfort [b-Gri90], da die Passagiere weder die vorausliegende unebene Straße, noch den umgebenden Verkehr wahrnehmen, und deshalb durch unerwartete Bewegungen aufgeschreckt werden. Ein anschauliches Beispiel ist das Überfahren von Bremsschwellen, das selbst bei vorschriftsmäßiger Geschwindigkeit heute als extrem unangenehm empfunden wird.

In Schwellenländern ist der Gegensatz groß zwischen noch makellosen Neubaustrecken und dem übrigen Straßennetz mit oft extremen Unebenheiten. In den alternden, dichten und stark befahrenen Straßennetzen der Industrieländer nimmt die Zahl der Strecken mit schlechter Fahrbahnqualität zu [i-Bas17; i-Ada19]. Somit belasten Fahrwerke mit geringer Adaptionsfähigkeit die Passagiere mit schlechtem Schwingungskomfort, der ein Arbeiten oder Entspannen während der automatisierten Fahrt nicht erlaubt [i-Eqt14]. Daraus folgt als erweiterte Anforderung, die Passagiere deutlich besser als heute gegen Fahrbahnunebenheiten und daraus resultierende störende Aufbaubewegungen zu isolieren.

Bestandteil des autonomen Fahrens ist das automatisierte Manövrieren sowohl beim Passieren von Engstellen als auch beim Parken und Wenden im Stadtverkehr. Verkürzte Park- und Rangiermanöver kommen bei hoher Verkehrsdichte dem Verkehrsfluss zugute. Ein zukünftiges Fahrwerk muss eine mechanische Struktur aufweisen, die gegenüber heute eine wesentlich erweiterte Manövrierbarkeit bis hin zur Querfahrt oder dem Wenden auf der Stelle ermöglicht, um die Möglichkeiten der umfeldsensorikbasierten Trajektorienplanung effektiv nutzen zu können.

Für autonom fahrende Fahrzeuge werden neue, sehr variable Innenraumkonzepte angestrebt [i-Pud14; j-Tzi15], auch Fahrzeugkonzepte mit selbsttätiger Aufnahme von Wechselaufbauten [i-Dai18]. Die Verfügbarkeit eines durchgängig möglichst flach bauenden Chassis, das sämtliche Fahrwerk- und An-

triebskomponenten beinhaltet, erleichtert die Realisierung bei kompakten Ausmaßen. Nicht nur im Hinblick auf die wachsende Zahl von älteren Menschen, sondern auch für zukünftig variabelere Fahrzeuge wird der Einstiegs- und Beladungskomfort ein wichtiger Konzeptbestandteil sein. Das autonome Fahren als Teil der zukünftigen Megacitymobilität stellt damit die in Tabelle 2.1 zusammengefassten Anforderungen an ein zukünftiges Fahrwerk.

Tabelle 2.1: Erweiterte Fahrzeuganforderungen für autonomes Fahren.

AF-1	Minimale Aufbaubewegung auch bei starker Fahrbahnanregung.
AF-2	Sehr hohe Manövrierbarkeit im Stadtverkehr und beim Parkieren.
AF-3	Flachbauende Fahrwerkstruktur für neue Aufbaukonzepte.
AF-4	Erhöhter Einstiegs- und Beladungskomfort.

2.1.2 Antriebstechnik

Zukünftige Fahrzeuge sollen mit regenerativer Energie und ohne schädliche Emissionen fahren. Seit dem Beginn der Abkehr von fossilen Kraftstoffen entsteht eine zunehmende Vielfalt alternativer Antriebssysteme und Komponenten. Aufgrund der hohen Energiedichte, der schnellen und einfachen Betankbarkeit und des nicht übermäßigen Bauraumbedarfs der Antriebskomponenten sind die konventionellen Fahrzeuge vielseitig auf Kurz- und Langstrecken nutzbar. Möchte man eine vergleichbare Fahrzeugnutzbarkeit mit aktuell bekannten alternativen Antriebssystemen, entsteht ein technischer Mehraufwand. Im Hinblick auf den Entwurf eines Fahrwerks sind dabei die vier folgenden Teilaspekte von Bedeutung:

Vorgegebene Anordnung und Baugröße von Antriebskomponenten

Die passive Sicherheit und das Raumkonzept eines Fahrzeugs bestimmen die Anordnung von Tankbehältern, Batterien oder Hybridsystemkomponenten. Diese Bauräume stehen nicht für das Fahrwerk zur Verfügung. Rad- oder achsindividueller E-Antrieb ermöglicht mehr Gestaltungsfreiheit als ein zentraler, monolithischer Verbrennungsmotor mitsamt der zur mechanischen Leistungsübertragung an die Räder erforderlichen Getriebe- und Wellenanordnungen. Batterien von Elektrofahrzeuge höherer Reichweite füllen als gekapselte Einheit meist den gesamten Boden der Fahrgastzelle aus. Wegen Kosten und Komplexität wird eine Aufteilung einer großen Komponente in mehrere kleine ohne deutlichen Funktionsmehrwert für das Gesamtfahrzeug vermieden. Beansprucht das Fahrwerk umkämpfte Bauräume, muss es den Mehrwert für die Gesamtfahrzeugfunktion nachweisen. Generell muss also die Fahrwerkstruktur kompatibel zu den Elementen des Antriebssystems sein.

Einfluss des Antriebssystems auf die Fahrdynamik

Drehmoment- und leistungsstarke Elektroantriebe erlauben eine sehr dynamische Fahrweise. Das Fahrwerk muss für die aktive Fahrsicherheit ein dazu kompatibles Querführungsverhalten mit gut gedämpften Aufbaubewegungen bewerkstelligen. Die Massengeometrie eines Fahrzeugs bestimmt wesentlich die Fahrwerkauslegung und damit Fahrdynamik und Aufbaubewegung. Je größer die Beladungsspanne und damit die Varianz der Massengeometrie, desto besser muss das Adaptionsvermögen des Fahrwerks sein.

Die Achslaständerung aufgrund verbrauchter Kraftstoffmasse ist bei PKW mit bis maximal fünf Prozent meist vernachlässigbar. Nach bisher wissenschaftlich nicht belegten Angaben verspricht das fahrzeugtaugliche Flusszellen-Antriebssystem des Quantino FE [i-Naf16] bei einer Reichweite von 400 km

den Wasseranteil des Kraftstoffs von 500 kg in die Umgebung, was zu einer Achslaständerung im Bereich von 30 % während der Fahrt führen würde und damit auf die Notwendigkeit eines adaptionsfähiges Fahrwerks.

Elektrische Energieübertragung beim Parken und Fahren

Für die drahtlose Energieübertragung nach Abbildung 2.1.2 zur direkten Versorgung des Fahrentriebs oder zum Laden der Batterien beim Parken wird die induktive Kopplung zweier Spulenanordnungen eingesetzt.

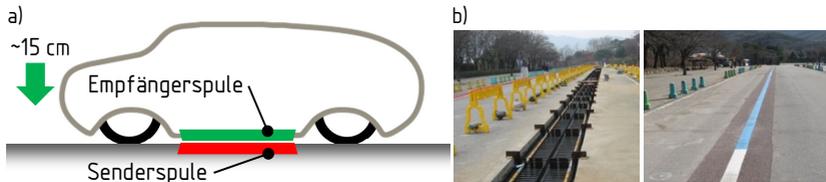


Abbildung 2.1.2: a) Extrem abgesenktes Fahrzeugniveau eines parkenden Fahrzeugs zur Wirkungsgradsteigerung der Energieübertragung. b) Installation der Senderspulen in der Fahrbahn für Energieübertragung während der Fahrt [i-Qco18].

Ihr Wirkungsgrad steigt mit Verringerung des Luftspalts zwischen den Spulen und deren lagerichtiger Positionierung zueinander stark an [w-Pet16]. Aufwandsbedingt kann für die fahrzeug- oder umgebungsseitige Spule keine eigene Aktorik zur Positionierung vorgesehen werden. Diese Funktion muss das Fahrwerk übernehmen. Die fahrzeugseitige Spule ist fest am Unterboden angebracht. Beim Parken über einer bodenfesten Senderspule sorgt die Niveauabsenkung durch das Fahrwerk für minimalen Abstand.

Eine hohe Manövrierbarkeit vereinfacht das exakte Positionieren des Fahrzeugs nicht nur beim induktiven Laden. Auch beim Laden über eine mechanische Kontaktierung wie beispielsweise bei Easelink [i-Ecc19] oder Volterio [i-Vcc19] ist eine automatische Positionierung und Niveauabsenkung hilfreich.

Für die induktive Leistungsübertragung bei Straßenfahrt [i-Qco18; i-Elr18] ist ein verkleinerter Abstand zwischen den Spulen ebenso vorteilhaft. Ist die Fahrbahnwelligkeit gering, kann der Aufbau abgesenkt werden. Das Fahrwerk soll auch bei abgesenktem Fahrzeugniveau guten Schwingungskomfort aufweisen. In kritischen Fahrsituationen oder bei starken Unebenheiten muss es schnell ausreichende Bodenfreiheit zurückgewinnen können. Dazu ist eine leistungsfähige Niveaueinstellung und Vorausschausensorik des Fahrwerks erforderlich.

Zusätzliche Anforderung des Antriebssystems an das Fahrwerk

Die Ermittlung von zukünftige Anforderungen des Antriebssystems an das Fahrwerk kann nur anhand eines definierten Szenarios erfolgen. Inwieweit dieses Szenario überhaupt eintritt, weil beispielsweise eine neue, überlegene Speichertechnologie verfügbar wird, lässt sich aktuell nicht vorhersagen. Zusätzliche Erläuterungen zur Wahl des Szenarios sind im Anhang A.2 zusammengestellt. Zunächst wird angenommen, dass die Antriebsvielfalt erhalten bleibt und die Energiedichte der Batterien nicht sprunghaft ansteigt. Im Sinne der Nachhaltigkeit ist es wünschenswert, das Fahrzeug an die persönlichen und planbaren Nutzungsanforderung anpassen zu können. Genügen im Alltag verlässliche 150 km batterieelektrische Reichweite pro Tag, muss keine darüber hinaus reichende Batteriekapazität dauerhaft installiert sein. Ist eine längere Fahrstrecke geplant, so kann dafür weitere Batteriekapazität vorübergehend hinzugefügt werden; alternativ ein Range Extender oder Brennstoffzellensystem. Die Abbildung 2.1.3 zeigt beispielhaft ein wechselbares Batterie- und Range Extender-Modul [p-Oer93; p-Api08]. Gibt es keine Wasserstoff-Infrastruktur entlang der Fahrstrecke oder möchte man eine erhöhte Reichweite als beim wirkungsgradnachteiligen Range Extender, nutzt man ein Verbrennungsmotormodul mit mechanischer Leistungsübertragung zu den Antriebsrädern.

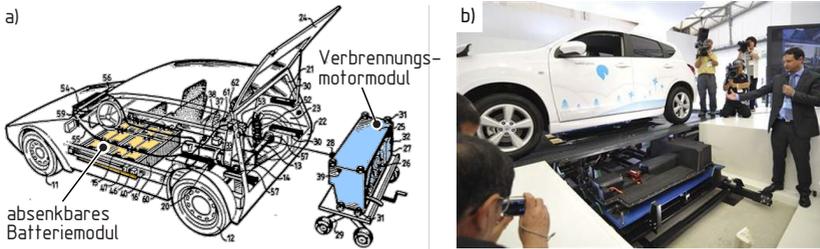


Abbildung 2.1.3: a) Manuell wechselbare Antriebssystemmodule. Verbrennungsmotormodul mit mechanischem Antrieb, Patentschrift [p-Oer93]. b) Batteriewechselstation der ehemaligen Firma Better Place [i-Wbp10; i-Wbp18].

Für Paßfahrten kann ein Modul mit Leistungskondensatoren (Ultracaps) [k-Ker05] oder Drehmassenspeichern [k-Buc18] vorübergehend installiert werden. Nach Verkauf des Fahrzeugs wird es über die Modulbestückung an die Bedürfnisse des neuen Nutzers anpasst. Der Ersatz eines alten Batteriemoduls erfolgt ohne Montageaufwand. Aufgearbeitete Verbrennungsmotormodule sind auf neuestem Emissionsstandard. Der Fahrzeugwert bleibt über lange Zeit erhalten.

Aus Konzeptionsgründen besteht für den Wechsel von Modulen des Antriebssystems praktisch nur der Zugang über den Unterboden. Selbst wenn die Module abgesetzt werden können, reicht die übliche Bodenfreiheit von 15 cm für das Hervorziehen unter dem Fahrzeug nicht aus. Eine fahrzeugfeste Vorrichtung nur für das Absetzen und Aufnehmen von Modulen ist aus Raum- und Gewichtsgründen, zumal bei seltener Nutzung, nicht sinnvoll. Ebenso wenig der Bau eines Netzes von automatisierten Modulwechselstationen [p-Kit94] wie sie die Firma NIO in China entlang der Autobahn G4 für die Batterie des Fahrzeugmodells ES8 [i-Nbs18; i-Her18] errichtet hat und die vergleichbar zu der des insolventen Mobilitätsanbieters Better Place [i-Wbp18] in Abbildung 2.1.3 ist. Aus den genannten Gründen ergibt sich die erweiterte Funk-

tionsanforderung an das Fahrwerk, den Wechsel der Antriebsmodule ohne äußere, kostenintensive Infrastruktur durchführen zu können.

Um die Anforderungen eines modularen Antriebssystems und seine Verträglichkeit mit dem zu entwerfenden Fahrwerksystem ermitteln zu können, wird zunächst im Rahmen des Szenarios das Modulsystem weiter konkretisiert. Aus den Energiedichten der Speicher und Leistungsdichten der Wandler heutiger Antriebssysteme folgt die Modulgeometrie nach Abbildung 2.1.4. Maßstab waren dabei auch typische Baumräume für PKW-Aggregate und Range Extender sowie die Absicht, einfache Handhabbarkeit ohne aufwändige Hilfsvorrichtungen zu ermöglichen. Schlösser dienen zur Befestigung, eine modulare Mehrfachkupplung wie beispielsweise bei [i-Eis18] koppelt die Fluid- und Elektrikleitungen. Soll das Fahrwerk auch Module mit mechanischem Antrieb nutzen, verfügt dessen Schnittstelle über eine Kupplung.

Die Abbildung 2.1.5 zeigt die Erweiterung am Beispiel eines Range Extenders [i-Rra19], der wie das Brennstoffzellenmodul ein zusätzliches Nebenaggregatvolumen von 40l für Luftfilter und Schalldämpfer aufweist. Eine Übersicht zu den drei Modulklassen und ihrer Typen wird in Abbildung 2.1.6 gegeben. Kennwerte von typischen Antriebssystem-Energiewandlern und Speichermodulen sind im Anhang in Tabelle A.1 zusammengestellt.

Das Elektromotormodul ist bei gelegentlich schwerem Anhängerbetrieb und bei Gebirgsfahrten sinnvoll. Ist das Drehmassenspeichermodul mit mechanischer Kopplung zu den Rädern ausgestattet, wird gegenüber einer elektrischen Kopplung ein höherer Wirkungsgrad erreicht. Die Abbildung 2.1.7 zeigt den Ablauf eines Modulwechsels.

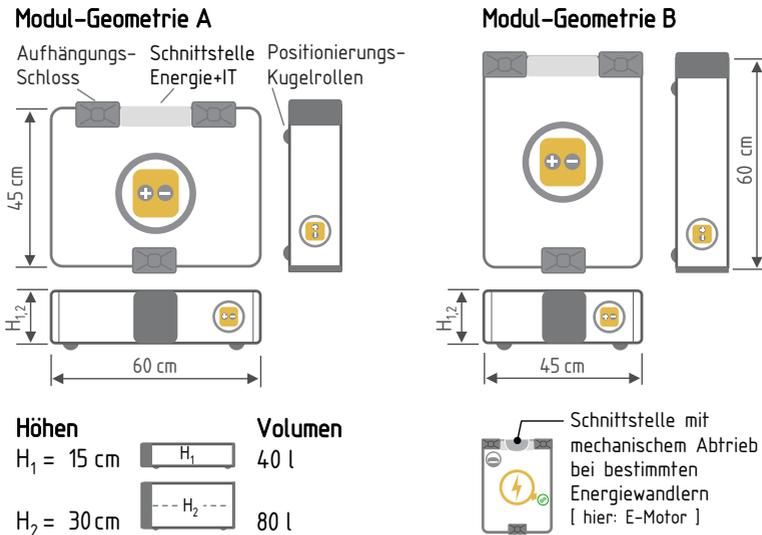


Abbildung 2.1.4: Grundgeometrie A mit Befestigung der langen Seite typischerweise an Längsträgerstrukturen unter der Fahrgastzelle. Grundgeometrie B mit Befestigung der kurzen Seite an Querträgerstrukturen wie zwischen den Rädern einer Achse.

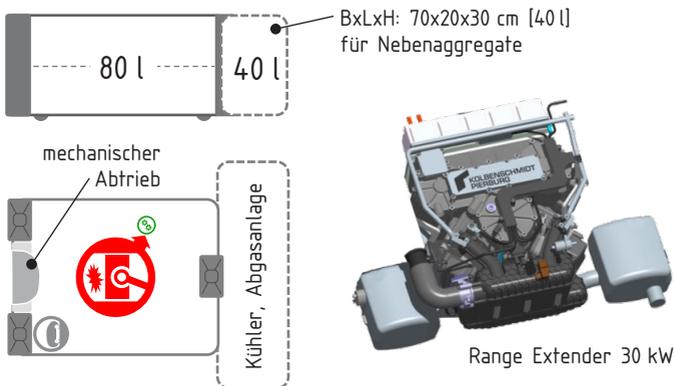


Abbildung 2.1.5: Beispiel für ein Antriebsmodul mit mechanischem Abtrieb zur Aufnahme zwischen den Rädern einer Achse, das alternativ auch mit integriertem Generator als Range Extender [i-Rra19] ausgeführt sein kann.

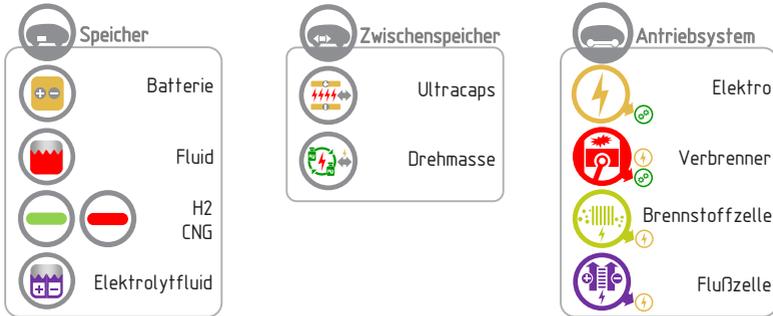


Abbildung 2.1.6: Modulsystem: Speicher, dynamische Zwischenspeicher und Antriebssystem-Energiewandler. Für den Elektromotor und den Verbrennungsmotor mit mechanischem Abtrieb ist eine entsprechende fahrwerkseitige Schnittstelle erforderlich.

BEV mit max. 8x75km elektrischer Reichweite.

ICE+BE-Hybrid mit 1200 km verbr.-motorischer und 4x75km elektrischer Reichweite.

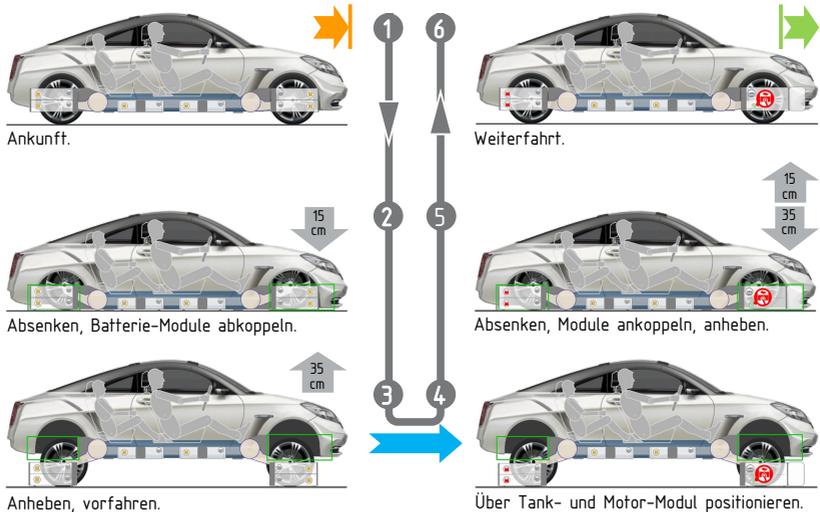


Abbildung 2.1.7: Ablauf beim Antriebssystemmodulwechsel am Beispiel Batteriefahrzeug zu Hybridfahrzeug mit Verbrennungsmotor.

Zusammenfassung der Anforderungen seitens der Antriebstechnik

Aus der Antriebstechnik folgen für den Fahrwerkentwurf die erweiterten Anforderungen nach Tabelle 2.2. Entfällt beim Übergang zum Elektroantrieb zukünftig der monolithische Verbrennungsmotor im Vorderwagen, kann das Fahrwerk die größere Anordnungsfreiheit von E-Maschinen nutzen; beispielsweise zur Darstellung des radindividuellen Antriebs für erhöhte Manövrierbarkeit. Im Falle eines Wechselmodulsystems ist die erhöhte Manövrierbarkeit für die zuverlässige Fahrzeugpositionierung eine erweiterte Anforderung. Dafür wird auch ein nochmals vergrößerter Federweg für die selbsttätige Aufnahme der Module erforderlich. Unterschiedliche Modulbestückungen bedeuten eine veränderliche Massengeometrie, auf die sich das Fahrwerk adaptieren muss, um möglichst gleichbleibende Fahreigenschaften zu gewährleisten.

Tabelle 2.2: Erweiterte Fahrzeugfunktionsanforderungen seitens der Antriebstechnik.

AT-1	Fahrwerkstruktur kompatibel zu Antriebssystemanforderungen.
AT-2	Konstante Fahreigenschaften bei stark variablem Fahrzeuggewicht.
AT-3	Großer Federweg mit Absenkung bis auf die Fahrbahn für induktives Laden beim Parken und den Wechsel von Antriebssystemmodulen.
AT-4	Hohe Manövrierbarkeit zur Positionierung über Ladeeinrichtungen und beim Modulwechsel.
AT-5	Hoher Schwingungskomfort bei abgesenktem Fahrniveau in Verbindung mit Vorausschau und dynamischer Niveauregulierung.

2.1.3 Erhöhung der Transportleistung

Zur Stauvermeidung auf den begrenzten Verkehrsflächen der Ballungszentren, müssen die Verkehrssysteme über eine möglichst hohe spezifische Transportleistung verfügen. Für Personen ist sie als Anzahl von Personen pro Stunde und Geländefläche definiert. Die Überbauung oder Untertunnelung bestehender Straßen mit einer weiteren Straßenebene voller Breite ist aus Kosten- und

städtebaulichen Gründen meist unmöglich. Unter Beibehaltung der bisherigen Fahrzeugbreite bleibt nur die Verringerung des Längsabstandes zwischen den Fahrzeugen. Theoretisch könnten bei sicherer Kopplung zu einem Fahrzeugverband alle Sicherheitsabstände entfallen. In der Praxis stellt die sichere Querregelung eines solchen Verbandes bei unterschiedlicher Witterung und im Mischbetrieb auf Straßen mit nichtautomatisierten Fahrzeugen oder Gegenverkehr eine enorme Herausforderung dar [w-Ide11]. Mechanische Querführung vereinfacht den sicheren Betrieb eines Fahrzeugverbandes erheblich.

Bei 1,2 Personen pro PKW und 100 km/h hat eine Autobahnspur eine Transportleistung von 2500 Personen pro Stunde. Eine Verkürzung des Fahrzeugabstandes oder Bildung von Verbänden ermöglicht 8600 Personen pro Stunde. Erhöht man die Zahl der Personen bezogen auf die Fahrzeuglänge beispielsweise durch die Verwendung von Midibussen mit 15 bis 25 Plätzen, erreicht man eine Transportleistung von 20 000 Personen pro Stunde [k-Jen97]. Das entspricht der Transportleistung einer Schnellbahnlinie.

Ein in Abbildung 2.1.8 dargestelltes Verkehrssystem für mehrwegefähige Fahrzeuge, die sowohl auf der Straße als auch auf einer Schiene betrieben werden können, kann die Transportleistungserhöhung bei hoher Betriebssicherheit realisieren. Wird beispielsweise eine dreispurigen Fernstraße um eine Schienenfahrspur erweitert, verdoppelt sich entsprechend der zuvor genannten Zahlen die Gesamttransportleistung. Für Personen und leichte Güter reicht eine Gewichtslast von 700 kg/m Fahrzeuglänge aus. Daraus folgen schlanke Fahrwege, die aufgeständert gut oberhalb vorhandener Straßen- oder Bahnflächen integriert werden können [k-Jen97]. Industriell gefertigte Schienenelemente überwinden unwegsames Gelände mit geringem baulichen Aufwand. Neue Siedlungsgebiete mit Schienenzufahrt zu Pfahlbauten können in bisher nicht wirtschaftlich erschließbaren Hanglagen errichtet werden. Aufgeständerte, schlanke Schienenfahrwege verlagern den Verkehr weg von der Straßenebene, die besser von Anwohnern, Geschäften und Passanten genutzt werden kann. Die raumsparende Einfahrt in obere Stockwerke von Gebäuden ist möglich.

2 Funktionsanforderungen an zukünftige Fahrwerke

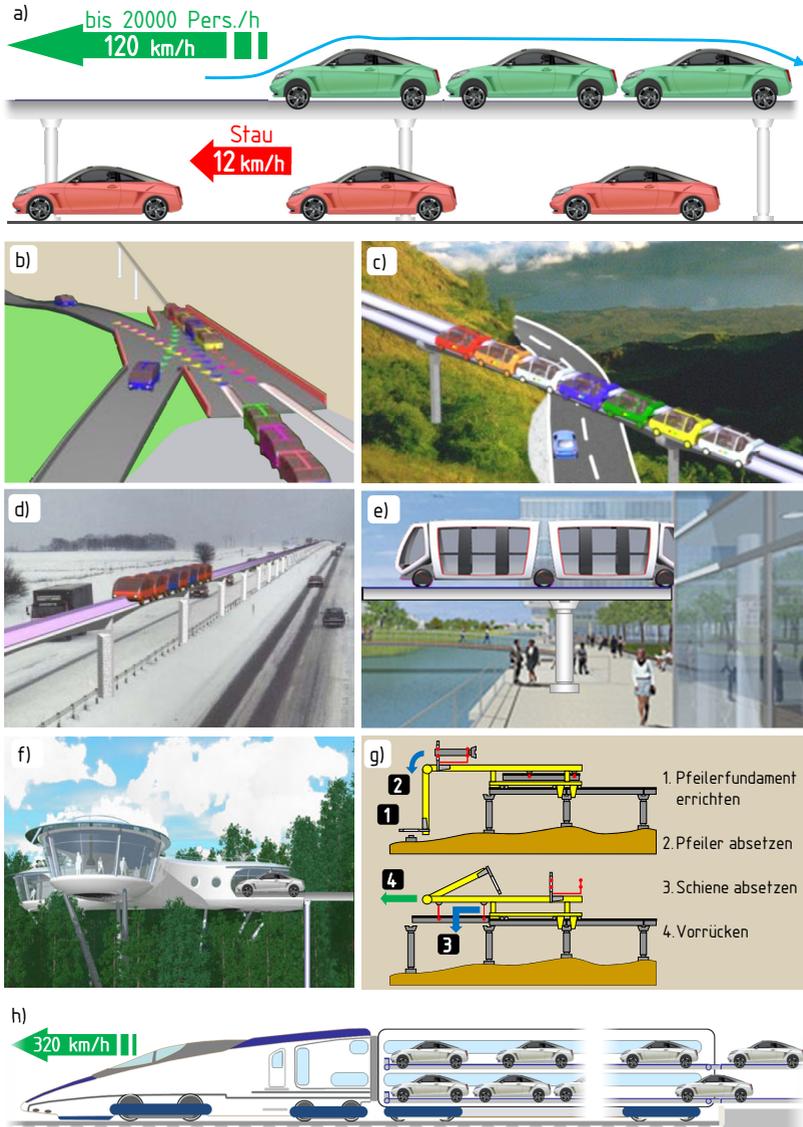


Abbildung 2.1.8: Verkehrssystem mit Mehrwegfähigkeit. a) Entlastung der Straßen. b) Wechsel zwischen Straße und Schiene. c) Geringe Baukosten in schwierigem Gelände. d) Entlang von bestehenden Autobahnen oder Bahntrassen. e) Einfahrt in Gebäude. f) Erschließung neuer Siedlungsgebiete. g) Trassenbau. h) Hochgeschwindigkeitsverbindung ohne Verkehrsmittelwechsel. Bildquellen [g-Mwb19].

Die Tabelle 2.3 gibt eine Übersicht für eine erste grobe Einordnung einer Schienenstrecke für Mehrwegefahrzeuge im Vergleich mit Autobahn und einer Schienentrasse für sogenannte Light Rail Transportsysteme, die sich zwischen Straßenbahn und Schnellbahn einreihen. Sowohl bei Light Rail Strecken als auch bei Autobahnen findet man selbst für vergleichbar realisierte Strecken sehr stark schwankende Baukostenangaben ohne Aufschlüsselung [i-Gns19; i-Wlr19; i-Wab19; i-Jen06].

Tabelle 2.3: Typische Eigenschaften von Verkehrswegen für zwei Fahrspuren in einer Richtung. Autobahn auch für schwere Nutzfahrzeuge, Kosten ohne Tunnel und Brücken.

		Autobahn	Light Rail	Mehrwegeschiene
spez. Fahrzeuglast	kg/m	5000	1500	700
Kosten pro km	Mio€	3–8	3–5	1.5–3
Transportleistung bei 1.2 Personen/PKW	Pers./h	5000	-	17000
Transportleistung Midibus, Bahn	Pers./h		40000	40000

Aufgrund der guten Integrationsfähigkeit und des einfachen Wechsels zwischen Straße und Schiene können neue Streckenabschnitte bedarfsgerecht errichtet und ausgebaut werden, beispielsweise durch einen Mobilitätsanbieter, der eine neue Teilstrecke zunächst mit Midibussen und planbarer Auslastung betreibt. Der Individualverkehr kann die Strecke ebenso nutzen. Bei steigender Akzeptanz und Zahl von Mehrwegefahrzeugen wird das Streckennetz vergrößert. Besonders für batterieelektrische Fahrzeuge bietet die Schienenfahrt den Vorteil, dass die Batterien während der Fahrt effizient geladen werden können. Ist das Schienennetz später weit genug ausgebaut, kann die teure Batteriekapazität in Fahrzeugen reduziert werden. Im Sinne des Verkehrsflusses muss der Wechsel zwischen Straße und Schiene ohne Anhalten erfolgen können. Die Tabelle 2.4 enthält alle Anforderungen an ein mehrwegefähiges Fahrzeug.

Tabelle 2.4: Erweiterte Fahrzeugfunktionsanforderungen zur Transportleistungserhöhung aufgrund Mehrwegefähigkeit.

TL-1	Mehrwegefähigkeit durch integriertes Schienenfahrwerk.
TL-2	Wechsel zwischen Straße und Schiene ohne Anhalten.
TL-3	Schienenbreite deutlich geringer als Fahrzeugbreite.

2.2 Fahrwerk-Funktionsanforderungen

Aus den nun vorliegenden, erweiterten Fahrzeug-Anforderungen können für die Fahrwerk-Entwurfsaufgabe nur bedingt Hinweise auf bekannte Komponenten oder physikalische Prinzipien für die Realisierung entnommen werden. Die massengeometrische PKW-Grundstruktur mit Reifen als Primärfederung für die Radmassen und einer Sekundärfederung für die vielfach schwerere Aufbaumasse wird beibehalten. Das zu entwerfende Fahrwerk soll gegenüber den heutigen Fahrwerken in seinem Funktionsumfang erweitert werden. Wo möglich sollen bewährte oder in naher Zukunft verfügbare Technologien und Komponenten eingesetzt werden, deren mathematisch beschreibbare Eigenschaften eine simulative Bewertung des Fahrwerkverhaltens erlauben.

Aus diesen Gründen werden die gesammelten Fahrzeug-Anforderungen zukünftiger Megacitymobilität den vier Fahrwerk-**Funktionsgruppen**

FG-AF aktive Federung,

FG-LS Lenksystem,

FG-GF Gesamtfahrwerk,

FG-IS integriertes Schienenfahrwerk

zugeordnet. Für jede Funktionsgruppe anhand der zugeordneten Anforderung die notwendigen fahrwerktechnischen Funktionserweiterungen abgeleitet. Eine Funktionsgruppe hat Systemcharakter. Ihre Teilfunktionen und damit auch die

Erweiterungen stehen innerhalb des Systems in Wechselwirkung miteinander. Über definierte Schnittstellen ihrer Systemgrenze hinweg ist die Funktionsgruppe im Gesamtfahrzeug wirksam. In Kapitel 3 wird der Stand des Wissens jeder Funktionsgruppe dahingehend bewertet, ob bereits bekannte Systeme die erweiterten Funktionsanforderungen erfüllen können und verträglich mit den sonstigen Funktionsanforderungen sind.

2.2.1 Funktionsgruppe Aktive Federung

Die Funktionsgruppe aktive Federung mit großem Federweg ergibt sich aus den folgenden Fahrzeug-Anforderungen:

- AF-1** Minimale Aufbaubewegung auch bei starker Fahrbahnanregung,
- AT-2** konstante Fahreigenschaften bei stark variablem Fahrzeuggewicht,
- AT-3** großer Federweg mit Absenkung bis auf die Fahrbahn für induktives Laden beim Parken und Wechsel von Antriebssystemmodulen,
- AF-4** erhöhter Einstiegs- und Beladungskomfort,
- AT-5** hoher Schwingungskomfort bei abgesenktem Fahrniveau in Verbindung mit Vorausschau und dynamischer Niveauregulierung.

Minimale Aufbaubewegung bei großen Fahrbahnwellenhöhen erfordert ein großes Schluckvermögen der Federung. Um stark wechselnde Federungskräfte auf den Aufbau zu vermeiden, muss die Federung eine geringe Steifigkeit über einen großen Radfederweg aufweisen. Bei passiver Federung führen Kräfte aus Längs- und Querschleunigung sowie der Aerodynamik zu sehr großen Aufbaubewegungen. Beladung zehrt die nötige Einfederwegreserve auf. Das Fahrverhalten verändert sich stark mit dem Fahrzeuggewicht.

Aktive Federungssysteme verfügen üblicherweise über eine Niveauregulierung. Aufgrund der Kompensation von Wankmomenten aus Querschleunigung müssen sie auch über eine entsprechend hohe Kraftstellodynamik verfügen, um den Aufbau horizontieren zu können. Damit die Räder oberhalb

der Schrittgeschwindigkeit ohne Kraftänderung auf den Aufbau Unebenheiten überrollen können, ist eine hohe Kraftstellodynamik und gegebenenfalls vorausschauende Sensierung des Fahrbahnprofils erforderlich. Eine leistungsfähige Aktivfederung ist in der Lage, neben den Federungseigenschaften auch das Querbeschleunigungspotential und die Steuertendenz durch Anpassung der Wankmomentenverteilung an die aktuelle Fahrzeug-Massengeometrie weitgehend konstant zu halten.

Eine ausreichend dynamische Niveauregulierung in Verbindung mit großen Federwegen wird auch für die Anpassung des Aufbauniveaus beim induktiven Laden während der Fahrt benötigt. Die verringerte Bodenfreiheit bewirkt dabei eine Abnahme des Luftwiderstands und damit des Energieverbrauchs.

Soll die Federung auch den Wechsel von Antriebssystemmodulen unterstützen, muss die Niveauregulierung noch weiter vergrößerte Federwege in Ein- und Ausfederrichtung zumindest im Stand einstellen können. Nicht zuletzt kann mit wesentlich vergrößerten Federwegen mehr Komfort bei Einstieg und Beladung realisiert werden. Zusammengefasst muss die Federung gegenüber heutigen Fahrzeugen die in Tabelle 2.5 aufgeführten Funktionserweiterungen aufweisen.

Tabelle 2.5: Erweiterte Anforderungen an die Funktionsgruppe Aktive Federung.

Funktionsgruppe Aktive Federung mit großem Federweg	
FG-AF.1	Wesentlich höheres Schluckvermögen und größerer Federweg.
FG-AF.2	Dynamisch leistungsfähige Aufbauhorizontierung.
FG-AF.3	Niveaustellbereich im Stand für Bodenfreiheit 0-35 cm.
FG-AF.4	Adaptionsfähig auf stark variable Aufbaumassengeometrie.

2.2.2 Funktionsgruppe Lenksystem

Die zusammengestellten Anforderungen für die Funktionserweiterungen des Lenksystems sind:

- AF-2** sehr hohe Manövrierbarkeit im Stadtverkehr und beim Parkieren,
- AT-4** hohe Manövrierbarkeit beim Parkieren über einer Ladeeinrichtung und beim Modulwechsel,
- AT-2** konstante Fahreigenschaften bei stark variablem Fahrzeuggewicht.

Daraus leitet sich direkt der Bedarf für eine Einzelradlenkung mit großem Lenkwinkelbereich ab. Für höchste Manövrierbarkeit sind mindestens in eine Winkelrichtung 90° erforderlich, um neben Wenden auf der Stelle und Quersahrt auch bei Vorwärtsfahrt kleine Bewegungsräume zu realisieren. Dazu ist Einzelradantrieb erforderlich.

Eine Einzelradlenkung erlaubt auch die gezielte Beeinflussung der Fahrzeugquerdynamik. Ergänzend zur Federung kann für den Fahrer die Fahrzeugreaktion zumindest im Normalfahrbereich unabhängig von der aktuellen Massengeometrie des Fahrzeugs konstant gehalten werden. Im Grenzbereich stabilisieren radindividuelle Lenkeingriffe das Fahrverhalten. Kompensation elastokinematisch ungünstiger Radführungseigenschaften ist möglich.

Im Normalbetrieb besteht keine mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und Rädern. Lenkradmoment und Lenkradwinkelbedarf wird situationsabhängig durch die Fahrwerkregelung definiert. Aus Sicherheitsgründen soll die Lenkanlage an der Vorderachse aber so konzipiert sein, dass im Ausnahmefall eine mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und Vorderrädern hergestellt werden kann. Für die Funktionssicherheit gelten die gleichen Bedingungen wie für heute eingesetzte aktive Lenksysteme an Vorder- und Hinterachse. Die Funktionsgruppe Lenksystem für zukünftige Megacitymobilität muss damit die in Tabelle 2.6 zusammengefassten Funktionserweiterungen aufweisen.

Tabelle 2.6: Erweiterte Anforderungen an die Funktionsgruppe Lenksystem.

Funktionsgruppe Lenksystem für hohe Manövrierbarkeit	
FG-LS.1	Einzelradlenkung mit mindestens 90° Radlenkwinkel.
FG-LS.2	Mechanische Rückfallebene zwischen Lenkrad und Vorderachse.

2.2.3 Funktionsgruppe Gesamtfahrwerk

Diese Funktionsgruppe berücksichtigt Anforderungen, die die Struktur des Gesamtfahrzeugs betreffen und damit wesentlich Einfluss auf die Gestaltung der Radführung haben. Beispielsweise läuft eine hochliegende obere Lenkerebene dem Wunsch nach einem flachbauenden Fahrwerk entgegen. Sind Größe und Position von Antriebsaggregaten beispielsweise aufgrund der passiven Sicherheit weitgehend vorgegeben, entstehen daraus wiederum Randbedingungen für die Struktur des Fahrwerks.

Erfordert die Manövrierbarkeit elektromotorischen Einzelradantrieb, sind an jeder Achse zwei Motoren vorzusehen. Im Bereich der Radschüssel ist der Raum für Radantrieb, Radbremse mit Nabe und Radführung inklusive Radträger aufzuteilen. Aufgrund der hochdynamischen Regelsystem-Bremseingriffe muss die Radbremse direkt am Rad verbaut werden. Bei leistungsschwächeren Fahrzeugen lässt sich neben der Radbremse ein Radnabenmotor unterbringen. An gelenkten Radaufhängungen kann die gewünschte Kinematik dann aber meist nur durch eine hochliegende obere Lenkerebene realisiert werden. Leistungsstarke Fahrzeuge erfordern große Radbremsen. Die ebenfalls größeren Antriebsmotoren sind aufbaufest angebracht. Sind die radführungsbedingten Hebelverhältnisse der Radkräfte weniger relevant, da das Lenkradmoment künstlich erzeugt wird, können Radführungen mit tiefliegender oberer Lenkerebene auch für gelenkte Achsen verwendet werden, um der Forderung nach

einem flachbauenden Fahrwerk nachzukommen. Angetriebene und gelenkte Radaufhängungen mit nur einem unteren Lenker erfordern wegen der ungünstigen Stützwinkel zur Einleitung der Radkräfte in den Aufbau eine aktive Federung. Ansonsten entsteht unannehmbar großes Aufstützen oder Einsinken des Aufbaus beim Beschleunigen, Bremsen oder zügiger Kurvenfahrt mit großen Radlenkwinkeln.

Eine direkte Abstützung eines teleskopischen Federungselementes am Radträger ist auch wegen der resultierenden Bauhöhe bei großen Federwegen kritisch. Bei Befestigung an einem Fahrwerklenker mit großer Übersetzung zum Radhub steigen die Federelement- und Lenkerlagerkräfte entsprechend an. Dabei sind steife Lager erforderlich, um eine definierte Drehachse zu bilden. Aufgrund der damit schlechteren Isolation gegenüber Abrollrauigkeit und höherfrequenten Fahrbahnstörungen kann eine Abkopplung des Aufbaus über elastisch angebundene Rahmenstrukturen nötig werden, deren Bauraum und Kräfteinleitung Einfluss auf die Gesamtfahrzeuggestaltung haben.

Werden aktive Systeme beispielsweise zur präzisen radindividuelle Verteilung von Brems- und Antriebsmomenten [i-Gkn18] oder zur Lenkung der Hinterachse, siehe Beispiel im Anhang A.4, auch im Normalfahrbereich beim Gesamtfahrzeugentwurf von Beginn an berücksichtigt, können bauraumintensive passive mechanische Radführung durch kompaktere aktive Ausführungen mit gleicher oder höherer Funktionalität ersetzt werden.

Die ausschnittweise dargestellten Zusammenhänge zeigen auf, wie eng und vielschichtig schon bisher die gegenseitige Abhängigkeit von Fahrwerk- und Gesamtfahrzeuggestaltung ist. Da noch kein konkretes Fahrzeugkonzept definiert ist, können an dieser Stelle keine detaillierteren Anforderungen für die Erweiterung der Funktionalität angegeben werden als der Wunsch nach einer flachbauender Fahrwerkstruktur, die entsprechend des gewählten Antriebssystems die effiziente Übertragung der Antriebsleistung bei geringem Bauraumbedarf ermöglicht.

Deshalb werden für die Erweiterungen der Funktionsgruppe Gesamtfahrzeug die beiden geforderten Fahrzeugfunktionen

- AF-3** Flachbauende Fahrwerkstruktur für neue Aufbaukonzepte,
- AT-1** Fahrwerkstruktur kompatibel zu Antriebssystemanforderungen

in die Tabelle 2.7 übernommen und um den Einzelradantrieb zur Realisierung der Manövrierbarkeit nach Abschnitt 2.2.2 erweitert.

Tabelle 2.7: Erweiterte Anforderungen an die Funktionsgruppe Gesamtfahrwerk.

FG Gesamtfahrwerk	
FG-GF.1	Flachbauende Fahrwerkstruktur für neue Innenraumkonzepte.
FG-GF.2	Fahrwerkstruktur kompatibel zu Antriebssystemanforderungen.
FG-GF.3	Einzelradantrieb für Manövrierbarkeit.

2.2.4 Funktionsgruppe Integriertes Schienenfahrwerk

Bei der Ermittlung der Funktionsgruppen-Eigenschaften werden die folgenden erweiterten Fahrzeuganforderungen berücksichtigt:

- TL-1** Mehrwegefähigkeit durch integriertes Schienenfahrwerk.
- AF-3** Flachbauende Fahrwerkstruktur für neue Aufbaukonzepte.
- TL-2** Wechsel zwischen Strasse und Schiene ohne Anhalten.
- TL-3** Schienenbreite deutlich geringer als Fahrzeugbreite.

Die Mehrwegefähigkeit nach Abschnitt 2.1.3 erfordert ein Schienenfahrwerk, das möglichst stark in das Straßenfahrwerk integriert ist, um dessen Komponenten für Antrieb und Federung zu nutzen und weitere Krafteinleitungspunkte am Aufbau zu vermeiden mit dem Ziel, negative Auswirkungen auf das Gesamtfahrzeugkonzept und die Straßenfahreigenschaften möglichst gering zu halten. Der Schienenquerschnitt darf keinen freizuhaltenden Raum im Fahrzeugboden beanspruchen, da sonst die verdrängten Aggregate zur Zunahme

der Außenabmessungen und einer nicht flachen Fahrwerkstruktur führen. Wegen der Bedeutung für den Verkehrsfluß und für die raumsparende Integration von Schienenstrecken in bestehende Infrastrukturen werden die beiden letzten Anforderungen zur Transportleistungserhöhung in die Tabelle 2.8 der Funktionserweiterungen aufgenommen.

Tabelle 2.8: Erw. Anforderungen der Funktionsgruppe Integriertes Schienenfahrwerk.

FG Integriertes Schienenfahrwerk	
FG-IS.1	Schienenfahrwerk in Straßenfahrwerk stark integriert,
FG-IS.2	Schlanke Schiene darf nicht innerhalb des Unterbodens verlaufen,
FG-IS.3	Wechsel zwischen Straße und Schiene ohne Anhalten.
FG-IS.4	Schienenbreite deutlich geringer als Fahrzeugbreite.

2.2.5 Übersicht der Funktionsgruppenerweiterungen

Als Gesamtergebnis dieses Kapitels sind in Tafel 2.9 alle Funktionsgruppenerweiterungen zusammengestellt, die ein Fahrwerk für zukünftige Megacitymobilität gegenüber heute aufweisen soll. An dieser Stelle wird bewusst keine Priorisierung der Erweiterungen durchgeführt, da noch keine Erkenntnisse über die erreichbare Funktionsgüte im Verhältnis zu Aufwand und Einfluß auf das Gesamtfahrzeugkonzept vorliegen. Im Hinblick auf ein ökonomisches Baukastensystem müssten dazu sogar ausreichend detaillierte Konstruktionsentwürfe und Alternativen für eine ganze Palette von Fahrzeugen erstellt und bewertet werden.

Die Priorität des Schienenfahrwerks richtet sich zuerst entscheidend nach dem tatsächlichen Aufwand für Schienenstrecken und deren Betrieb im Verhältnis zum Nutzen. Da bisher noch keine Konzepte für Mehrwegefahrzeug mit ausreichender technischer Realisierungschance vorliegen [i-Jbs18], wurden noch keine entsprechenden Untersuchungen durchgeführt.

Die in Tabelle 2.9 zusammengestellten Funktionserweiterungen bilden die Grundlage für die Bewertung des Standes der Technik und der Wissenschaft im folgenden Kapitel sowie für den eigentlichen Systementwurf.

Tabelle 2.9: Gesamtübersicht der erweiterten Funktionsgruppenanforderungen.

FG Aktive Federung mit großem Federweg	
FG-AF.1	Wesentlich höheres Schluckvermögen und größerer Federweg.
FG-AF.2	Dynamisch leistungsfähige Aufbauhorizontierung.
FG-AF.3	Niveaustellung im Stand für Bodenfreiheit 0-35 cm.
FG-AF.4	Adaptionsfähig auf stark variable Aufbaumassengeometrie.
FG Lenksystem für hohe Manövrierbarkeit	
FG-LS.1	Einzelradlenkung mit mindestens 90° Radlenkwinkel.
FG-LS.2	Mechanische Rückfallebene zwischen Lenkrad und Vorderachse.
FG Gesamtfahrwerk	
FG-GF.1	Flachbauende Fahrwerkstruktur für neue Innenraumkonzepte.
FG-GF.2	Fahrwerkstruktur kompatibel zu Antriebssystemanforderungen.
FG-GF.3	Einzelradantrieb für Manövrierbarkeit.
FG Integriertes Schienenfahrwerk	
FG-IS.1	Schienenfahrwerk in Straßenfahrwerk stark integriert.
FG-IS.2	Schlanke Schiene darf nicht innerhalb des Unterbodens verlaufen.
FG-IS.3	Wechsel zwischen Straße und Schiene ohne Anhalten.
FG-IS.4	Schienenbreite deutlich geringer als Fahrzeugbreite.

3 Stand des Wissens

Als Ergebnis einer umfangreichen Recherche werden in diesem Kapitel bekannte Prinzipien, Fahrwerksysteme und Fahrzeugkonzepte vorgestellt, die eine oder mehrere der ermittelten Anforderungen jeder Funktionsgruppen bereits jetzt oder nach entsprechender Anpassung erfüllen können. Aufgrund der Vielfalt, vor allem bei Radführungen und Federungssystemen, kann nicht jede einzelne Ausführung daraufhin untersucht werden, ob sie etwas mehr oder weniger passend sein könnte. Für jede Funktionsgruppe sind die besonders geeigneten Ausführungsformen ausgewählt, deren Verträglichkeit mit den Anforderungen der anderen Funktionsgruppen hinsichtlich der Gesamtaufgabe bewertet werden. Das Kapitel schließt mit einem kurzen Fazit im Hinblick auf den im darauffolgenden Kapitel beschriebenen Systementwurf.

3.1 Aktive Federung mit großem Federweg

Vergrößerte Federwege in Verbindung mit aktiver Aufbaustabilisierung ermöglichen eine wirkungsvolle Absenkung der Aufbaubeschleunigung [w-Tha15]. Eine hohe Stelldynamik der Federungsaktorik erlaubt die aktive Kompensation großer Fahrbahnebenenheiten auch bei höheren Fahrgeschwindigkeiten. Bei aktiven Federungssystemen erfolgt zur Zeit ein Wandel weg von ventilgedrosselten Hydraulikaktoren versorgt durch eine verbrennungsmotorgetriebene Zentralhydraulik hin zu achs- oder radindividuellen elektrischen Aktoren. Die Leistungsübertragung von kompakter E-Motorpumpeneinheit zum Rad erfolgt

über ein hochübersetztes mechanisches oder hydraulisches Getriebe mit in Reihe geschalteter Elastizität zur Abtrennung der Motorträgheit, was wiederum die Stelldynamik begrenzt.

Am Beispiel der im Markt befindlichen Mercedes-Benz Aktivfederungstechnik [b-Pyp03; j-Wmc13; p-Dcy10; i-Dai19a] ist der Generationswechsel hin zum elektrischen Aktivfahrwerk in Abbildung 3.1.1 dargestellt. Dabei bleibt wegen gleicher Aktorikleistung der Funktionsumfang erhalten. Vorteile sind vor allem der vom Verbrennungsmotor unabhängige Betrieb und der geringere Energieverbrauch. Ähnliche Systeme sind bei den Systemzulieferern ZF und Tenneco in Entwicklung [i-Zfs18; i-Ten18]. Ein rein elektromechanisches Federbein wurde von ZF prototypisch entwickelt [k-Tho08]. Ein Seriensystem mit radindividuellen Drehstellern ist von Audi angekündigt [i-Aud18].

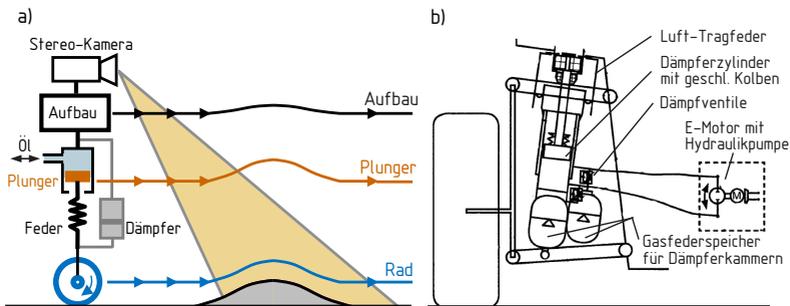


Abbildung 3.1.1: a) Volltragendes Aktivfahrwerk (1999) von Mercedes-Benz [b-Pyp03; j-Wmc13] mit Stereokamera-Vorausschau (2013) zur Ölstromsteuerung aus Zentralhydraulik. b) Teiltragendes Mercedes-Benz Aktivfahrwerk [p-Dcy10; i-Dai19a] mit radindividueller E-Motorpumpeneinheit zur Differenzdruckerzeugung in den Gasfederspeichern der Dämpferzylinderkammern (2018).

Eine vorausschauende Erfassung des Straßenprofils mittels Stereokamera oder LiDAR [i-Xen18] kompensiert Zeitverzögerungen aufgrund begrenzter Aktordynamik oder erlaubt die Vorausberechnung nach einer optimalen Ansteuerstrategie. Damit entsteht bereits heute ein wesentlicher Zugewinn an Schwin-

gungskomfort, da im Aufbaufrequenzbereich die Beschleunigungswerte um deutlich mehr als die Hälfte gegenüber einem bereits komfortablen Verstell-dämpfungssystem reduziert werden können [j-Wmc13]. Auch im Hinblick auf das autonome Fahren werden störende Fahrbahnanregungen sehr effektiv vom Fahrzeugaufbau ferngehalten.

Der elektrische Spitzenleistungsbedarf zur Systemdimensionierung richtet sich vorrangig nach den Extremmanövern der aktiven Fahrsicherheit und liegt typischerweise auf dem Niveau der Fahntriebsleistung bei Landstraßenfahrt. Damit lässt sich auch eine schnelle Anhebung aus abgesenktem Aufbauniveau bei induktiven Laden während der Fahrt realisieren, bei Verfügbarkeit einer entsprechend weit vorausschauenden Sensorik.

Ein System mit sehr hoher Stelldynamik ist die zu Forschungszwecken prototypisch realisierte Aktivfederung der Firma Bose [j-Jon05]. Die Integration des elektrischen Linearmotors zur dynamischen Aktivkraftherzeugung in die Radführung ist in Abbildung 3.1.2 zu sehen. Die Linearmotoren erzeugen direkt eine elektromagnetische Kraft zwischen Rad und Aufbau. Wegen des minimalen Zeitverzuges des Kraftaufbaus wird für die direkte Kompensation von Unebenheiten in Fahrdemonstrationen die Radvertikalbeschleunigung anstelle einer Vorausschau verwendet.

Der Aktor ist auch für die hohen Kräfte zur Aufbauhorizontierung bei Fahrdynamikmanövern ausgelegt. Aufgrund der geringen Kraftdichte im Vergleich zur Hydraulik sind die erforderlichen Linearmotoren schwer, groß und wegen der Materialien sowie der Bearbeitungspräzision extrem kostenintensiv. Entsprechend der Eintauchtiefe des Läufers ist immer nur ein Teil des gesamten Magnetfeldbereichs zur Kraftherzeugung nutzbar. Mit der konstruktiven Vergrößerung des Federwegs wächst die Linearmotorlänge entsprechend. Sehr wahrscheinlich liegen die Kosten für ein solches Aktivfederungssystem höher als für den Fahrzeugantrieb. Ein weiteres Forschungssystem mit Linearmotoren wurde von der TU Eindhoven entwickelt [j-Pau06; j-Pau10].

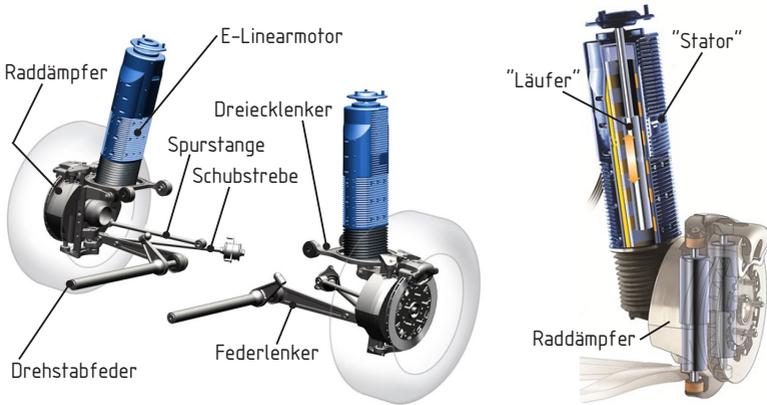


Abbildung 3.1.2: Elektromechanisches Federungssystem der Firma BOSE [j-Jon05] an einer Hinterachse. Die Drehstabfeder übernimmt die statische Last und Grundfederung. Der Linearmotor erzeugt hochdynamische Kräfte zur Horizontierung des Aufbaus und zur Kompensation von Fahrbahnunebenheiten. Der Raddämpfer besteht aus einer Tilgermasse mit Feder und Dämpfer.

Für das Absenken beim induktiven Laden im Stand oder das Anheben beim Wechseln von Antriebsmodulen ist ein gegenüber heutigen Standardfahrwerken wesentlich vergrößerter Federweg in beide Richtungen erforderlich. Ein Fahrzeug, das einen vergleichsweise großen Federweg im Stand und bei Schrittgeschwindigkeit zulässt, ist der Citroën CX (1974) in Abbildung 3.1.3, dessen hydropneumatische Federung einen Niveaueinstellbereich von zirka 20 cm aufweist. Die minimale Bodenfreiheit liegt bei 9 cm, die maximale bei knapp 30 cm. Die an der Doppelquerlenkervorderachse dabei auftretende kinematisch Spurweitenänderung von zirka 15 mm wird durch die Querelastizität der hohen Reifenseitenwand zwischen Felge und Gürtel ausgeglichen, so dass es effektiv zu keiner Behinderung der Niveaueinstellung durch Querverspannen der Achse kommt, wie es bei Verwendung heutiger Niederquerschnittsreifen auftreten würde. Die Längslenkerhinterachse weist prinzipbedingt keine Spurweitenänderung auf.



Abbildung 3.1.3: Citroën CX (1974) mit zirka 20 cm Niveaustellbereich der hydro-pneumatischen Federung [g-Cmw19]. Dargestellt sind maximale Ein- und Ausfederung.

Ist das Hochniveau noch bei langsamen Überfahren großer Hindernisse praktisch, so ist das statische Tiefniveau ein Nebenprodukt des bei den Citroën-Fahrzeugen dieser Zeit vorgesehenen großen Federwegs mit geringer, aber progressiv ansteigender Aufbaufederrate der hydropneumatischen Federung für beeindruckendes Schluckvermögen auf welligen Straßen. Eine Niveauregulierung erhält beladungsunabhängig den vollen Federweg. Das Grundprinzip einer weichen Federung mit großen Federwegen für wenig Störeintrag in den Aufbau findet hier auch praktische Bestätigung. Die Weichheit der Federung bewirkt naturgemäß große Aufbaubewegungen bei Kurvenfahrt. Eine Erweiterung des Hydropneumatiksystems auf aktive Aufbauhorizontierung ist jedoch nicht auf einfache Weise möglich.

Im Hinblick auf den Systementwurf kann eine Hydropneumatik zum Tragen der statischen Last und für eine niederdynamische Niveaueinstellfunktion bei großen Federwegen und geringer Grundfedersteifigkeit eingesetzt werden. Ebenso eine Luftfederung, jedoch mit größeren Einschränkungen aufgrund des geringen Maximaldrucks und des Bauraumbedarfs der Bälge. Die elektrohydraulische Aktivkraftaktorik des Mercedes-Benz eABC-Systems ermöglicht eine nahezu einfederwegunabhängige Krafterzeugung und ist somit prinzipiell für größere Federwege geeignet. Auch die erweiterten Anforderungen an die Adaptionfähigkeit bei größerer Variation des Fahrzeuggewichts und an die Aufbauhorizontierung können erfüllt werden. Mit verringerter passiver Fe-

derrate und vergrößertem Schluckvermögen für langwellige Unebenheiten bei höherer Fahrgeschwindigkeit steigt der Leistungsbedarf an. Ist der vergrößerte E-Motor hydraulisch mit dem eigentlichen Kraftsteller verbunden, kann er an einem stellerfernen Ort verbaut werden. Bei mechanischer Leistungsübertragung muss der E-Motor mit Getriebe direkt am Steller befestigt sein. In heutigen Radführungen ist der Bauraum im Bereich des Federbeins und des Stabilisators äußerst begrenzt, damit auch die Möglichkeit zur Vergrößerung des E-Motors mit seiner ohnehin geringen volumenbezogenen Kraftdichte.

Die direkte elektromagnetische, hochdynamische Aktivkrafterzeugung besitzt keine nachteilige Zusatzsteifigkeit und ist in ihren Eigenschaften praktisch temperaturunabhängig im Vergleich zu Systemen mit hydraulischen Komponenten und Gasvolumen. Diese Vorteile sind aber nur realisierbar, wenn ein Konzept gefunden wird, dessen Aktorik eine passend dimensionierte Kombination aus Elektromotor und mechanischer Übersetzung aufweist, die sich in eine dafür geeignete Gesamtfahrwerkstruktur einfügt und bei der die negativen Einflüsse aus Trägheit und Übersetzungselastizität begrenzt sind.

3.2 Lenksystem für hohe Manövrierbarkeit

Heutige PKW-Vorderachsen realisieren typischerweise Radlenkwinkel bis 50° . Eine erlebbare Verringerung des Wendekreises ermöglichen bereits die aktuellen Hinterachsenlenkungen mit Winkeln bis $\pm 5^\circ$. Größere Winkel sind wegen der Radlenkeranordnung heutiger Hinterachsen schwer zu realisieren.

Ein nächster Schritt zu deutlich verbesserter Manövrierfähigkeit ist beispielsweise die Vorderachse des ZF Intelligent Rolling Chassis (2017) [i-Zfi18] in Abbildung 3.2.1 mit 75° Radlenkwinkel. Mit vergleichbarem Winkelbereich und vier individuell lenkbaren Rädern realisiert der Pivo 2 in Abbildung 3.2.2 einen Wendekreis von vier Metern. Über das Fahrwerk selbst gibt es keine Informationen.



Abbildung 3.2.1: Vorderachse des ZF Intelligent Rolling Chassis der Zahnradfabrik Friedrichshafen mit 75 Grad Vorderradlenkwinkel [i-Zfi18].

Für hohe Manövrierbarkeit mit Realisierung der Querrfahrt wie beispielsweise im Konzeptfahrzeug Nissan Pivo 2 in Abbildung 3.2.2 sind radindividuell stellbare Winkel von 90° nötig; eventuell mit geringem Zuschlag für Lenkkorrekturen.

Auch das ROboMObil [k-Bre11] des DLR in Abbildung 3.2.3 verfügt über eine Querparkfunktion nach Schwenken der Räder um 90° im Stillstand. Antrieb, Lenkung und Bremse sind im Rad untergebracht. Das Federelement wird vom unteren Querlenker über ein Pushrod betätigt, um Raum für den Radeinschlagwinkel zu schaffen.

Mit dem Ziel eine fahrzeugtaugliche Technologie für zukünftige urbane Elektrofahrzeuge zu entwickeln, wird im Projekt Omnisteer [i-Omn18; i-Han18] ein neuartiges Fahrwerksystem erarbeitet, das radindividuelle Lenkwinkel im Bereich $\pm 90^\circ$ ermöglicht. In einem integrierten Entwurf des Radmoduls wirken Radnabenantrieb, Lenkungssteller, neuartige Radführungsmechanik und Aktorik koordiniert zusammen, um extreme Manövrierbarkeit zu realisieren wie in Abbildung 3.2.4 beispielhaft dargestellt.



Abbildung 3.2.2: Nissan Konzeptfahrzeuge. Pivo 3 (2011) Wendekreis 4 m, Radlenkwinkel kleiner 90 Grad, [i-Npt11]. Pivo 2 (2007) mit Querparkfunktion [i-Npt07].



Abbildung 3.2.3: Das ROboMObil des DLR. Antriebsmotor und Lenkaktor sind im Rad untergebracht, [k-Bre11]. Die Federung wird über ein Pushrod betätigt, um Raum für große Radlenkwinkel zu schaffen.

Kommend aus der Robotik demonstriert das EO smart connecting car (EOsc, 2012) in Abbildung 3.2.5 des Deutschen Forschungszentrums für künstliche Intelligenz (DFKI) extreme Manövrierbarkeit nicht nur für ein Einzelfahrzeug, sondern auch im mechanisch gekoppelten Verbund [k-Jah12; k-Yuk14]. Die nabenangetriebenen Räder können in einer Drehrichtung bis 90° individuell gelenkt werden. Für diese und weitere Funktionen werden pro Radaufhängung vier koordiniert angesteuerte Linearaktoren eingesetzt. Ein serienfähige Umsetzung ist aufgrund der Systemkomplexität in naher Zukunft vermutlich nicht zu erwarten.

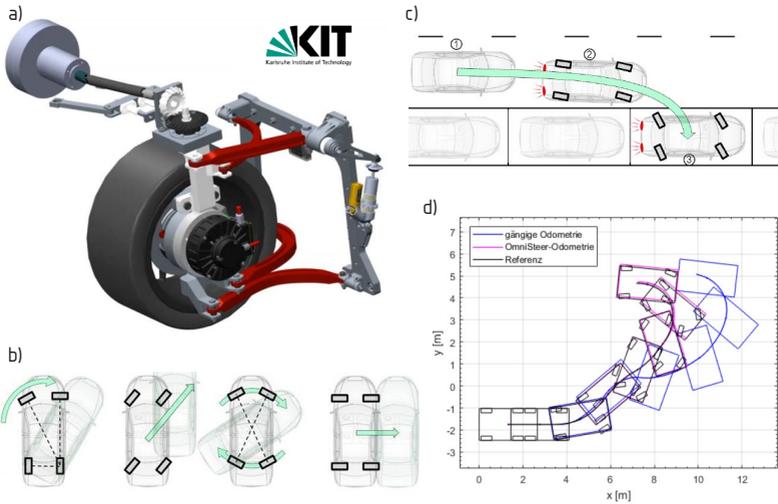


Abbildung 3.2.4: Projekt Omnisteer des KIT [i-Han18]. a) Neuartige Radführung mit Radnabenantrieb für 90 Grad Radlenkwinkel in beide Richtungen. b) Beispiele für Bewegungsrichtungen und Drehpole. c) Einziges Vorwärtseinparken in seitliche Parklücken. d) Vorgabe und Einhaltung von Position und Orientierung des Fahrzeugs beim Einparkvorgang in eine Parklücke am gegenüberliegenden Fahrbandrand.

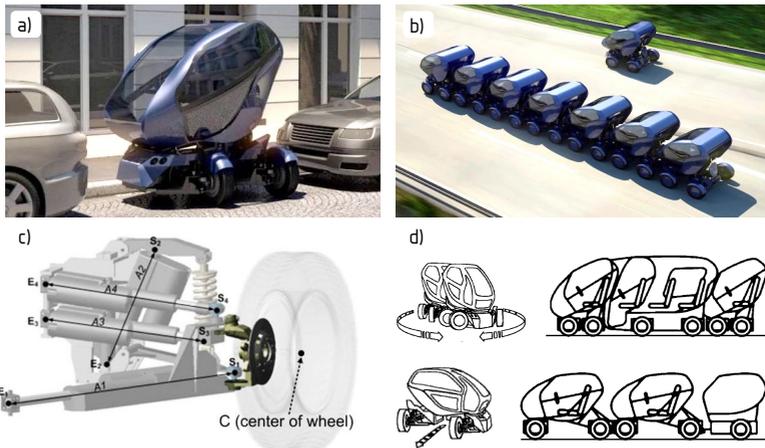


Abbildung 3.2.5: EO smart connecting car (EOsc) des DFKI [k-Jah12]. a) Querfahrt und Radstandsverkürzung um 80 cm. b) Fahrzeugenverband für mehr Flächentransportleistung. c) Achsmodul mit vier Aktoren. d) Fahrzeugkombinationen und Manöver.

Für den Systementwurf bleibt festzuhalten, dass es noch kein Serienfahrwerkssystem mit radindividuell sehr großen Lenkwinkeln gibt. Die Konzeptsysteme nutzen Radnabenantrieb, um durch Entfall der Antriebswelle eine Radführung für großen Radlenkwinkel zu realisieren. Bemerkenswert am Omnisteer-Konzept ist die Übertragung des Lenkwinkels über eine Gelenkwelle auf den Radträger. Beim EOsc ist ein Lenkwinkel von 90° nur in einer Radlenkrichtung stellbar, womit kein einzügiges Vorwärtsparken in seitliche Parklücken möglich ist. Beim Querparken muss das EOsc anhalten, um die Räder einzuschlagen. Inwieweit die beiden Konzepte auch auf vergrößerte Federwege adaptierbar sind, ist offen.

3.3 Gesamtfahrwerk

Bei den erweiterten Funktionsanforderungen der Gruppe Gesamtfahrwerk soll zunächst kurz auf Fahrwerke eingegangen werden, die den selbsttätigen Wechsel von Modulen des Fahrzeugs unterstützen. Beispielsweise kann der Ruthmann Cargoloader in Abbildung 3.3.1 Transportmodule wechseln [i-Rcl18]. Seine Längslenkerhinterachse ermöglicht den Wechsel des Moduls direkt auf der Fahrbahn ohne weitere Vorrichtungen. Auch ein hohes Anheben auf das Niveau einer LKW-Laderampe ist wegen der Längslenkerhinterachse ohne Verspannung der Räder möglich.



Abbildung 3.3.1: Ruthman Cargoloader mit 1,6 m Ladeflächenhubhöhe [i-Rcl18].

Das Mercedes-Benz Konzeptfahrzeug Urbanetic (2018) in Abbildung 3.3.2 zeigt eine autonom fahrende Fahrzeugplattform, die Wechselmodule für Waren- und Personentransport aufnehmen kann [i-Dai18]. Nähere Informationen zur Fahrwerktechnik gibt es bisher nicht.

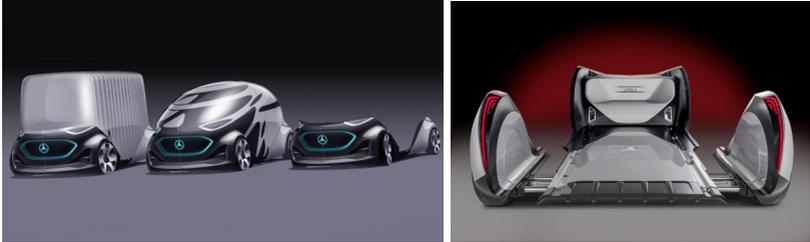


Abbildung 3.3.2: Mercedes-Benz *Vision URBANETIC* (2018). Autonome Fahrplattform mit Wechselladungen [i-Dai18].

Einzelradantrieb für hohe Manövrierbarkeit erfordert in Richtung und Betrag verschiedene Radantriebsmomente. Sind keine Radnabenmotoren vorgesehen, hat diese Funktionserweiterung Einfluß auf das Gesamtfahrwerk, da die Anordnung der Antriebsmaschinen und nötiger Getriebe, Kupplungen und Wellen Auswirkungen auf Bauraum und Struktur des Fahrwerks hat. Ein extremes, aber anschauliches Beispiel ist das Konzeptfahrzeug Jeep Hurricane (2005) in Abbildung 3.3.3, das ein Wenden auf der Stelle erlaubt.

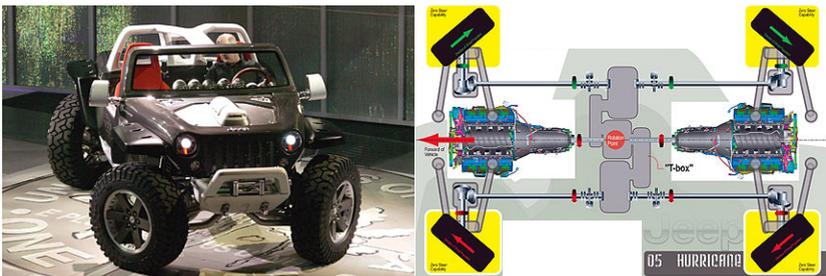


Abbildung 3.3.3: Konzeptfahrzeug Jeep Hurricane (2005) und Struktur des Antriebsstrangs für die Funktion des Wendens auf der Stelle [i-Jhu15].

Ein möglichst flach bauendes Fahrgestell stellt eine hohe Anforderung an die Struktur des Gesamtfahrwerks dar. Erhältliche Elektrofahrzeuge weisen konventionelle Fahrwerke mit meist hoch am Aufbau angeordneten Federbeinen oder oberen Lenkerebenen auf. Ohne vollautomatisches Fahren besteht kein akuter Bedarf an neuen Raumkonzepten. Das General Motors Konzeptfahrzeugs Hy-Wire (2002) in Abbildung 3.3.4 demonstriert dass ein flach bauendes Fahrgestell alle Aggregate mitsamt Fahrwerk aufnehmen kann, um so eine universell einsetzbare E-Fahrzeugplattform für unterschiedliche, über Gummilager isolierte Aufbauten mit neuen Raumkonzepten zu schaffen. Es gibt keine mechanische Verbindung zur Lenkung. Die gewählten Doppelquerlenkerachsen mit tiefer oberer Lenkerebene und Frontantrieb verhindern die Erweiterung auf große Federwege und Radlenkwinkel zur Steigerung von Manövrierbarkeit und Fahrkomfort.



Abbildung 3.3.4: General Motors Brennstoffzellen-Konzeptfahrzeug Hy-Wire (2002) mit flachbauendem Fahrgestell und neuem Raumkonzept [i-Gch02].

Beim sehr flach bauenden Fahrgestell des allradgetriebenen Citroën Mehari (1968) in Abbildung 3.3.5 werden alle Räder einzeln von einem Längslenker geführt und weisen große Federwege auf. Aufgrund der konzentrischen Anordnung von Lenkerlager und Zahnstange ist der Radlenkwinkel vom Federweg entkoppelt. Die Federelemente sind horizontal seitlich am Rahmen befestigt und über Stahlseile mit den Lenkern verbunden. Auch die Dämpfer liegen horizontal. Es ist leicht vorstellbar, die Vorderachse auch als gelenkte Hinterachse einzubauen und auf Einzelradlenkung überzugehen. Die notwendige steife Lagerung der Längslenker an den Tragrohren des Rahmens verhindert eine gute Isolation von Rad- und Reifenschwingungen beispielsweise bei Stoßkantenüberfahrten.

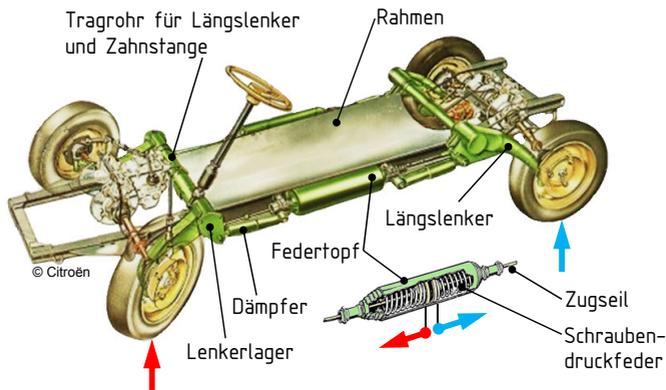


Abbildung 3.3.5: Flachbauendes Fahrgestell des Citroën Mehari (1968) mit Längslenkern und horizontal angeordneter Federung auf Basis des Citroën 2CV (1949) [g-Cmw19].

Sieht man einen Fahrwerkrahmen vor, kann der Aufbau über Gummielemente gegen höherfrequente Schwingungen isoliert werden. Beispielsweise verfügt der Citroën CX (1974) in Abbildung 3.3.6 über einen teiltragenden Fahrwerkrahmen und eine darauf abgestimmte Karosseriesteifigkeit. Damit ist eine präzise Anbindung der Fahrwerklenker für große Federwege bei kompakt bau-



Abbildung 3.3.6: Teiltragender Fahrwerkrahmen des Citroën CX (1974) zur Isolation des gummigelagerten Aufbaus gegen Anregungen von Antrieb und Rädern [g-Cmw19].

enden Federelementen möglich. Die Abkopplung isoliert die Karosserie nicht nur gegen die Abrollhärte der kurz vor Beginn der Fahrzeugentwicklung eingeführten Stahlgürtelreifen sowie gegen Antriebsstrangschwingungen.

Das BMW Leichtbau-Forschungsfahrzeug Z22 [i-Bmw90] nutzt das Konzept nach Abbildung 3.3.7, bei dem die Kabine aus Faserverbundwerkstoff in den Schwingungsknoten des Aluminiumrahmens gelagert wird, um wenig Vibrationen aus der elastischen Deformation des Rahmens in die Kabine einzuleiten.

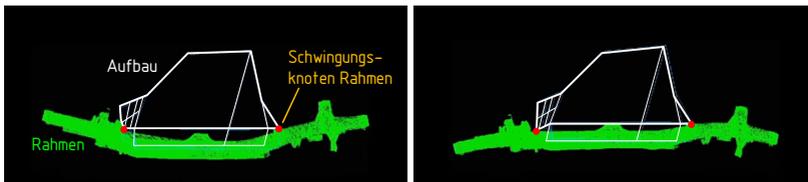


Abbildung 3.3.7: BMW Forschungsfahrzeugs Z22 (1990) mit Lagerung der Aufbaukabine in den Schwingungsknoten des Fahrwerkrahmens [i-Bmw90].

Im Hinblick auf den Systementwurf belegt die Recherche die Realisierbarkeit eines flach bauenden Fahrgestells, das auch die Funktionserweiterungen hinsichtlich Fahrkomfort, Manövrierbarkeit und Antriebsmodulsystem integrieren kann.

3.4 Integriertes Schienenfahrwerk

Eine Schiene definiert Ort und Orientierung eines Fahrzeugs im Raum entlang des Schienenwegs und gibt damit die Sollspur des Fahrzeugs vor. Eine Spurabweichung erzeugt Kräfte an den Querführungskontaktelementen. Zur Vermeidung von Gleitgeschwindigkeiten zwischen Kontaktelement und Fahrweg werden dafür Rollen eingesetzt, die zusätzlich zur Dämpfung von Abrollgeräuschen und zum Ausgleich von Bautoleranzen oft gummibereift werden. Wirken die Querkontaktkräfte auf ein mechanisches Lenksystem zur Erzeugung von Reifenseitenkräften durch Radlenken spricht man von Zwangslenkung. Dabei sind die lenkungsstellenden Querkontaktkräfte im Verhältnis zu den Reifenseitenkräften gering. Bei der Zwangslenkung hängt die Sicherheit der Spurführung vom Reibkontakt zur Fahrbahn ab. Hingegen hat die sogenannte Zwangsführung Formschlußcharakter. Deren Querkontaktkräfte richten den Aufbau kinematisch direkt oder über Drehgestelle in Spurrichtung aus, ohne an den un gelenkt befestigten Rädern relevante Schräglaufwinkel zu erzeugen. Bei mechanischen Zwangslenkungssystemen ist ein Abkommen von der Schienenspur im regulären Betrieb nicht möglich. Eine Mischform liegt vor, wenn eine Querkontaktkraft einen elastisch gelagerten Achsträger geringfügig lenkt. Im Folgenden werden Ausführungsformen der mechanischen Querführung von gummibereiften Fahrzeugen im Hinblick auf ihre Eignung zur Integration in ein Straßenfahrwerk bewertet.

Die Abbildung 3.4.1 zeigt ein durch Querführungsräder gelenktes Metro-Drehgestell. Auf der Achse der Tragräder sind Stahlräder mit Spurkranz angebracht, um auf Weichen die Führung durch Eisenbahnschienen zu übernehmen, die in den Metrofahrweg integriert sind. Entlüftet ein Tragreifen, übernimmt das Stahlrad die Traglast. Eine direkte Übernahme dieser Struktur in ein Straßenfahrwerk ist unwahrscheinlich. Interessant ist aber die Anordnung von Tragrad und Querführungsräder, das von einer Kontaktkante am Schienenaußenrand geführt wird.

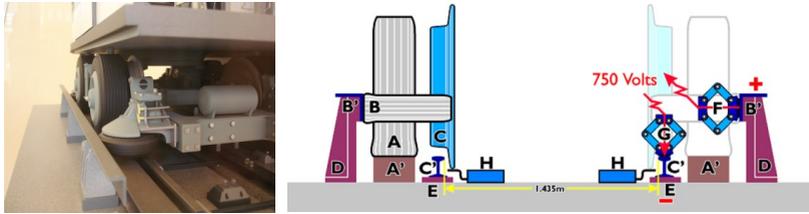


Abbildung 3.4.1: Gummibereiftes Schienenfahrwerk der Pariser Metro. Links: Modell im Musée des Arts et Métiers, Paris [i-Mer15]. Rechts: Elemente des Schienenfahrwerks A: Trag- und Antriebsrad auf Fahrbahn (A'). B: Gummi-Querführungsrad an der Querführungsschiene (B'). C: Stahlrad mit Spurkranz für Stahlschiene (C') bei Weichenfahrt und Reifenluftverlust. D-G: Fahrstromversorgung und Isolation. H: Kontaktschalter zum Stahlrad bei Tragrad-Druckverlust [i-Esti15].

Bei Einschienenbahnen findet man unterschiedlichste Varianten von Zwangsführungen. Weit verbreitet ist das in Abbildung 3.4.2 dargestellte ALWEG-Fahrwerk [i-Mos18], bei dem in zwei Horizontalebene angeordnete Querführungen auch die Abstützung des Aufbauwankmoments übernehmen, weshalb die Schiene sehr schmal, aber entsprechend hoch ausfällt. Damit ist dieses Prinzip jedoch für eine Integration in ein Straßenfahrwerk ungeeignet. Beim Fahrwerk-Fahrwegsystem des Vectus PRT rechts in Abbildung 3.4.2 wird das Wankmoment über die breitspurigen Tragräder abgestützt.

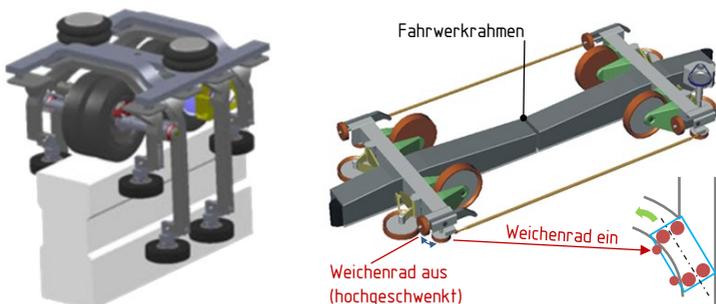


Abbildung 3.4.2: Links: Gummibereiftes Monorail-Drehgestell Typ ALWEG [i-Mos18] mit Abstützung des Wankmoments durch Querführungsrollen. Rechts: Monorail-Chassis des Vectus PRT [i-Vec19] mit schaltbaren Querführungsrollen für Weichenfahrt.

Für die Querführung sind je Achse zwei Hauptquerführungsräder direkt am Rahmen des Fahrgestells angebracht. Bei Weichenfahrt übernimmt kurzzeitig je Achse kurveninnen ein nach unten schwenkendes kleines Querführungsrad die Aufgabe des kontaktlosen kurvenäußeren Hauptquerführungsrades. Aufgrund der flachen Bauweise mit Anordnung der Querführungsräder nahe den Tragrädern bei relativ zur Fahrzeugbreite geringer Schienenbreite, kann dieses Prinzip für eine Integration in ein Straßenfahrwerk interessant sein.

Bei dem in Abbildung 3.4.3 a) dargestellten Zweibeugebus [i-Jdm18] wird nach Ausrichten und Anhalten des Fahrzeugs das getrennt vom Straßenfahrwerk am Rahmen befestigte Schienenfahrwerk nach unten ausgefahren. Die Straßenvorderachse hebt ab. Das Schienenfahrwerk der Hinterachse dient zur Querführung. Die Hinterreifen übertragen die Längskräfte auf die Schiene.

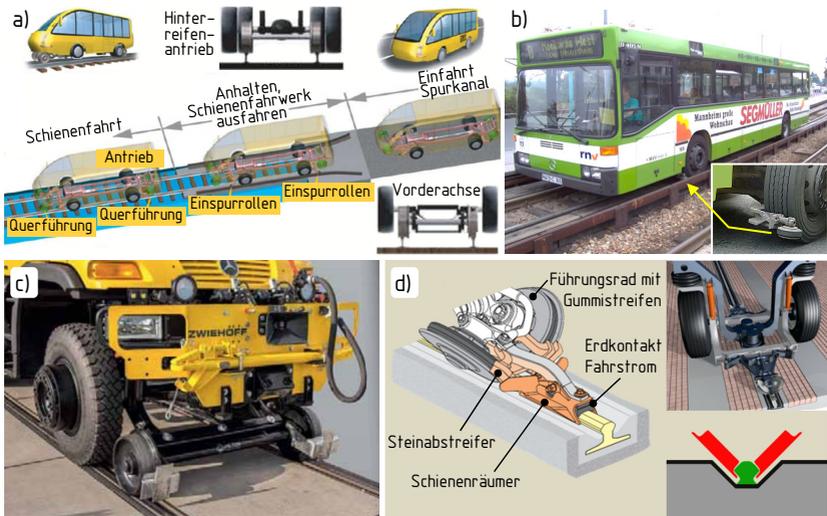


Abbildung 3.4.3: a) Japanischer Zweibeugebus mit ausfahrbarem Schienenfahrwerk [i-Jdm18]. b) Spurbus mit Zwanglenkung der Vorderachse durch Querführungsrollen [i-Sbu18]. c) Wartungsfahrzeug mit absenkbarer Querführungsrollen mit Spurkranz, Tragen und Antreiben über spurverkleinerte Straßenachse [i-Zwi18]. d) Translohr-System mit Drehgestelllenkung für gummibereifte Leichtstraßenbahnen [i-Ntl18].

Für Wartungs- oder Rettungsfahrzeuge nach Abbildung 3.4.3 c) gibt es halbintegrierte mehrwegefähige Fahrwerke, die absenkbare Stahlräder mit Spurkanz für die Querführung auf Eisenbahnschienen aufweisen [i-Zwi18]. Die Gummireifen des in seiner Spur verringerten Straßenfahrwerks übertragen die Vertikal- und Längskräfte.

Eine einfache, aber hohe Integration des Schienenfahrwerks in das Straßenfahrwerk weist der Mercedes-Benz Spurbus in Abbildung 3.4.3 b) auf, bei dem die Querführungsrollen am Radträger die Vorderachse zwangsgelenken [b-Hoe95; i-Sbu18]. Aufgrund der Abmessungen kann der Spurfahrweg zwar direkt in vorhandenen Bahngleisstrecken integriert werden, jedoch übertrifft seine Breite die des Fahrzeugs. Beim Translohr-System für gummibereifte Leichtstraßenbahnen in Abbildung 3.4.3 d) umgreifen die Querführungsscheiben eine fahrbahnmittig verlegte Führungsschiene. Die Führungsvorrichtung lenkt einen Starrachskörper, der über ein Drehschemel oder ein Führungsgestänge mit dem Wagenkasten verbunden ist.

Von Palle R. Jensen wurde das Mehrwege-Verkehrssystem Rapid Urban Flexible (RUF) in Abbildung 3.4.4 entworfen [k-Jen97; i-Jen06] und ein Fahrzeug-Prototyp für Teststreckenbetrieb realisiert. Der schmale dreieckige Schienenquerschnitt besitzt eine hohe Biegesteifigkeit für große Spannweiten. Die beträchtliche Höhe ist aber auf Erdniveau in Zonen gemischten Fußgänger- und Fahrzeugverkehrs kaum zu überwinden.

Die Querführung des Fahrzeugs greift am vertikalen Steg der Schiene möglichst nahe am Fahrzeugschwerpunkt an, ebenso die Antriebs- und Bremskraft. Das Auffahren auf die Schiene soll damit sicher und ein Entgleisen im Betrieb unmöglich sein. Die Reibbremse wirkt direkt auf die Schiene. Der Raum für die hoch durch das Fahrzeug laufenden Schiene sowie für Schienen- und Querführungsrollen erfordert bereits für die Passagiere eine vergrößerte Fahrzeugbreite. Ohne Zunahme der Außenmaße sind heutige Nutzvolumen nicht zu erreichen. Schmale Fahrzeuge sind praktisch nicht realisierbar.

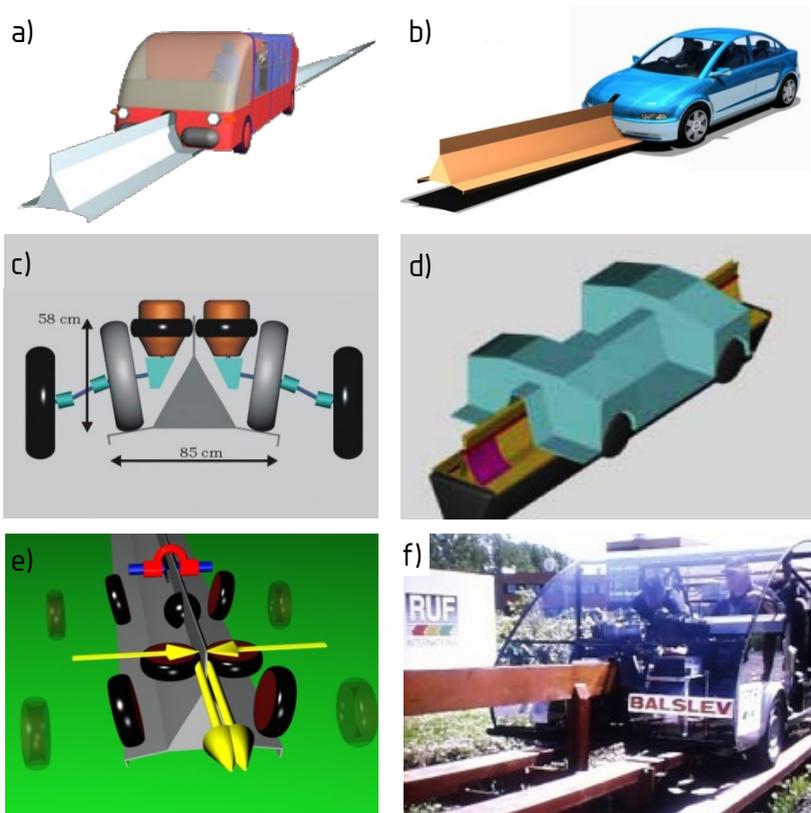


Abbildung 3.4.4: Rapid Urban Flexible RUF Transportsystem [i-Jen06]: a) Midi-Bus. b) PKW bei Schienenauffahrt. c) Anordnung von Straßen-, Schienenträg- und Querführungsrad mit Antrieb. d) Raumbedarf Fahrwerk und Antrieb. e) Querführung, Antrieb und Schienenbremse. f) Erprobungsbetrieb.

Das Schienenfahrwerk ist ohne Federung mit dem Aufbau verbunden. Wegen der hohen Position der Schiene im Fahrzeug liegt der tiefste Punkt der Schienenträger auf Höhe des Fahrzeugunterbodens. Eine Anpassung des Fahrzeugniveaus bei Schienenfahrt ist deshalb nicht erforderlich. Das Schienenfahrwerk ist nicht in das Straßenfahrwerk integriert.

Für das in den 1960er Jahren von Alden und Brush prototypisch realisierte Transportsystem staRRcar [j-Ped66; p-Sab68] entsprechend Abbildung 3.4.5 wurde ein gummibereiftes Schienenfahrwerk entworfen, mit dem auch eine kurze Straßenstrecke bis zum Schienenfahrweg zurückgelegt werden kann. Die dafür nötigen Spurweite führt hier allerdings zu einer breiten Schiene.

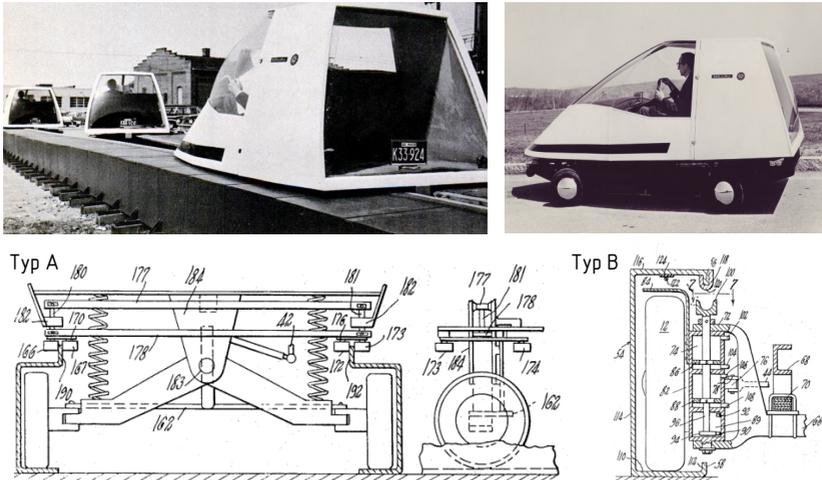


Abbildung 3.4.5: Mehrwegefahrzeug staRRcar (1966) [j-Ped66] und Auszüge aus der Patentschrift [p-Sab68]. Bei Ausführung B greift zum Lenken bei Weichenüberfahrt ein Abnehmer des Lenkgestänges in den Steg an der Schienenoberkante.

Für die Funktionsgruppe integriertes Schienenfahrwerk ist zusammenfassend festzustellen, dass es kein Schienenfahrwerk gibt, das gut in ein Straßenfahrwerk integriert ist und gleichzeitig eine schmale Schiene aufweist. Die vergleichsweise schmale, dreieckige RUF-Schiene verläuft mitten durch das Fahrzeug und verhindert damit einen flachen Unterboden. Wertvoller Innenraum geht verloren. RUF, Spurbus und staRRcar erlauben einen Wechsel von Straße zu Schiene während der Fahrt. Das Translohr-Fahrwerk ist bisher nicht für Straßenfahrt ohne Schienenführung vorgesehen. Das staRRcar-Fahrwerk ist

für längere Straßenstrecken und wellige Fahrbahnen noch wenig geeignet. Das Schienenfahrwerk des Vectus PRT vereint eine schmale Schiene mit flacher Bauhöhe des Schienenfahrwerks. Bemerkenswert ist noch, dass gummibereifte Führungsräder neben der Metrobahn auch für Spurbus- und Translohr-Fahrwerke im regulären Fahrbetrieb verwendet werden. Generell bleibt für den sicheren Fahrzeugbetrieb auf schmalen, aufgeständerten Schienen praktisch nur die Zwangsführung, da bei fahrbahnreibwertabhängiger Zwangslenkung zusätzliche mechanische Querkontaktelemente ein Verlassen des Schienenfahrwegs zuverlässig verhindern müssten.

3.5 Fazit zum Stand des Wissens

Über alle Funktionsgruppen hinweg findet man für jede Funktionsanforderung aus Tabelle 2.9 ein Fahrwerkssystem, das diese eine Anforderung direkt oder vorhersagbar nach Modifikation erfüllen kann. Bis auf das flach bauende Fahrgestell mit großen Federwegen des Citroën Mehari gibt es kein Serienfahrwerk, das zwei und mehr der Anforderungen zusammen erfüllt. Für das Konzeptfahrwerkssystem des EO Smart Connecting Car mit Fokus auf Manövrierbarkeit müsste eingehender untersucht werden, ob das Fahrwerk mit seiner Vielzahl von Aktoren tatsächlich auf stark vergrößerte Federwege angepasst werden kann. Vielleicht gelingt es auch, ein Schienenfahrwerk zu integrieren. Entsprechendes gilt für das Fahrwerk des ROboMOBils bei Skalierbarkeit auf höhere Fahrzeuggewichte und Integration eines Schienenfahrwerks.

Als Fazit der Analyse zum Stand des Wissens ist festzustellen, dass kein Konzept für ein Fahrwerk bekannt ist, das alle Funktionsanforderungen mit heute oder in naher Zukunft verfügbaren Komponenten erfüllt, weshalb im folgenden Kapitel ein Systementwurf mit eben diesem Ziel durchgeführt wird.

Aus der Betrachtung der bekannten Fahrwerksysteme hinsichtlich ihrer Erweiterbarkeit folgt bereits eine wichtige Erkenntnis für den Systementwurf:

Die bisherige Vorgehensweise, alle Grundfunktionen des Fahrwerks rein mechanisch zu gewährleisten, lässt aufgrund der dafür nötigen Mechanikstrukturen in der Regel nur die zusätzliche Erfüllung einer erweiterten Anforderung zu; eventuell schon mit Abstrichen bei den Grundeigenschaften. Nutzt man aktive Systeme bereits für die Grundfunktionen, entsteht möglicherweise Gestaltungsspielraum für eine mechanische Struktur des Fahrwerks, mit der alle erweiterten Funktionsgruppen-Anforderungen erfüllt werden können.

4 Integrierter Entwurf des Fahrwerksystems

Die in Tabelle 2.9 zusammengefassten Erweiterungen der Fahrwerkfunktionsgruppen bilden zusammen mit den Erkenntnissen aus dem Stand des Wissens die Grundlage für den integrierten Entwurf, bei dem Mechanik, Aktorik und Regelung bereits für die Realisierung der Fahrwerk-Grundfunktionen gleichrangig kombiniert werden, um den nötigen Gestaltungsspielraum zur Erfüllung möglichst aller geforderten Funktionserweiterungen zu erlangen.

4.1 Vorgehen

Um den weiten Raum der vielen kombinierbaren und damit zu bewertenden Teillösungen für den Systementwurf überhaupt kanalisieren zu können, wird zuerst eine Priorisierung der erweiterten Fahrwerkfunktion aus Tabelle 2.9 vorgenommen. Eine weitere notwendige Konkretisierung für die funktionale Auslegung der Teilsysteme ist die Festlegung von Fahrzeughauptabmessungen.

4.1.1 Priorisierung der erweiterten Fahrwerkfunktionen

Die Reihenfolge der Tabelle 2.9 zeigt bereits die Einordnung der Funktionsgruppenerweiterungen nach abnehmender Priorität, wobei die beiden ersten Gruppen *Aktive Federung mit großem Federweg* und *Lenksystem für hohe Manövrierbarkeit* gleichrangig sind, da sie den meisten Mehrwert für die nahe

Zukunft schaffen. Die Erweiterung flachbauende Fahrwerkstruktur der Gruppe *Gesamtfahrwerk* soll nur bei Verträglichkeit mit den beiden höherpriorisierten Gruppen realisiert werden. Die Funktionserweiterung Einzelradantrieb für Manövrierbarkeit ist unabdingbar für das Lenksystem.

Da nicht vorhergesagt werden kann, ob ein Antriebsmodulsystem oder ein Mehrwegeverkehrssystem überhaupt existieren werden, darf die Umsetzung der zugehörigen Funktionserweiterung aus den Gruppen *Gesamtfahrwerk* und *Integriertes Schienenfahrwerk* die höherpriorisierten Gruppen und damit das Straßenfahrwerk nicht nachteilig beeinflussen. Optional soll ein direkter Radantrieb durch einen Verbrennungsmotor möglich sein.

4.1.2 Fahrzeughauptabmessungen und Voraussetzungen

Die auslegungsrelevanten Fahrzeugparameter der Konstruktionslage sind in Tabelle 4.1 zusammengestellt. Die Massengeometrie steht für eine typische Antriebsystemausstattung. Der Radstand ist im Hinblick auf neue Fahrzeugkonzepte mit größerem Innenraum auf 3 m festgelegt. Beides entspricht auch den Werten heutiger Oberklasselimosinen, was den Vergleich des Schwingungskomforts erleichtert. Die aerodynamischen Parameter sind hauptsächlich für die Fahrleistungen von Interesse. Der konstruktive Federweg folgt aus dem erforderlichen Absetzen und Anheben beim Antriebsmodulwechsel. Ein erhöhtes Ausfederniveau wird beim Beladen, im Stadtfahrbetrieb und zur Sicherstellung der Bodenfreiheit auf sehr unebenen Fahrbahnen genutzt.

Ergänzend zu den priorisierten Funktionserweiterungen werden die folgenden weiteren Bedingungen vereinbart:

- Verwendung heutiger oder in naher Zukunft verfügbarer Technologien,
- Einzelradaufhängung mit Aktivfederung zwischen Rad und Aufbau,
- Lenksystem mit Einzelradlenkfähigkeit und mechanischer Rückfallebene,
- keine Funktionseinschränkungen gegenüber heutigen Fahrwerken.

Tabelle 4.1: Hauptabmessungen des Auslegungsfahrzeugs in Konstruktionslage.

Radstand	3000 mm
Spurweite	1700 mm
Gesamtgewicht	20000 N
Gewichtsverteilung VA:HA	55:45 %
Wank-, Nick-, Gierträgheit	1000, 4000, 4400 kgm ²
Schwerpunkthöhe	550 mm
Querschnittsfläche	2,4 m ²
Luftwiderstandsbeiwert	0,3
Bodenfreiheit	150 mm
Einfederweg	170 mm
Ausfederweg	200 mm
Radlenkwinkel kurveninnen	40 Grad
<i>abgeleitete Größen</i>	
stat. Radlast Vorderrad	5500 N
stat. Radlast Hinterrad	4500 N
dyn. max. Radlast aus Wankmoment (VA:HA 80:20)	±5000 N
dyn. max. Längskraft Bremsen	7300 N
dyn. max. Längskraft Antreiben	5600 N
Static Stability Factor	1,55

4.2 Konzeption Fahrwerkmechanik

Im Folgenden wird die mechanische Struktur einer aktiv gefederten Einzelradaufhängung mit radindividueller Lenkmöglichkeit entworfen. Entsprechend ihrer Hauptfunktionen Tragen, Führen, Antreiben wird zunächst die Lenkeranordnung zur Bewegung des Radträgers in Einfeder- und Lenkrichtung und danach die Struktur des Radantriebs gestaltet. Anschließend erfolgt die Gestaltung der Lenksystem-Mechanik. Damit liegen alle primären mechanischen Schnittstellen der Radaufhängung zum Fahrzeugaufbau fest.

4.2.1 Mechanik der Radführung

Heutige Mehrlenkerachsen besitzen wie in Abbildung 4.2.1 markiert einen kinematischen Gesamtfederweg von bis zu ± 100 mm. In erster Linie ist die Kinematik für einen konstanten Spurwinkel über dem gesamten Federweg ausgelegt [b-Mat07; b-Hef07; b-Bra11]. Um am kurvenäußeren Rad positiven Sturz zur Straße aus Aufbauwanken zu vermeiden, sorgt die Achskinematik für über Einfederung zunehmend negativen Sturzwinkel zum Aufbau. Die progressive Aufbaufederung begrenzt den realen Federweg, so dass die größeren, durch die Lenkerlängen bedingten, kinematischen Radstellungsänderungen an den Randbereichen nicht wirksam werden. Bei deutlicher Vergrößerung des Federwegs müssten die Lenkerlängen über den verfügbaren Bauraum hinaus zunehmen.

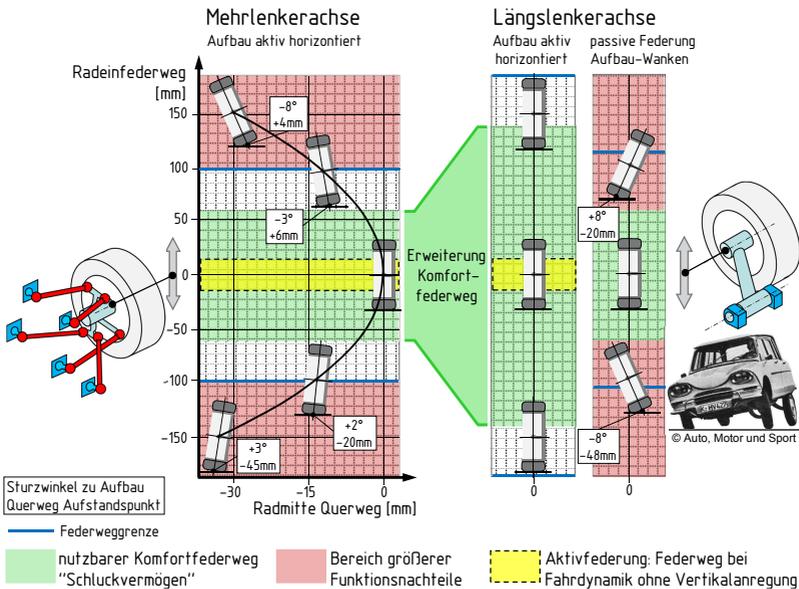


Abbildung 4.2.1: Radsturz und Querweg über Federweg. Mehrlenker-Achse bei aktiver Aufbauhorizontierung. Längslenkerachse mit und ohne Horizontierung.

Bei aktiver Federung mit Aufbau-Horizontierung zur Straße ist eine kinematische Sturzänderung über Einfederung nicht erforderlich. Die geringen Änderungen von Sturz und Radaufstandspunktquerweg über dem heute vergleichsweise kleinen Komfortfederwegbereich sind nicht nachteilig. Bei geforderten Niveauänderungen von mehr als 50 mm im Stand blockiert das achsweise Verspannen der Reifen aufgrund Querweg die Niveauänderung. Mit Verringerung des kinematischen Querwegs steigt die Sturzänderung, was bei vergrößertem Komfortfederweg zu unerwünschten Lenkeffekten und Reifenverschleiß während Radfederbewegungen auf großen Unebenheiten führt.

Eine Längslenkerachse in Verbindung mit Aufbauhorizontierung vermeidet aufgrund ihrer Spur- und Sturzkonzanz diese Nachteile bei vergrößertem Federweg. In passiv gefederten Fahrzeugen weisen Längslenkerachsen viele Funktionsnachteile auf, weshalb sie heute auch nur noch vereinzelt als nichtangetriebene Hinterachsen Verwendung finden. Eine aktive Federung kompensiert ihre ungünstige Brems- und Anfahrnickabstützung. Ihre nachteiligen elastokinematischen Spurwinkeländerungen können durch Einzelradlenkung egalisiert werden. Die gegenüber Mehrlenkerachsen steife Lagerung des Längslenkers erfordert eine weitere Isolationsebene zum Fahrzeugaufbau gegenüber Querfugenanregung und Abrollrauigkeit, worauf im Abschnitt Gesamtfahrwerkintegration 4.5 eingegangen wird. Da jede Radaufhängung über eine Aktivfederung und Radlenkung verfügt, wird für die Führung des gelenkten Radträgers eine Längslenkerschwinge nach Abbildung 4.2.2 festgelegt.

Ein Zahnriemen überträgt das Moment der aufbaufesten Antriebsmaschine auf die schwingen feste, längenvariable Antriebswelle. Über zwei Gleichlaufgelenke mit großem Beugewinkelbereich erfolgt die Übertragung zum Rad. Zwischen Riemen und Welle kann ein Planetengetriebe integriert werden. Eine einseitig aufbaufeste Lagerung der Antriebswelle würde neben ihrer noch größeren Beweglichkeit auch Befestigungsstrukturen für die Antriebsmaschinen oder Getriebe in Achsmitte erzwingen und damit weitere Bauraumabhängigkeiten erzeugen.

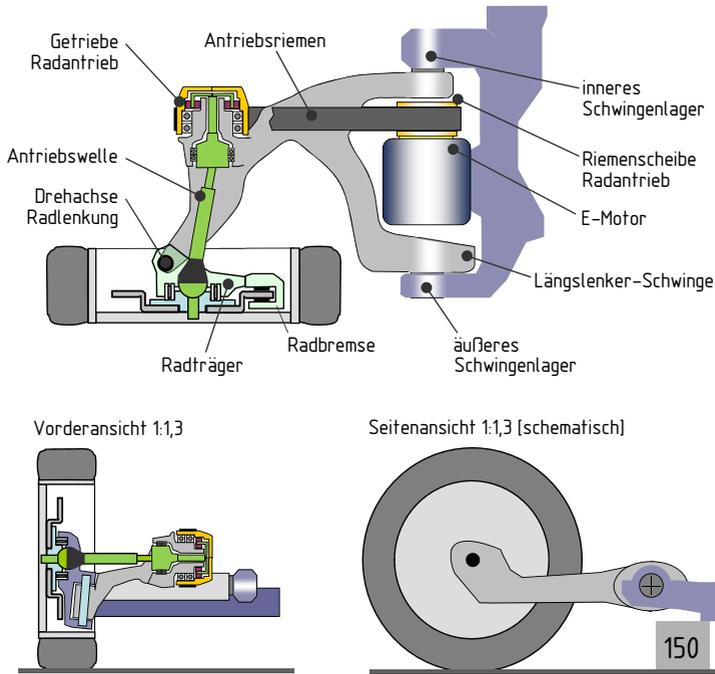


Abbildung 4.2.2: Struktur der Radführung für große Federwege und Radlenkwinkel.

4.2.2 Mechanik des Lenksystems

Das Lenksystem ermöglicht die Einzelradlenkung für Fahr- und Manövrierbetrieb sowie eine mechanische Verbindung der Vorderräder zum Lenkrad im Fehlerfall. Wie in Abbildung 4.2.3 dargestellt, wird das Radlenkgetriebe in die Längslenkerschwinge integriert. Ein Ritzel wirkt auf die Lenkzapfenverzahnung des Radträgers. Zur Entkopplung von Einfederung und Radlenkwinkel liegt das Gleichlaufgelenk auf der Schwingendrehachse. Eine Welle konstanter Länge überträgt den Lenkaktorwinkel auf das Ritzel. Im Anhang A.5 findet sich eine Variante mit Gestänge und eine Beispiel für ein Serienfahrzeug mit langen Lenkwellen.

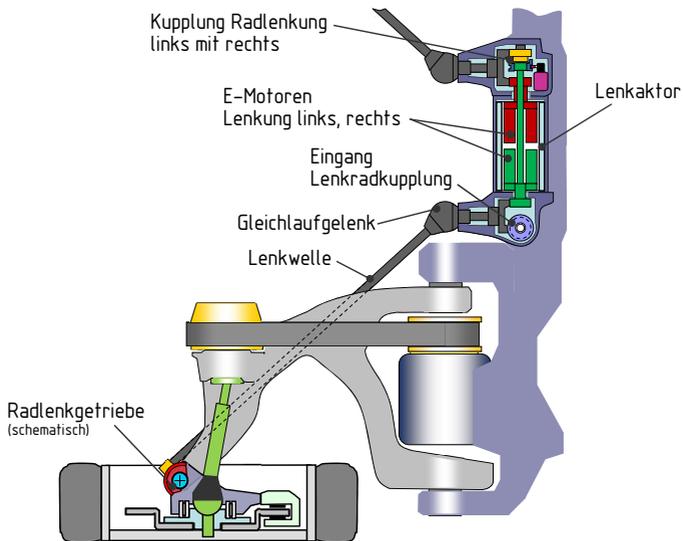
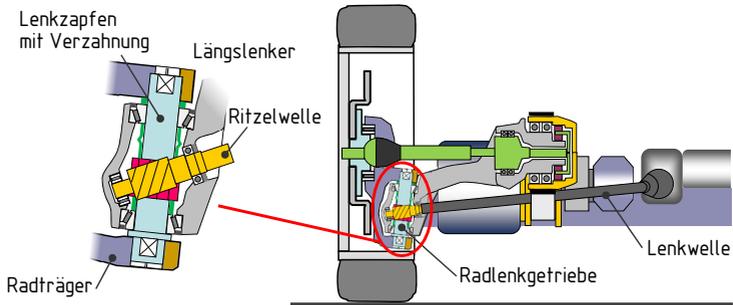


Abbildung 4.2.3: Lenkmechanik mit längslenkerfestem Radlenkgetriebe und Lenkzwischenwelle mit Gleichlaufgelenk zum Lenkaktor.

Das mechanische Konzept des Lenkaktors sieht vor allem im Manövrierbetrieb die getrennte Ansteuerung der linken und rechten Radlenkung vor. Das Radlenkgetriebe selbst hat eine über dem Lenkwinkel veränderliche Übersetzung, um die Momentenbelastung des Lenkaktors bei 90° Radeinschlag im Stand zu verringern. Ist eine Verbindung beider Seiten auch im Normalfahrbetrieb

gewünscht, kann über die veränderliche Übersetzung der Lenkdifferenzwinkel festgelegt werden. Die Abbildung 4.2.4 zeigt neben den Maximalradlenkwinkeln auch den Radeinschlag für das Wenden auf der Stelle. Im Zuge einer weiteren konstruktiven Ausgestaltung kann die Anordnung des riemenseitige Antriebswellengelenks weiter zum Rad oder zur Lenkerdrehachse hin ein radseitiges Gelenk ohne erweiterten Beugewinkelbereich ermöglichen.

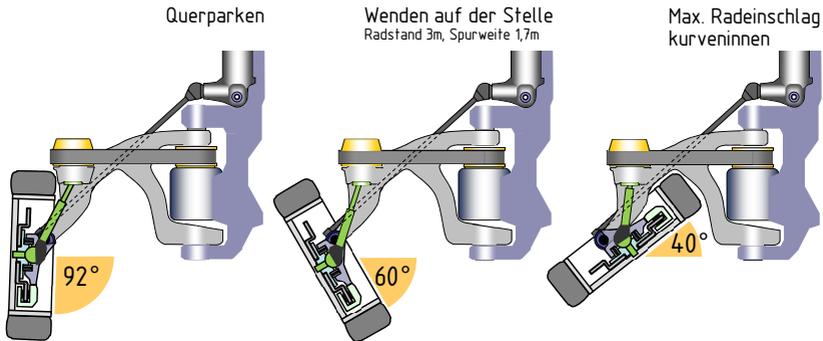


Abbildung 4.2.4: Radlenkwinkelbereiche für erhöhte Manövrierbarkeit.

Im Normalbetrieb erzeugt ein Lenkradmomensteller fahrzustandsabhängig die haptische Rückmeldung für den Fahrer, die damit unabhängig von den internen Kraftverhältnissen des Lenksystems ist. Für Querparken und Wenden auf der Stelle kann eine zur Fahraufgabe passende Rückmeldung gestaltet werden.

Im Fehlerfall werden beide Vorderräder mit dem Lenkrad mechanisch gekuppelt. Aufgrund der Radführungsgeometrie entstehen bei normaler Fahrt aus den Reifenkräften Radlenkmomente üblicher Größenordnung gängiger PKW-Vorderachsen. Weist die weitere mechanische Verbindung zum Lenkrad eine Gesamtlenkübersetzung im Bereich von 20:1 auf, ist das Fahrzeug im Fehlerfall rein mechanisch lenkbar.

4.3 Antriebs- und Federungsmodul

Mögliche Anordnungen üblicher teleskopartiger Federbeine zwischen Schwinge und Aufbau sind beispielhaft im Anhang A.6 dargestellt, wobei sich vor allem bei stehender Anordnung aufgrund des großen Federwegs eine beträchtliche Bauhöhe ergibt. Nicht zuletzt im Hinblick auf ein flach bauendes Fahrwerk soll im Fahrzeugboden der in Abbildung 4.3.1 markierte Bauraum zur Erzeugung sowohl des Fahrantriebsmoments als auch des Aufbaufederungsmomentes genutzt werden. Das Federungsmoment folgt aus der zu tragenden statischen Radlast, einer passiven Aufbaufeder mit Einfederniveauvorgabe, Ein- und Ausfederanschlagfedern sowie dem Aktivfederungsmoment. Die Stütz- momente dieser Antrieb- und Federungsaktorik werden in einen dort steifen Bereich der Aufbaustruktur eingeleitet, in dem sich auch die Schwingenlager befinden.

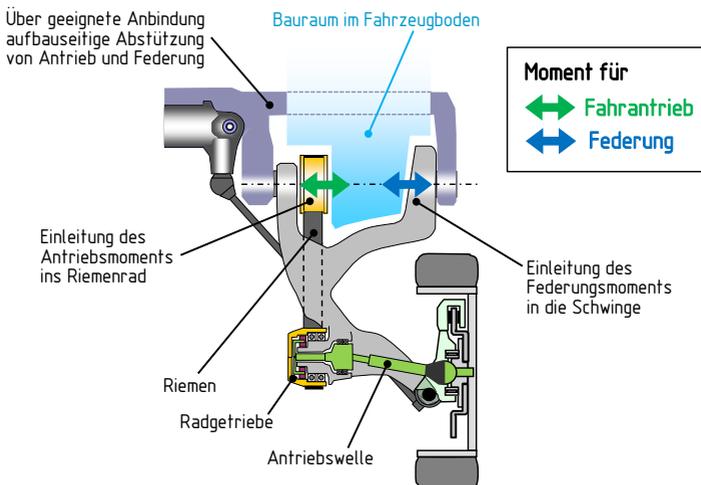


Abbildung 4.3.1: Bauraum und Schnittstellen für Antriebs- und Federungsmomente.

Aufgrund der Erkenntnisse aus Kapitel 3 ist für eine hochdynamische, elektro-mechanische Aktivfederung ein drehmomentstarker E-Motor mit Getriebestufe gegenüber einem Linearmotor im Vorteil. Soll nur eine Planetengetriebestufe ein dynamisches, aktives Federungsmoment zwischen E-Motor und Fahrwerklenker übertragen, ist konstruktiv das maximale Übersetzungsverhältnis auf 1:5 beschränkt. Aus den Kräften der Lastfälle nach Tabelle 4.1, der Längslenkerhebellänge von 0,45 m und einem Radradius von 0,3 m kann ein maximales dynamisches Aktivfedermoment von 2500 Nm festgelegt werden, womit vom E-Motor entsprechend ein Maximalmoment von 500 Nm erzeugt werden muss. Ist für den Antrieb jedes Rades ein solcher E-Motor und eine Endübersetzung zum Rad von kleiner 2:1 vorgesehen, hat das Auslegungsfahrzeug ein Längsbeschleunigungsvermögen von über 5 m/s^2 . Ein Maximalmoment von 500 Nm erfüllt die Anforderungen der Aktivfederung als auch des Antriebs.

Es sind keine zwei separaten Maschinen mit jeweils 500 Nm erforderlich. Bei maximaler Querbeschleunigung und damit maximalem Aktivfederungsmoment kann vom Reifen kein maximales Antriebsmoment übertragen werden. Selbst bei erhöhten Antriebsmomentanforderungen werden die wenige Sekunden lang auftretenden Spitzenfederungsmomente als kurzzeitige Überlast entsprechend der Wärmezwischenspeicherkapazität des Motors ertragen.

Eine integrierte, koaxiale Maschine soll antriebseitig ein Moment bei konstanter Drehrichtung und gering schwankender Drehzahl liefern. Federungsseitig wechseln sowohl die Drehrichtung als auch das bereitzustellende Moment dynamisch und unabhängig voneinander. Ein vergleichbares Konzept wird beim Koaxial-Helikopter nach Abbildung 4.3.2 eingesetzt. Das Differenzstützmoment der beiden Rotoren auf den gemeinsamen, mit der Kabine verbundenen Stator wird zur Drehung der Kabine um die Hochachse verwendet. Dieses Prinzip wird nach Abbildung 4.3.3 in das Fahrwerk übernommen.

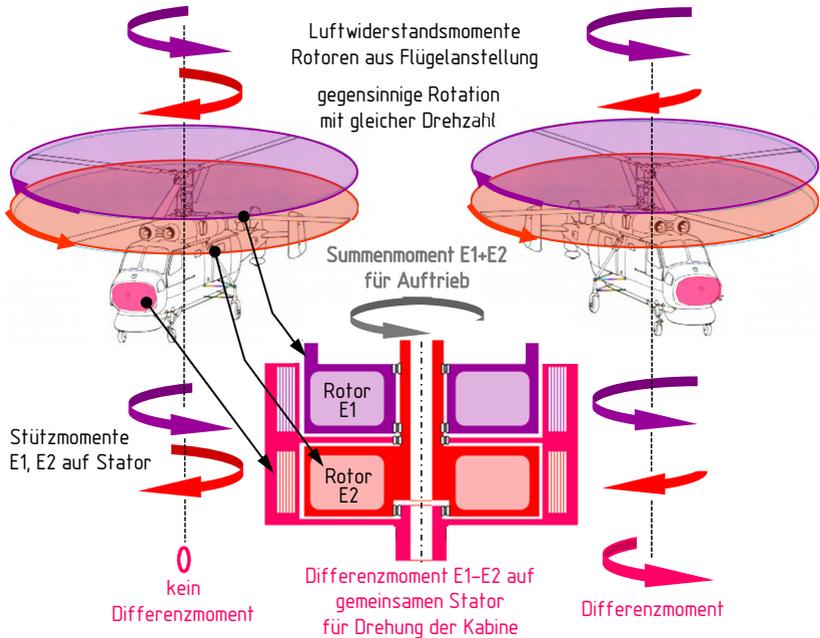


Abbildung 4.3.2: Entgegengesetzt gleich große Rotorstützmomente heben sich auf. Wird bei gleicher Summe das Verhältnis der Rotormomente verändert, versetzt das Differenzstützmoment die Kabine in Drehung um die Hochachse.

Aufgrund der erforderlichen Getriebestufe zur Schwinde ist der gemeinsame, so bezeichnete Federungs-Stator der E-Motoren drehbar im Gehäuse gelagert. Antriebseitig wird Drehrichtung und Moment des Rotors E1 mittels Getriebe umgekehrt und zum Moment des Rotors E2 als Summenantriebsmoment addiert. Das geringe Stützmoment des Umkehrgetriebes wird durch die Aktivefederungssteuerung kompensiert, um ein Nicken des Aufbaus zu vermeiden. Passive Federung mit Niveaueinstellung und dynamisches Federungsmoment wirken parallel auf die Schwinde. Die niederdynamische Verstellung entlastet die dynamische Aktivefederung in stationären Fahrzuständen.

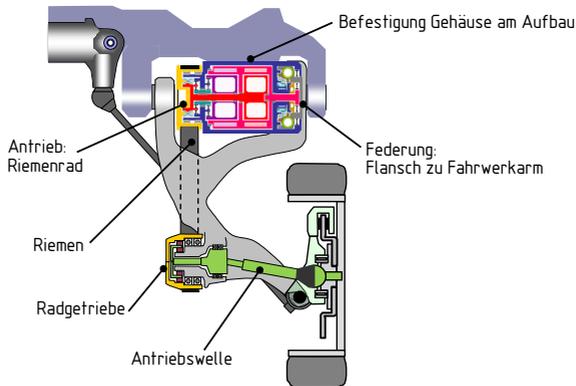
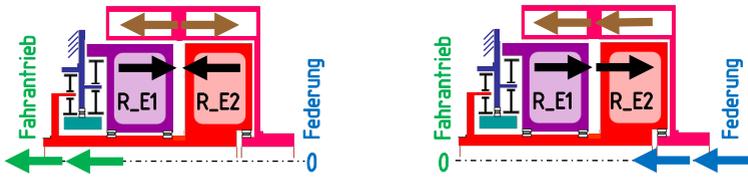


Abbildung 4.3.3: Integration des Antriebs- und Federungsmoduls in das Fahrwerk.

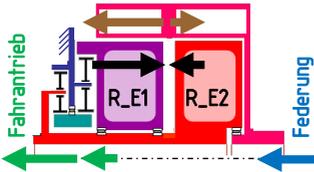
Die Momentenerzeugung für Fahrtrieb und dynamische Aktivfederung sind in Abbildung 4.3.4 anhand von vier Betriebszuständen dargestellt. Für eine nutzbare Bandbreite des Aktivfederungsmoments bis 30 Hz werden die Rotormomente über eine Regelung der elektromagnetischen Drehfelder erzeugt. Inverterelektroniken mit präzisen Drehwinkellagegebern ermöglichen auch bei hohen Drehzahlen das mehrmalige Variieren des Motormomentes über eine Rotorumdrehung hinweg. Damit kann nach Abbildung 4.3.5 unabhängig von der Drehzahl praktisch jedes Moment innerhalb der Auslegungsgrenzen bereitgestellt werden, mit hohem Wirkungsgrad über einen großen Betriebsbereich.

Die Abbildung 4.3.6 zeigt die Struktur des integrierten Antriebs- und Federungsmoduls. Aus dem Schwenkwinkel der Lenkerschwinge und der Übersetzung der Planetenstufe ergibt sich ein Stator Drehwinkelbereich von 260° . Damit wird prinzipiell eine Kabelstromzuführung für die beiden Wicklungen im Stator und damit ein Verzicht auf Schleifkontakte möglich. Die Rotoren tragen Permanentmagneten. Am Antriebsmomentenausgang kann eine Schaltkupplung integriert werden, um die Rotorträgheiten bei geregelten Blockierbremsungen vom restlichen Radantrieb zu trennen, sofern nicht schon eine Kupplung näher am Rad vorgesehen ist.

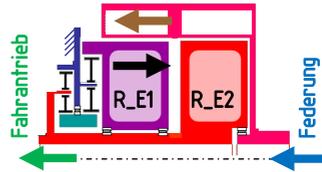


A Beide Rotormomente gleich, Statormomente heben sich auf:
 ▶ kein **Federungsmoment**

C Maximales Moment auf **Federung**:
 ▶ kein **Fahrmoment**



B Summarisches **Fahrmoment** wie bei A, aber Rotormoment E1 größer als E2:
 ▶ bewirkt **Federungsmoment**



D Ein maximales Rotormoment:
 ▶ gleichzeitig mögliches maximales **Fahr- und Federungsmoment**

← Elektromag. Moment auf Rotor R
 ← Statorstützmoment des Rotors R

← Summen-Federungsmoment
 ← Summen-Fahrtriebsmoment

Abbildung 4.3.4: Momente für Fahrtrieb und Federung. Das Reaktionsmoment des Planetenradsatzes zur Drehrichtungsumkehr von R_E1 wird in das Gehäuse eingeleitet.

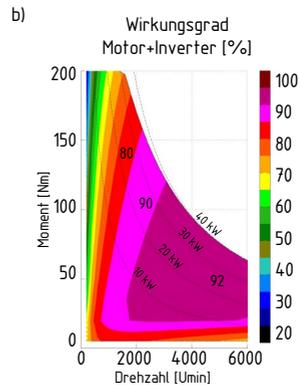
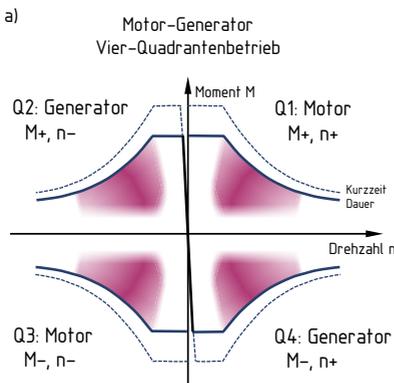


Abbildung 4.3.5: Geregelte Drehstrom-Synchronmaschine: a) Prinzipdarstellung Vier-Quadranten-Betrieb und günstige Wirkungsgradbereiche. b) Drehzahl-Moment-Wirkungsgrad Diagramm.

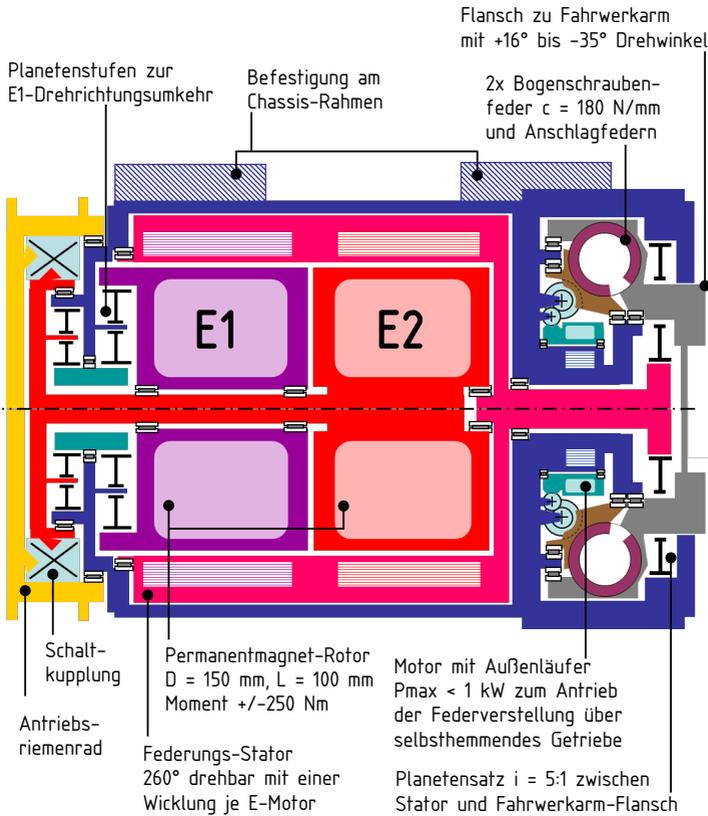


Abbildung 4.3.6: Struktur des Antriebs- und Federungsmoduls (AFM).

Mit zweimal 250 Nm Auslegungsmotormoment bis zu einer Motordrehzahl von 1750 min^{-1} ergibt sich für ein Fahrzeug mit vier Radmodulen eine Gesamtleistung von 400 kW , wie sie in heutigen Elektrofahrzeugen angeboten wird [i-Wtl18]. Damit wird die Übersetzung von Antrieb-Federungsmodul zu Straßenrad auf $1,6:1$ festgelegt. Eine genauere Spezifikation der E-Maschinen und des Gesamtantriebsstrangs hinsichtlich Spreizung zwischen Dauer- und Spitzenmoment sowie Wirkungsgradoptimierung für häufige Fahrzustände kann in

dieser Konzeptphase nicht durchgeführt werden. E-Motoren mit Eigenschaften und Baugröße passend zur hier gewählten Auslegung werden beispielsweise im AHS-C Hybridfahrzeug-Getriebe in Abbildung 4.3.7 eingesetzt.

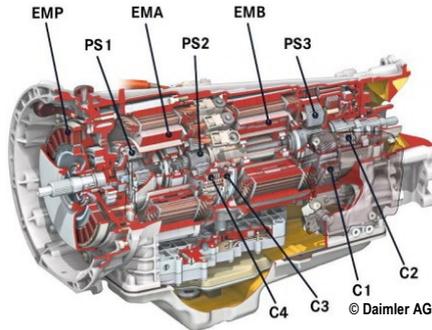


Abbildung 4.3.7: BMW, Daimler und GM: AHS-C Hybridfahrzeug-Getriebe [j-Wei09]. Die E-Motoren (EMA, EMB) weisen zur Auslegung des Antrieb-Federungsmoduls passende Baugröße und Leistungsdaten auf.

Für die niederdynamische Federverstellung reicht ein kompakter E-Motor mit einer Maximalleistung von 1 kW aus, der über ein selbsthemmendes Getriebe die Fußpunkte zweier parallelwirkender Bogenschraubenfedern bewegt, die eine passive radbezogene Federrate von 15 N/mm bereitstellen. Bogenschraubenfedern werden häufig bei schwingungsgedämpften Kupplungen angewendet. Am Ende des Schwingendrehwinkelbereiches setzen Anschlagfederelemente ein. Wegen des geringen Wirkungsgrades des selbsthemmenden Getriebes muss in der Ansteuerlogik eine stufenweise Verstellung der Feder vorgesehen werden.

Eine Abschätzung der Statorträgheit ergibt mit der Übersetzung des Federungsgetriebes eine äquivalente Radmassenerhöhung um 10 kg zu den ebenso der Radmasse zuzuschlagenden Antriebs- und Lenkungskomponenten der Schwinge. Aus Untersuchungen wie beispielsweise [k-Mar13] sowie eigenen Erfahrungen zur Auswirkung von schweren Radnabenmotoren auf Fahrsicher-

heit und Fahrkomfort sind keine Schwierigkeiten zu erwarten. Die als Teil des Aktivfederungsmoments bereitgestellte Raddämpfungskraft kann situationsgerecht auch auf ungünstige Fahrbahnanregungen angepasst werden.

Wegen der ständigen Momentenrichtungswechsel am Federungsgetriebe müssen dessen Eigenschaften in der Konstruktionsphase hinsichtlich nichtlinearer Elastizitäten im Nulldurchgang betrachtet werden. In Anhang A.7 ist ein Alternativkonzept für ein Federungsgetriebe und für einen Federungs-Stator mit reduzierter Trägheit dargestellt.

4.4 Integration Radmodul

Durch Zusammenfügen der Konzepte für Radführung, Lenksystem, Antrieb und Federung entsteht ein Radmodul, das die Funktionserweiterungen hinsichtlich Federweg, Schwingungskomfort und Manövrierbarkeit erfüllen kann. Weiterhin wird gezeigt, dass sich ein mechanischer Radantrieb durch ein Antriebssystem-Modul entsprechend Abbildung 2.1.6 auf Seite 17 in die Struktur des Radmoduls integrieren lässt.

4.4.1 Gesamtübersicht des Radmoduls

In Abbildung 4.4.1 ist das konzipierte Radmodul im Überblick dargestellt. Längslenker, Antrieb-Federungsmodul und Lenkaktor sind an einem Rahmenabschnitt angebunden. Damit ist ein flachbauendes Radmodul realisiert, das keine Stützstrukturen zwischen oder vor den Rädern benötigt. Der Raum dort steht für Antrieb, passive Sicherheit oder Nutzvolumen zur Verfügung. Im Hinblick auf einen großen Radstand für hohen Fahrkomfort und kurze Fahrzeuglänge bei großem Innenraum können damit die Räder an den Ecken des Fahrzeugs positioniert werden.

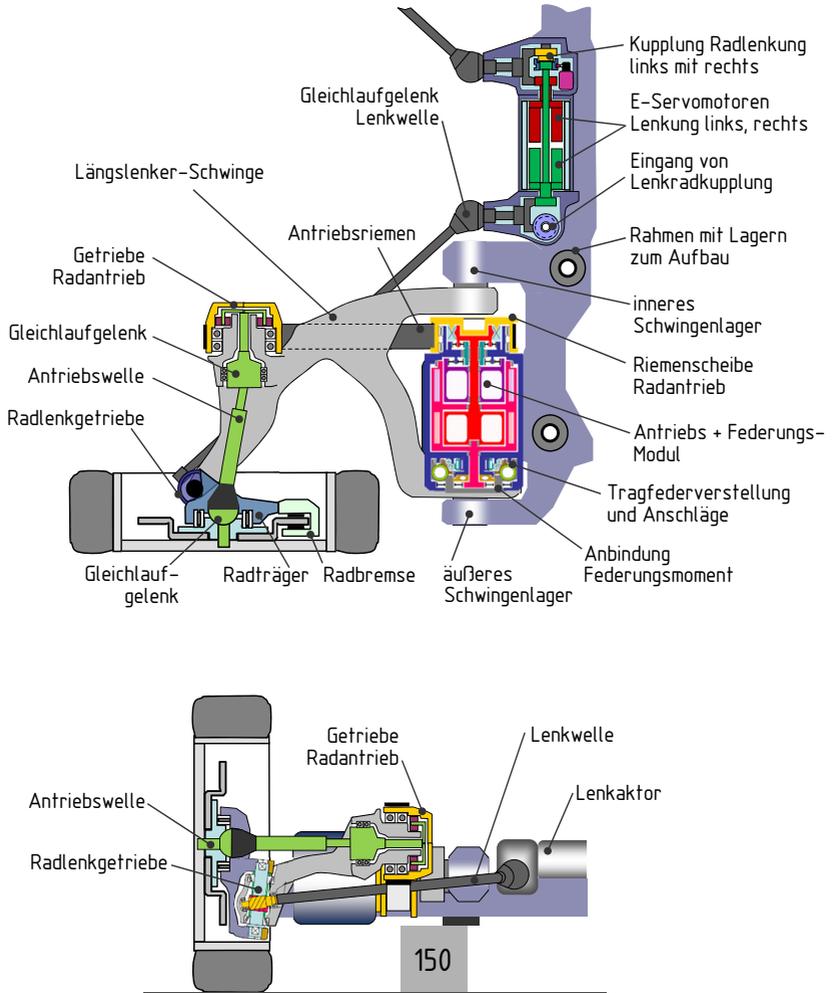


Abbildung 4.4.1: Gesamtübersicht des Radmoduls mit allen Teilsystemen und Komponenten für Radführung, Lenkung, Bremse, Antrieb und Federung.

4.4.2 Mechanischer Radantrieb durch ein Antriebsmodul

Eine erweiterte Funktionsanforderung an das Fahrwerk ist der direkte Radantrieb durch Antriebssystem-Module, die mechanische Leistung abgeben. Dazu wird das Radmodul nach Abbildung 4.4.2 um eine Baugruppe erweitert, die den mechanischen Abtrieb des Moduls über ein Getriebe mit den Riemenscheiben des Radantriebs verbindet. Die inneren Längslenkerlager erhalten dafür eine Wellendurchführung. Wegen des vorhandenen E-Antriebs wird eine Anfahrkupplung nicht benötigt. Bei Verwendung beispielsweise eines stufenlosen Getriebes kann ein Modul mit Verbrennungsmotor verbrauchoptimal betrieben werden und über die Antrieb-Federungsmodule die Batterien laden. Lassen sich die Ausgangswellen des Differentialgetriebes koaxial zu den Riemenscheiben anordnen, entfällt vorteilhafterweise das dargestellte Zwischengetriebe. Der Ablauf bei Wechsel eines Antriebsmoduls zwischen den Rädern ist in Anhang A.8 beschrieben.

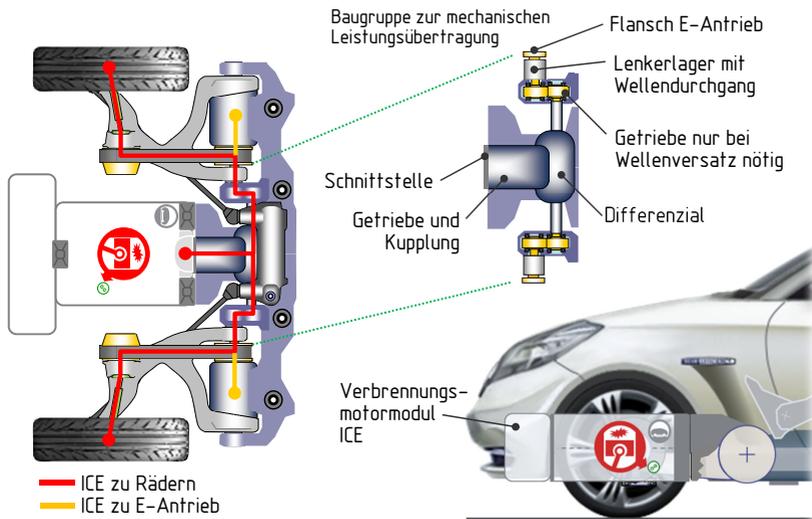


Abbildung 4.4.2: Integration der Baugruppe zum mechanischen Radantrieb durch ein Antriebssystem-Modul; hier am Beispiel eines Verbrennungsmotors.

4.5 Gesamtfahrwerkintegration

Das Gesamtfahrwerk besteht aus vier Radmodulen. Prinzipiell können an Vorder- und Hinterachse identische Module eingesetzt werden, erforderlichenfalls mit achsweise verschiedenen Tragfedereigenschaften. An der Vorderachse hat der Lenkaktor eine Verbindungsstelle zur Lenkradkupplung. In Abbildung 4.5.1 ist an der Vorderachse die Erweiterung für einen direkten Radantrieb durch ein Wechselantriebsmodul mit mechanischem Leistungsausgang dargestellt. Die Tragstrukturen zur Aufnahme von Längslenkern, Lenkaktor, Antrieb-Federungsmodulen und gegebenenfalls Wechselmodulen an der Vorderachse werden über ein zentrales Rahmenssegment mit der Hinterachse verbunden. Darin können Fahrwerkelektrik, Steuerelektronik und Grundversorgungsbatterie untergebracht werden, ebenso auch die Schnittstellen für Antriebssystemmodule und die elektrische Ankopplung zum Aufbau.

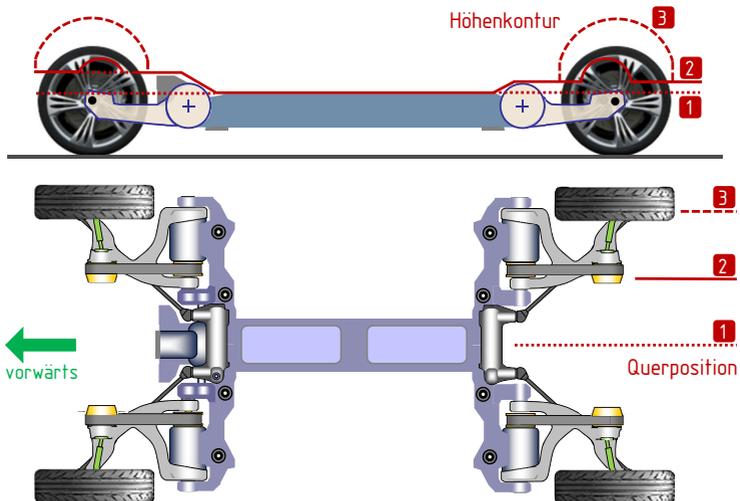


Abbildung 4.5.1: Radmodule mit Zentralrahmen für Fahrwerkelektronik und Grundversorgungsbatterie. Die Vorderachse beinhaltet die Baugruppe für Antriebsmodule mit mechanischem Abtrieb. Für drei Querpositionen ist die Kontur des Fahrwerkraumbedarfs bei maximaler Einfederung dargestellt.

Die flachbauende Fahrwerkstruktur mit wenigen, konzentrierten Kräfteinleitungsstellen der Radmodule erleichtert die Konzeption eines elastisch abgekoppelten Aufbaus. Das Gesamtfahrzeugkonzept entscheidet darüber, ob ein erweiterter Rahmen voll- oder teiltragend ausgeführt wird, und welches Konzept zur Anbindung und Schwingungsisolierung des Aufbaus geeignet ist, um vor allem die fehlende Längsnachgiebigkeit der steifen Schwingenlager auszugleichen. Antriebssystem-Module als weitere Vibrationsquellen sind bei der Konzeption der Schwingungsisolierung auch zu berücksichtigen.

4.6 Erweiterung für Mehrwegefähigkeit

Zunächst wird die Grundstruktur eines Schienenfahrwerks mit Zwangsführung in Querrichtung gestaltet und danach auf Verträglichkeit mit dem im vorigen Abschnitt definierten Gesamtfahrwerk bewertet. Daran erfolgt die Festlegung der Schienenfahrwerkelemente und deren Integration in das Radmodul.

4.6.1 Grundstruktur des Schienenfahrwerks

Für den Entwurf des Schienenfahrwerks gelten folgende Voraussetzungen:

- Die Funktion der sicheren Querführung soll von den Funktionen Tragen und Antreiben entkoppelt sein,
- Antriebs- und Bremskraft werden über Reibschluss gummibereifter Tragräder abgesetzt,
- damit auf kinematische Lenkbarkeit des Schienenfahrwerks verzichtet werden kann, wird der Mindestkurvenradius auf regulären Schienenstrecken baulich auf 200 m festgelegt,
- die Schiene soll nach Möglichkeit flach und deutlich schmaler als die Fahrzeugbreite sein, zirka 1 m,

- die Schiene darf nicht innerhalb der Aufbauquerschnittskontur verlaufen, damit kein wertvoller Bauraum freigehalten werden muss,
- das Fahrzeugwankmoment soll über die Tragräder und nicht über die Querführung abgestützt werden,
- bei Straßenfahrt dürfen die Schienenfahrwerkelemente die erforderliche Bodenfreiheit nicht gefährden,
- die Erweiterung darf die definierte Struktur des Straßenfahrwerk-Radmoduls nicht einschränken,
- aus Gewichts- und Modularitäts- und Schwingungsisolationsgründen soll die Kraffeinleitung in den Aufbau über die Anbindungspunkte des Straßenfahrwerks erfolgen,
- auf Schwenk- und Verriegelungsmechanismen soll aus Komplexitäts- und Sicherheitsgründen verzichtet werden,
- der Wechsel zwischen Straße und Schiene soll während des Fahrens bis mindestens 80 km/h möglich sein, wobei Einspuren auf die Schiene durch Spurführungsassistenten unterstützt bzw. automatisiert sein kann,
- da etwaige Weichen an Abzweigstellen so auszuführen sind, dass ein unterbrechungsfreies Schienenprofil gewährleistet ist, benötigt das Schienenfahrwerk keine zusätzlichen Führungselemente zur Richtungsänderung.

Die Kurvengängigkeit der Schienenstrecken bei verspannungsfreier Querführung ist für einen Radstand von 3 m ausgelegt. Bei kleineren Radien erhält eine schienenseitig reduzierte Abnahme der Querführungsbreite die Kurvengängigkeit. Fahrzeuge mit stark abweichenden Radständen müssen entsprechend eine Adaptionmöglichkeit der Querführungsbreite fahrwerkseitig aufweisen. Als aufwändigere Alternative kann der Fahrwerkrahmen beispielsweise ein schaltbares Drehgelenk beinhalten, das einen geringen Knickwinkel zwischen Vorder- und Hinterachse zulässt.

In Abbildung 4.6.1a ist die Anordnung der Schienenfahrwerkelemente für eine schmale und niedere Schiene dargestellt. Die Führung und Federn zwischen Achse und Aufbau haben nur symbolische Bedeutung. Die Querführungsräder sind für eine konstante Querführungsbreite an einer ebenen Portalstarrachse befestigt, ebenso wie die Tragräder.

Die Aktivfederung des Straßenfahrwerks ist für Kräfte zur Vollhorizontierung des Aufbaus bis 10 m/s^2 Querbeschleunigung ausgelegt. Bei 1 m Schienenbreite und 2 m Fahrzeugbreite ergibt sich aus der Anordnung eine um den Faktor 2,5 kleinere Spurweite für die Schienenträgeräder und damit aktive Vollhorizontierung bis 4 m/s^2 Querbeschleunigung ohne Kurvenüberhöhung. Die Streckenverläufe sind aus Komfortgründen auf wesentlich geringer Werte ausgelegt. Einzig extreme Seitenwindböen können eine ähnlich hohe aktive Wankabstützung erfordern [w-Hue13].

Aufgrund der ebenen Schienenfahrbahn und der sicheren Einhaltung des Einfederniveaus durch das aktive Federungssystem, wird für die erforderliche Bodenfreiheit zwischen Schienenoberkante und Fahrzeugunterboden ein Wert von 80 mm angesetzt; für die Bauhöhe von Unterkante Querführungsrad bis Unterboden 130 mm. Die Höhe der Schienenoberkante folgt aus der Überlegung, dass das Tragrad beim Überrollen von beispielsweise grobem Schmutz noch 50 mm relativ zur entlasteten Radposition vertikal nach oben ausweichen kann; und dabei auch das Querführungsrad weiterhin in Kontakt mit der Führungsfläche bleiben muss. Die Querführungsräder bewegen sich aufgrund der Tragreifeneinfederung vertikal an den Seitenflanken der Schiene.

Im nächsten Entwurfsschritt in Abbildung 4.6.1b wird für die Straßenfahrt die Achse soweit eingefedert, dass die Unterkante der Querführungsräder bündig mit dem Fahrzeugunterboden ist. Dann werden die Straßenräder für eine Bodenfreiheit von 150 mm an der Portalachse fixiert.

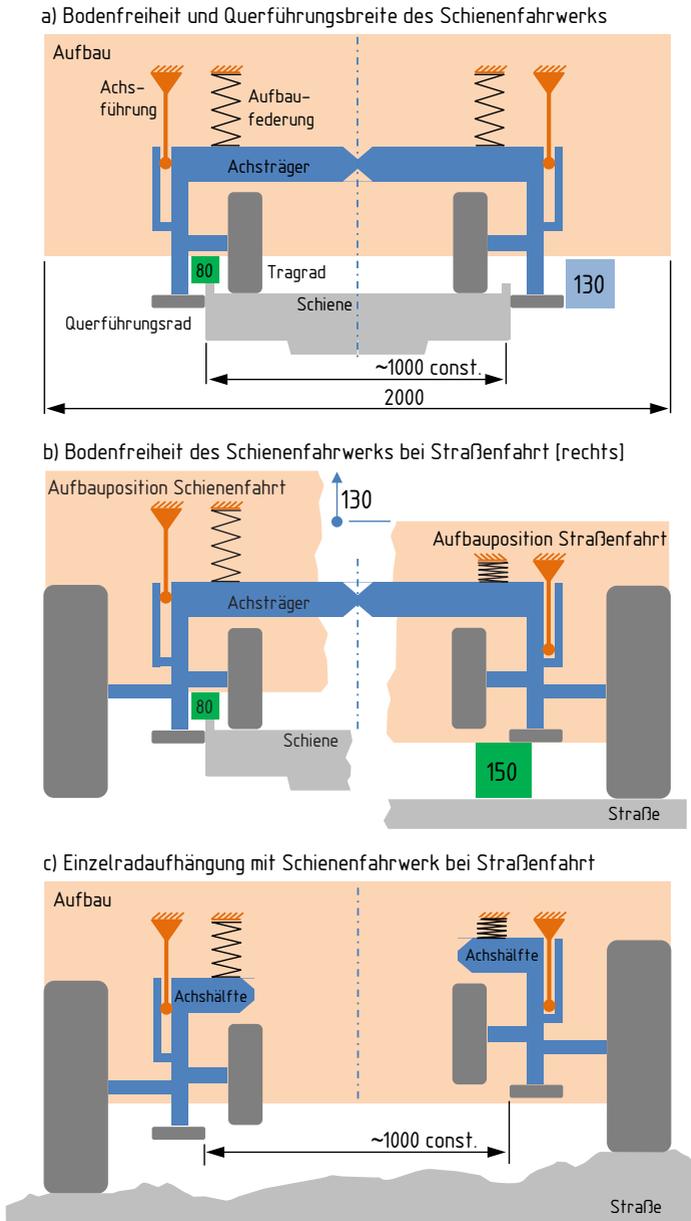


Abbildung 4.6.1: Ermittlung der Grundstruktur des Schienenfahrwerks.

Anhand der Auslenkung der symbolischen Feder ist erkennbar, dass das mehrwegefähige Fahrwerk den Betrieb mit zwei sehr verschiedenen Einfederniveaus und Spurweiten ermöglichen muss. Für die Straßenfahrt in Abbildung 4.6.1c entsteht durch Auftrennen der Portalachse eine Einzelradaufhängung, deren Struktur über dem Einfederweg keine relevante Querführungsweitenänderung aufweisen darf. Damit sind die Anforderungen an eine Einzelradaufhängung in Achsquerebene und ihr Federungssystem definiert; ebenso die geometrische Anordnung der Trag- und Führungsradkontaktflächen und deren Bewegungsbereiche bei Schienenfahrt.

Die Längslenker-Radführung des Radmoduls aus Abschnitt 4.4.1 weist eine in Querebene konstante Führungsbreite entsprechend Abbildung 4.6.2 auf. Die aktive Federung vermeidet größere wechselseitige Einfederwege und daraus resultierende Querabstandsänderungen der Führungsräder. Bei äußerst unwahrscheinlichen, extremen wechselseitigen Federbewegungen im Fehlerfall nimmt der Querführungsradabstand um maximal 40 mm zu, was bei der Gestaltung des Entgleisungsschutzes berücksichtigt wird. Alternativ kann ein Verriegelungsmechanismus zwischen beiden Längslenkern das Wanken und damit jegliche relevante Änderung des Querführungsradabstands vermeiden.

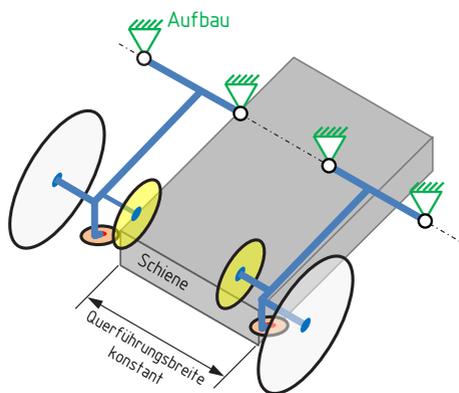


Abbildung 4.6.2: Einzelradaufhängung für konstante Querführungsweite.

4.6.2 Integration der Schienenfahrwerkelemente

Die Abbildung 4.6.3 zeigt die Anordnung von Trag- und Querführungsrad am Längslenker entsprechend der im vorigen Abschnitt ermittelten Geometrie. Damit sich das Querführungsrad bei Federbewegung der Schwinge selbsttätig in Richtung der Relativgeschwindigkeit zur Schiene ausrichten kann, wird der Rollenträger mittels Drehgelenk und um einen Nachlauf versetzt angebracht. Das Querführungsrad wird oberhalb bis nahe seiner Mitte von der Entgleisungsschutzkante der Schiene umschlossen, die ein Abheben von Trag- und Querführungsrad und damit das Entgleisen bei orkanartigen Böen, Auffahrnfall oder Fehlfunktion mit extremen Federwegen verhindert.

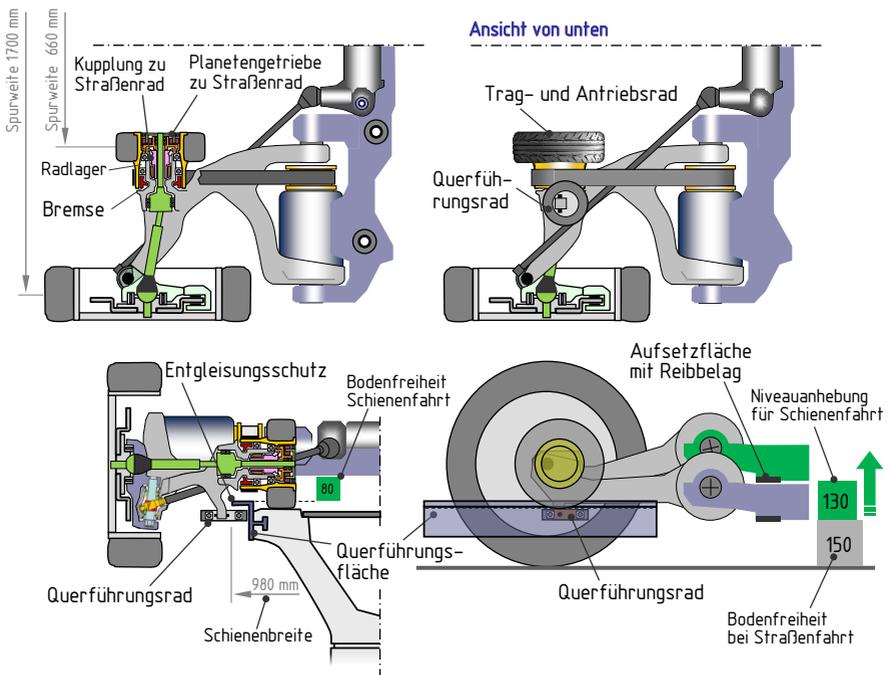


Abbildung 4.6.3: Radmodul mit Erweiterungen für Mehrwegefähigkeit.

An Stelle der vorderen Riemenscheibe tritt die Tragradfelge. Sie bildet auch die Trommel der mechanischen Bremse, die bei Schienenfahrt die Hauptbremsfunktion des E-Antriebs unterstützt und als Feststellbremse dient. Der Felgenkörper nimmt auch das Hohlrad des Planetengetriebes zum Straßenrad auf. Dessen Übersetzung entspricht dem Durchmesser Verhältnis von Straßen- zu Schienenrad für gleiche Umfangsgeschwindigkeiten der Räder beim Wechsel zwischen Straße- und Schiene. Bei Schienenfahrt wird über die Planetengetriebekupplung das Straßenrad getrennt und von der Radbremse festgehalten.

Die Fahroberfläche der Schiene ist im Vergleich zur Straße sehr eben. Da der Tragreifen keine Seitenkräfte erzeugen muss, kann er möglichst schräglaufweich sein. Falls möglich sollte er luftlos ausgeführt sein, um Befüllaufwand und Drucküberwachung zu vermeiden, ebenso wie plötzliches Entlüften bei Überfahrt eines spitzen Gegenstandes. Damit wäre die Radialfederkennung und damit die im Betrieb auftretende Reifeneinfederung nicht mehr vom Reifendruck und der Temperatur abhängig, und könnte so in engeren Grenzen gehalten werden.

Teil des Schienenfahrwerks sind auch die am Unterboden auf Breite der Entgleisungsschutzoberkante angebrachten Aufsetz-Elemente mit Reibbelag. Im Notfall erlauben sie, auch aus der Fahrt heraus, ein Aufsetzen des Fahrzeugs auf der Schiene.

Gegenüber dem Radmodul ohne Mehrwegefähigkeit muss der Freigang über dem Schienentrager etwa um dessen Reifenseitenwandhöhe vergrößert werden. Eine Abschätzung des Zusatzmasses ergibt ungefähr 15 kg und zählt in Bezug auf ihre schwingungstechnische Wirkung größtenteils zur Radmasse.

4.7 Gesamtfahrwerk-Konfigurationen

Im Folgenden werden Beispiele für zwei Gesamtfahrwerkkonfigurationen und eines für die Verwendung der Fahrwerktechnik in einem Megacity-Buskonzept vorgestellt. An dieser Stelle sei auch auf die Offenlegungsschriften [p-Dso08] bis [p-Dso10b] hingewiesen, die in der frühen Konzeptphase entstanden sind.

4.7.1 Gesamtfahrwerk für normalen Radstand

Die Abbildung 4.7.1 zeigt beispielhaft eine Gesamtfahrwerkkonfiguration für ein Fahrzeug mit üblichem Radstand und eher coupéhaftem Aufbau mit Karosserieüberhängen.

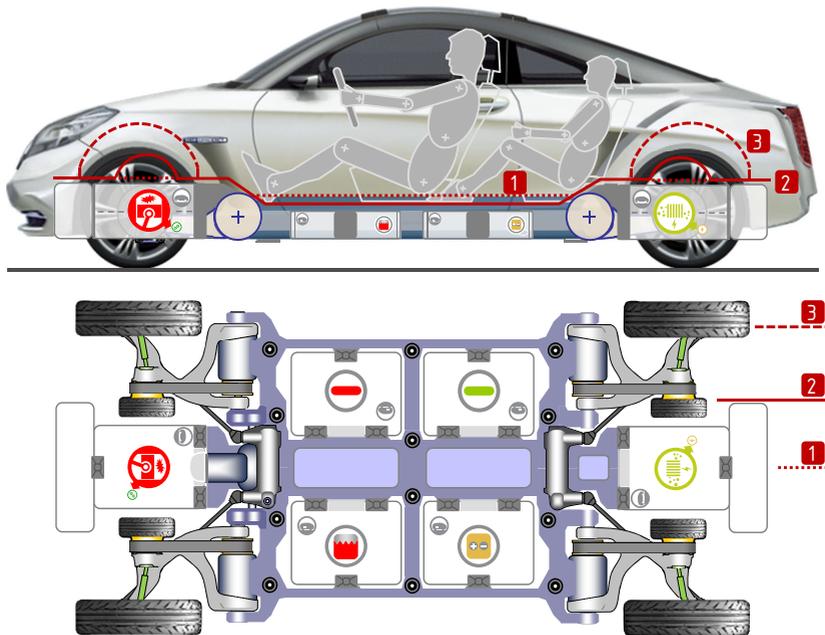


Abbildung 4.7.1: Gesamtfahrwerk mit allen Funktionserweiterungen und Typen der Antriebssystemmodule. Die Linien 1–3 zeigen Höhenkonturen des Fahrwerkbaurums.

4.7.2 Gesamtfahrwerk für kurzen Radstand

Eine angepasste Konfiguration des Fahrwerks für ein Kompaktfahrzeug in zwei Ausprägungen ist in Abbildung 4.7.3 dargestellt. Das linke Fahrwerk kann an der Hinterachse ein Antriebsmodul mit mechanischem Abtrieb aufnehmen, dessen Leistung auf die Vorderachse übertragen wird. Das rechte Fahrwerk verfügt über rein elektrischen Radantrieb. Zur festinstallierten Grundbatterie können statt des Brennstoffzellensystems bis zu vier Batteriemodule einfacher Höhe oder beispielsweise ein Batteriemodul zusammen mit Range Extender und Tankmodul aufgenommen werden. Ohne installiertes hinteres Doppelmodul ist Raum für einen 100 Liter Gepäckraumbodeneinsatz. Das Fahrwerk verfügt über sämtliche erweiterten Funktionen.

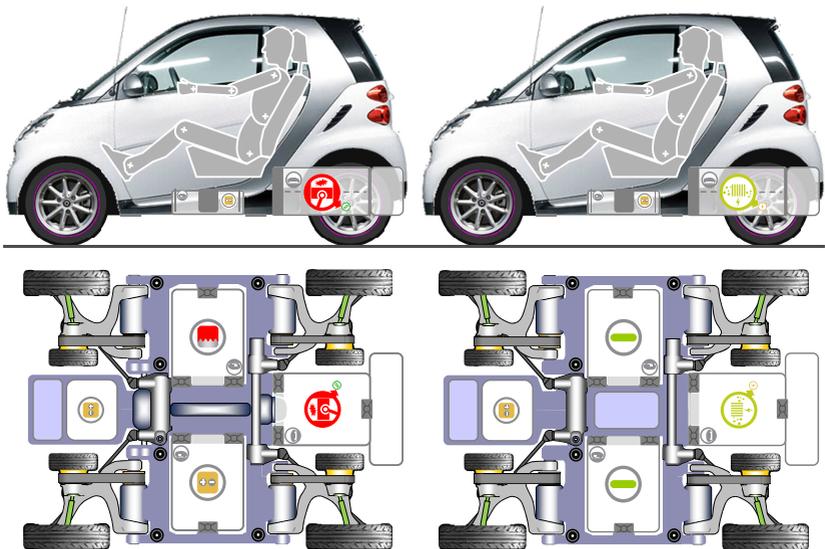


Abbildung 4.7.3: Fahrwerkkonfigurationen für ein mehrwegefähiges Kompaktfahrzeug. Vorne sind fahrzeugfeste Elektronik und Batterie, mittig und hinten Wechselmodule installiert. Die linke Ausführung besitzt einen direkte mechanischen Vorderradantrieb durch das hintere Wechselantriebsmodul. *Beispiel-Exterieur: Daimler AG.*

4.7.3 Fahrwerktechnik für einen Megacity-Bus

Der SlimBUS [i-Bis18] in Abbildung 4.7.4 ist ein Konzept- und Designvorschlag eines zweigliedrigen Busses mit einer Kapazität bis 40 Personen. Seine geringe Breite von 1,3 m ist passend für urbane Zentren und Haltepunkte in Gebäuden. Es gibt keine technischen Angaben zur Fahrwerk- oder Neigetechnik zum Ausgleich der Fliehkraftwirkung auf die Passagiere bei Kurvenfahrt.

Zur Realisierung des SlimBUS-Fahrwerks könnte das entworfene Radmodul in modifizierter Form verwendet werden, um neben hohem Schwingungskomfort mittels der großen Federwege auch die Neigefunktion zu realisieren. Die Erweiterung für Mehrwegefähigkeit auf der entworfenen Schiene wäre durch ein ausschwenkbar am Längslenker befestigtes Querführungsrad möglich. Das lenkbare Rad wird für die Straßen- als auch für die Schienenfahrt genutzt. Damit könnte der SlimBUS den öffentlichen Verkehr leistungsfähig ergänzen.

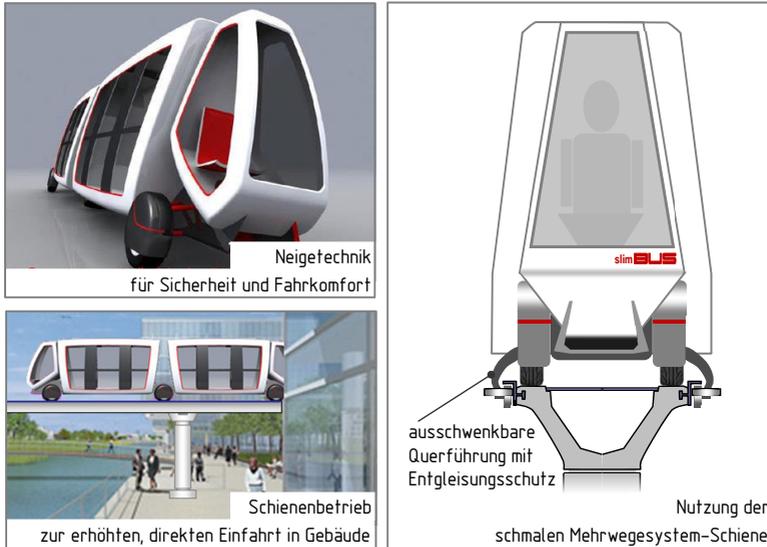


Abbildung 4.7.4: Adaption des Radmoduls für den SlimBUS [i-Bis18] mit 1,3 m Fahrzeugbreite zur Realisierung von Neigetechnik und Mehrwegefähigkeit.

4.8 Betriebsmodi des Fahrwerks

Die erweiterten Fahrzeugfunktionen werden in unterschiedliche Betriebsmodi eingeteilt, in denen Federung, Lenkung und Antrieb koordiniert durch den Fahrwerkregler zusammenwirken. Der Regler sorgt auch für die Übergänge zwischen den Modi wie beispielsweise von Straßen- zu Schienenfahrt.

4.8.1 Straßenfahrt-Modus

Im Modus *Straßenfahrt* wird hoher Fahrkomfort in Form geringer Aufbau-bewegungen und guter Horizontierung des Aufbaus angestrebt. Eine Niveau-absenkung zur Luftwiderstandsverringering ist möglich. Ohne Fahrbahnvor-ausschau arbeitet das Federungssystem reaktiv. In den Aufbau eingebrachte Energie aus Fahrbahnunebenheiten wird durch die geregelte Aktivfederung dissipiert. Mit Vorausschau werden die prinzipbedingt verfügbaren großen Federwege zur Kompensation großer Fahrbahnwellen noch wirkungsvoller genutzt. In einem optionalen *City-Modus* ist das Fahrniveau um 10 cm angehoben, so dass aufgrund des nahezu verdoppelten Einfederwegs in Verbindung mit Vorausschau beispielsweise ein Überfahren hoher Einzelhindernisse mit minimaler Aufbaubewegung möglich ist.

4.8.2 Niveau-Modi: Maximales Anheben und Absenken

Im Modus *Maximales Anheben* kann das Fahrzeug nach Abbildung 4.8.1 zum leichteren Einsteigen und Beladen um 20 cm angehoben werden. Währenddessen verhindert die Aktivfederung ein Einsinken des Aufbaus aufgrund der weichen passiven Federrate. Der Modus *Maximales Absenken* wird verwendet, um den Abstand zu einer induktiven Ladevorrichtung beim Parken zu verringern, ebenso beim Wechsel von Antriebsystem-Modulen oder speziellen Beladungssituationen.

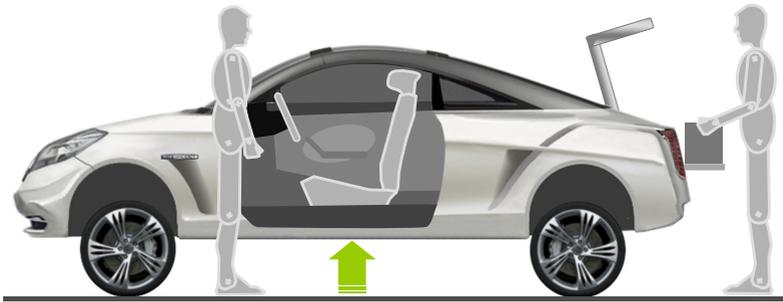


Abbildung 4.8.1: Betriebsmodus *Maximales Anheben* für bequemen Einstieg und komfortable Beladung.

4.8.3 Manövrier-Modi: Querfahrt, Wenden auf der Stelle

Um trotz kompakt gehaltener Radhäuser die großen erforderlichen Radlenkwinkel zu ermöglichen, wird zuvor das Niveau um 15 cm angehoben. Dadurch schwenkt die Lenkachse oben nach vorn, weshalb der Radsturz zur Straße mit dem Radlenkwinkel zunimmt und sich an der Außenkante des Laufstreifens eine kleinere Aufstandsfläche ergibt, auf welcher der Reifen beim Einlenken mit geringerem Bohrmoment abrollt. Für den Fall unsymmetrischer Reifenkräfte beim gleichzeitigen Einschlagen aller Räder kann der Radeinschlag zunächst an einer Achse erfolgen, während die andere gebremst wird. Danach erfolgt der Radeinschlag an der anderen Achse. Wählt der Fahrer den Modus *Querfahrt*, werden die Räder um 90° eingeschlagen.

Der Ablauf im Modus *Wenden auf der Stelle* entspricht weitgehend dem der Querfahrt. Aus Radstand und Spurweite ergibt sich der Betrag des Radlenkwinkels für kinematisches Wenden um die Fahrzeugmitte. Ob eine einfache Antriebsmomentensteuerung für die beiden Modi unter allen Witterungs- und Fahrbahnbedingungen ausreicht oder mittels Umfelderkennung einer Sollodometrie gefolgt werden muss, ist noch offen. Das Fahrwerk selbst bietet die benötigten Stellmöglichkeiten.

4.8.4 Schienen-Modi: Auffahrt, Fahrt und Abfahrt

Beim Wechsel von der *Straßenfahrt* in den Modus *Schienenauffahrt* in Abbildung 4.8.2 wird das Fahrzeugniveau um 130 mm entsprechend der Geometriebedingungen des Schienenfahrwerks angehoben. Um die elektronische Spurrregelung zur mittigen Ausrichtung der Querführungsräder bei Auffahrt auf die Schiene zu erleichtern, geht die aktive Federung dafür auf hohe Steifigkeit und Dämpfung über, um die Rückwirkung größerer Aufbaubewegungen auf die Spurhaltung zu vermeiden.

Mit Kontakt der Schienenträger erfolgt der Übergang in den Modus *Schienenfahrt*, um für die Aktivfederung vor allem die verringerte Spurweite der Schienenräder zu berücksichtigen und die Wankmomentenverteilung entsprechend der aktuellen Achslasten einzustellen, damit die Bodenfreiheit von 80 mm zur Schiene bei Längs- und Querbeschleunigungswirkung möglichst konstant gehalten und Radabheben vermieden werden kann.

Der Modus *Schienenabfahrt* ist vergleichbar zur *Schienenauffahrt*. Nach Übergabe der Traglast an die Straßenräder wird die Lenkbarkeit durch den Fahrer wieder aktiviert und das Fahrzeugniveau für den anschließenden Modus *Straßenfahrt* abgesenkt.

Entlang der Schienenstreckenabschnitte wird dem Fahrzeug der jeweils erforderliche Modus signalisiert. Wird, im einfachsten Fall, nicht im Fahrzeugverbund gefahren, nutzt das Fahrzeug zur Längsregelung Informationen der Schienenstrecke über den vorausliegenden Sollgeschwindigkeitsverlauf. Bei Fahrten im Verbund ist eine Koordination der Fahrzeugabstände durch entsprechende Car2X-Kommunikation erforderlich.

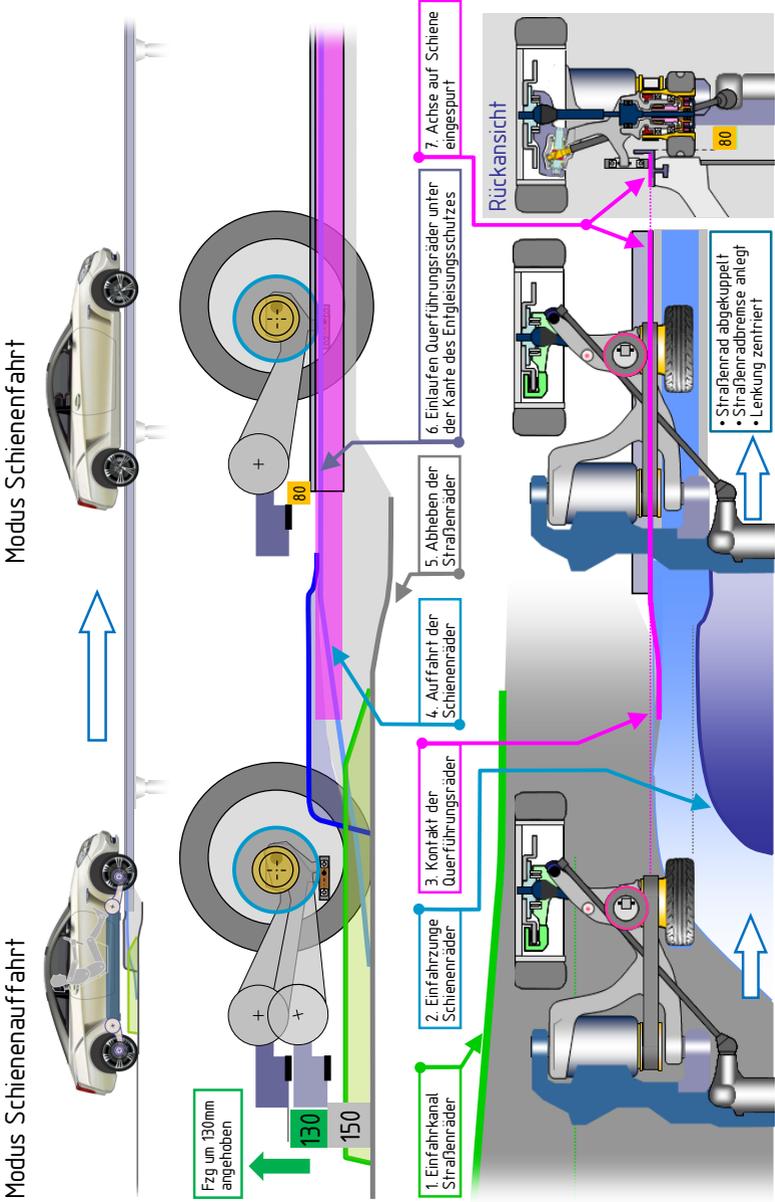


Abbildung 4.8.2: Ablauf beim Wechsel von Straße zu Schiene mit den beiden Betriebsmodi Schienenauffahrt und Schienenfahrt.

4.8.5 Modus Nothalt bei Schienenfahrt

Im Havariefall senkt die Tragfederverstellung den Aufbau über die Aufsetzelementen mit Reibbelag auf der Oberseite der Entgleisungsschutzkante ab wie in Abbildung 4.8.3 dargestellt.

Die zu Beginn vorhandene Fahrgeschwindigkeit wird vollständig abgebaut. Das sicher abgesetzte Fahrzeug kann regulär oder über Notausstiegseinrichtungen verlassen werden. So wird ein Schwanken des Aufbaus aufgrund der geringen passiven Federsteifigkeit vermieden. Weitere Anmerkungen zur Betriebssicherheit bei Schienenfahrt sind im Anhang A.9 zusammengestellt.

Ist bei betriebsfähigem Fahrzeug ein Nothalt für alle Fahrzeuge beispielsweise bei orkanartigen Windböen erforderlich, kann das Aktivfahrwerk das Fahrzeug durch Hochziehen der Längslenker gegen die Entgleisungsschutzkante auf die Schiene spannen, um ein Abheben durch die extreme Windkräfte zu verhindern.

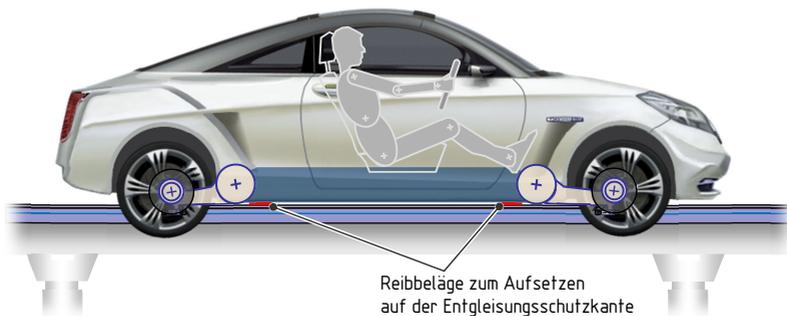


Abbildung 4.8.3: Absenken des Fahrzeugs auf die Schiene über die Reibbelag-Aufsetzelemente bei Nothalt zum Abbau von Fahrgeschwindigkeit und für eine stabile Position des Aufbaus beim Verlassen des Fahrzeugs.

4.9 Fahrwerkregler

Zusammen mit der Fahrwerkmechanik und der Aktorik bildet der Fahrwerkregler den dritten Baustein für den integrierten Systementwurf. Die Abbildung 4.9.1 zeigt die Gesamtstruktur des Fahrwerkreglers. Die Verarbeitung der Eingangssignale durch die Gruppen erfolgt von oben nach unten. Innerhalb einer Gruppe, wenn reihenfolgenabhängig, von links nach rechts. Der in Matlab/Simulink [i-Tmw19] umgesetzte Fahrwerkregler ist Teil des Gesamtsimulationsmodells in Abschnitt 5.4.

Die Gruppe I beinhaltet neben den Eingangsgrößen der Fahrwerksensorik und der Schienenfahrt-Signale die Fahrervorgaben durch Lenkrad und Pedalerie sowie den gewählten Fahrmodus. Die Fahrmodi sind in Tabelle 4.2 zusammengestellt. In Gruppe II werden aus den Eingangssignalen Hilfs- und Beobachtergrößen für die nachfolgenden Gruppen berechnet.

Tabelle 4.2: Vom Fahrer wählbare Fahrmodi des Fahrwerkreglers.

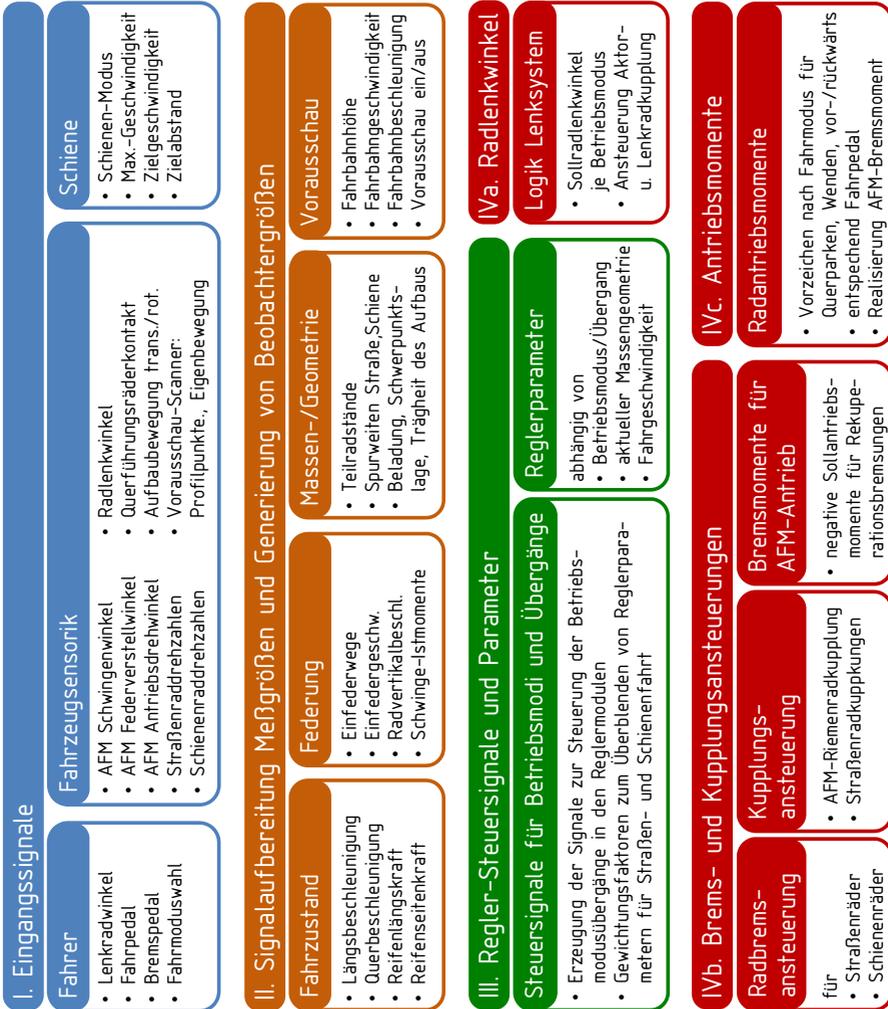
Straßenfahrt	
Standard	ohne Fahrbahn-Vorausschau
Reise-Komfort	mit Vorausschau, minimale Aufbaubewegung
City-Komfort	mit Vorausschau, 8 cm erhöhtes Niveau für zusätzliches Schluckvermögen
Manövrieren	
Rückwärtsfahrt	
Querfahrt	Quereinparken
Wenden auf der Stelle	für minimalen Raumbedarf
Stand	
Komforteinstieg	Anheben um 20 cm.
Absenken	beispielsweise für Laden beim Parken
Schienenfahrt	
Nothalt	Absenken des Aufbaus auf die Schiene.

Der Regler arbeitet für alle Betriebsmodi und Fahrzustände ohne Strukturumschaltungen. Bei Modusübergängen werden in Gruppe III die Regler- und Fahrwerkgeometrie-Parameter, wie beispielsweise unterschiedliche Spurweiten bei Straßen- und Schienenfahrt, gleitend verändert. Weiter werden Steuerungssignale erzeugt, die beispielsweise den Übergang von Straßenfahrt- zum Querparkmodus durch koordiniertes Betätigen der Bremsen, Anheben des Fahrzeugniveaus und Einschlagen der Räder steuern. Kern des Fahrwerkreglers ist die Gruppe IV, die für Lenksystem, Bremse und Antrieb sämtliche Anteile der Aktivfederkräfte auf die Längslenker zur Kontrolle der Aufbau- und Radbewegungen sowie zur Kompensation von Störkräften berechnet.

In Gruppe V wird das Aktivmoment in den niederdynamischen Anteil der Tragfederverstellung und den hochdynamischen Anteil aufgespalten, aus dem zusammen mit dem Radantriebsmoment die Sollmomente der Antriebsfederungsmodul-Motoren E1, E2 bestimmt werden. Aus den benötigten Radlenkwinkeln werden die Lenkaktordrehwinkel berechnet. Gruppe VI fasst alle Aktoren-Sollgrößen als Ausgangssignale des Fahrwerkreglers zusammen.

Da während des Systementwurfs eine Vielzahl unterschiedlichster Fahrmanöver zu simulieren ist, wird der Fahrwerkregler soweit entwickelt, dass neben den Eingangsgrößen der Fahrerschnittstelle für Lenkrad, Pedale und Fahrmoduswahl keine fahrmanöverspezifischen Einstellungen erforderlich sind. Gleiches gilt für die Fahrbahnvorausschau der Aktivfederung, die während der Simulation dieselbe Fahrbahngeometrie auswertet wie die Reifenmodelle und damit für beliebige Teststreckenprofile einsetzbar ist.

Nachfolgend werden die wesentlichen Reglermodule der Funktionserweiterungen erläutert. Die Fahrbahn-Vorausschau aus Gruppe II leitet den Überblick ein zu den Modulen der Sollgrößenberechnung von Aktivfederung und Antrieb der Gruppe IV sowie zur Umrechnung auf Aktor-Ansteuerungssignale in Gruppe V als letztem Schritt des Algorithmus, in dem auch die Sollwerte aus den Reglermodulen für Lenkung und Bremse verarbeitet werden.



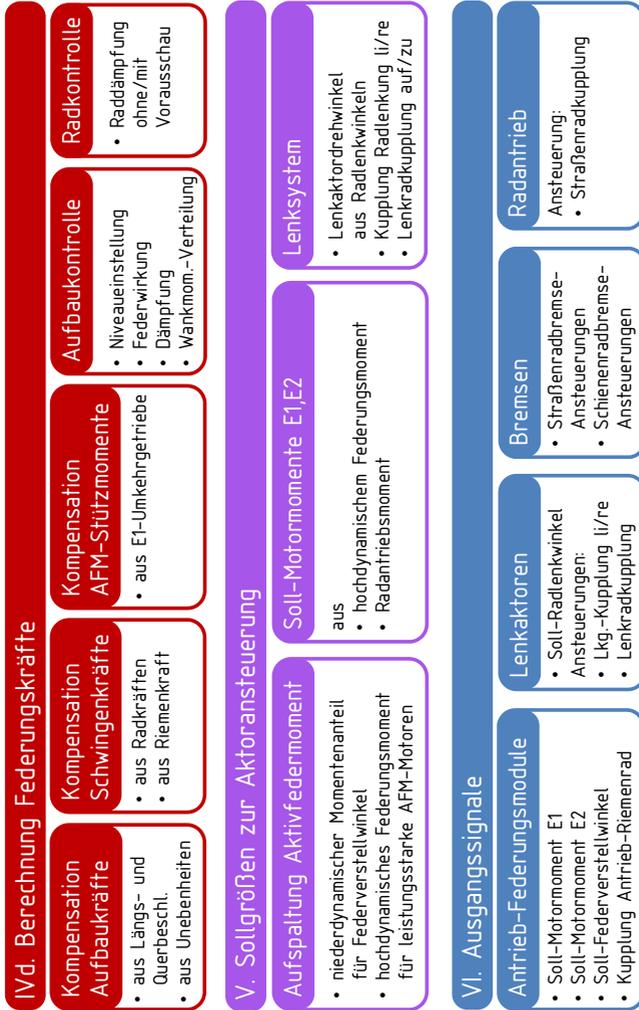


Abbildung 4.9.1: Gesamtübersicht aller Module des Fahrwerkreglers. Die Verarbeitung der Eingangssignale der Sektion I erfolgt von oben nach unten in den Reglerabschnitten II bis V. Die Ausgangssignale der Sektion VI steuern die Antrieb-Federungsmodule (AFM), die Lenkaktoren sowie die Kupplungs- und Bremsenmodule aller Radmodule.

4.9.1 Reglermodul Vorausschau

Weit vor der Verfügbarkeit geeigneter Scan-Sensorik [j-Wmc13; i-Xen18] wurden theoretische Untersuchungen zu Preview Control Regelungskonzepten durchgeführt [j-Lap95; f-Sha90; f-Tho80]. Die Abbildung 4.9.2 zeigt das verwendete Prinzip, das aus zeitdiskret vom Scanner gemessenen Höhenpunkten ein zeitlich kontinuierliches, ruckfreies und anstiegsbegrenztes Höhenprofil berechnet, das aus Sicht des Fahrzeugs unter diesem hindurchläuft [j-Wmc13]. Die Mehrfachmessung eines Fahrbahnabschnitts ermöglicht im realen Fahrzeug eine statistisch verlässliche Ermittlung der Höhenwerte, deren Meßgenauigkeit mit der Entfernung zum Messort abnimmt. Zum Zeitpunkt des aktuellen Scans werden die Punkte des vorigen Scans im Datenraster um die seitdem zurückgelegte Wegstrecke nach hinten verschoben. Mit der aus Eigenbewegungsschätzung bestimmten Scanner-Lage relativ zu einer Ausgleichsgeraden der bisherigen Profilverpunkte werden die neuen Scanpunktdaten in das Raster einsortiert. Die unterhalb der Radeigenfrequenz endende Tiefpassfilterung des interpolierten Höhenrasters relativ zur Ausgleichsgeraden liefert das anstiegsbegrenzte Profil zur Aktivkraftberechnung für die Unebenheitskompensation.

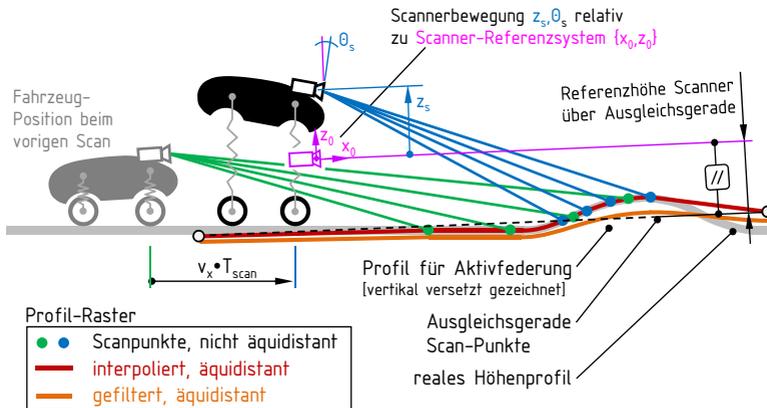


Abbildung 4.9.2: Ermittlung eines Höhenprofils aus Scannerpunkten.

4.9.2 Reglermodule zur Störkraftkompensation

Direkt auf den Aufbau wirken Längs- und Querbewegungskräfte. Fahr-
bahnunebenheiten bewirken Kräfte durch Tragfederauslenkung. Längs- und
Seitenkräfte der Reifen sowie Antriebsriemenkräfte erzeugen über die Rad-
führung Stützkkräfte am Aufbau, ebenso Reaktionsmomente aus den Antrieb-
Federungsmodulen. Im Regler werden die Aktivfederungskräfte zur Kompen-
sation dieser Aufbaustörkräfte bestimmt.

Kompensation passiver Federkraft durch Vorausschau

Abbildung 4.9.3 zeigt die Tragfederkraftkompensation bei Unebenheitsüber-
fahrt. Die Vorausschau-Profilhöhe dient als Maß für die erwartete Federaus-
lenkung. Aus der Federkennung folgt die vom Aktivkraftsteller zu kompensie-
rende Federkraft. Liegt die Unebenheit innerhalb der Grenze der verfügbaren
Aktivkraftdynamik und damit der maximalen Profilanstiegsgeschwindigkeit,
kann entsprechend des grünen Vorausschauprofils die Federkraft vollständig
kompensiert werden. Liegt die Kompensationsfahrbahnhöhe der Vorausschau
unterhalb der realen Fahrbahnhöhe, verbleibt eine unkompensierte Restfeder-
kraft, die eine Vertikalbeschleunigung des Aufbaus verursacht. Zum Ausgleich
des Aktorikzeitverzugs wird das Profil vor dem realen Radort ausgewertet.

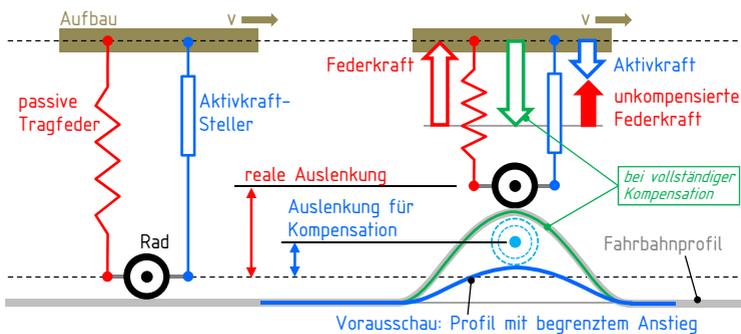


Abbildung 4.9.3: Kompensation der passiven Tragfederkraft bei Unebenheitsüberfahrt durch Vorausschau mit anstiegsbegrenztem Fahrbahnprofil.

Kompensation der Aufbaukräfte

Kräfte aus Längs- und Querbewegungen greifen nach Abbildung 4.9.4 am Aufbauswerpunkt an. Aus der aktuellen Fahrzeugmassengeometrie entsprechend Antriebsmodulbestückung, Beladungszustand und Fahrzeughöhe folgen daraus die kompensierenden Nick- und Wankmomente der Aktivfederung.

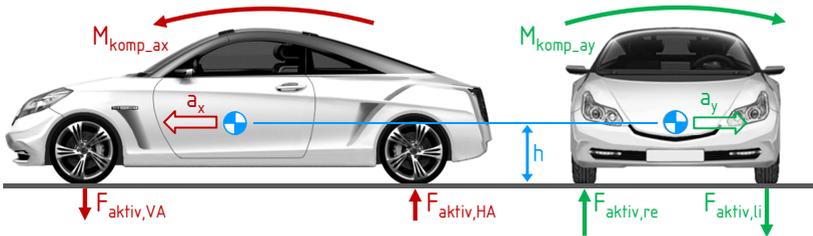


Abbildung 4.9.4: Aus der aktuellen Höhe h des Aufbaumassenschwerpunkts und seiner Längs- und Querbewegung folgen die kompensierenden Nick- und Wankmomente und somit die Aktivkräfte zur Vermeidung von Aufbaubewegungen.

Kompensation federungswirksamer Kräfte auf die Radführung

Aus der Fahrzustandsbeobachtung und Signalen des Brems- und Antriebssystems werden für jede Radaufhängung deren Reifenlängs- und Seitenkraft geschätzt, ebenso die Antriebsriemenkraft. Sie bewirken entsprechend der Stellung des Längslenkers federungswirksame Momente.

Die Abbildungen 4.9.5a und 4.9.5b zeigen den jeweils wirksamen Hebelarm b der Radlängskraft bei Schienenfahrt und gerader Straßenfahrt. Weist nach Abbildung 4.9.5c das Straßenrad einen Lenkwinkel δ auf, werden die federungswirksamen Längsanteile der geschätzten Radkräfte verwendet.

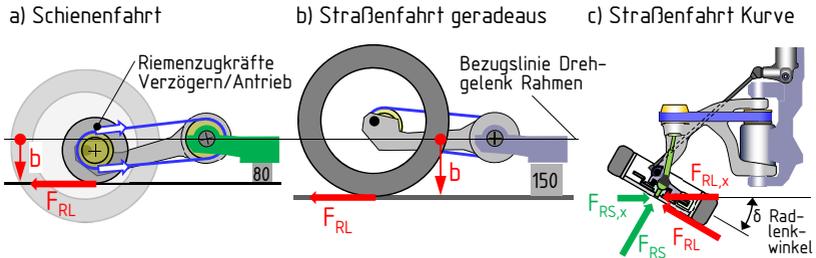


Abbildung 4.9.5: Federwegabhängiger Hebel b der Radlängskraft F_{RL} bei a) Schienenfahrt und b) gerader Straßenfahrt. c) Bei Radlenkwinkel δ werden die Fahrzeuglängsanteile $F_{RL,x}$ und $F_{RS,x}$ der Radkräfte kompensiert. Zusätzlich entsteht durch die Antriebsriemenkräfte ein federungswirksames Moment.

4.9.3 Reglermodul Radkontrolle

Die hochdynamische Aktivfederung übernimmt auch die Radkontrolle mittels eines einfachen heuristischen Ansatzes auf Basis von Abbildung 4.9.6, um die Radlastschwankung bei auftretender Resonanzüberhöhung aus Fahrbahnanregung zu dämpfen und damit zu begrenzen.

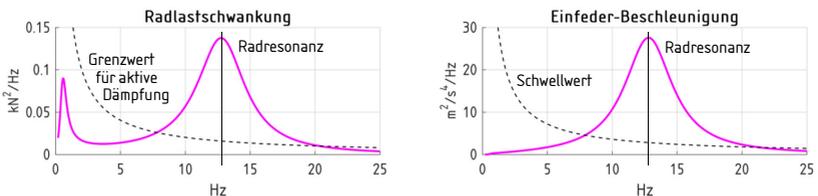


Abbildung 4.9.6: Spektrale Dichte der Radlastschwankung und Einfeder-Beschleunigung auf einer ISO 8608 Fahrbahn Klasse C [s-Iso95] bei mittlerer Raddämpfung.

Dazu wird von der Einfederbeschleunigung ein konstanter Schwellwert abgezogen, unterhalb dessen die Radlastschwankung unbedenklich ist. Proportional zum Überschuss wird ein Dämpfungskraftwert berechnet. Der Phasenverzug der nachgeschalteten Tiefpassfilterung definiert die beschleunigungs- und ge-

schwindigkeitsproportionalen Wirkanteile der Dämpfungskraft. Erkennt die Fahrbahnvorausschau beispielsweise beim Überfahren von Bremsschwellen extreme Profilanstiege, wird die Dämpfungskraft für die Dauer der sehr kurzzeitigen Anregung stark reduziert, um ein Störereignis des Aufbaus durch Dämpfungkraftspitzen zu vermeiden. Der einfache Ansatz zur bedarfsgerechten Dämpfung der konzeptbedingt erhöhten Radmasse zeigt in der Simulation auf unterschiedlichsten Fahrbahnen gutes Verhalten für Radlastschwankung und Komfort.

4.9.4 Reglermodul Aufbaukontrolle

Zur aktiven Beeinflussung der Aufbaubewegung existieren zahlreiche Konzepte und Entwurfsverfahren [f-Gip84; f-Kar78; j-Sha86; w-Str96; w-Zet82]. Die für den integrierten Systementwurf umgesetzte Aufbaukontrolle orientiert sich an der in [j-Dar89] beschriebenen Struktur, die für eine direkte und einfache Parametrierbarkeit im Fahrversuch entworfen wurde. Mit geringem Aufwand wurde sie für eine Nutzung in allen Fahrwerk-Betriebsmodi erweitert.

Das Grundkonzept nach Abbildung 4.9.7 sieht vor, die drei Aufbaukörper-Lagegrößen Hub, Nicken und Wanken durch vier Aktiv-Federkräfte zu beeinflussen. Mit den Hebelarmen zum Schwerpunkt folgt direkt die Abbildung des modalen Lagevektors $\mathbf{x}_M = [z_H \Theta_N \Phi_W]^T$ auf die Einfederwege

$$\mathbf{z}_E = \begin{bmatrix} z_{Evl} \\ z_{Evr} \\ z_{Ehl} \\ z_{Ehr} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} -1 & a & -p \\ -1 & a & q \\ -1 & -b & -p \\ -1 & -b & q \end{bmatrix}}_{\mathbf{T}_{\text{Pos}, z_E, M}} \underbrace{\begin{bmatrix} z_H \\ \Theta_N \\ \Phi_W \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}_M}. \quad (4.1)$$

Betriebsmodus und Fahrzeugniveau bestimmen Spurweite und Radstand. Gemäß Beladung und Antriebsmodul-Bestückung folgen die Hebelarme.

Die Abbildung der modalen Kräfte auf die vier Aktiv-Federungskräfte

$$\mathbf{F}_A = \begin{bmatrix} F_{Avl} \\ F_{Avr} \\ F_{Ahl} \\ F_{Ahr} \end{bmatrix} = \frac{1}{p+q} \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{bq}{a+b} & -\frac{q}{a+b} & f_{WMA,v} \\ \frac{bp}{a+b} & -\frac{p}{a+b} & -f_{WMA,v} \\ \frac{aq}{a+b} & \frac{q}{a+b} & f_{WMA,h} \\ \frac{ap}{a+b} & \frac{p}{a+b} & -f_{WMA,h} \end{bmatrix}}_{\mathbf{T}_{\text{KraftWMA,A,M}}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_H \\ M_N \\ M_W \end{bmatrix}}_{\mathbf{F}_M} \quad (4.3)$$

erfolgt unter Vorgabe der Wankmomentenanteile von Vorder- und Hinterachse $f_{WMA,v} + f_{WMA,h} = 1$. Zur Herleitung der Beziehung siehe Anhang A.11. Für untersteuerndes Fahrverhalten bei Straßenfahrt erhält die Vorderachse den Großteil des Wankmoments. Bei Schienenfahrt werden zur Vermeidung von Radabheben die Wankmomentenanteile entsprechend der statischen Achslasten verteilt. Die Überlegungen bei der Wahl des Konzepts zur Aufbaukontrolle sind im Anhang A.10 dokumentiert.

4.9.5 Summation der Federungskräfte

Die Umrechnung von Nick- und Wankmoment der Aufbaukraft-Kompensation aus Abschnitt 4.9.2 auf vier Aktiv-Federkräfte erfolgt analog zu (4.3). Alle sonstigen Kompensationsanteile und die Raddämpfungskräfte sind bereits radweise definiert. Weiter werden noch die Stützwirkungen aus der Richtungsumkehr der E1-Motoren der Antrieb-Federungsmodule berücksichtigt. Die Summation aller Kräfte liefert die benötigte Aktiv-Federungskraft für jedes Radmodul. Entsprechend Betriebsmodus und Radeinfederposition liefert die Gruppe IVd das anzufordernde Aktiv-Federungsmoment jedes Antrieb-Federungsmoduls. Mit den Antriebsmomentenanforderungen stehen dann die Eingangsgrößen zur Sollmomentenberechnung für die E-Motoren der Antrieb-Federungsmodule zur Verfügung.

4.9.6 Reglermodul Antriebsmomente

Aus dem Fahrpedalwert wird mittels einer progressiven Pedalkennlinie ein Gesamtantriebsmoment berechnet, das auf die Radmodule verteilt wird. Die Sollmomente für rekuperative elektrische Bremsungen aus dem Reglermodul zur Bremsenansteuerung werden berücksichtigt.

Anhand des gewählten Fahrmodus *Rückwärtsfahrt*, *Querparken* oder *Wenden auf der Stelle* folgen die erforderlichen Vorzeichen der Radantriebsmomente. In diesen Modi wird bei Fahrpedalwert Null ein geschwindigkeitsproportionales negatives Antriebsmoment erzeugt, so dass beim Manövrieren keine Bremspedalbetätigung erforderlich ist, womit die Fahraufgabe auch für die Simulation erleichtert wird.

4.9.7 Reglermodule zur Aktor-Sollgrößenberechnung

Das Aktivfederungsmoment wird nach Abbildung 4.9.8 in einen hochdynamischen Anteil zur Ansteuerung der Motoren E1 und E2 und einen niederdynamischen Anteil zur Ansteuerung der Tragfederverstellung aufgetrennt. Der Momentenanstieg der Tragfederverstellung wird hier entsprechend der Verstellmotorleistung begrenzt. Um ständigen Richtungswechsel des selbsthemmenden Verstellgetriebes bei kleinen Werteänderungen zu vermeiden, wird für die Ansteuerung eine konstante Stufung des Tragfeder Moments vorgesehen. Eine fahrsituationsabhängige Stufung bietet zusätzliches Energiesparpotential. Aus der inversen Federkennung folgt der Sollwert des Verstellantriebs. Der Sollwert für das dynamische Aktivmoment des Radmoduls ergibt sich aus dem vom Fahrwerkregler geforderten Gesamtmoment abzüglich des Istmoments der Tragfederverstellung. Im regulären Betrieb entspricht der Istwinkel der Tragfederverstellung praktisch dem Sollwert.

Mit der Übersetzung i_{SR} zwischen Schwinge und Federungs-Stator folgt aus dem Aktivfederungsmoment $M_{\text{aktiv_dyn}}$ die Federungsmomentenanforderung $M_F = i_{SR} M_{\text{aktiv_dyn}}$ an das Antrieb-Federungsmodul.

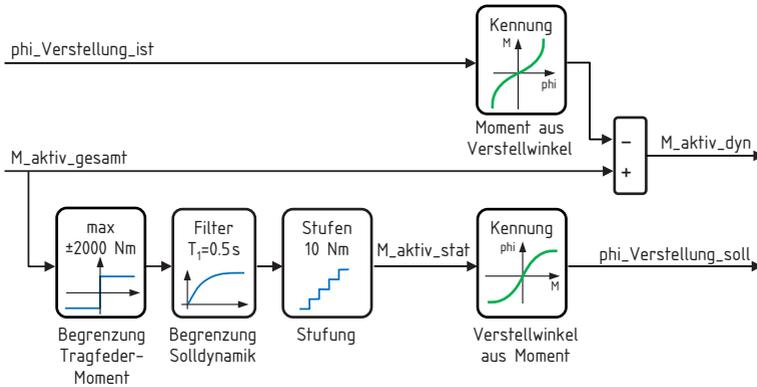


Abbildung 4.9.8: Bestimmung der Sollwerte für hochdynamisches Aktivefedermoment und langsamen Tragfederverstellwinkel des Antrieb-Federungsmoduls.

Zusammen mit dem geforderten Moment M_A für den Fahrtrieb folgen die Sollmomente der beiden E-Maschinen E1 und E2 zu

$$M_{E1} = \frac{1}{\eta_A \eta_{G1} + \eta_A} M_A - \frac{1}{2\eta_F} M_F \quad \text{und} \quad (4.4)$$

$$M_{E2} = - \left(\frac{1}{\eta_A \eta_{G1} + \eta_A} M_A + \frac{1}{2\eta_F} M_F \right), \quad (4.5)$$

wobei die mechanischen Wirkungsgrade η_A für den Radantrieb, η_{G1} für das Umkehrgetriebe von E1 und η_F für die Planetenstufe zwischen Federungsstator und Lenkerschwinge η_F berücksichtigt werden.

Zur Ansteuerung der Lenkaktoren werden die berechneten Soll-Radlenkwinkel entsprechend der mechanischen Übersetzungen auf Soll-Aktordrehwinkel umgerechnet unter Berücksichtigung der Steuersignale zur mechanischen Koppelung von linker und rechter Radlenkung und des Lenkrades. Die Berechnung der Soll-Radlenkwinkel und Kupplungsansteuerungen des Lenksystems sowie die Sollbetätigung der Bremsen und Antriebstrang-Kupplungen werden in den folgenden beiden Abschnitten beschrieben.

4.9.8 Reglermodul Radlenkwinkel

Im Betriebsmodus *Straßenfahrt* werden aus dem Lenkradwinkel die Sollradlenkwinkel der Vorderachse mittels einer festgelegten Übersetzungs- und Lenkdifferenzwinkelkennlinie berechnet. Im regulären Betrieb ist das Lenkrad nicht mechanisch mit der Radlenkactorik verbunden. Für die Konzeptuntersuchung ist keine Lenkradmomentengenerierung erforderlich.

Im Betriebsmodus *Querparken* ist über das Lenkrad noch eine geringe Korrektur der Radlenkwinkel möglich. Im Modus *Wenden auf der Stelle* ist ein Eingriff auf die Radlenkung durch Fahrer nicht sinnvoll. Für den Modus *Schieneauffahrt* erfolgt das Ausrichten des Fahrzeugs mittels Spurregelung ohne Fahrereingriff. Auf der Schiene werden die Straßenräder in der Geradeausstellung gehalten.

4.9.9 Reglermodul Brems- und Kupplungsansteuerung

Für die Konzeptbewertung sind nur die Grundfunktionen zur Betätigung der Radbremsen von Straßen- und Schienenrad implementiert. Die Bremskraftverteilung ist konstant. Im unteren Bremsverzögerungsbereich wird ein rekuperativer Bremsmomentenanteil zur Übernahme durch den Antrieb abgespalten. Oberhalb eines Schwellwerts wird die Kupplung zur Abtrennung der Rotationsträge der Antriebsmotoren geöffnet. Aus einem vom Regler berechneten prozentualen Betätigungsfaktor und einem Bremsmomentenbeiwert folgt das jeweilige Radbremsmoment.

Damit kann das Verhalten des Fahrwerksystem beispielsweise bei hybriden mechanisch-elektrischen Teilbremsungen oder bei Bremsungen nahe der Blockiergrenze auf welliger Fahrbahn untersucht werden. Das Modul übernimmt auch die Ansteuerung der Kupplung und die Anforderung des Feststellbremsmoments für die Straßenräder im Modus *Schieneffahrt*.

5 Modelltechnik und Gesamtfahrzeugsimulation

Die Funktionsentwicklung während des integralen Entwurfs sowie die Bewertung des Fahrwerksystems kann nur unter Anwendung eines entsprechend detaillierten Gesamtfahrzeug-Simulationsmodells erfolgen. Um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten und den Aufwand für die Bedatung sowie die Fehleranfälligkeit gering zu halten, wurde ein Fahrzeugmodell erstellt, mit dem sowohl Reglerfunktionsentwicklung als auch alle dazu erforderlichen Fahrdynamik- und Fahrkomfortsimulationen ohne manöverspezifische Modellanpassungen durchgeführt werden können.

Während der praktischen Durchführung des Systementwurfs wurden einige tausend Fahrmanöver berechnet, was ohne verlässliche Rechenzeiteffizienz und Stabilität des Gesamtmodells nicht möglich gewesen wäre. Um Phänomene und auch Fehler zu analysieren, ist es zudem sehr hilfreich, offenen Einblick in jeden einzelnen Baustein des Gesamtmodells und die Abläufe während der numerischen Lösung zu haben. Deshalb fiel der Entschluss, die Programmerroutinen für die Mehrkörpermechanik sowie der fahrwerksystemspezifischen Kraftelemente selbst zu erstellen. Im Anhang B.1 befinden sich die zur Programmierung nötige, durchgängige Beschreibung der Grundelemente sowie die Methodik zur Modellierung und Simulation des Mehrkörpersystems.

Das implementierte Modell für Straßen- und Schienenreifen basiert auf dem Reifenmodell TMeasy [b-Ril94; k-Ril13], dessen Anbindung an das Mehr-

körpermodell und das Fahrbahnmodell im Anhang B.2 beschrieben ist. Wie der Reifen nutzen alle weiteren Kraftelemente mit Fahrbahnkontakt sowie die Vorausschau der Aktivfederung das Fahrbahnmodell OpenCRG [i-Vir18; i-Rau18], mit dem auch der Schienenfahrweg modelliert wird. Fahrverhaltensrelevante aerodynamische Kraftwirkungen sind implementiert [b-Huc13]. Ebenso wie das Mehrkörperdynamikmodell ist die eindimensional modellierte Mechanik von Antriebstrang und Bremssystem in C-Programmrountinen coordiert. Das Vorgehen bei der Modellierung und simulationstechnischen Umsetzung orientiert sich an [b-Amm97; b-Gip99; b-Pop93; k-Rau03].

Für den Fahrwerkregler, die Aktorikmodelle und die Kopplung aller Teilm Modelle zum Gesamtmodell unter Einbindung des Mechanikmodells als Simulink S-Function wird das Programmsystem Matlab/Simulink [i-Tmw19] eingesetzt, das auch die Basis für die erstellte, skriptbasierte Gesamtsimulationsumgebung bildet. Die Modellparameter entstammen vergleichbaren Komponenten oder Abschätzungen basierend auf Bauteilgeometrien und Werkstoffkennwerten.

5.1 Fahrwerksystemspezifische Teilmodelle

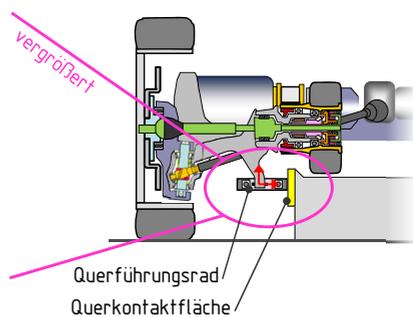
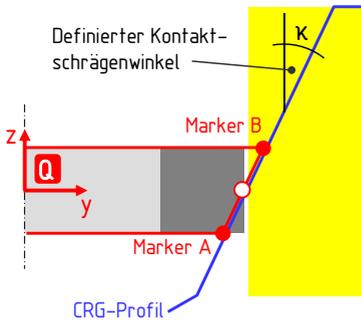
Zusätzlich zu den allgemeinen Mehrkörpersystem-Kraftelementen werden neben dem Reifenmodell weitere fahrwerkspezifische Kraftelemente benötigt; vor allem für die Bewertung des Fahrwerks beim Wechsel zwischen Straße und Schiene sowie in typischen Schienenfahrt-Situationen.

Als wesentliches Element des Schienenfahrwerks wird ein Querführungsrad-Schienenkontaktmodell entworfen. Die Kontaktkraftmodelle für den Entgleisungsschutzes und die Aufsetzelemente sind in den Anhängen B.3 und B.4 beschrieben. Eng verknüpft mit den Geometrieanforderungen des Querführungsrad-Kontaktmodells ist die Definition des Schienenstreckenprofils mitsamt der Übergänge zur Straßenfahrbahn im CRG-Format.

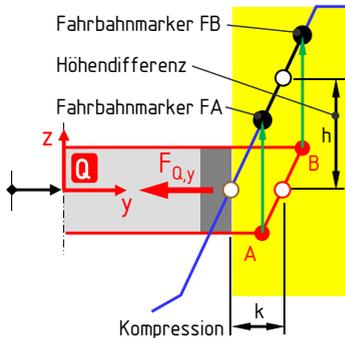
5.1.1 Querführungsrad

Das Querführungsrad des Schienenfahrwerks soll die gleiche Fahrbahnhöhenbeschreibung auswerten, wie alle sonstigen Komponentenmodell mit Fahrbahnkontakt. Die CRG-Beschreibung erlaubt keine vertikalen Fahrbahnoberflächen. Wie in Abbildung 5.1.1 dargestellt wird deshalb auf eine geneigte Fläche mit festgelegtem Kontaktschrägenwinkel κ übergegangen.

a) Geometrie direkt vor Kontakt



b) Kompression Querführungsrad



Ablauf Kontaktrechnung

1. Auswertung Fahrbahnmarker FA,FB an inertialen x,y -Position der Marker A,B
2. Prüfen, ob Vektor $r_{FB,FA}$ in Koordinaten von Q innerhalb Toleranz des Kontaktschrägenwinkels liegt
3. Berechnen der Höhendifferenz der Mitten der Verbindungslinien $r_{B,A}$ und $r_{FB,FA}$
4. Kompression des Querführungsrades $k = h \cdot \tan(\kappa)$
5. Kraft $F_{Q,y}(k)$ aus Kompression k

Abbildung 5.1.1: Modell des Querführungsradkontakts bei Auswertung eines CRG-Fahrbahnprofils der Schiene mit definiertem Kontaktschrägenwinkel.

Die inertielle Position des mittigen Querführungsradmarkers wird von seinem körperfesten Ort auf dem Längslenker des Radmoduls vorgegeben. Das Querführungsradmodell wertet das CRG-Fahrbahnprofil an den inertialen xy -Positionen der Marker A und B aus. Damit ergeben sich die räumlichen Koordinaten der Fahrbahnmarker FA und FB. Liegt der Neigungswinkel des Abstandsvektors der beiden Fahrbahnmarker innerhalb eines definierten Toleranzbereichs um den Kontaktschrägenwinkel κ ist das erste Kriterium für einen möglichen Kontakt des Querführungsrades erfüllt.

Als Nächstes wird anhand der Höhendifferenz der Mitten der Markerabstandsvektoren überprüft, ob sich das Querführungsrad innerhalb des Kontaktbereiches der Schiene befindet. Ist auch diese Bedingung erfüllt, liefert die Höhendifferenz h zusammen mit dem Kontaktschrägenwinkel κ einen gültigen Wert für die Kompression k des Querführungsrades, der für die Auswertung der Kontaktkraftkennung verwendet wird. Die Kontaktkraft $F_{Q,y}(k)$ wirkt in lokaler y -Richtung auf den Querführungsradmarker Q und kann damit auf den Längslenker der Radführung aufgeprägt werden.

5.1.2 Schienenfahrweg

Die Schienenstrecke mit ihren Auf- und Abfahrtsabschnitten wird wie sonstige Fahrbahnhöhenprofile mit definiertem Höhenverlauf betrachtet. Die Abbildung 5.1.2 zeigt das Grundprinzip der dazu verwendeten CRG-Fahrbahnmodellierung nach [i-Rau18].

Über einem gleichmäßigen, rechtwinkligen Netz werden für jeden Punkt entlang der Referenzmittellinie u die Höhenwerte des Profilquerschnitts in v -Richtung definiert. Dieses Höhennetz lässt sich über eine einfache Vorgabe des Referenzlinienverlaufs auf einen gewünschten Kurvenverlauf abbilden.

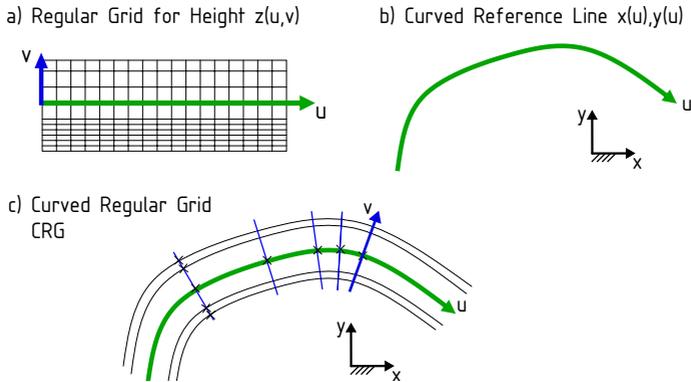


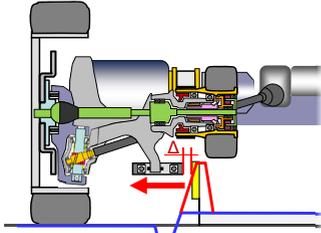
Abbildung 5.1.2: Prinzip der CRG-Fahrbahnmodellierung [i-Rau18]. a) Gleichmäßig rechtwinkliges uv -Netz der z -Höhenkoordinaten. b) Gekrümmte u -Referenzlinie im Inertialsystem. c) Curved Regular Grid: Beschreibung des Höhenprofils im Inertialsystem.

Der Querschnitt einer entlang der Referenzlinie ansteigenden Schienenfahrbahn mit horizontalen und schrägen Flächen für Trag- und Querführungsradkontakt ist im gleichmäßigen uv -Gitter einfach zu erstellen. Für die mechanische Zentrierung des Fahrzeugs durch die Querführungsräder bei Auffahrt auf die Schiene muss eine sich möglichst kontinuierlich aufweitende Querführungsweite mit Hilfe eines feineren v -Gitters in den Bereichen der Querführung beschrieben werden. Zusätzlich zur Aufweitung müssen die Querführungsflächen im Einfahrabschnitt aufgrund der Schienenfahrwerkgeometrie erhöht sein. Die Abbildung 5.1.3 zeigt die einzelnen Phasen bei Schienenauffahrt und die Höhenpunkte des Querschnittsprofils für das definierte Raster in v -Richtung.

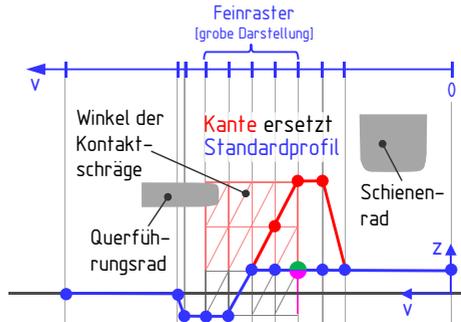
Mittels eines Matlab-Skripts können parametrisiert CRG-Schienenstrecken, wie beispielhaft in Abbildung 5.1.4a dargestellt, mitsamt den Regler-Streckensignalen erzeugt werden. Entlang des in Abbildung 5.1.4b vergrößert dargestellten Auffahrtbereichs ist die Einlaufkante für die Querführungsräder und der Anstieg der Tragradfahrbahn zu sehen. Die Abbildung 5.1.4c zeigt das automatisch erstellte Geometriemodell für die Fahrmanöver-Animation.

1) Querausrichten an Einlaufkante

- Straßenfahrt
- zentrieren des Fahrzeugs durch Aufweiten auf Querführungsweite

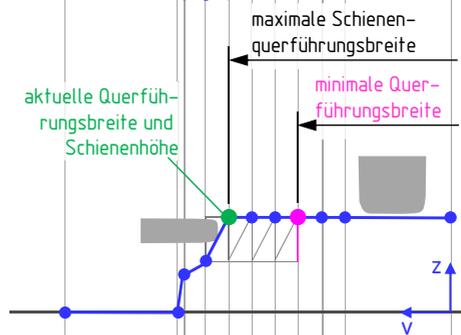
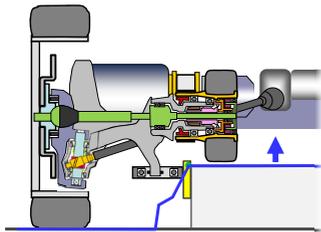


Fahrbahnaster in Querrichtung



2) Anstieg Schienenfahrbahn

- Querausrichtung zuvor erfolgt



3) Abheben der Straßenräder

- Beginn der Entgleisungsschutzkante (siehe Entgleisungsschutz-Kontaktmodell)
- Schienenfahrbahn steigt weiter an

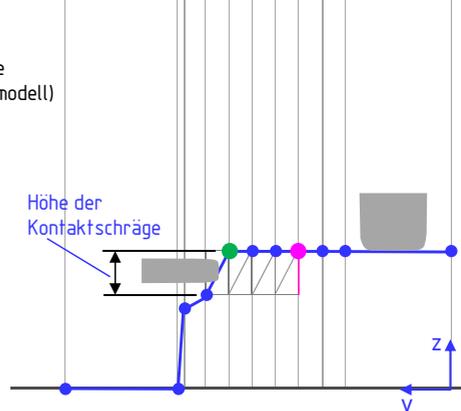
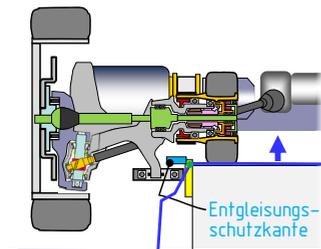


Abbildung 5.1.3: Netz des CRG-Schienenfahrwegmodells in Querrichtung mit Höhenprofilpunkten für drei Phasen des Auffahrvorgangs.

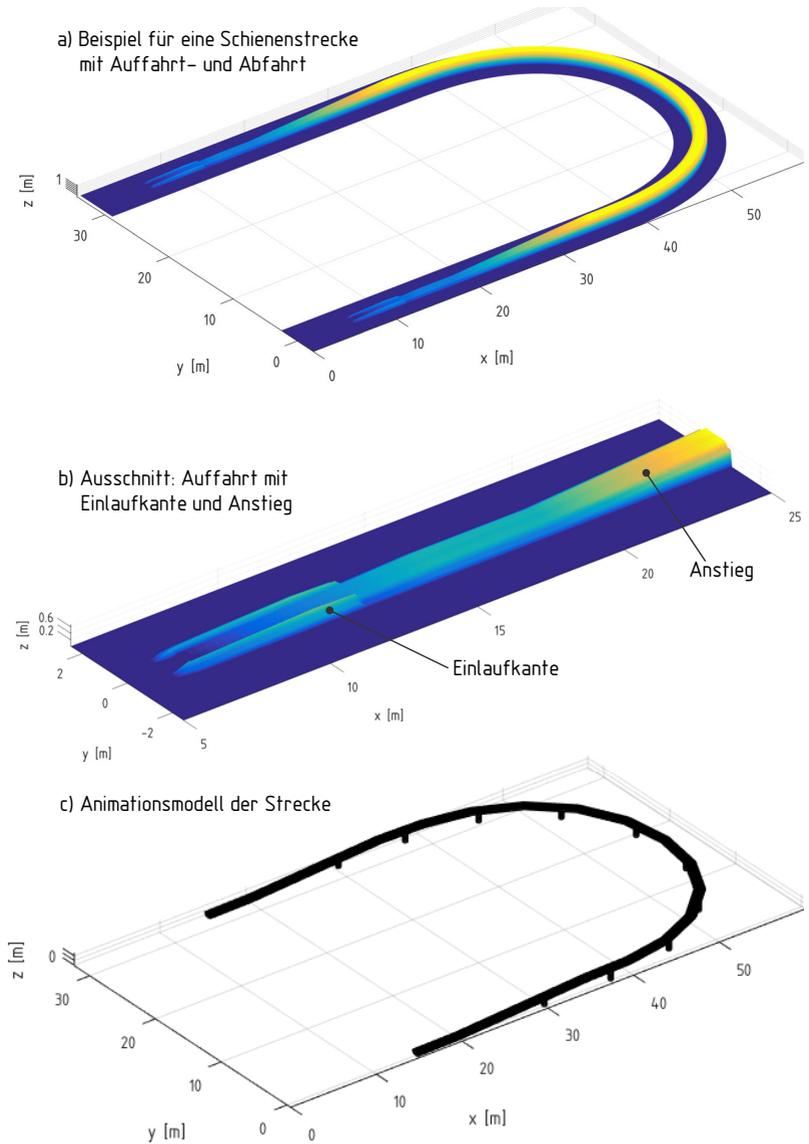


Abbildung 5.1.4: a) CRG-Format Schienenstrecke mit Anstieg auf 1.3m Fahrbahnhöhe und Abfahrt. b) Vergrößerter Ausschnitt der Auffahrt. c) Animationsmodell.

5.2 Gesamtmodellteil Fahrzeugmechanik

Das Gesamtmodell besteht aus den Teilen Fahrzeugmechanik, Aktorik und Regler. Der Gesamtmodellteil Fahrzeugmechanik beinhaltet das räumlichen Mehrkörperdynamik-Modell des Gesamtfahrzeugs mit seinen vier Radmodulen, deren Antriebs- und Bremsmechanik eindimensional beschrieben wird.

5.2.1 Eindimensionale Mechanik des Radmoduls

Die Abbildung 5.2.1 zeigt die Struktur der antriebsseitigen Mechanik des Antrieb-Federungsmoduls sowie die Momentenübertragung zu den Rädern mitsamt Kupplungen und Bremsen. Die räumlich wirksamen Massen und Trägheiten der Komponenten werden entsprechend dem Schwingenarm beziehungsweise dem Zentralrahmen zugeschlagen.

Die Berechnung erfolgt mit dem Mehrkörperdynamikmodell in der gleichen Programmeinheit. Sämtliche Schnittstellengrößen zwischen den beiden Mechanikmodellen sowie die differentiellen Zustandsgrößen sind in der Abbildung 5.2.1 gekennzeichnet. Motor- sowie Kupplungs- und Bremsmomente sind Eingangsgrößen, die direkt aus den Ansteuersignale des Reglers beziehungsweise der Aktorikmodelle hervorgehen. So werden die Bremsmomente von Straßen- und Schienenrad umgehend über die Schnittstelle an die Rad-Reifenmodelle und die Stützmomente an die entsprechenden Marker der Starrkörper des Mehrkörpermechanik-Teils weitergereicht.

Liegt das auf die Sonnenradkupplung umgerechnete Torsionsmoment der Antriebswelle unterhalb des maximal übertragbaren Kupplungsmoments ergibt sich die Drehgeschwindigkeit des getriebeseitigen Antriebswellenendes aus der übersetzten Drehgeschwindigkeit des Schienenrades. Die Zustandsgröße der Wellenverdrehung folgt aus Integration der Differenzgeschwindigkeit zwischen den Wellenenden. Für den anderen Fall bestimmt das auf die Pla-

netenträger umgerechnete Kupplungsmoment das Wellenmoment und damit über die Steifigkeit die Zustandsgröße der Wellenverdrehung.

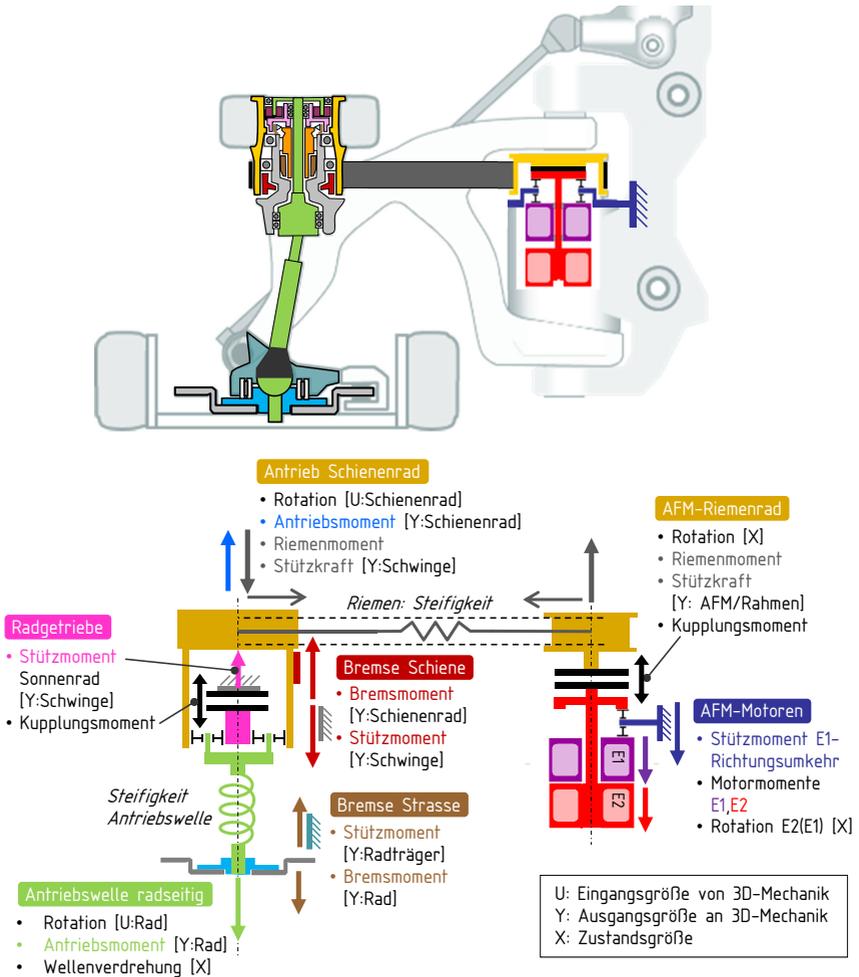


Abbildung 5.2.1: Eindimensionales Modell der Mechanik des Radmodul-Antriebs mit Bremsen und Kupplungen. Bei vollständig geschlossener Riemenrad-Kupplung weist das Antriebssystem nur die beiden Zustandsgrößen der Drehung von E2 auf. Bei geöffneter Kupplung sind die zwei Zustandsgrößen der Drehung des Riemenrades aktiv.

5.2.2 Mehrkörperdynamik-Modell des Gesamtfahrzeugs

Die Abbildung 5.2.2 zeigt die Starrkörper, Kraftelemente und Marker des Mehrkörperdynamikmodells der räumlichen Gesamtfahrzeugmechanik. Es ist nur ein Radmodul dargestellt. Alle Geometrie und Massegeometrieparameter sind in Koordinaten des Entwicklungssystems *E* definiert.

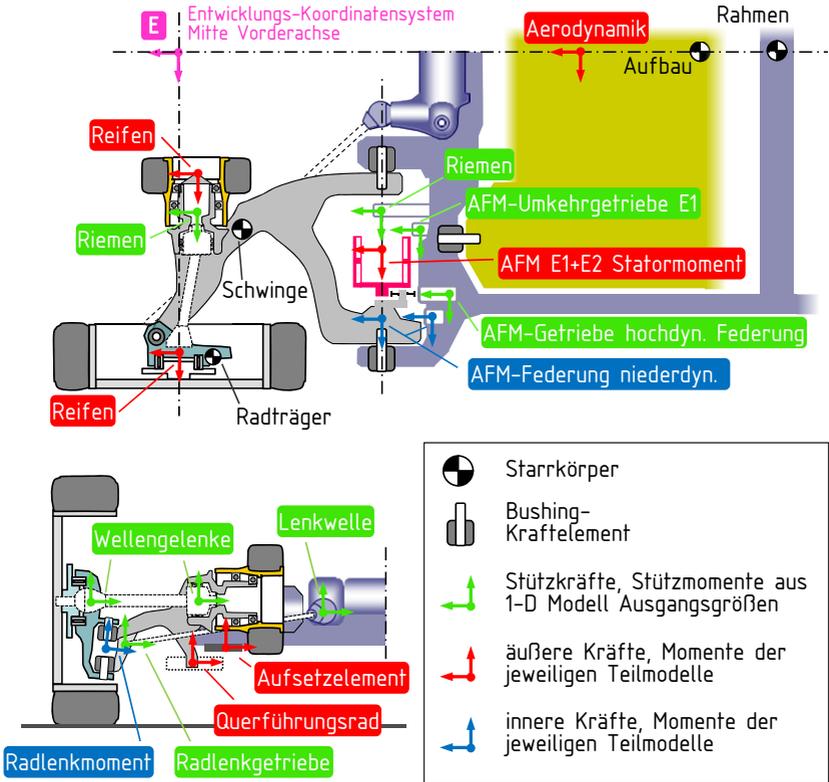


Abbildung 5.2.2: Struktur und Elemente des Mehrkörperdynamik-Modells zur Beschreibung der räumlichen Gesamtfahrzeugmechanik. Es ist nur ein Radmodul dargestellt.

Die Radträgerlenkachse wird durch zwei Bushing-Elemente definiert. Das Radlenkmoment ist ein skalares Moment aus dem Lenksystemmodell und wird als inneres Moment zwischen Radträger und Schwinge eingepägt. Entsprechend der Orientierung der Lenkwelle ergeben sich die Stützmomente auf Radträger und Lenkaktorgehäuse und damit auf den Zentralrahmen-Starrkörper. Vergleichbar werden die Stützmomente der Antriebswelle beschrieben. Am Rahmenstarrkörper stützen sich weiterhin das Umkehrgetriebe sowie die Antriebsriemenkraft ab, auch die Summe der Wellenmomente des Lenkaktors wird vom Rahmen abgestützt. Die Kräfte der Aufsetzelemente wirken auf den Rahmen ebenso wie die vier Bushingelemente zur Ankopplung des Aufbaustarrkörpers, auf den die Aerodynamikkräfte aufgepägt werden.

Das skalare Moment der niederdynamischen Tragfederung und ihrer Anschläge wirkt als inneres Moment zwischen Schwinge und rahmenfestem Gehäuse des Antrieb-Federungsmoduls. Dessen Statorträgheitsmoment und elektromagnetisches Statormoment werden mit der Getriebeübersetzung auf die Schwinge umgerechnet. Das im Getriebe deshalb benötigte Stützmoment wird über das Gehäuse in den Rahmen eingeleitet.

5.3 Gesamtmodellteil Fahrwerkaktorik

Da die Momente der Radbremsen und Kupplungen des Radmodulantriebsstrangs im Mechanikmodell bereits ausreichend über ihre prozentuale Betätigung durch den Regler und entsprechende Momentenbeiwerte abgebildet sind, ist im Folgenden nur die Modellierung der Aktorik für das Antrieb-Federungsmodul und das Lenksystem beschrieben. Der Aktorik-Gesamtmodellteil besteht aus der Zusammenstellung der Simulink-Modelle der jeweiligen Aktoren.

5.3.1 Aktorik des Antrieb-Federungsmoduls

Für die Bewertung des Fahrwerksystems ist der Energieverbrauch der aktiven Federung von Interesse. Dazu wird die Leistungsaufnahme der in Abbildung 5.3.1 dargestellten E-Motoren des Antrieb-Federungsmoduls berechnet.

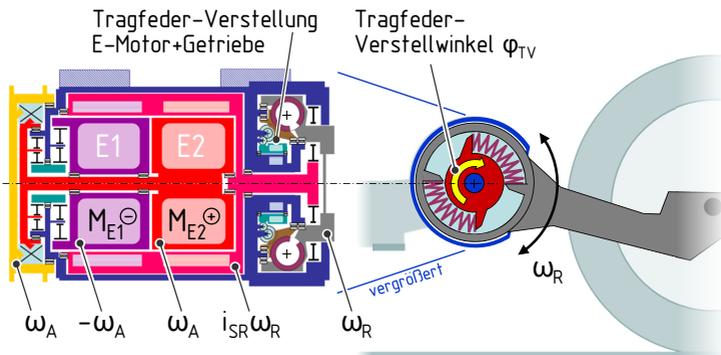


Abbildung 5.3.1: Der Rotor der E-Maschine E2 läuft mit Antriebsdrehgeschwindigkeit ω_A , der Rotor von E2 mit umgekehrter Drehgeschwindigkeit $-\omega_A$. Bei reinem Antriebsfall weisen die Motormomente M_{E1} und M_{E2} gleichen Betrag, aber entgegengesetzte Vorzeichen auf. Im allgemeinen Fall wirkt ihr Summenmoment am Federungsstator über die Federungsgetriebeübersetzung i_{SR} auf die Radschwinge. Die Verstelleinheit verdreht die Fußpunktauflage der Tragfedern um den Winkel φ_{TV} gegenüber dem rahmenfesten Gehäuse.

Die elektromagnetische Momentenstellodynamik übertrifft die des mechanischen Schwingungssystems der Radfederung deutlich. Aufgrund des vernachlässigbaren Zeitverzugs werden für die elektromagnetischen Momente M_{E1} und M_{E2} direkt die Reglerausgänge der Sollmomente übernommen. Für die betriebspunktabhängigen Wirkungsgrade η_{E1} , η_{E2} wird ein stationäres Kennfeld nach Abbildung 4.3.5 genutzt. Mit den Drehgeschwindigkeiten von Antriebsriemenrad ω_A , Radfederschwinge ω_R und mit der Übersetzung i_{SR} der Federungsplanetenstufe folgen die effektiven Motordrehgeschwindigkeiten

$$\omega_{E1} = -\omega_A - i_{SR} \omega_R \quad \text{und} \quad (5.1)$$

$$\omega_{E2} = \omega_A - i_{SR} \omega_R . \quad (5.2)$$

Für die mechanische Leistung der Tragfederverstellung

$$P_{TV,me} = M_T \dot{\varphi}_{TV} \quad (5.3)$$

aus Tragfedermoment M_T und Verstellwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{TV}$ des Federfußes stellt die einfache Struktur der Tragfedereinheit den ungünstigsten Fall dar, weil M_T auch das Vorspannmoment für die statische Last beinhaltet.

Der mechanisch-elektrische Gesamtwirkungsgrad der Verstelleinheit aus Motor und Getriebe

$$\eta_{TV} = \begin{cases} 0,4 & \text{für Federspannen: } P_{TV,me} > 0 \text{ und} \\ -0,2 & \text{für Federentspannen: } P_{TV,me} < 0 \end{cases} \quad (5.4)$$

wird wegen des selbsthemmenden Getriebes gering angesetzt. Auch zum Entspannen der Feder muss Leistung aufgewendet werden.

Damit lautet die Gesamtleistungsaufnahme des Antrieb-Federungsmoduls:

$$P_{AFM,el} = \underbrace{\frac{M_{E1} \omega_{E1}}{\eta_{E1}}}_{P_{E1,el}} + \underbrace{\frac{M_{E2} \omega_{E2}}{\eta_{E2}}}_{P_{E2,el}} + \underbrace{\frac{P_{TV,me}}{\eta_{TV}}}_{P_{TV,el}} . \quad (5.5)$$

Zur Berechnung der Leistungsaufnahme der Aktivfederung wird die Differenz zum reinen Antriebsfall berechnet, für den $P_{TV,me}$ entfällt und M_{E1} , M_{E2} nur die Anteile aus dem Soll-Antriebsmoment enthalten. Ausgangsgrößen des Aktorikmodells an den Gesamtmodellteil Fahrwerkmechanik sind die Momente der Tragfeder und der dynamischen Aktivfederung sowie die elektromagnetischen Momente der E-Maschinen E1 und E2.

Nach Schließen der Kupplung zwischen linkem und rechtem Lenkstrang zum Zeitpunkt t_0 gilt für den rechten Aktordrehwinkel

$$\delta_{A,re} = \delta_{A,li} - (\delta_{A,li} - \delta_{A,re}) \Big|_{t=t_0} . \quad (5.7)$$

Im Fehlerfall ohne Servounterstützung und mit geschlossener Lenkradkupplung folgt mit deren mechanischer Übersetzung i_{LA} von Aktordrehwinkel zu Lenkradwinkel das Lenkradmoment

$$M_{\text{Lenkrad}} = \frac{1}{i_{LA}} (M_{A,li} + M_{A,re}) . \quad (5.8)$$

5.4 Gesamtmodell

Die Abbildung 5.4.1 zeigt die Struktur des Gesamtmodells, das als zeitdiskretes Matlab/Simulink-Modell [i-Tmw19] mit konstanter Schrittweite umgesetzt ist. Die Manöversteuerung als Simulink-Subsystem generiert die zeit- oder ereignisabhängigen Steuergrößen. Die drei Teilmodelle des Gesamtfahrzeugmodells sind zeitdiskrete Subsysteme mit spezifischen Abtastraten.

Der Gesamtmodellteil *Fahrzeugmechanik* ist als Simulink C-Code S-Function eingebunden. Der Gesamtmodellteil *Fahrwerkregler* beinhaltet neben dem eigentlichen Fahrwerkregler auch den aufbaufesten Fahrbahnprofilscanner als Simulink C-Code S-Function. Die Eigenbewegung des rein funktional modellierten Scanners sowie die Vektoren der CRG-Spürhöhenprofilpunktskoordinaten werden im 40 ms-Takt an den Fahrwerkregler übergeben. Der Simulink-Subsystem Gesamtmodellteil *Fahrwerkaktuatorik* beinhaltet alle Aktormodelle.

Der Echtzeitfaktor des Simulink-Gesamtmodells von 1,7 auf einem Windows 7 Notebook mit Intel i7-5930, 3,5 GHz Prozessor ist bei der praktischen Reglerentwicklung völlig ausreichend. Optimiert man das Modell auf Rechenzeiteffizienz, ist eine Verringerung um mindestens eine Größenordnung möglich.

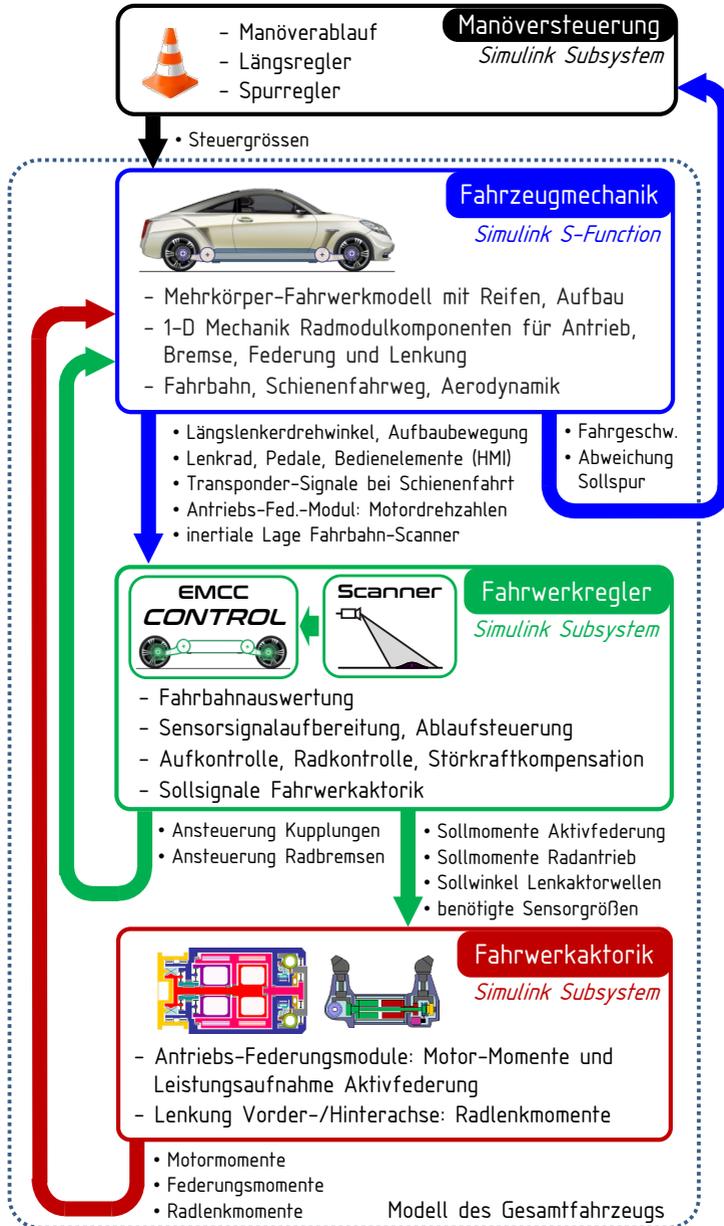


Abbildung 5.4.1: Struktur des Gesamtsimulationsmodells.

5.5 Simulationsumgebung

Die in Matlab skriptbasiert implementierte Simulationsumgebung ermöglicht neben der durchgängigen Parametrierung aller Gesamtmodellteile auch die rasche Beurteilung von Varianten sowie die automatisierte Verteilung der Simulationsrechnungen auf mehrere parallele Prozesse.

In Abbildung 5.5.1 ist die Ablaufstruktur der Simulationsumgebung mit ihren Programmabschnitten dargestellt. Jeder Abschnitt kann einzeln, mit dort veränderten Einstellungen durchlaufen werden, sofern jeweils die Ausgaben der vorigen Abschnitte verfügbar sind.

Zuerst wird im Abschnitt **do_car** die Liste der ausgewählten Fahrzeuge beziehungsweise Fahrzeugvarianten erstellt. Jedes Fahrzeug ist über eine Liste von Parametrierungsschlüsselwörtern definiert. Anhand dieser Konfiguration berechnet und erstellt ein Matlab-Skript konsistente Parameter für alle Gesamtmodellteile.

Ähnlich erfolgt im Abschnitt **do_man** für die Liste der ausgewählten Fahrmanöver die Bereitstellung der Parameterdateien für die Manöversteuerung und die Umgebungsbeschreibung wie beispielsweise für die Fahrbahn. Für jedes Fahrmanöver kann angegeben werden, ob für die Erzeugung der Startzustände die Endzustände eines vorgelagerten Manövers erforderlich sind. Dieser Mechanismus ist erforderlich, da vor allem im Regler beispielsweise die Zustandsgrößen der Signalfilter beziehungsweise der Integratoren nicht explizit vorab berechnet werden können.

Aus den Listen von Fahrzeugen und Manövern folgt die abzuarbeitende Simulationsmatrix. Dabei wird für jedes Element ein Arbeitsverzeichnis erstellt, das zunächst nur eine Steuerdatei mit Bezügen zu den Fahrzeug- und Manöverparameterdateien enthält.

Im Programmabschnitt **do_sim** werden ausgewählte Elemente der Simulationsmatrix dem Unterprogramm zur Durchführung der Simulationsrechnungen übergeben. Entsprechend der Zahl der verfügbaren Prozessorkerne erfolgt die Aufteilung der Simulationen in Batch-Gruppen. Für jede Batch-Gruppe wird im Hintergrund ein neuer Matlab-Prozess gestartet, der für jede Simulation der Batch-Gruppe das Gesamtmodellprogramm aufruft.

Im Programmabschnitt **do_pproc** werden die Ergebnisse ausgewählter Elemente der Simulationsmatrix in Diagramm- oder Tabellenform dargestellt. Zur Berechnung von aus Zeitsignalen abgeleiteten Größen und Ausgabedarstellungen wie beispielsweise fouriertransformierte Signale werden Skripte aufgerufen, die auch Zugriff auf alle Fahrzeug- und Manöverparameter haben. Weiter steht eine einfache Animation der Fahrzeugbewegung zur Verfügung.

Eine vorab definierte Einzelsimulation kann auch aus dem Simulink-Gesamtmodell heraus manuell gestartet werden, um die Strukturen des Fahrwerkreglers und seine Parameter mit all den von Simulink bereitgestellten Möglichkeiten und Werkzeugen entwickeln zu können. Ist ein Zwischenstand erreicht, so kann dieser danach einfach anhand einer automatisch abgearbeiteten Liste zusätzlicher Manöver umfassend beurteilt werden.

Die Kombination aus detailliertem, rechenzeiteffizientem Gesamtmodell und der Simulationsumgebung zum schnellen Beurteilung von Parametereinflüssen und Reglerfunktionen ermöglicht die tatsächliche Durchführung des integrierten Entwurfs von Mechanik, Aktorik und Regelung. Die damit erreichte Funktionsgüte wird im folgenden Kapitel bewertet.

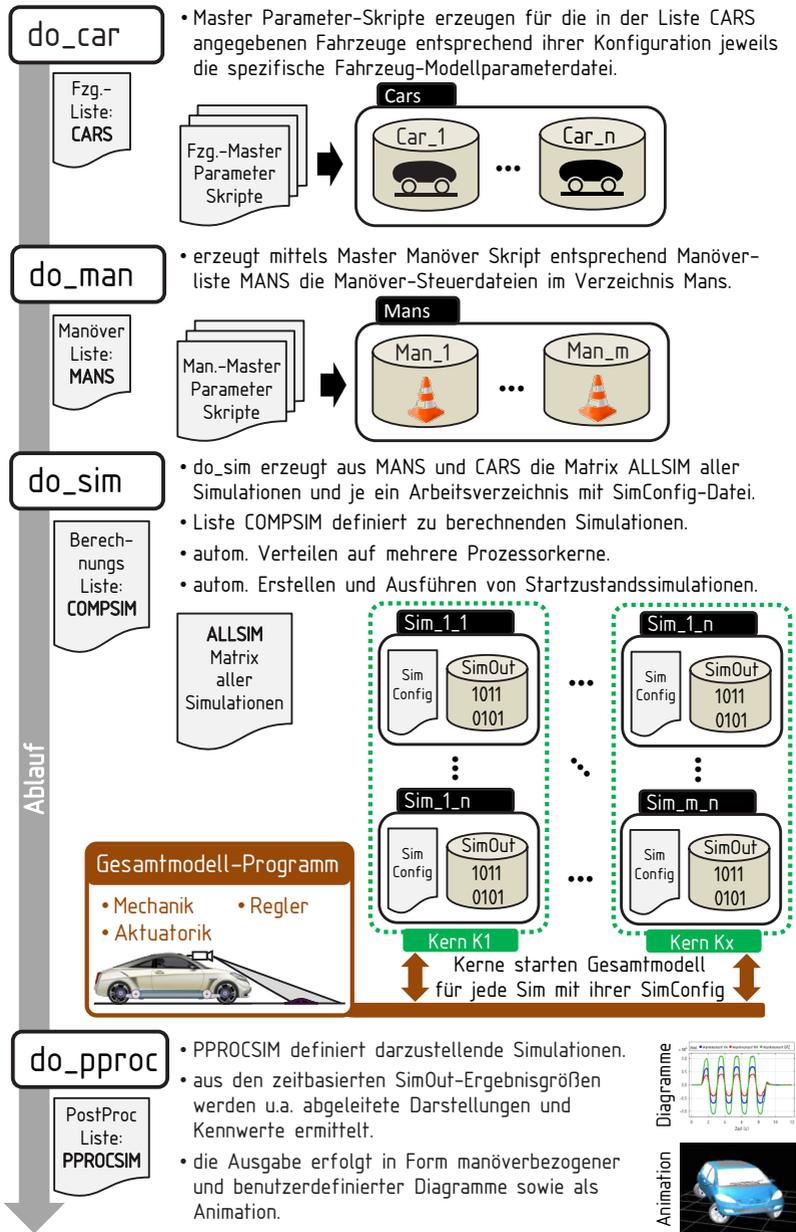


Abbildung 5.5.1: Programmabschnitte der Simulationsumgebung.

6 Funktionsbewertung des Fahrwerksystems

In diesem Kapitel werden die allgemeinen und erweiterten Funktionseigenschaften des entworfenen Fahrwerksystems anhand von Simulationsergebnissen repräsentativer Fahrmanöver aus den Kategorien Fahrsicherheit, Fahrkomfort und Mehrwegefähigkeit dargestellt und bewertet. Auf Beispiele zur Manövrierbarkeit wird hier verzichtet, da sie nur geringe Anforderungen an die Dynamikeigenschaften des Fahrwerks stellen.

Die Parametrierung des Gesamtfahrzeugmodells ist für alle Manöver identisch. Auch verfügt der Fahrwerkregler nicht über eine Manövererkennung. Zusätzliche Stabilisierung durch eine Fahrdynamikregelung, Lenken der Hinterachse oder variable Wankmomenten- und Antriebs- und Bremskraftverteilung wurde nicht implementiert. Reifeneigenschaften an Vorder- und Hinterachse sind gleich. Für die Gestaltung und Feinabstimmung des Fahrverhaltens sowie für eine noch weitere Steigerung der Stabilität in Extremmanövern stehen damit ausreichend viele Stellhebel zur Verfügung.

Die Teilmodelle verfügen über alle relevanten Effekte und Funktionen, so dass das Gesamtfahrzeugmodell zur Beurteilung des Zusammenspiels von Mechanik, Aktuatorik und Regler herangezogen werden kann. Schon während des Systementwurfs wurden zur Plausibilisierung des Modells Komfort- und Dynamikeigenschaften heutiger Fahrzeuge genutzt.

Die Aktorik bietet bezogen auf die Massengeometrie des Fahrzeugs Reserven. Aus diesem Grund wird beispielsweise hier auf die Darstellung von Beladungsvarianten verzichtet, die Teil eines Gesamtfahrzeugentwurfsprozesses sind, aus dem sich die Dimensionierung der Fahrwerkaktorik ableitet. Durch Detailarbeit könnte ein weiter verbessertes, energieeffizienteres oder harmonischeres Verhalten des robust arbeitenden Grundkonzepts erzielt werden.

6.1 Fahrsicherheit

Zur Beurteilung der Fahrsicherheit als Teil der Fahrverhaltensbewertung [b-Zom87; j-Zbr97; j-Zbr98; b-Sch13; b-Hbs02] wird untersucht, ob sich das Fahrzeug in dafür relevanten Fahrmanövern ausreichend stabil und beherrschbar verhält. Generell wird für quasistatische und dynamische Manöver untersteuerndes Verhalten mit ausreichender Kippreserve bis in den hohen Querbeschleunigungsbereich angestrebt. Dabei dürfen keine unerwünscht großen oder gering gedämpften Aufbaubewegungen und Radlastschwankungen auftreten, damit nach Ende der Anregung alle Fahrzeugschwingungen rasch abklingen. Bei Lenkeingaben soll die Ansprechzeit der Fahrzeugreaktion bezüglich beabsichtigter Richtungsänderung im üblichen Bereich der jeweiligen Fahrzeugkategorie liegen.

Fahrmanöver auf Fahrbahnen mit Niedrigreibwert werden nicht betrachtet, da dieser Betriebsbereich durch geringe Aktivfederungskräfte und Antriebsmomente charakterisiert ist. Er ist somit durch die untersuchten Manöver bei Hochreibwert abgedeckt, da sie die größten Anforderungen an Aktorik und Regelung stellen.

Für die hier verwendeten Fahrdynamik-Standardmanöver Lenkwinkelsprung und Slalom werden keine Bewertungskennzahlen berechnet, da diese eher

zum Variantenvergleich unterschiedlicher Abstimmungen dienen. Stabilität und Dämpfung ist aus den Zeitverläufen ersichtlich. Als weiteres anspruchsvolles Manöver wird Bremsen in der Kurve auf welliger Fahrbahn durchgeführt. Erschwert durch die starke Fahrbahnanregung im Aufbau- und Radfrequenzbereich zusammen mit Quer- und Längsbeschleunigungsanregung sowie Kompensation der Aufstützmomente der Radführung aus geschätzten Reifenumfangskräften werden nahezu alle Module des Fahwerkreglers für dieses Manöver aktiv.

Der hochdynamische NHTSA Fishhook-Test [f-For03] findet sich im Anhang C.1. Die Ergebnisse für das Lenkungsziehen als ein Standardmanöver zur Untersuchung der stationären Querdynamik sind im Anhang C.2 zusammengestellt.

6.1.1 Lenkwinkelsprung

Der Lenkwinkelsprung ist das wesentliche Open Loop Querdynamikmanöver zur Grundbeurteilung der Fahrstabilität. Durchgeführt meist nach den Vorgaben in ISO 7401:2003 [s-Iso11a] oder als NHTSA J-Turn [f-For03].

Entsprechend J-Turn wird zunächst in einem Vorversuch der erforderliche Lenkradwinkelwert bei einer stationäre Querbeschleunigung von 0,3 g bei 80 km/h Fahrgeschwindigkeit ermittelt. Bei Durchführung des dynamischen Versuchs wird das Fahrpedal ab Beginn der Lenkradwinkeleingabe konstant gehalten. Der Lenkradwinkel steigt mit $1000^\circ/\text{s}$ an.

Die Ergebnisse des Versuchs sind in Abbildung 6.1.1 zusammengestellt. Der dynamische Spitzenwert der horizontiert gemessenen Querbeschleunigung beträgt $10,2 \text{ m/s}^2$. Nach ungefähr 1,5 s Abklingzeit stellen sich ein hoher stationärer Wert von $9,6 \text{ m/s}^2$ ein.

Anhand der Schräglaufwinkel an der Vorderachse erkennt man, dass die Reifen im Bereich des Seitenkraftmaximums betrieben werden. Die Hinterachs-schräglaufwinkel sind hier auch ohne Hinterachslenkung moderat. Die Schräglaufwinkeldifferenz der Achsen zeigt durchgehend untersteuerndes Verhalten. Naturgemäß kann mit einer Hinterachslenkfunktion ein völlig aperiodisch gedämpfter Verlauf der Fahrzeugbewegung realisiert werden.

Die Wankmomentenverteilung bleibt auch während des Sprungs konstant. Der absolute Aufbauwankwinkel ist aufgrund der Auslegung des aktiven Federsystems klein. Ungefähr die Hälfte davon resultiert aus der Reifendeformation. Eine Überkompensation, bei der sich der Aufbau in die Kurve legt, ist durch Parametrierung des Reglers darstellbar. Ebenso könnte für geringeres Überschwingen des Wankwinkels und noch früheres Erreichen des Stationärzustandes im Regler zu Feinabstimmung die Wankdämpfung im oberen Querbeschleunigungsbereich gezielt angehoben werden.

Am höchstbelasteten Rad vorn rechts erkennt man den schnellen Momentenaufbau der dynamischen Federung. Die Tragfederverstellung des Antrieb-Federungsmoduls übernimmt langsam die stationäre Abstützung des Aufbaus. Der Anteil des dynamischen Federungsmoments wird reduziert. Entsprechend zeigt sich der Verlauf der E-Motormomente. Die konstante Differenz beider Momente ist das Radantriebsmoment.

Aufgrund des Kurvenfahrwiderstands verringert sich bei konstantem Fahrzeugantriebsmoment die Fahrgeschwindigkeit bis zum Erreichen des Stationärzustandes geringfügig; damit auch die Antriebsleistung. Der Leistungsbedarf der Aktivfederung ist bei diesem Grenzbereichsmanöver kurzzeitig so groß wie die Antriebsleistung, was auch für heutige Aktivfederungssystemen in diesem Manöver üblicherweise gilt. Das Fahrwerk zeigt in diesem Extremmanöver durchgängig sicheres Verhalten. Die Stellanforderungen des Fahrwerkreglers können durchgängig von der Aktorik umgesetzt werden.

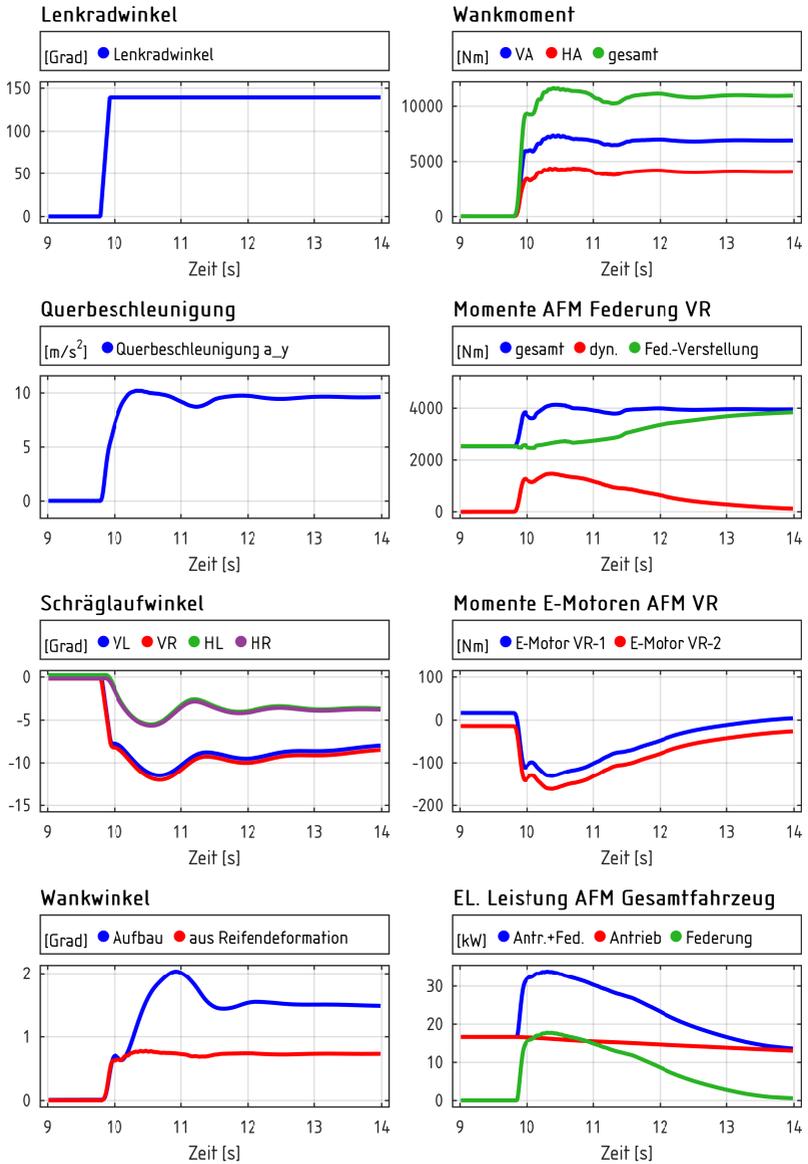


Abbildung 6.1.1: Lenkwinkelsprung nach links bei 80 km/h (VR: vorn rechts, AFM: Antrieb-Federungsmodul).

6.1.2 Slalom

Das in Abbildung 6.1.2 dargestellte Open Loop Manöver ist an einen 18 m Slalom angelehnt, wobei ein real gemessener, aufbereiteter Lenkradwinkelverlauf verwendet wird. Dabei wird eine horizontierte Querbeschleunigung von $10,2 \text{ m/s}^2$ erreicht. Die gemittelte Geschwindigkeit beträgt dabei 68 km/h. An der Vorderachse stellen sich Schräglaufwinkel bis 6° und an der Hinterachse bis $4,5^\circ$ ein. In Bereichen hoher Querbeschleunigung bei Richtungswechsel liegt stets eine untersteuernde Schräglaufwinkeldifferenz vor.

Die nicht dargestellten Einfederwege resultieren nur aus dem geringen Wankwinkel. An den Achsen tritt auch bei hohen Seiten- und teils beträchtlichen Antriebskräften kein Ausheben, Aufstützen oder Nicken auf, weshalb auch die Schwerpunkthöhe mit Änderungen unter 5 mm praktisch konstant bleibt. Ebenso bleibt die Wankmomentenverteilung 60:40 über das gesamte Manöver hinweg konstant.

An den Federungsmomenten des vorderen rechten Radmoduls ist zu sehen, dass die dynamische Aktivfederkraftherzeugung den schnellwechselnden Wankmomentenabstützbedarf abdeckt. Die niederdynamische Federverstellung weist dementsprechend nur geringe Aktivität auf.

Der Momentenverlauf der E-Motoren vorn rechts zeigt bei diesem extremen Fahrdynamikmanöver noch Abstand zum Auslegungsmoment der E-Motoren von 250 Nm. Dabei müssen transient bis zirka 50 Nm je Motor für den Radantrieb aufgewendet werden, um den hohen Energieverlust des Reifenschräglaufs zum Erhalt der konstanten Fahrgeschwindigkeit auszugleichen. Entsprechend werden im Mittel 40 kW Gesamtantriebsleistung benötigt. Die Aufbauhorizontierung erfordert dabei eine Leistung von 10 kW, worin noch 500 W Leistung der Federverstellung enthalten sind, die durch einen weiterentwickelten Fahrwerkregler mit Fahrzustandserkennung vermieden werden können.

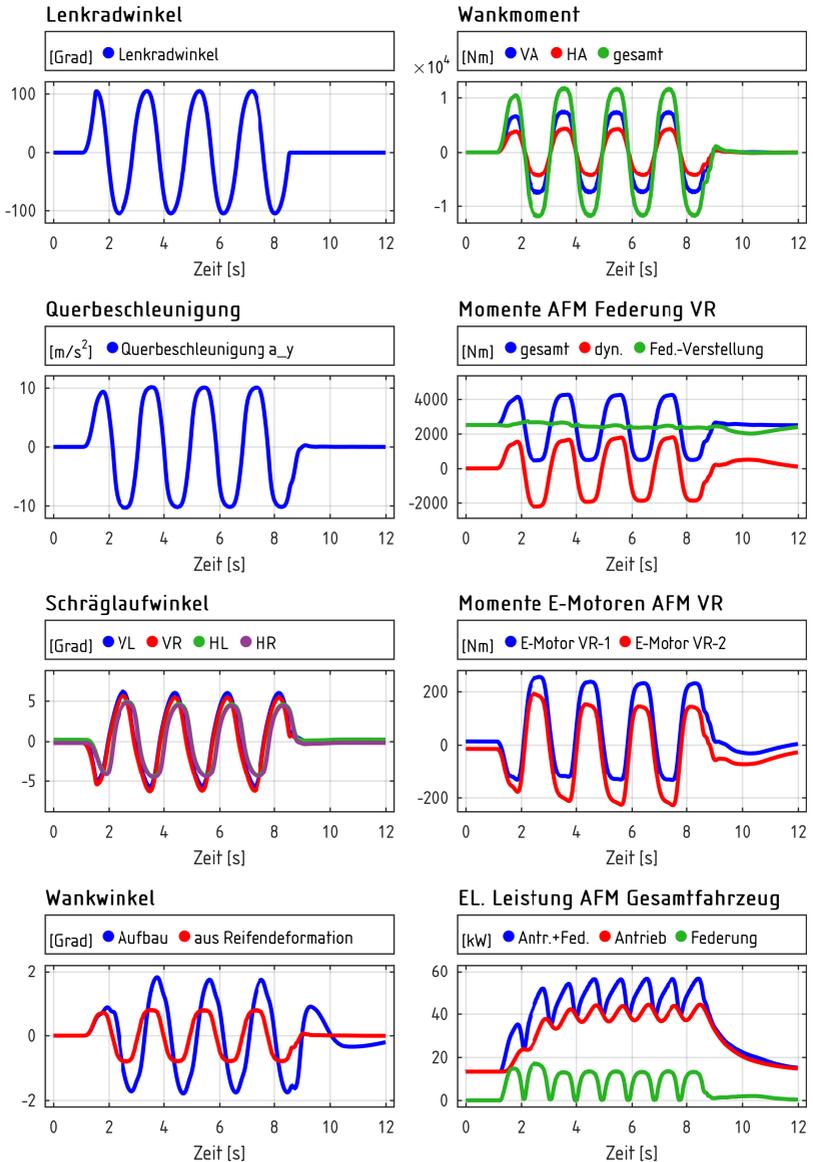


Abbildung 6.1.2: Open Loop Manöver vergleichbar 18 m Slalom bei einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von 68 km/h (VR: vorn rechts, AFM: Antrieb-Federungsmodul).

6.1.3 Bremsen in der Kurve auf welliger Fahrbahn

Die Kombination von Längs-, Quer- und Vertikaldynamik dieses Manövers macht beispielhaft das Zusammenwirken möglichst vieler Reglermodule bewertbar. Nach Abbildung 6.2.1 wird dazu auf einem sehr welligen Fahrbahnprofil mit 90 m Kurvenradius bei einer Querbeschleunigung von 5 m/s^2 eine Bremsung mit konstanter Verzögerung von 5 m/s^2 bis zum Stillstand durchgeführt. Eine Spurregelung des Lenkradwinkels hält in dieser Linkskurve den Kurs. Nur zu Bremsbeginn wird eine geringe Lenkkorrektur erforderlich.

Bis 5 m/s^2 Bremsverzögerung wird ein Teil der Gesamtbremsleistung vom E-Antrieb aufgebracht und damit Bewegungsenergie zurückerlangt, auch zu erkennen an den E-Motor-Momenten des vorderen rechten Antrieb-Federungsmoduls. Anfangs stellt die Differenz der beiden Momente das Antriebsmoment dar. Beim Einleiten der Bremsung kehren sich die Momentenrichtungen der Motoren um, ihr Abstand markiert das Bremsmoment.

Im Vergleich zu den leicht ansteigenden, aber sehr welligen Profilhöhen der Fahrspuren zeigt sich die Aufbaubewegung gleichmäßig langsam schwingend. Die zu Beginn sichtbare Überhöhung ist die Reaktion auf eine vorangegangene, starke Einzelunebenheit. Die Radlasten der Vorderachse zeigen keine fahrsicherheitskritischen Schwankungen im Aufbaufrequenzbereich, nur höherfrequente Anteile aus Fahrbahnanregung und Radresonanz. Ebenso weist die Vertikalbeschleunigung der Fahrersitzkonsole sehr geringe Werte auf. Auch vergleichbare Manöver belegen das sichere und komfortable Fahrverhalten.

6.2 Fahrkomfort

Der erweiterte Schwingungskomfort des Fahrwerksystems wird bei Landstraßenfahrt und Einzelhindernis-Überfahrt in der Stadt exemplarisch dargestellt.

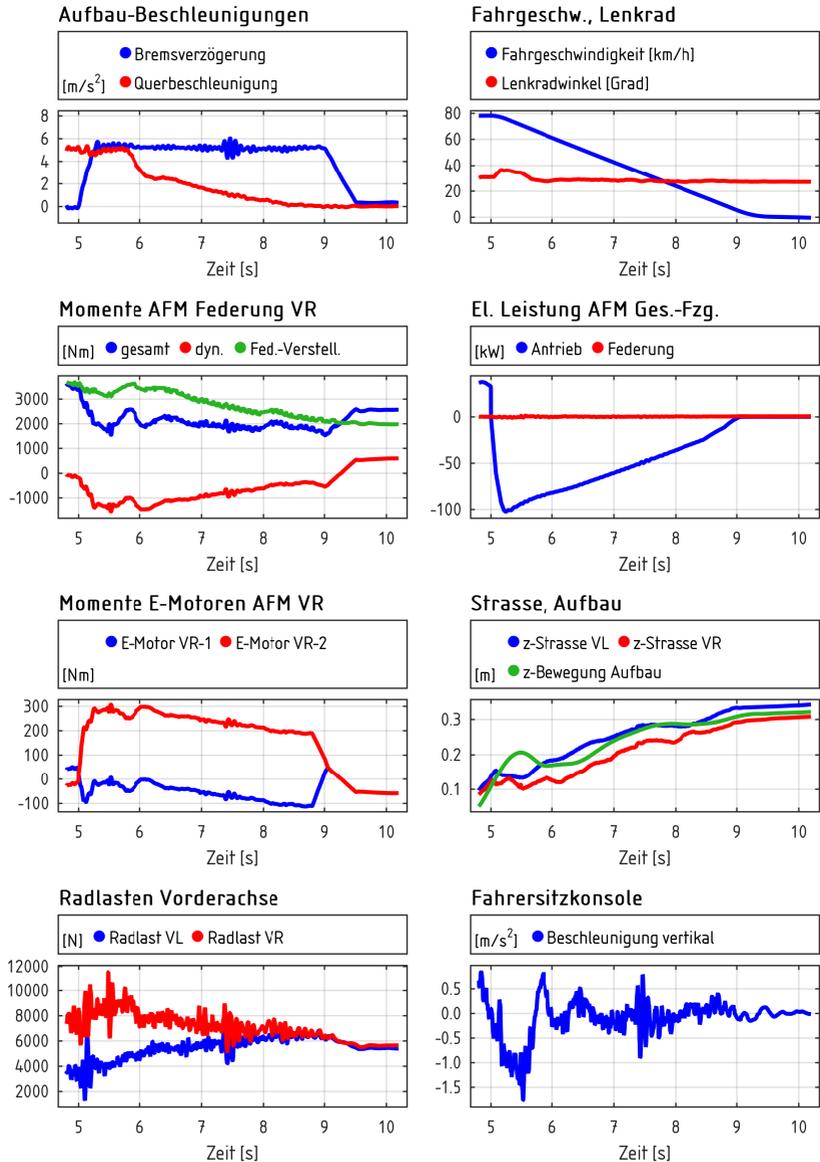


Abbildung 6.2.1: Bremsen in der Kurve mit $5 m/s^2$ Verzögerung auf welliger Fahrbahn aus 80 km/h (VR: vorn rechts, AFM: Antrieb-Federungsmodul).

6.2.1 Landstraßenfahrt

In Abbildung 6.2.2 ist für eine Fahrt mit 80 km/h das Zeitfrequenz-Amplitudenspektrum des Straßenprofils im Bezug zur ISO8608-Klassifikation A-D dargestellt [s-Iso95]. Für das entworfene elektromechanische Fahrwerk EMF sowie ein Luxusklasse-Referenzfahrzeug REF mit gleicher Massengeometrie, aber fahrwerkbedingt geringeren Federwegen sowie stärker begrenzter Stelldynamik der Aktivfederung sind die Spektren der genutzten Vorausschau-Bereiche und der Radhübe eingetragen. Das Referenzfahrzeug weist bereits geringe Aufbauvertikalbeschleunigungen auf, die durch Vorausschau-Nutzung wie auch beispielsweise bei [j-Wmc13] halbiert werden können.

Das EMF-Fahrzeug ohne Vorausschau erreicht ähnliches Niveau. Mit Vorausschau halbieren sich abermals die Werte, was sich auch in Stärke der vertikalen Fahrer-Schwingungsbelastung abbildet, die vergleichbar zum K-Wert [s-Vdi02; s-Vdi87] entsprechend [b-Mit03] aus der spektralen Dichte der empfindungsbewerteten Schwingstärke und einer Sitzübertragungsfunktion bestimmt wird. Eine Änderung von Eins im Diagramm ist subjektiv gut unterscheidbar.

Die Kohärenz der Fahrspuren zeigt eine dauerhafte Wankanregung erst oberhalb von 2 Hz. Die geringe passive Steifigkeit und aufgeweitete Vorausschaudynamik ermöglichen beim EMF mit Vorausschau sehr geringe Wankbeschleunigungen zwischen 2 Hz bis 5 Hz. Von 5 Hz bis 9 Hz liegt sie deutlich unterhalb des EMF ohne Vorausschau. Ähnliches gilt für die Nickbeschleunigung. Da die E-Motormomente für die Aktivfederung im Bereich des Antriebsmoments liegen, benötigt die EMF-Aktivfederung prinzipbedingt keine Zusatzenergie.

Im Anhang C.3 sind Subjektiveindrücke des zugehörigen Ride-Simulator Kurzversuchs beschrieben. Bei der erreichten extremen Verringerung der Aufbau-bewegung treten Beschleunigungen mit 6 Hz bis 20 Hz in der Wahrnehmung hervor, was bei zukünftiger Gestaltung des Übertragungspfad es vom Fahrwerk zu den Insassen berücksichtigt werden sollte.

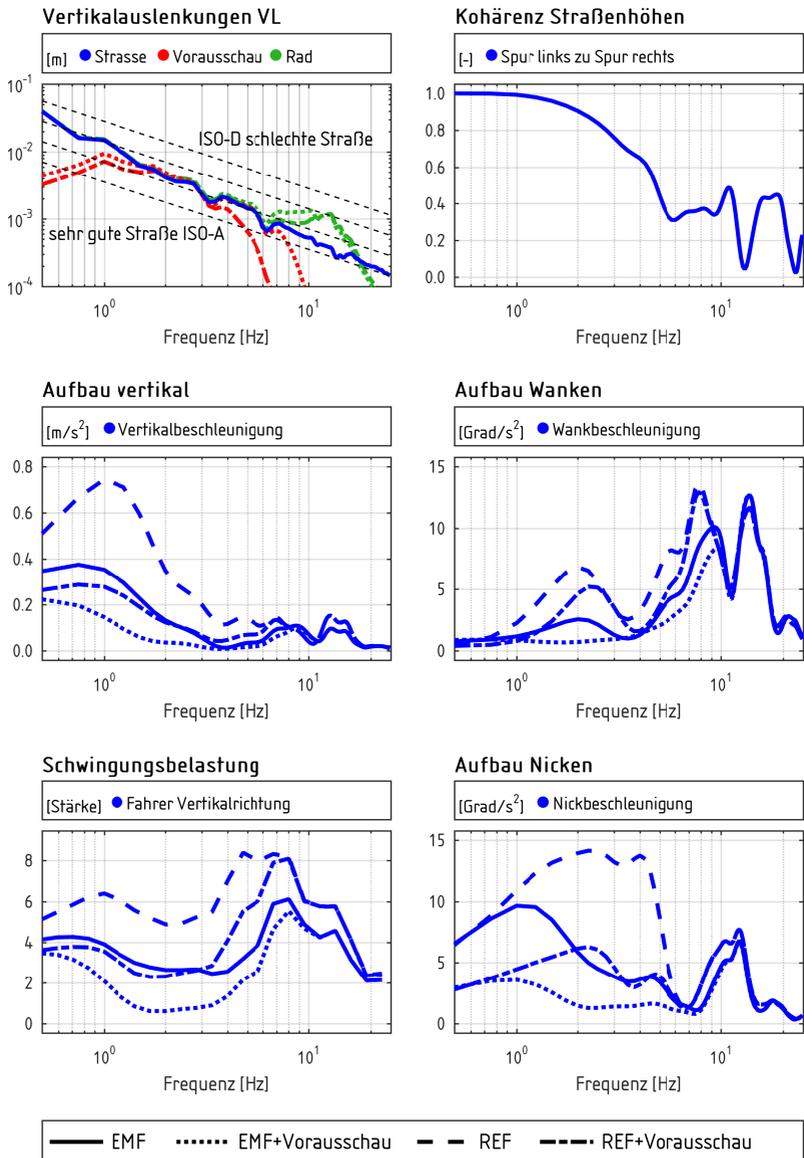


Abbildung 6.2.2: Landstraßenfahrt mit 80 km/h für ein Fahrzeug mit elektromechanischem Fahrwerk (EMF) und Referenzfahrzeug (REF) mit konventioneller Aktivefederung, jeweils mit und ohne Vorausschau (VL: vorne links).

6.2.2 Einzelhindernis-Überfahrt

Auf Stadtstraßen finden sich häufig große Unebenheiten mit Einzelhindernischarakter wie Einfahrten zu Parkplätzen und verkehrsberuhigten Bereichen sowie Gleisübergänge. Für das autonome Fahren sollen dabei irritierende Aufbaubewegungen vermieden werden. Beispielhaft wird hier das Überfahren eines hohen, schwellenartigen Hindernisses entsprechend Abbildung 6.2.3 im City-Modus mit um 10 cm angehobenem Niveau und Vorausschau betrachtet.

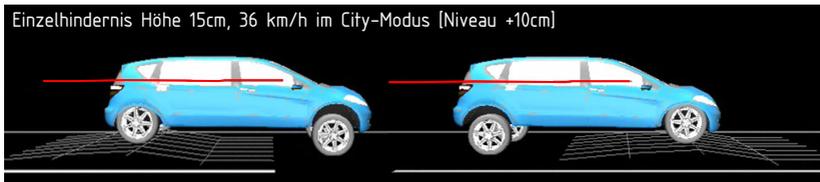


Abbildung 6.2.3: City-Modus für minimale Aufbaubewegung.

In Abbildung 6.2.4 ist die vertikale Aufbaubewegung in gleicher Skalierung wie die darunter abgebildete Straßenhöhe dargestellt. Beim Überfahren der 15 cm hohen, 2,5 m langen Anregung beträgt die Auslenkung der Fahr Sitzkonsole des Aufbaus maximal 0,5 cm. Die minimale Aufbaubewegung belegt, dass das Fahrwerksystem die geforderte Funktionserweiterung erfüllt.

Der Leistungsbedarf der Federung ist trotz der hohen Dynamik moderat, da die verwendete Fahrbahnkompensation nur das Moment der radträgheitsbedingt verzögerten Tragfederauslenkung ausgleicht. Das Aktivfederungsmoment beinhaltet weiter das Moment für die im Wesentlichen einfedergeschwindigkeitsabhängige, begrenzte Dämpfung der Radbewegung, die deshalb erkennbares Überschwingen und dadurch für Sekundenbruchteile Radabheben aufweist. Die Aktorik hat noch ausreichend Reserven für gesteigerte Fahrgeschwindigkeit. Allerdings muss dann für deren Ansteuerung die Eigendynamik des Rades zusammen mit dem vorausliegenden Profilverlauf berücksichtigt werden. Nachteilig ist dabei, dass sich geschwindigkeits- und beschleunigungsproportionale Aktivmomentanteile als Störkräfte am Aufbau abstützen.

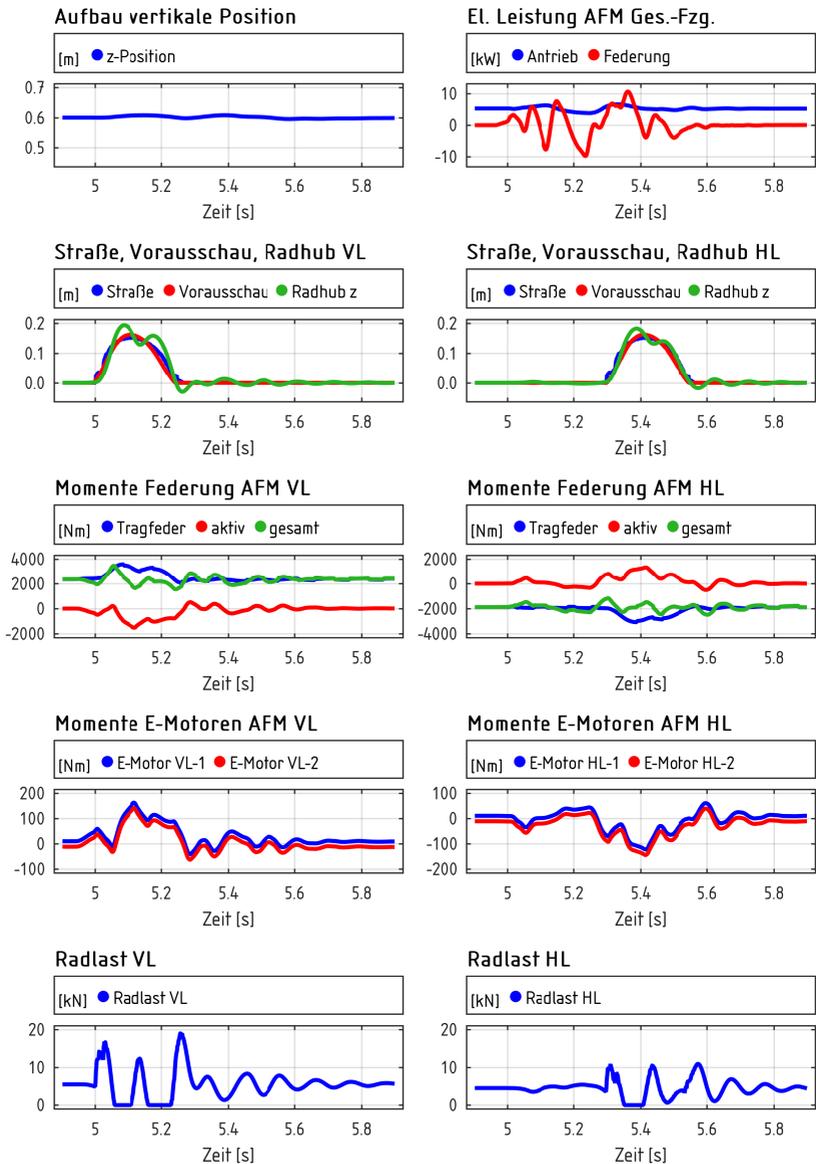


Abbildung 6.2.4: Fahrt mit 36 km/h über ein 15 cm hohes, 2.5 m langes Einzelhindernis in City-Modus (VL: vorn links, HL: hinten links, AFM: Antrieb-Federungsmodul).

6.3 Mehrwegefähigkeit

Zur simulativen Beurteilung der Mehrwegefähigkeit nach Abbildung 6.3.1 werden die Fahrmanöver Schienenauffahrt und Kurvenbremsen vorgestellt.

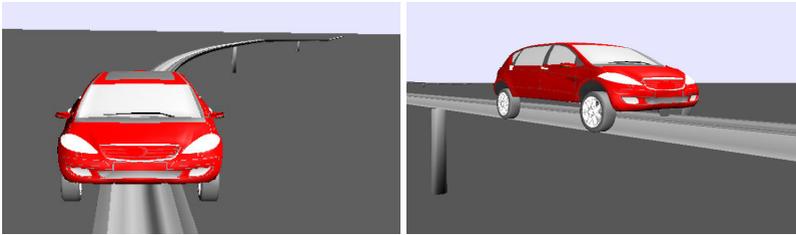


Abbildung 6.3.1: Visualisierung der Simulationsrechnungen zur Mehrwegefähigkeit.

6.3.1 Auffahrt auf die Schiene

Der in Abschnitt 4.8.4 beschriebene Wechsel von Straßen- zu Schienenfahrt wird hier mit einer gergelte, nahezu konstanten Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h durchgeführt. Die Abbildung 6.3.2 zeigt die entsprechenden Fahrbahnhöhen.

Die elektronische Spurführung hat das Fahrzeug mit einem verbleibenden, groben Querversatz von 5 cm vor Beginn der Schiene positioniert. Die Vertikalauslenkung des Aufbaus beginnt mit der Niveauanhebung für die Schienenfahrt. Die rechten Querführungsräder erhalten beim ersten Kontakt mit der Einlaufkante einen Kraftimpuls nach rechts.

Die Querführungsbreite im Einlaufbereich weitet sich immer mehr auf. Kurz vor Beginn des Schienenanstiegs kommen alle Querführungsräder in Kontakt. Trotz der Kraftimpulse aufgrund des Versatzes tritt wegen der steifen und gut gedämpften Aktivfederungseinstellung im Betriebsmodus Schienenauffahrt kein Wanken auf. Bei 8 s übernehmen die Schienenträger die Radlast von den abhebenden Straßenrädern. Die Auffahrrampe geht ohne sanften Übergang bei 10 s in eine konstante Höhe der Schienenstrecke über.

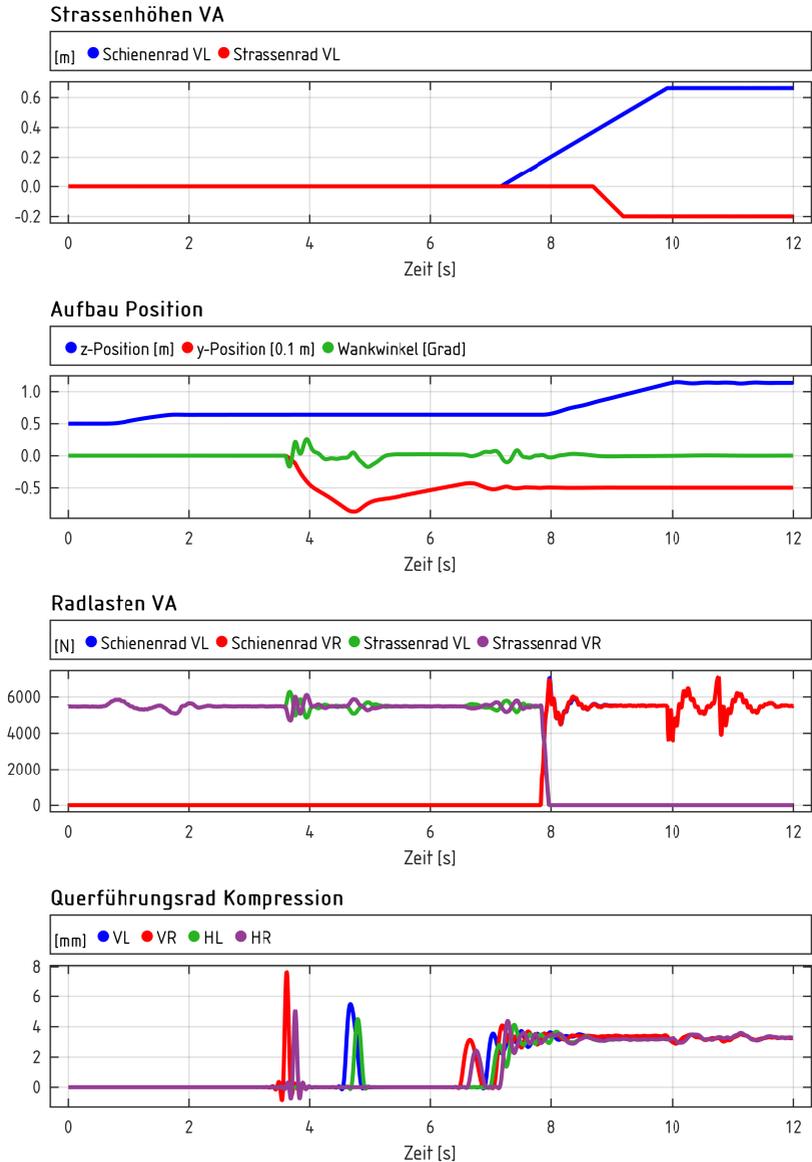


Abbildung 6.3.2: Auffahrt auf die Schiene mit 5 cm Querversatz und 80 km/h Fahrge-
schwindigkeit (VA: Vorderachse, V: vorn, H: hinten, L: links, R: rechts).

6.3.2 Schienenfahrt mit Bremsen in der Kurve

Das Fahrzeug fährt nach Abbildung 6.3.3 zu Beginn des Manövers mit 80 km/h und 3 m/s^2 Querbeschleunigung auf einer Schienenkurve mit konstanter Krümmung. Schienen ohne Querneigung werden im regulären Betrieb mit deutlich geringerer Querbeschleunigung befahren. Die Radlasten deuten bereits auf die Annäherung an den Schienenfahrt-Grenzbereich hin. Die Ursache für die im Vergleich zur Straßenfahrt hohen Werte liegt prinzipbedingt in der geringen Spurweite des Schienenfahrwerks.

Bei 16 s wird eine kombinierte mechanisch-elektrische Bremsung für eine konstante Verzögerung von $5,3 \text{ m/s}^2$ eingeleitet. An den Vorderrädern teilt sich in diesem Betriebszustand das Radbremsmoment an der Vorderachse im Verhältnis von 3:2 auf die mechanische Bremse und den E-Antrieb auf.

Der Lage des Aufbaus relativ zur Schiene bleibt während des gesamten Manövers konstant. Die Umfangskräfte der Reifen bewirken aufgrund der Längslenkergeometrie an der Vorderachse ein aufstützendes Moment. Wie am vorderen rechten Radmodul zu erkennen kompensiert das Aktivfederungsmoment sofort die Aufstützwirkung. Die Tragfederverstellung folgt langsam nach.

Mit abnehmender Querbeschleunigung kehrt entsprechend die Kraft und damit die Kompression der Querführungsräder in den Zustand bei Geradeausfahrt zurück. Unterhalb von 20 km/h wird der elektrische Bremsmomentenanteil reduziert, was demgemäß ab 18,7 s auch am Verlauf der E-Motormomente erkennbar ist. Deren Differenz zu Beginn zeigt das Antriebsmoment für die ungebremste Fahrt. Bei einsetzender Bremsung wächst die umgekehrte Differenz für ein negatives Antriebsmoment an. Das angeforderte Aktivfederungsmoment bildet sich in einer Verschiebung beider Momente nach oben ab.

Die Ergebnisse belegen das Zusammenspiel von Fahrwerkmechanik, Aktorik und Regelung. Damit kann das geforderte sichere und komfortable Fahrzeughverhalten auch im Schienenbetrieb realisiert werden.

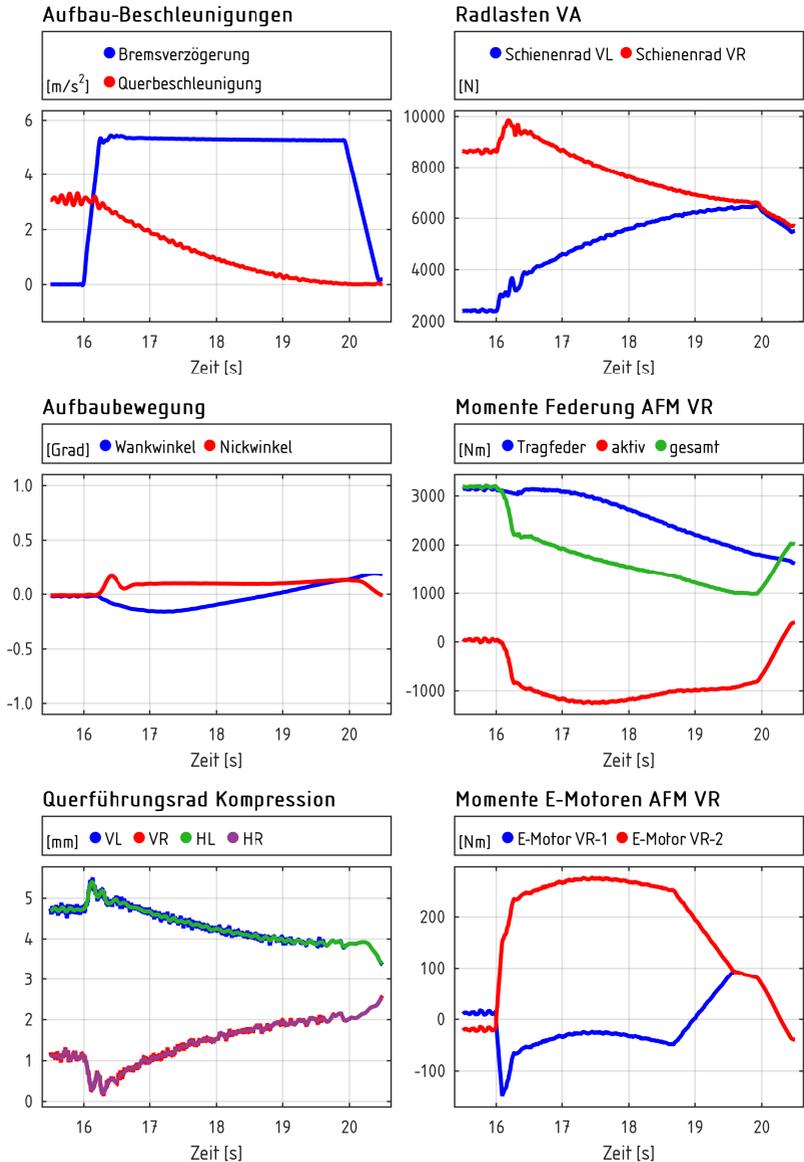


Abbildung 6.3.3: Schienenfahrt mit Bremsen in der Kurve aus 80 km/h und $3 m/s^2$ Querbeschleunigung (AFM: Antrieb-Federungsmodul, VA: Vorderachse, V: vorn, H: hinten, L: links, R: rechts).

7 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Diese Arbeit dokumentiert den Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für zukünftige Megacitymobilität. Dazu wird zunächst in Kapitel eins die aktuelle Situation dargestellt. Die Megatrends Elektromobilität und autonomes Fahren schaffen im Zuge ihrer Industrialisierung neue fahrzeugtaugliche Technologien und Komponenten. Dem gegenüber steht die enorme gesellschaftliche Herausforderung eines steigenden Mobilitätsbedarfs, vor allem in den weltweit stark wachsenden urbanen Ballungsräume. Für die Fahrwerktechnik entspringt daraus die Leitidee zu einem integrierten Fahrwerk-Systementwurf, der von Beginn an Aktorik und Regelung gleichrangig zur Mechanik einsetzt, um die erweiterten Anforderungen zukünftiger Megacitymobilität erfüllen zu können.

Das Kapitel zwei beschreibt die Bestimmung der erweiterten Funktionsanforderungen an ein solches Fahrwerk und bildet damit neben der Leitidee die zweite Grundlage für die Konzepterstellung. Dazu werden zunächst auf Basis der fahrzeugtechnischen und gesellschaftlichen Trends für die Kategorien *autonomes Fahren*, *Antriebstechnik* und *Erhöhung der Transportleistung* zwölf erweiterte Funktionsanforderungen an zukünftige Fahrzeuge ermittelt. Aus dem *autonomen Fahren* können vorhersagbar Anforderungen an höheren Schwingungskomfort und verbesserte Manövrierbarkeit abgeleitet werden. Für die beiden anderen Kategorien werden mangels klarer Vorhersagen anhand

verfügbarer Informationen wahrscheinliche Szenarien entworfen. Für die *Antriebstechnik* stellt ein Wechselmodulsystem erweiterte Anforderungen an das Fahrzeug. Zur *Erhöhung der Transportleistung* auf gegebener Verkehrsfläche wird ein Schienenverkehrssystem angenommen, aus dem sich die Forderung nach Mehrwegefähigkeit des Fahrwerks ergibt. Die aus Fahrwerksicht noch technisch wenig konkreten Fahrzeug-Anforderungen werden im Hinblick auf eine zweckmäßige Realisierung den vier Fahrwerk-Funktionsgruppen *aktive Federung mit großem Federweg*, *Lenksystem für hohe Manövrierbarkeit*, *Gesamtfahrwerk* und *integriertes Schienenfahrwerk* zugeordnet, um daraus für jede Funktionsgruppe die erweiterten Anforderungen im Sinne einer technischen Lastenheftvorgabe abzuleiten. Als summarisches Ergebnis weist die Tabelle 2.9 auf Seite 30 dreizehn fahrwerktechnische Erweiterungen aus, die ein Fahrwerk für zukünftige Megacitymobilität erfüllen soll.

Auf Basis dieser konkretisierten Vorgaben wird im dritten Kapitel für jede Funktionsgruppe der Stand des Wissens erhoben und dahingehend bewertet, welche heute oder in naher Zukunft verfügbaren Konzepte, Komponenten und Technologien für den integrierten Systementwurf genutzt oder erweitert werden können. Ernüchternd zeigt sich, dass bekannte Fahrwerksysteme in der Regel höchstens nur erweiterte Anforderungen einer Funktionsgruppe erfüllen könnten. Der Versuch, die übrigen Funktionsgruppen-Erweiterungen in bekannte Fahrwerke und Fahrwerksysteme konstruktiv zu integrieren, führt zu unerwünscht nachteiligen Grundfahreigenschaften. Aus dieser Erkenntnis ergibt sich die Notwendigkeit eines integrierten Systementwurfs unter gleichwertiger Nutzung von Mechanik, Aktorik und Regelung, auch zur Realisierung der Grundfahreigenschaften. Aus diesem Ansatz entsteht der Gestaltungsspielraum für eine mechanische Fahrwerkstruktur, mit der sämtliche erweiterten Anforderungen der Funktionsgruppen erfüllt werden können.

Die Überlegungen und Ergebnisse der eigentlichen Systemkonzeption sind im vierten Kapitel dokumentiert. Nach Priorisierung der Funktionserweite-

rungen und Festlegung der Auslegungsfahrzeug-Hauptabmessungen wird ein Radmodul mit Längslenkerradführung für vergrößerten Federweg sowie ein Lenksystem für hohe Manövrierbarkeit entworfen. Die so entstandene mechanische Fahrwerkstruktur bietet die Möglichkeit, Antrieb und Aktivfederung in einem neuartigen, kombinierten Aktor zusammenzuführen, der neben der statischen Tragfederung vor allem Kräfte für eine hochdynamische Aktivfederung erzeugt, um neben hoher Fahrsicherheit vor allem das Komfortpotenzial des vergrößerten Federwegs nutzbar zu machen.

Die Mechanikstruktur des Radmoduls ermöglicht auch die geforderte hohe Integration der Schienenfahrwerk-Komponenten. Vier Radmodule mit Lenksystem bilden das mechanische Gesamtfahrwerk, dessen Struktur auch den Betrieb mit unterschiedlichen Antriebssystem-Konfigurationen unterstützt. Im Sinne des integrierten Entwurfs wird nach der Erläuterung der definierten Fahrwerk-Betriebsmodi das Zusammenwirken der Fahrwerkregler-Module zur entsprechenden Ansteuerung der Aktorik und damit zur Realisierung des gesamten geforderten Fahrfunktionsumfangs beschrieben.

Gegenstand des fünften Kapitels ist die Modell- und Simulationstechnik zur Entwicklung und Bewertung der Funktionen des entworfenen Fahrwerksystems unter Einsatz eines detaillierten Gesamtfahrzeugmodells. Um einerseits das Schienenfahrwegmodell und die zugehörigen Kontaktkraftelemente des Fahrwerks implementieren zu können und andererseits die Fahrwerkmechanik neben Aktorik und Fahrwerkregler in einem Matlab/Simulink-Gesamtmodell robust und rechenzeiteffizient verfügbar zu machen, wird auf Basis einer entwickelten C-Code Modellbibliothek ein Mehrkörperdynamik-Modell zur Beschreibung der räumlichen Mechanik erstellt und um eine eindimensionale Modellierung von Radantrieb und Bremsen ergänzt. Für die konsistente Parametrierung aller Modellteile und automatisierte Berechnung der Fahrmanöver zur Funktionsentwicklung dient eine dafür geschaffene Simulationsumgebung.

Im sechsten Kapitel werden die Eigenschaften des entworfenen Fahrwerksystems hinsichtlich Fahrsicherheit, Fahrkomfort und Mehrwegefähigkeit anhand von Simulationsergebnissen ausgewählter Fahrmanöver beurteilt. Die Ergebnisse bestätigen die Funktionserwartungen zu Beginn der Konzeption.

Als Fazit kann festgehalten werden, dass aufgrund gleichrangiger Nutzung von Mechanik, Aktorik und Regelung im Sinne des integrierten Entwurfs ein Fahrwerk konzipiert werden konnte, mit dem Fahrzeuge die Anforderungen zukünftiger Megacitymobilität erfüllen können.

Ausblick

Anstelle der Empfehlung, nun die konstruktiven Ausgestaltung sämtlicher Komponenten anzugehen, sollte der Systementwurf wiederholt werden, um aufgrund anderer Herangehensweisen oder Priorisierungen möglicherweise einen alternativen oder besseren Entwurf zu finden. Dem vorgelagert könnte untersucht werden, ob sich die Entwurfsaufgabe parametrisieren und über Zielwerte einer automatisierten Optimierung unterwerfen lässt.

Bei Weiterführung des Antrieb-Federungsmoduls wäre vorrangig das Getriebe zur Übertragung des Aktivfederungsmoments im Hinblick auf Steifigkeit, Spielfreiheit und andere Bauformen mit höheren Übersetzungen für kleinerer E-Motoren eingehender zu betrachten. Die Tragfederverstelleinheit, die auch den jeweiligen Gewichtslastanteil des Aufbaus stützen muss, könnte bei alternativer Ausführung durch eine Zusatztragfeder entlastet werden.

Für die Trag- und Querführungsräder des Schienenfahrwerks wäre zu untersuchen, ob die kompakten Abmessungen mit ausreichender Laufruhe und Lebensdauer realisierbar sind. Generell sollte der Rad-Schiene-Kontakt im Hinblick auf robusten Betrieb mit weiter verfeinerten Simulationsmodellen analysiert werden. Im Hinblick auf Feinstaub wäre ein Schienenfahrwerk mit Stahlrädern und dafür geeignetem Bremssystem vorteilhaft.

Das Radmodul bietet nach Anpassung für zukünftige Fahrzeugkonzepte neue Realisierungsmöglichkeiten. Beispielsweise für Fahrzeuge mit variabler Spurweite, die bei Einfahrt in Ballungsräume mögliche Doppelfahstreifen exklusiv für schmale Fahrzeuge nutzen zu können; oder aber auch für mehrwegefähige Personal Mobility Vehicles. Die Verfügbarkeit des Fahrwerkes mit seinen erweiterten Funktionen könnte für die Antriebstechnik ein Anstoß sein, die fahrzeugunabhängige Antriebsmodulstandardisierung vergleichbar zum Szenario des Abschnitts 2.1.2 eingehender zu untersuchen.

Sollen zukünftig bei autonomen Fahrzeuge aktive Federungssysteme zur extremen Verringerung der Aufbaubewegung eingesetzt werden, sind wirksame Konzepte zur Schwingungsisolierung der Fahrzeuginsassen im Radfrequenzbereich erforderlich, um irritierende Vibrationen zu vermeiden. Voraussetzung dafür sind Studien zur Ermittlung von Komfortgrenzwerte bei mehrachsiger Schwingbelastung für entsprechende Sitze und Sitzhaltungen der Insassen.

Sollte durch weitere Arbeiten ein mehrwegefähiges Fahrwerk verfügbar werden, entstehen neue zu erforschende Möglichkeiten beispielsweise für den individuellen und öffentlichen Personenverkehr, die Warenversorgung urbaner Räume oder umweltschonende Schienendirektverbindungen in Landschaften, die keinen Straßenbau zulassen. Vergrößert man auf diese Weise die vielweckfähige Mobilität als Kernwert des Kraftfahrzeugs, könnte bis zur Verfügbarkeit völlig neuer Transporttechnologien eine Erweiterung des heutigen Verkehrsystems erreicht werden, deren Nutzwert und Sicherheit erwartbar höher sein werden als beispielsweise bei aktuell diskutierten Konzepten wie Drohnen-Taxis oder vollautonome Fahrzeuge. Zumal bei Letzteren nach der technischen Euphorie nun zunehmend ethisch-moralische Fragen zum Maschinenentscheiden in alltäglichen Gefahrensituationen aufgeworfen werden [b-Mho18].

Der Ausblick hinsichtlich der Verwendung der vorliegenden Arbeit ist mit der Hoffnung verbunden, damit einen diskussionsfördernden Beitrag zur Gestaltung zukünftiger Fahrwerksystemtechnik leisten zu können.

Quellenverzeichnis

Bücher

- [b-Amm97] D. Ammon. *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*. Stuttgart: B.G. Teubner, 1997.
- [b-Bra11] H. Braess und U. Seiffert, Hrsg. *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2011.
- [b-Gip99] M. Gipser. *Systemdynamik und Simulation*. Stuttgart und Leipzig: B.G. Teubner, 1999.
- [b-Gri90] M. Griffin. *Handbook of Human Vibration*. London: Academic Press Ltd, 1990.
- [b-Hbs02] B. Heiing und H.-J. Brandel. *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. 1. Aufl. Würzburg: Vogel, 2002.
- [b-Hef07] B. Heiing und M. Ersoy, Hrsg. *Fahrwerkhandbuch*. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2007.
- [b-Hoe95] E. Hoepke. *Omnibusse im Verkehrssystem von Ballungsgebieten*. Renningen: Expertverlag, 1995.
- [b-Huc13] T. Schtz, Hrsg. *Hucho – Aerodynamik des Automobils*. München: Springer Fachmedien, 2013.
- [b-Ifm13] ifmo – Institute for Mobility Research, Hrsg. *Megacity Mobility Culture*. Heidelberg et al.: Springer, 2013.
- [b-Ivk05] Institut für Verkehrswesen, Hrsg. *Von den Anfängen bis zur Gegenwart Verkehrstechnik an der Universität Kassel*. Kassel: Kassel University Press, 2005.
- [b-Ker88] B. Kernighan und D. Ritchie. *The C Programming Language*. Englewood Cliffs, N.J: Prentice Hall, 1988.
- [b-Mat07] W. Matschinsky. *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg und New York: Springer, 2007.

- [b-Mho18] C. Misselhorn. *Grundfragen der Maschinenethik*. Stuttgart: Reclam, 2018.
- [b-Mit03] M. Mitschke und H. Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Aufl. Berlin und Heidelberg: Springer, 2003.
- [b-Pop93] K. Popp und W. Schiehlen. *Fahrzeugdynamik*. Stuttgart: B.G. Teubner, 1993.
- [b-Pyp03] M. Pyper, W. Schiffer und W. Schneider. *ABC-Active Body Control*. Die Bibl. d. Technik Bd. 241. Landsberg: Moderne Industrie, 2003.
- [b-Rei88] J. Reimpell und J. W. Betzler. *Fahrwerktechnik: Lenkungen*. 2. Aufl. Würzburg: Vogel, 1988.
- [b-Ril94] G. Rill. *Simulation von Kraftfahrzeugen*. Wiesbaden: Vieweg, 1994.
- [b-Sch13] E. Schindler. *Fahrdynamik*. 2. Aufl. Renningen: Expertverlag, 2013.
- [b-Sch90] W. Schiehlen, Hrsg. *Multibody Systems Handbook*. Berlin und Heidelberg: Springer, 1990.
- [b-Vde15] VDE Verband der Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik e. V., Hrsg. *Kompendium: Lithium-Ionen-Batterie*. Frankfurt: VDE, 2015.
- [b-Wol12] S. Wolter. "Smart Mobility- Intelligente Vernetzung der Verkehrsangebote in Großstädten". In: H. Proff u. a. *Zukünftige Entwicklungen in der Mobilität*. Wiesbaden: Springer Gabler, 2012.
- [b-Won08] J. Wong. *Theory of ground vehicles*. 4. Aufl. Hoboken, NJ: Wiley & Sons, 2008.
- [b-Zom87] A. Zomotor. *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. Würzburg: Vogel, 1987.

Fachberichte

- [f-Dlk06] *Ländlicher Raum auf Roter Liste, Schriftenreihe der Deutschen Landeskulturgesellschaft - DLKG*. Sonderheft 1/2006. Deutsche Landeskulturgesellschaft - DLKG, 2006.
- [f-Eco13] L. Ecola, J. Zmud, K. Gu, P. Phleps und I. Feige. *The Future of Mobility, Scenarios for China in 2030*. Studie. RAND Corporation, 2013.
- [f-For03] G. J. Forkenbrock, W. R. Garrott, M. Heitz und B. C. O’Harra. *An Experimental Examination of J-Turn and Fishhook Maneuvers That May Induce On-Road, Untripped, Light Vehicle Rollover*. SAE-Paper No. 104271. SAE International, 2003.

- [f-Gip84] M. Gipser. *Verbesserungsmöglichkeiten durch aktive Federungselemente aus theoretischer Sicht*. VDI Berichte, Nr. 546. VDI, 1984.
- [f-Kar78] C. Karnopp. *Are Active Suspensions really Necessary?* Publication 78-WA/DE-12. ASME, 1978.
- [f-Mit94] M. Mitschke. *Abrollkomfort bei Fahrbahnstößen, Subjektive Beurteilung - Objektive Meßgrößen*. FFBG-Bericht Nr. 92. TU Braunschweig, 1994.
- [f-Mit95] M. Mitschke, B. Klingner und H. Braun. *Zulässige Amplituden und Wellenlängen herausragender Unebenheitsanteile - Einfluß von Einzelhindernissen und Periodizitäten auf Fahrkomfort, Straßen-, Fahrzeug- und Ladegutbeanspruchung sowie Fahrsicherheit*. Hrsg.: Bundesministerium für Verkehr, Abt. Straßenbau, Bonn. TU Braunschweig, 1995.
- [f-Mit96] M. Mitschke. *Abrollkomfort, Fortsetzungsuntersuchung über den Zusammenhang zwischen subjektiver Beurteilung und objektiven Meßgrößen beim Überfahren von Fahrbahnstößen*. FFBG-Bericht Nr. 104. TU Braunschweig, 1996.
- [f-Sha90] I. Sharp. *Preview Control of Vehicle Ride - Optimal Control Theory Background*. Course notes. CCG Carl Cranz Gesellschaft, Juli 1990.
- [f-Tho80] A. Thompson, B. Davis und C. Pearce. *An Optimal Linear Active Suspension with Finite Road Preview*. SAE-Paper No. 800520. SAE International, 1980.
- [f-Zmu17] J. Zmud, L. Green, T. Kuhnimhof, S. Le Vine, J. Polak und P. Phleps. *Still Going . . . and Going: The emerging travel patterns of older adults*. Studie. ifmo – Institute for Mobility Research, 2017.

Grafik- und Bildquellen

- [g-Afb19] World Wide Web. a) Volvo Cars Pressebild, Volvo Concept 26; b) Knapp, Frankfurter Neue Presse, Öffentliche Stoßdämpfer-Teststrecke Hofheim, 11.02.2017; c) Toyota, Pressebild 3348, www.toyota-media.de; d) Renault, Pressebild Concept EZ-GO. Abgerufen: Jan. 2019.
- [g-Cmw19] World Wide Web. Basierend auf historischen Citroën Modell- und Werkstattgrafiken. CX-Exterieur: www.citroenorigins.de; 2CV-Chassis: www.citroenet.org.uk/miscellaneous/abandoned/abandoned.html; Mehari-Chassis: www.kaarten-prenten.nl/4x4_chassis_citroen_2cv_mehari; CX-Rahmen: www.lacitroencx.com. Abgerufen: Jan. 2019.

- [g-Mas19] World Wide Web. Autonomous Drive: Volvo Cars, Pressebild, Volvo Concept 360; Megacities: www.worldatlas.com, Seoul; Transportation: Hannoversche Allgemeine, Lange Staus auf den Autobahnen, Julian Stratenschulte/dpa; Mobility: Vitaly Korolev, historisch, twitter.com; Society: Traffic Sign Catalogue, Singapore Land Transportation Authority. Abgerufen: Jan. 2019.
- [g-Mwb19] World Wide Web. Bildquellen: b-d) www.ruf.dk; e) Bus: [i-Bis18], Hintergrund: www.flugfeld.info, f) Haus: www.trendhunter.com, hip eco friendly treehouse; h) Lok: www.traintrax.co.uk. Series Shinkansen "Nozomi" Bullet Train. Abgerufen: Jan. 2019.

Internet-Quellen

- [i-Rau18] J. Rauh. *Representing Road Surfaces with OpenCRG: some insight into its background and applications*. Hrsg. von Vires. 2018. Online <<http://www.asam.net/conferences-events/detail/kick-off-workshop-asam-opendrive>> (besucht am 10.01.2019).
- [i-Ada19] ADAC. *Immer weniger Straßen werden repariert*. Online <<https://www.adac.de/infotestrat/adac-im-einsatz/motorwelt/strassenschaeden.aspx>> (besucht am 17.03.2019).
- [i-Aiq19a] P. Els. *Braking and steering systems to control a new generation of autonomous vehicle*. Online <<http://www.automotive-iq.com/chassis-systems/columns/braking-and-steering-systems-to-control-a-new-generation-of-autonomous-vehicle>> (besucht am 12.06.2019).
- [i-Aiq19b] C. Pawsey. *Autonomous Driving: Steering Concepts for Self-Driving Cars*. Online <<http://www.automotive-iq.com/steering/articles/autonomous-driving-steering-concepts-self-driving-cars>> (besucht am 12.06.2019).
- [i-Aud18] Audi AG. *Das Audi A8 AI Aktivfahrwerk*. Online <http://www.audi.com/de/innovation/design/more_personal_comfort_a8_active_chassis.html> (besucht am 23.03.2018).
- [i-Bas17] Bundesanstalt für Straßenwesen BASt. *Straßenerhaltungsplanung 2017*. Online <https://www.bast.de/BASt_2017/DE/Strassenbau/Fachthemen/g3-strassenerhaltungsplanung.html> (besucht am 17.03.2019).
- [i-Bmw18] Wikipedia. *Informationen zum BMW i3*. Online <http://de.wikipedia.org/wiki/BMW_i3> (besucht am 24.07.2018).

- [i-Bmw90] BMW AG. *BMW Forschungsfahrzeug Z22*. Online <<http://www.youtube.com/watch?v=Tx7lwZ8iLOk>> (besucht am 12. 02. 2019).
- [i-Bos19] Robert Bosch GmbH. *E-Mobilität wird das urbane Leben der Zukunft verändern*. Online <<https://www.bosch.com/de/forschung/innovation/sfelder/e-mobilitaet/>> (besucht am 25. 06. 2019).
- [i-Chd18] Wikipedia. *Citroën Hydractive 3 Federungssystem*. Online <<http://de.wikipedia.org/wiki/Hydractive>> (besucht am 18. 06. 2018).
- [i-Dai19a] Daimler AG. *Produktinformation Mercedes-Benz GLE*. 2019. Online <<http://www.mercedes-benz.de/passengercars/mercedes-benz-cars/models/gle>> (besucht am 02. 01. 2019).
- [i-Dai19b] Daimler AG. *Produktinformation Mercedes-Benz S-Klasse*. 2019. Online <<http://www.mercedes-benz.de/passengercars/mercedes-benz-cars/models/s-class>> (besucht am 08. 05. 2019).
- [i-Dop18] Doppelmayr GmbH. *Urban Seilbahn*. Online <<http://www.doppelmayr.com/anwendungen/urban>> (besucht am 16. 11. 2018).
- [i-Drs19] Daimler AG. *PKW Erprobung, Fahr simulatoren: Ride-Simulator*. Online <<https://media.daimler.com/marsMediaSite/de/instance/picture/PKW-Erprobung-Fahr-simulatoren-Ride-Simulator.xhtml?oid=7554841>> (besucht am 28. 04. 2019).
- [i-Ecc19] Easelink GmbH. *Easelink – Conductive Charging System for Electric Vehicles*. Online <<http://easelink.com>> (besucht am 11. 02. 2018).
- [i-Eis18] Eisele Pneumatics GmbH & Co. KG. *Multiline E Schnittstelle*. Online <<http://www.eisele.eu/produkte/multiline/multiline-e>> (besucht am 23. 10. 2018).
- [i-Elr18] Firma Electreon Israel. *Informationen zur induktive Energieübertragung während der Fahrt*. Online <<http://www.electreon.com>> (besucht am 02. 12. 2018).
- [i-Eqt14] European Commission. *Special Eurobarometer 422a "Quality of Transport"*. 2014. Online <http://data.europa.eu/euodp/data/dataset/S2017_82_2_422A_422B> (besucht am 11. 03. 2019).
- [i-Gch02] Automotives Review Blogspot. *Bildquellen zum General Motors Concept Car HY-WIRE*. 2002. Online <<http://automotivesreview.blogspot.com/2012/05/gm-hywire-concept-2002.html>> (besucht am 12. 11. 2018).
- [i-Gkn18] Firma GKN-Driveline. *GKN Twinster Torque Vectoring Differential*. Online <<http://www.gkn driveline.com/en/solutions-services/case-studies/2016/twinster>> (besucht am 12. 01. 2018).

- [i-Gns19] Government Nova Scotia, Canada. *Informationen zu Autobahn-Baukosten*. Online <<http://novascotia.ca/tran/highways/faq.asp>> (besucht am 30.03.2019).
- [i-Han18] C. Han, Z. Zha, M. Frey und F. Gauterin. *IPG Apply and Innovate: Novel Chassis Concept for Omnidirectional Driving Maneuvers - Challenges in modelling suspensions with wheel individual steering systemOmnisteer*. Online <http://ipg-automotive.com/fileadmin/user_upload/content/Download/PDF/Events/Apply_Innovate_2018/Presentations/Apply_and_Innovate_2018_KIT_Han.pdf> (besucht am 08.12.2018).
- [i-Her18] Herger, M. *NIO baut Strecke auf Autobahn für Batterieaustausch auf*. Online <<http://www.derletztefuehrerscheinneuling.com>> (besucht am 02.12.2018).
- [i-Igd11] P. Trechow und W. Pester. *Wasserstoff für Fahrzeuge*. Online <<http://www.ingenieur.de/technik/fachbereiche/fahrzeugbau/wasserstoff-fuer-fahrzeuge>> (besucht am 12.01.2019).
- [i-Jbs18] J. Schneider. *Innovative Transportation Technology - Compendium of Next Generation Surface Transportation Alternatives*. Online <<http://staff.washington.edu/jbs/itrans/index.html>> (besucht am 18.01.2018).
- [i-Jdm18] J. Schneider. *Japanese Dual Mode Vehicle DMV-Bus*. Online <http://staff.washington.edu/jbs/itrans/japanese_dualmode.htm> (besucht am 19.05.2018).
- [i-Jen06] P. Jensen. *Rapid Urban Flexible - RUF 2006*. Online <<http://www.ruf.dk/ruf2006.pdf>> (besucht am 21.10.2018).
- [i-Jhu15] Wikipedia. *Informationen zum Konzeptfahrzeug Jeep Hurricane*. 2015. Online <http://en.wikipedia.org/wiki/Jeep_Hurricane> (besucht am 27.09.2018).
- [i-Mer15] M. Rhode. *Information about Rubber Tyred Metro Trains*. Online <<http://mic-ro.com/metro/rubber-tyred.html>> (besucht am 15.07.2015).
- [i-Mme19] W. Eckl-Dorna. *Manager Magazin: Opel beteiligt sich am Wettlauf um EU-Gigafactory*. Online <<https://www.manager-magazin.de/fotostrecke/elektromotoren-in-elektroautos-wer-macht-was-fotostrecke-152795-4.html>> (besucht am 19.05.2019).
- [i-Mos18] The Monorail Society. *Gummibereiftes Monorail-Drehgestell Typ AL-WEG*. Online <<http://www.monorails.org/tMspages/TPindex.html>> (besucht am 18.01.2018).

- [i-Naf16] Auto, Motor und Sport. *NanoFlowCell Quantino/FE - Elektroauto im Fahrbericht. Emissionsfreie Reichweite zum Nachtanken*. Online <<http://www.auto-motor-und-sport.de/fahrbericht/nanoflowcell-quantino-fe-im-fahrbericht-elektroauto-nachtanken>> (besucht am 12. 01. 2019).
- [i-Naf19] Influit Energy Company. *Nanofluids and Batteries*. Online <<http://www.influitenergy.com/contact>> (besucht am 12. 01. 2019).
- [i-Nbs18] Youtube. *NIO Batteriewechselstation*. Online <<http://www.youtube.com/watch?v=rmTePwW5HOQ>> (besucht am 02. 12. 2018).
- [i-Nob11] C. Nobis, A. Schulz, K. Köhler, F. Bergk und F. Dünnebeil. *BMVI-Studie Alltagsmobilität: Verlagerungspotenziale auf nicht motorisierte und öffentliche Verkehrsmittel im Personenverkehr*. 2011. Online <<http://www.bmvi.de/SharedDocs/DE/Artikel/G/MKS/alltagsmobilitaet.html?nn=214206>> (besucht am 11. 04. 2018).
- [i-Npt07] Nissan Motor Corporation. *Nissan Pivo 2 Konzeptfahrzeug*. 2007. Online <<http://www.nissan-global.com/EN/PIVO2/>> (besucht am 25. 11. 2018).
- [i-Npt11] Nissan Motor Corporation. *Nissan Pivo 3 Konzeptfahrzeug*. 2011. Online <http://www.nissan-global.com/COMMON/HTML/MOTORSHOW/2011/pivo3_e.html> (besucht am 25. 11. 2018).
- [i-Ntl18] *NTL New Trans Lohr: Fahrwerkssystem Trans-Lohr für gummibereitete Strassenbahnen*. 2018. Online <<http://www.newtl.com/>> (besucht am 04. 10. 2018).
- [i-Ofc19] M. Weingran. *E-Batterie gegen Brennstoffzelle*. Online <<http://www.onvista.de/news/e-batterie-gegen-brennstoffzelle-welcher-technologie-gehört-die-zukunft-nel-powercell-und-ballard-power-gegen-daimler-vw-und-die-weltweiten-autobauer-243896029>> (besucht am 19. 06. 2019).
- [i-Omn18] Karlsruher Institut für Technologie (KIT). *Forschungsprojekt Omnisteer am KIT*. Online <<http://www.share.kit.edu/omnisteer>> (besucht am 08. 12. 2018).
- [i-Por19] Porsche AG. *Produktinformation Porsche Cayenne*. 2019. Online <<http://www.porsche.com/germany/models/cayenne>> (besucht am 08. 05. 2019).
- [i-Pud14] K. Pudenz. *Innenraumkonzept eines autonomen Fahrzeugs*. 2014. Online <<http://www.springerprofessional.de>> (besucht am 19. 05. 2018).
- [i-Qco18] Firma Qualcomm. *Informationen zur induktive Energieübertragung während der Fahrt*. Online <<http://www.qualcomm.com/products/halo>> (besucht am 17. 11. 2018).

- [i-Rcl18] Ruthmann GmbH & Co. KG. *Ruthman Cargoloader*. Online <<http://www.ruthmann.de>> (besucht am 17. 09. 2017).
- [i-Rra19] Rheinmetall Automotive. *Informationen zum Range Extender für E-Fahrzeuge*. Online <<https://www.rheinmetall-automotive.com/produkte/range-extender/>> (besucht am 30. 04. 2019).
- [i-Sbu18] Wikipedia. *Spurgeführte Busse*. Wikipedia. Online <<http://de.wikipedia.org/wiki/Spurbus>> (besucht am 20. 05. 2018).
- [i-Sfr19] Schaeffler AG. *Das Fahrwerk der Zukunft*. Online <https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Schaeffler_Kolloquium_2014_27_de.pdf> (besucht am 12. 06. 2019).
- [i-Ten18] F. Tenneco. *Fahrwerksysteme: ACOCAR Vollständig aktive Federungstechnologie*. Online <http://www.tenneco.com/assets/1/7/5245-ACOCAR_Brochure-9.9.11_DEDE_LR.pdf> (besucht am 02. 12. 2018).
- [i-Tmw19] The MathWorks Inc. *Programmsystem Matlab*. 2019. Online <<http://de.mathworks.com>> (besucht am 24. 02. 2019).
- [i-Vcc19] Firma Volterio. *Volterio: Conductive Charging System for Electric Vehicles*. Online <<http://volterio.com>> (besucht am 11. 02. 2018).
- [i-Vda19] V. V. der Automobilindustrie. *Elektromobilität*. Online <<https://www.vda.de/de/themen/innovation-und-technik/elektromobilitaet/startseite-elektromobilitaet.html>> (besucht am 23. 06. 2019).
- [i-Vec19] PRT Consulting. *Vectus Personal Rapid Transport*. Online <<http://prtconsulting.com>> (besucht am 18. 03. 2019).
- [i-Vir18] Vires, Hrsg. *Softwarebibliothek Strassenmodell OpenCRG*. 2018. Online <<http://www.opencrg.org>> (besucht am 25. 03. 2018).
- [i-Vtw18] Verband Thüringer Wohnungs- und Immobilienwirtschaft e.V. *Entwicklung ländlicher Raum 6 Thesen*. Online <<https://vtw.de/entwicklung-laendlicher-raum-6-thesen/>> (besucht am 23. 12. 2018).
- [i-Wab19] Wikipedia. *Informationen zu Autobahn-Baukosten*. Online <<http://de.wikipedia.org/wiki/Autobahn#Baukosten>> (besucht am 30. 03. 2019).
- [i-Wbp10] The Mercury News. *Better Place gains \$350 million for electric car technology*. Online <<http://www.mercurynews.com/2010/01/25/better-place-gains-350-million-for-electric-car-technology>> (besucht am 23. 03. 2018).

-
- [i-Wbp18] Wikipedia. *Informationen zur Elektrofahrzeug-Firma Better Place*. Online <http://de.wikipedia.org/wiki/Better_Place> (besucht am 23.03.2018).
- [i-Wcv18] Wikipedia. *Wikipedia: Informationen zum Chevrolet Volt*. Online <http://de.wikipedia.org/wiki/Chevrolet_Volt> (besucht am 24.07.2018).
- [i-Wit18] Wittenstein SE. *Informationen zum Galaxie Getriebesystem*. Online <<http://www.wittenstein.de/de-de/galaxie-getriebe-antriebsysteme/>> (besucht am 01.12.2018).
- [i-Wlr19] Wikipedia. *Informationen zu Light Rail Streckenbaukosten*. Online <http://en.wikipedia.org/wiki/Light_rail#Construction_and_operation_costs> (besucht am 30.03.2019).
- [i-Wsc05] Wikipedia. *Informationen zu Superkondensatoren und dessen Fahrzeuganwendungen*. 2005. Online <<http://de.wikipedia.org/wiki/Superkondensator>> (besucht am 25.03.2018).
- [i-Wtl18] Wikipedia. *Informationen zum Tesla Model S*. Online <http://de.wikipedia.org/wiki/Tesla_Model_S> (besucht am 21.06.2018).
- [i-Wts19] Wikipedia. *Informationen zum Tesla Supercharger*. Online <http://de.wikipedia.org/wiki/Tesla_Supercharger> (besucht am 24.05.2019).
- [i-Xen18] XenomatiX N.V. *XenomatiX LiDAR Systems*. Online <<http://www.xenomatiX.com/>> (besucht am 03.12.2018).
- [i-Zfi18] Zahnradfabrik Friedrichshafen. *ZF IRC - Intelligent Rolling Chassis*. Online <http://press.zf.com/site/press/en_de/microsites/press/list/release/release%5C_29250.html> (besucht am 23.03.2018).
- [i-Zfs18] Zahnradfabrik Friedrichshafen. *ZF Aktivdämpfungssystem sMotion*. Online <http://vision.zf.com/site/magazine/de/articles_9792.html> (besucht am 02.12.2018).
- [i-Zwi18] Zwiehoff GmbH. *Zwiehoff Zweiradfahrzeuge*. Online <<http://www.zwiehoff.com>> (besucht am 19.05.2018).

Journalartikel

- [j-Dar89] B. Acker, W. Darenberg und H. Gall. "Aktive Feder für Personenwagen". In: *O+P, Ölhydraulik und Pneumatik* 33.11 (1989).
- [j-Jon05] W. Jones. "Easy ride: Bose corp. uses speaker technology to give cars adaptive suspension". In: *Spectrum, IEEE* 42 (Mai 2005), S. 12–14.
- [j-Lap95] G. Langlois und J. Anderson. "Preview Control Algorithms for the Active Suspension of an Off-Road Vehicle". In: *Vehicle System Dynamics* 24 (Jan. 1995), S. 65–97.
- [j-Pau06] J. Paulides, L. Encica, E. Lomonova und A. Vandenput. "Design Considerations for a Semi-Active Electromagnetic Suspension System". In: *Magnetics, IEEE Transactions on* 42 (Nov. 2006), S. 3446–3448.
- [j-Pau10] B. Gysen, J. Paulides, J. Janssen und E. Lomonova. "Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics". In: *Vehicular Tech., IEEE Transactions on* 59 (Apr. 2010), S. 1156–1163.
- [j-Ped66] M. Pedersen. "Personal Car for Road and Rail". In: *Popular Mechanics* 08 (1966), 61A.
- [j-Sha86] I. Sharp und S. Hassan. "The relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems". In: *Proc. of the Inst. of Mech. Eng. IMechE 106/86* 200.D3 (Juni 1986).
- [j-Sim91] J. Simo und K. Wong. "Unconditionally Stable Algorithms for Rigid Body Dynamics that exactly preserve Energy and Momentum". In: *Int. Journal for numerical methods in engineering* 31 (1991), S. 19–52.
- [j-Tzi15] T. Tzivanopoulos. "Neue Denkansätze in der Fahrzeugkonzeption". In: *ATZ Automobiltechn. Zeitschrift* 117.09 (2015), S. 16–21.
- [j-Wei09] M. Weiss, N. Armstrong, J. Schenk, P. Lückert, T. Ruhl, F. Nietfeld und T. Gödecke. "Hybrid System by Mercedes-Benz for the M-Class". In: *MTZ Motortech. Zeitschrift (worldwide)* 70.9 (Sep. 2009), S. 20–26.
- [j-Wmc13] U. Weist, J. Missel, S. Cytrynski, D. Mehren, T. Schwarz und S. Kern. "Die neue S-Klasse von Mercedes-Benz: Fahrkomfort der Extraklasse". In: *ATZ Automobiltechn. Zeitschrift* (Mai 2013), S. 124–128.
- [j-Zbr97] A. Zomotor, H.-H. Braess und R. Rönitz. "Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens - Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre - Teil 1". In: *ATZ Automobiltechn. Zeitschrift* 99 (1997).
- [j-Zbr98] A. Zomotor, H.-H. Braess und R. Rönitz. "Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens - Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre - Teil 2". In: *ATZ Automobiltechn. Zeitschrift* 100 (1998).

Konferenzbeiträge

- [k-Bre11] J. Brembeck, L. M. Ho, A. Schaub, C. Satzger, J. Tobolar, J. Bals und G. Hirzinger. “ROMO – The Robotic Electric Vehicle”. In: *22nd IAVSD Int. Symposium on Dynamics of Vehicle on Roads and Tracks*. Aug. 2011.
- [k-Buc18] A. Buchroithner, H. Wegleiter und B. Schweighofer. “Flywheel Energy Storage Systems Compared to Competing Technologies for Grid Load Mitigation in EV Fast-Charging Applications”. In: *Proc. 2018 IEEE 27th Int. Symposium on Industrial Electronics, ISIE 2018*. United States, USA: Inst. of Electrical und Electronics Engineers, Aug. 2018, S. 508–514.
- [k-Jah12] M. Jahn, M. Schrör, Y. Yoo, M. Yüksel und F. Kirchner. “Concept of Actuation and Control for the EO Smart Connecting Car (EO scc)”. In: *Proc. of the Int. Conference on Intelligent Robotics and Applications*. Montreal, Québec, Canada: Springer, Okt. 2012.
- [k-Jen97] P. Jensen. “The RUF Concept, a Dual-Mode electric/hybrid vehicle riding on top of a very slender guideway”. In: *1997 SAE Future Transportation Technology Conference*. San Diego, USA: SAE, Aug. 1997.
- [k-Ken13] Kenworthy, J. “Mobility in Mega Cities — Transport Typologies and Their Meanings”. In: *Proc. of the 2013 Int. Symposium Urban Mobility and Integrated Transportation – Transfer of Results of Megacities Research*, Technische Universität Berlin, Feb. 2013.
- [k-Ker05] S. Kersch, E. Hipp und G. Lexen. “Effizienter Hybridantrieb mit Ultracaps für Stadtbusse”. In: *14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik*. Aachen, Okt. 2005.
- [k-Mar13] A. Martyn und D. Harty. “Unsprung Mass with In-Wheel Motors – Myths and Realities”. In: *Proc. of the 10th Int. Symposium on Advanced Vehicle Control*. Loughborough University, GB: FISITA, Aug. 2013.
- [k-Rau03] J. Rauh, D. Meljnikov, S. Dronka, K.-D. Hilf und T. Schirle. “Praxisgerechte Komponentenmodelle für die Gesamtfahrzeugsimulation”. In: *Simulation in der Fahrwerktechnik, Tagungsbeiträge*. Essen: Haus der Technik, Nov. 2003.
- [k-Ril13] G. Rill. “TMeasy The handling tire model for all driving situations”. In: *Proc. of the XXIII Int. Symposium on Dynamic of Vehicles on Roads and on Tracks*. Quingdao, China: IAVSD, Aug. 2013.

- [k-Tho08] A. Thomä, H.-J. Gilsdorf, M. Münster, U. Mair, C. Müller, M. Hippe und J. Hoffmann. “Electromechanical Active Body Control”. In: *32nd FISITA World Automotive Congress*. Chennai, Indien, Okt. 2008.
- [k-Yuk14] M. Yüksel, C. Oekermann, B. Girault und M. Ahmed. “Using Industrial Actuators for Rapid Development of Electric Car Applications”. In: *Proc. of the 14th Int. Conference on New Actuators. 8th Int. Exhibition on Smart Actuators and Drive Systems*. Messe Bremen: WFB Wirtschaftsförderung Bremen, Juli 2014.

Patente und Offenlegungsschriften

- [p-Api08] Audi AG und F. Piech. *Zweiachsiges Kraftfahrzeug mit einer autarken, wechselbaren Antriebseinheit*. DE4206360B4. Apr. 2008.
- [p-Dcy10] Daimler AG und S. Cytrynski. *Dämpfungseinrichtung sowie Verfahren zum Betreiben einer solchen Dämpfungseinrichtung*. DE102010014185A1. Apr. 2010.
- [p-Dso08] Daimler AG, T. Schirle, P. Johansson und T. Miyazaki. *Antrieb und Federung eines Antriebsrades*. DE102008030578A1. Juni 2008.
- [p-Dso09a] Daimler AG und T. Schirle. *Bus zum Betrieb sowohl auf einer Straße als auch auf einer Schiene*. DE102008063659A1. Sep. 2009.
- [p-Dso09b] Daimler AG und T. Schirle. *Fahrwerk eines Fahrzeugs mit Querparkfunktion*. DE102008031056A1. Feb. 2009.
- [p-Dso09c] Daimler AG und T. Schirle. *Fahrwerk eines Fahrzeugs*. DE102008031057A1. Feb. 2009.
- [p-Dso10a] Daimler AG und T. Schirle. *Modulanordnung für ein Fahrzeug und Fahrzeug*. DE102008061757A1. Juni 2010.
- [p-Dso10b] Daimler AG, T. Schirle und F. Böttiger. *Leistungstransfer zwischen Federung und Antrieb*. DE102009036731A1. Apr. 2010.
- [p-Kit94] D. Kitto. *Batteriewechselstation für elektrisch angetriebene Fahrzeuge*. DE4229687A1. März 1994.
- [p-Oer93] B. Örtenheim. *Semi-Hybrid Electric Automobile*. USPTO 5.251.721. Dez. 1993.
- [p-Sab68] S. Brush und W. Alden. *Vehicle Control Mechanisms*. USPTO 3.363.584. Jan. 1968.

Standards und Normen

- [s-Fhw09] *Pavement Distress Identification Manual for the NPS road inventory program*. Standard. Federal Highway Administration, 2009.
- [s-Iso11a] *ISO 7401 Road vehicles – Lateral transient response test methods - Open-loop test methods*. Standard. Genf, CH: International Organization for Standardization, Apr. 2011.
- [s-Iso11b] *DIN ISO 8855 Straßenfahrzeuge -- Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*. Standard. Berlin, D: Deutsches Inst. f. Normung e. V., Apr. 2011.
- [s-Iso95] *ISO 8608 Mechanical Vibration -- Road Surface Profiles--Reporting of Measured Data*. Standard. Genf, CH: International Organization for Standardization, 1995.
- [s-Vdi02] *VDI-Richtlinie 2057 Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Blatt 1: Ganzkörper-Schwingungen*. Standard. Düsseldorf, DE: VDI Verein Deutscher Ingenieure, 2002.
- [s-Vdi87] *VDI-Richtlinie 2057 Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Blatt 4.2: Messung und Bewertung von Arbeitsplätzen auf Landfahrzeugen*. Standard. Düsseldorf, DE: VDI Verein Deutscher Ingenieure, 1987.

Wissenschaftliche Arbeiten

- [w-Fue01] K.-P. Fuebier. "Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen". Diss. RWTH Aachen, 2001.
- [w-Hue13] J. Huemer. "Einfluss instationärer aerodynamischer Kräfte auf die Fahrdynamik von Personenkraftwagen". Diss. Technische Universität München, 2013.
- [w-Ide11] A. Idelchi und B. Bin Salamah. "Lateral Control of Vehicle Platoons". Masterthesis. Department of Signals, Systems Division of Automatic Control, Automation und Mechatronics, Chalmers University of Technology Göteborg, Sweden, 2011.
- [w-Pet16] M. Petersen. "Übertrager und Leistungselektronik in induktiven Energieübertragungssystemen zur Ladung von Elektrofahrzeugen". Diss. Christian-Albrechts-Universität zu Kiel, 2016.

- [w-Str96] R. Streiter. “Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung”. Diss. ISS Fahrzeugtechnik, TU Berlin, 1996.
- [w-Tha15] P. Thankasala. “Functional Concepts of Active Suspension Systems for Autonomous Vehicles”. Masterthesis. HS Esslingen, 2015.
- [w-Zet82] D. Zetsche. “Die Anwendung moderner regelungstechnischer Verfahren zur Synthese einer aktiven Feder”. Diss. Fachbereich 10 für Maschinentechnik I, Universität – Gesamthochschule Paderborn, 1982.

Eigene wissenschaftliche Veröffentlichungen

- [e-Hps97] J. Haug, U. Piram, W. Schiehlen und T. Schirle. “Modelling of a Passenger Coach as Elastic Multibody System”. In: *Proceedings 1997 ASME Design Eng. Technical Conferences DETC 97, Sacramento, CA, USA*. (CDROM) DETC 97 VIB-4225. New York, USA: ASME, Sep. 1997, S. 1–9.
- [e-Msa02a] G. Mäcke und T. Schirle. “Active Tire Tilt Control: Ein Reifen-Fahrwerksystem zur verbesserten Kraftübertragung zwischen Reifen und Straße”. In: *4. Darmstädter Reifenkolloquium*. Darmstadt: Hermann Winner, 2002, S. 20–33.
- [e-Msa02b] G. Mäcke und T. Schirle. “Active Tire Tilt Control (ATTC) – das neuartige Fahrwerkkonzept des F400 Carving”. In: *11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. Aachen, Okt. 2002, S. 395–408.
- [e-Srs00] W. Schiehlen, A. Rückgauer und T. Schirle. “Force Coupling Versus Differential Algebraic Description of Constrained Multibody Systems”. In: *Multibody System Dynamics* 4 (2000), S. 317–340.
- [e-Ssc06] W. Schiehlen und T. Schirle. “Modeling and Simulation of Hydraulic Components of Passenger Cars”. In: *Proceedings 19th Symposium Int. Association for Vehicle System Dynamics*. (Auch in: *Vehicle System Dynamics* 44, 2006, Supplement, S.581-589). Mailand, Italien: ASME, Sep. 2006, S. 581–589.

Formelzeichen ¹

Kleinbuchstaben

a, b	Hebelarme
c	Steifigkeit
f	Verteilungsfaktor
h	Hebelarm Schwerpunkthöhe
i	Übersetzung
p, q	Hebelarme
z	Vertikalauslenkung
z_E	Radeinfederweg

Großbuchstaben

F	Kraft
K	Koeffizientenvektor
M	Moment
P	Leistung
T	Transformationsmatrix

Griechische Symbole

Φ	Wankwinkel
Θ	Nickwinkel
δ	Lenkwinkel
η	Wirkungsgrad
φ	Drehwinkel
κ	Kontaktschrägenwinkel
ω	Winkelgeschwindigkeit

¹Formelzeichen des Anhangs B.1 werden lokal definiert.

Allgemeine Tiefindizes

A	Aktivkraft, Antrieb, Aktor
E	Einfederung
E1	E-Motor E1
E2	E-Motor E2
F	Federung
H	Hub
L	Lenkung
M	modal
N	Nicken
R	Rad
W	Wanken
WMA	Wankmomentenanteil

A Anhang: Systementwurf

A.1 Allgemeine Fahrwerkanforderungen

Zusammenstellung der generellen Anforderungen an ein Fahrwerk aus Sicht von Fahrer, Passagieren und umgebendem Verkehr:

Führen des Fahrzeugs durch Fahrer oder Assistenzsystem ermöglichen

Hohe Fahrsicherheit bei unterschiedlichen Witterungs- und Straßen- und Beladungsverhältnissen sowie bei Extremmanövern. Unfallfreies Bewegen des Fahrzeugs an engen oder schwer zugänglichen Stellen, beispielsweise auf Parkflächen.

Vorhersagbare, beeinflussbare, beherrschbare Fahrzeugbewegung ermöglichen

Das Fahrverhalten muss in der jeweiligen Fahrsituation verträglich sein mit der Erwartung, Erfahrung, Wahrnehmungs- und Handlungsfähigkeit des Fahrers beziehungsweise der steuernden Algorithmen. Bewusstes und unterbewusstes Handeln des Fahrers soll durch geeignete Sinnesrückmeldung positiv unterstützt werden.

Unerwünschte äußere Störungen von Fahrer und Passagieren fernhalten

Geringe Schwingungsbelastung der Fahrzeuginsassen durch Fahrbahn- und Windanregung sowie bei Anhängerbetrieb sorgt für Konditionssicherheit.

Positive Empfindungen hervorrufen

Entsprechend der Bedürfnisse der Fahrzeuginsassen und des umgebenden Verkehrs das Fahrerlebnis mit positiven Emotionen belegen, um eine defensive Fahrweise und hohe Konditionssicherheit zu fördern.

Signalisieren der Bewegungsabsicht des Fahrzeugs

Es dem umgebenden Verkehrsteilnehmern anhand der aktuellen Fahrzeugbewegung ermöglichen, die beabsichtigte Bewegungsrichtung und Annäherungsgeschwindigkeit verlässlich vorherzusagen.

Den Aufbau betriebszustandsabhängig positionieren

Betriebssituationsabhängige Fahrzeugniveaueinstellung für geringeren Luftwiderstand, bequemeren Einstieg, einfacheres Beladen von Kofferraum und Dachbox sowie vergrößerte Bodenfreiheit auf schlechten Wegen oder Einzell Hindernisüberfahrt.

A.2 Anmerkungen zum Antriebssystem-Szenario

Bei der Definition des Szenarios für wechselbare Antriebssystem-Module wurde davon ausgegangen, dass bei Batteriefahrzeugen Reichweite, Ladezeiten und Kapazitätsverlust über der Lebensdauer der Antriebsbatterien weiterhin kritische Punkte darstellen, besonders in extremen Klimazonen und dünn besiedelten Gebieten mit schlechter Ladeinfrastruktur. Aufgrund ihrer geringen Energiedichte weisen die bekannten und auf absehbare Zeit eingesetzten Batterien [b-Vde15] trotz Weiterentwicklung im Verhältnis zum restlichen Fahrzeug einen überproportional großen Anteil an Bauraum, Gewicht und Kosten auf. Im Wettlauf der Fahrzeughersteller ist bei Batteriemodulen noch kein Raum für Standardisierung, dementsprechend auch nicht für standardisierte Wechselbatteriesysteme. Die Errichtung eines Stationsnetzes und der Vorhalt an Wechselbatteriemodulen scheint zumindest in Flächenstaaten ökonomisch eher fraglich.

Deshalb werden kompakte Batteriefahrzeuge teilweise mit verbrennungsmotorgetriebenem Generator (Range Extender) zur Reichweitenerhöhung angeboten [i-Bmw18; i-Wcv18], die jedoch systembedingt einen schlechten Gesamtwirkungsgrad. Langstreckentaugliche Batteriefahrzeuge mit Umlage der hohen Batteriekosten finden sich in Europa aktuell nur im Luxussegment. Die Zulassungszahlen sind gering. Fahrer, deren Mobilitätsanforderungen von Batteriefahrzeugen zur Zeit nicht erfüllt werden können, weichen auf Hybridfahrzeuge aus.

A.3 Kennwerte von Antriebssystemmodulen

Die Definition der Modulvolumen basiert auf den in Tabelle A.1 zusammengestellten, typischen Kennwerte.

Tabelle A.1: Typische Reichweiten- und Leistungskennwerte der Antriebsmodule.

40 Liter Modulvolumen		
600 km	Benzin	bei Verbrauch 15 kWh/100 km
75 km	Batterie	bei Verbrauch 15 kWh/100 km
130 km	Wasserstoff	1.5 kg, 700 bar bei Verbrauch 15 kWh/100 km
30 kW	Ultracaps	für 15 s, Energieinhalt 80 Wh
60 kW	Drehmasse	für 15 s, Energieinhalt 160 Wh
80 Liter Modulvolumen		
50 kW	Verbrennungsmotor	ggf. mit bis 40 Liter Nebenaggregatevolumen
80 kW	Brennstoffzelle	ggf. mit bis 40 Liter Nebenaggregatevolumen

A.4 Beispiel Gesamtfahrwerk-Integration

Die Abbildung A.4.0.1 zeigt eine Verbundlenkerhinterachse mit integrierter Hinterachslenkung der Firma Renault [i-Ren18]. Die kompakt bauende Mechanik weist vor allem bei weicher, schwingungsisolierender Lagerung prinzipbedingt übersteuerndes Verhalten und damit einen Nachteil gegenüber aufwändigeren Mehrlenkerachsen auf. Der aktive Lenkeingriff gleicht diesen Nachteil aus und kann darüber hinaus das Fahrverhalten situationsabhängig stabilisieren oder agilisieren.

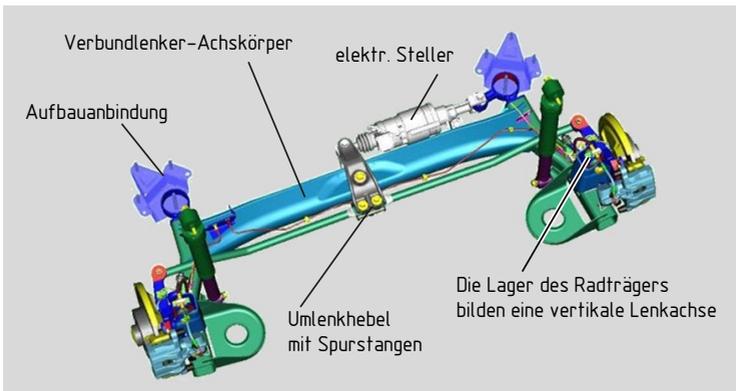


Abbildung A.4.0.1: Renault 4Control Verbundlenkerhinterachse mit integriertem Lenkungssteller als Beispiel für eine einfache und baumraumsparende Mechanik ergänzt durch eine geregelte Aktorik [i-Ren18].

A.5 Mechanik des Lenksystems

In einer frühen Entwurfsphase wurde untersucht, ob zur Übertragung einer Lenkbewegung auf den Radträger eine Spurstange verwendet werden kann. Dafür muss der aufbauseitige Spurstangengelenkpunkt auf der Drehachse des Längslenkers liegen, um bei Einfederbewegung am Radträger keine Lenkbewegung zu erzeugen. Wird der Spurstangengelenkpunkt auf der Drehachse quer verschoben, lenkt der Radträger. Legt man den Spurstangengelenkpunkt auf der Drehachse in die Fahrzeugmitte, sind heutige Radlenkwinkelbereiche bis 50° darstellbar. Darüber hinaus ist jedoch eine weitere Hebelübersetzung wie beispielsweise in Abbildung A.5.0.1 erforderlich. Aufgrund der Elastizitäten und Kraftverhältnisse muss ein solches Gestänge auch Reserven gegen Strecklagen und

Durchfallen eines Gelenkpunktes aufweisen. Deshalb und aufgrund der hohen Teilezahl sowie der Bauraumzwänge wurde ein Gestängekonzept verworfen. Die Lenkung des Volkswagen Transporters T3 [b-Rei88] in Abbildung A.5.0.2 gab die Anregung für das entworfene Lenksystem mit Übertragung des Lenkwinkels durch eine lange Welle hin zu einem Radlenkgetriebe.

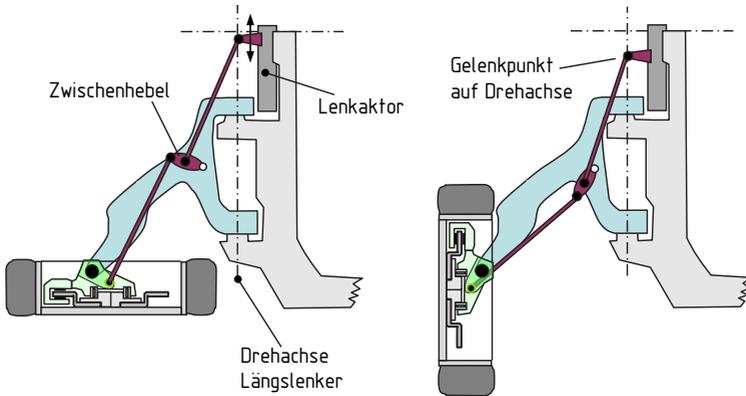


Abbildung A.5.0.1: Verworfenes Lenkgestängekonzept.

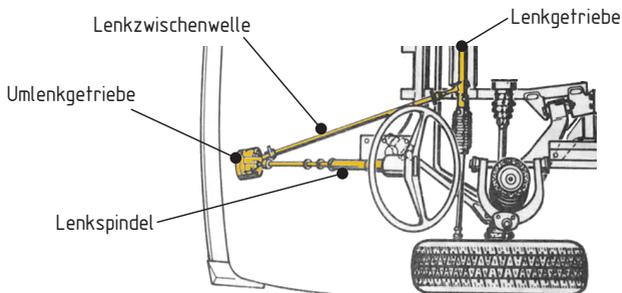


Abbildung A.5.0.2: Lenkung des Volkswagen Transporters T3 mit langer Lenkwischenwelle und Umlenkgetriebe [b-Rei88].

A.6 Anordnung von Federungskraftelementen

Für die definierte mechanische Struktur der Radführung sind in Abbildung A.6.0.1 zwei Anordnungsmöglichkeiten für teleskopische Aktoren dargestellt. Aufgrund der radial steifen Längslenkerlagerung können große Übersetzungen zwischen Radeinfederweg und Federaktorauslenkung realisiert werden. Die dabei entstehenden großen Stützkkräfte des Aktors werden bei liegender Anordnung günstig in eine Fahrgestellrahmenstruktur eingeleitet werden. Für die stehende Aktoranordnung müssen an Rahmen oder Aufbau zusätzliche, ausreichend steife Kraftleitungsstrukturen vorgesehen werden. Wie bei Federungssystemen üblich sind nahezu unendlich viele Konzepte zur Ausführung und Anordnung von Federelementen vorstellbar.

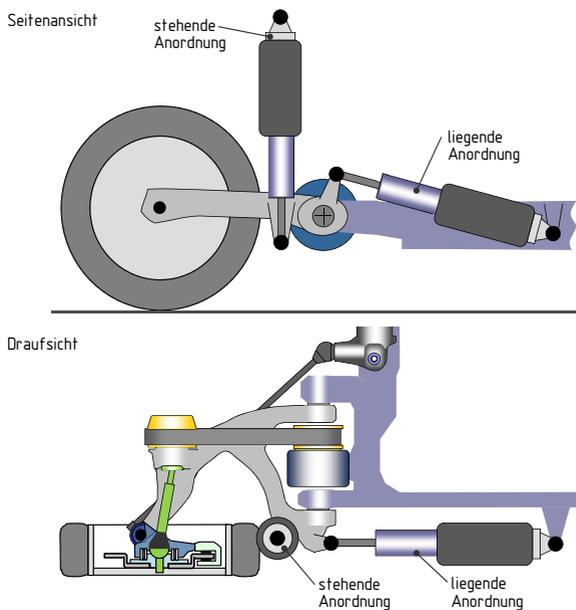


Abbildung A.6.0.1: Zwei Anordnungsmöglichkeiten teleskopischer Federungsaktoren.

A.7 Alternative Ausführungen des Antrieb-Federungsmoduls

Der in Abbildung A.7.0.1 a ausgeführte innenliegende Stator ermöglicht prinzipiell als alternative Ausführung die Reduzierung der federungswirksamen Statorträgheit. Inwieweit die Zahnräder am Rotorumfang zur Richtungsumkehr des Motors E2 praktikabel sind, muss in der Konzeptphase der Konstruktion untersucht werden.

Als lineare, hochverdrehsteife Alternative zur Planetenstufe des Federungsgetriebes lohnt eventuell eine Untersuchung des in Abbildung A.7.0.1 b dargestellten GALAXIE-Getriebes der Firma Wittenstein, das eine auch im Umkehrpunkt gegenüber anderen Getrieben eine sehr geringe und stets konstante Elastizität aufweist [i-Wit18]. Mit diesem Getriebe sollen bei geringer Baubreite auch höhere Übersetzung als mit einer Planetenstufe darstellbar sein, womit eine Verkleinerung der E-Motoren erzielt werden könnte.

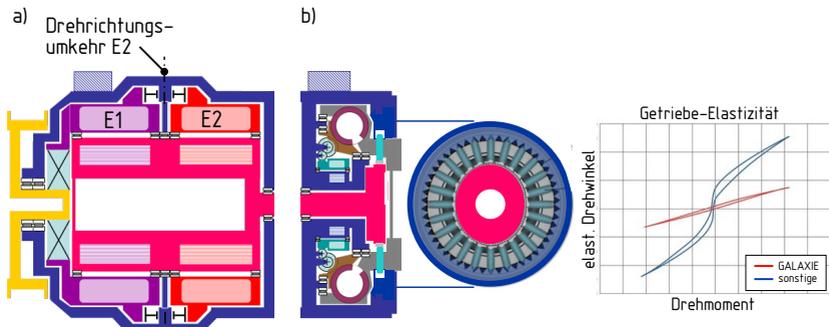


Abbildung A.7.0.1: Alternative Ausführungen Antriebs und Federungsmoduls: a) Innenliegender Stator mit kleinerer Rotationsträgheit. b) Wittenstein GALAXIE-Getriebesystem [i-Wit18] mit geringer und konstanter Getriebeelastizität.

A.8 Positionen beim Modulwechsel

Die Abbildung A.8.0.1 zeigt die Niveaupositionen des Radmoduls beim Wechsel eines Antriebsmoduls mit zwei Höheneinheiten. Die exakte Positionierung des Fahrzeugs über dem Wechselmodul kann durch die dargestellte Querführungskante unterstützt werden, sofern der Längslenker einen entsprechenden Kontaktarm aufweist. Die Führungskante kann entweder nur von kurzer Länge im Bereich des Rades sein oder muss vor Absenken des Fahrzeugs umgeklappt oder entfernt werden, damit sie den Fahrzeugboden nicht berührt.

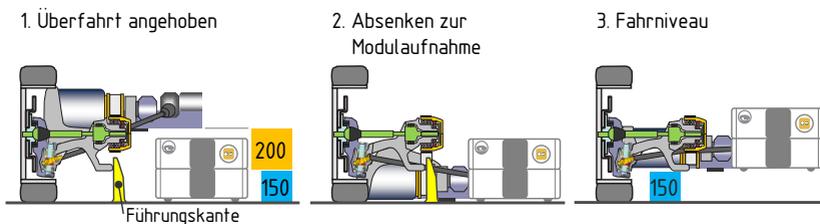


Abbildung A.8.0.1: Niveaupositionen des Radmoduls beim Aufnehmen eines Antriebssystem-Moduls.

A.9 Betriebssicherheit bei Schienenfahrt

Fahrwerk und Schiene sind nur ein, wenn auch wesentlicher Teil zur Realisierung eines sicheren Betriebskonzepts von Mehrwegefahrzeugen auf der Schiene. Sicherheit ist die entscheidende Voraussetzung für die Akzeptanz eines neuen Verkehrssystems. Neben der Sicherheit ist die zweite Voraussetzung eine hohe Systemverfügbarkeit. In Ergänzung zu Abbildung A.9.0.1 werden einige Aspekte kompakt angesprochen.

Verkehrssicherheit: Die Car2x-Kommunikationstechnik wird Standard in allen Fahrzeugen. Die Fahrzeuge werden während der Fahrt mit Energie versorgt. Das Fahrwerksystem ist für einen robusten Wechsel zwischen Straße und Schiene ausgelegt. Es besteht keine Gefahr eines Gegenverkehrsunfalls oder des Abkommens von der Strecke. Auf den meist aufgeständerten Fahrwegen werden keine Fußgänger oder Radfahrer gefährdet, der Zugang für Unfug oder Manipulation ist erschwert. Wo erforderlich sind Bespannungen oder Beplankungen entlang der Schienenfahrbahn gegen herabfallenden Schmutz oder Fahrgeräusche vorgesehen. Die Schiene selbst wird durch im Verkehr mitfahrenden Servicefahrzeuge automatisiert gereinigt und überprüft.

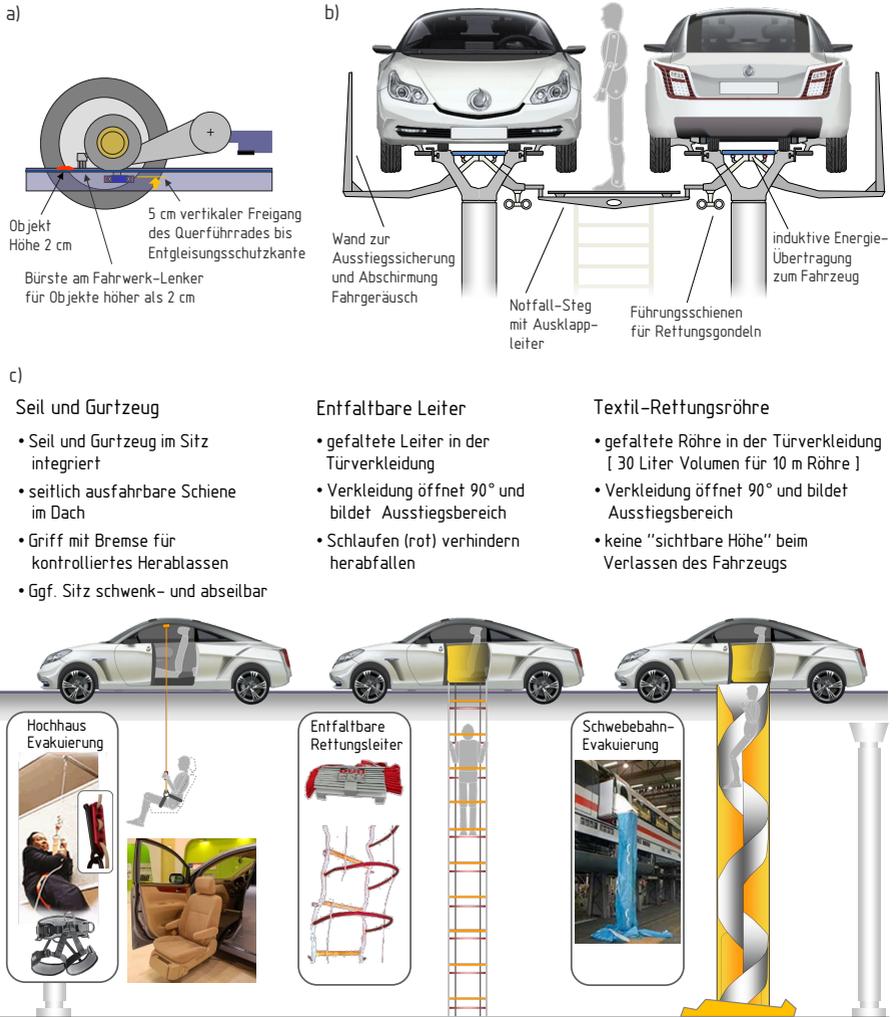


Abbildung A.9.0.1: Betriebssicherheit bei Schienenfahrt. a) Räumen von Schmutz und harten Objekten vor dem Schienenrad. b) Zweispuriger aufgeständerter Fahrweg mit Notfallsteg. c) Konzepte zum schnellen Verlassen des Fahrzeugs auf einer aufgeständerten Einzelschiene ohne Steg.

Wetterverhältnisse: Auch bei schlechten Wetterverhältnissen ist eine sichere Querführung stets gegeben. Die Schiene kann dazu beheizt werden, um stärker Vereisung zu vermeiden. Größere Eis- oder Schmutzklumpen werden mit einer Bürstenleiste oder Schutzkante vor dem Schienenrad soweit entfernt, so dass ein sicheres Überrollen möglich ist. Aufgrund des Entgleisungsschutzes kann extremer Wind das Fahrzeug nicht von der Schiene heben. Bei Überflutung sind aufgeständerte Strecken gegebenenfalls für Rettungseinsätze noch benutzbar. Fällt ein Schienenstreckenabschnitt aus, werden die Fahrzeuge auf die Straße ausgeleitet, um den Abschnitt zu umfahren.

Fahrzeugpannen: Bei Ausfall eines Antriebsmotors stehen noch drei weitere für das Erreichen eines Ausfahrtspunkts zur Verfügung. Bei Ausfall des Schienenstroms können die Fahrzeuge mit Bordbatteriestrom die Fahrt fortsetzen, beziehungsweise die Strecke am nächsten Ausfahrtspunkt verlassen. Hat das Fahrzeug eine kritisch geringe Restreichweite, ist Schienennutzung nicht möglich. Zum Bergen eines havarierten Fahrzeugs kann ein Servicefahrzeug aus der Gegenrichtung der Schiene auffahren. Mehrspurige Strecken verfügen über Notfallstege und absenkbare Fluchtleitern.

Unfälle und Fahrzeugbrand: An der Schienenunterseite können Führungssysteme für fahrende Rettungsbühnen angebracht sein. Voraussichtlich sind in Zukunft auch drohnenartige Rettungs- und Löschfluggeräte verfügbar, die auch schnell und sicher die aufgeständerten Fahrwege erreichen und darauf operieren können. Für den Fall eines Fahrzeugbrandes können in der Schiene Löschmittelausströmer vorgesehen sein.

Fahrer-Notfall: Wie beim autonomen Fahren auf der Straße besteht bei einem Fahrer-Notfall wie Ohnmacht oder Schwäche die Möglichkeit, das Fahrzeug automatisch unter Verbindung mit einer Leitstelle zu steuern, um von der Schienenstrecke entsprechend der Schwere des Notfalls an der geeigneten Ausfahrt abzufahren. Besteht die Notwendigkeit das Fahrzeug sofort zu verlassen, kann dafür auf einspurigen Schienen ohne Mittelsteg ein fahrzeugeigenes Notfall-Ausstiegssystem genutzt werden.

A.10 Konzeptwahl für die Aufbaukontrolle

Für die aktive Beeinflussung der Vertikaldynamik beschäftigt sich die Regelungstechnik seit den 1960er Jahren mit den Untersuchungen und Erarbeitung von Entwurfsprozessen für eine optimale Struktur von Regelung und Federungsaktorik, sowie der dafür erforderlichen Definition von Kriterien [f-Gip84; f-Kar78; j-Sha86; w-Str96; w-Zet82].

Bei den Untersuchungen wurde die in der Praxis bekannte Tatsache bestätigt, dass aktiv geregelte Federungssysteme gegenüber passiven Fahrwerken mit sehr weicher Federung und damit geringer erforderlicher Dämpfung sowie großen Federwegen bei Geradeausfahrt nur einen geringen Schwingungskomfortvorteil aufweisen. Bei passiver, weicher Federung entstehen jedoch bei Kurvenfahrt aufgrund der großen Aufbaubewegung inakzeptable Nachteile für die Fahrsicherheit.

Die wesentliche Aufgabe einer aktiven Federung ist deshalb die Dämpfung der Aufbaubewegung und Sicherstellung einer ausreichenden Horizontierung des Aufbaus bei Längs- und Querschleunigungskräften, um geringe Radlastschwankungen und den Erhalt der Federwege zur Absorption von Fahrbahnunebenheiten zu gewährleisten. Für das Schlucken der Unebenheiten ist eine geringe Steifigkeit der Federung günstig, da so nur eine geringe Beschleunigung und damit Bewegungsenergie in den Aufbau eingetragen wird.

Aktive Verstelldämpfersysteme stellen die Dämpfer situativ auf hohe Dämpfungswerte ein, um ausreichend große Kräfte zur Dämpfung der langsamen Aufbaubewegung zu erzeugen. Die dadurch verursachte Verhärtung der Dämpfer führt zu Komfortverlust aufgrund der Übertragung hochfrequenter Fahrbahnunebenheiten.

Die Dämpfungskräfte für die Aufbaubewegung werden bei heutigen Aktivfederungssystemen über eine Reihenschaltung von hydraulischem oder elektrischen Wegsteller mit einer Feder emuliert. Damit kann beispielsweise das ideale Skyhook-Prinzip [f-Kar78] für alle vier Quadranten des Einfedergeschwindigkeit-Kraft-Diagramms unter Zuführung von Fremdenergie realisiert werden.

Für die nötige Aufbauhorizontierung, beispielsweise bei Ausweichmanövern, müssen diese aktuierten Federn große Kräfte in sehr kurzer Zeit stellen. Bei weicher Feder führt dies zu hohem Leistungs- und Bauraumbedarf der Steller, weshalb realisierte Systeme wie beispielsweise die Mercedes-Benz Active Body Control [j-Wmc13; p-Dcy10] höhere passive Federraten aufweisen müssen als nichtaktive Federungen. Die aktive Erweichung der passiven Feder durch die Aktorik im Aufbaufrequenzbereich erfordert Fremdenergie.

Aus den radindividuellen Aktiv-Federungskräften \mathbf{F}_A können anhand der Schwerpunktslage die modalen Kräfte

$$\mathbf{F}_M^* = \begin{bmatrix} F_H \\ M_N \\ M_W \\ M_V \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -a & -a & b & b \\ p & -q & p & -q \\ p & -q & -p & q \end{bmatrix}}_{\mathbf{T}_{\text{Kraft}, M, A}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{Avl} \\ F_{Avr} \\ F_{Ahl} \\ F_{Ahr} \end{bmatrix}}_{\mathbf{F}_A} \quad (\text{A.1})$$

bestimmt werden, die neben der Vertikalkraft und den Momenten in Nick- und Wankrichtung auch das Verspannungsmoment M_V umfassen. Das abzustützende Nickmoment des Aufbaus wird symmetrisch auf die linken und rechten Räder aufgeteilt. Somit wird im Folgenden nur ein Verspannen in Wankrichtung zur Realisierung der geforderten Wankmomentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse betrachtet. Das Verspannungsmoment entspricht dem Differenzwankmoment der beiden Achsen.

Die Verteilung der modalen Kräfte auf die vier Aktivkräfte mit der Inversen von $\mathbf{T}_{\text{Kraft}, A, M} = \mathbf{T}_{\text{Kraft}, M, A}^{-1}$ aus (A.1) lautet:

$$\mathbf{F}_A = \begin{bmatrix} F_{Avl} \\ F_{Avr} \\ F_{Ahl} \\ F_{Ahr} \end{bmatrix} = \frac{1}{2(p+q)} \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{2bq}{a+b} & -\frac{2q}{a+b} & 1 & 1 \\ \frac{2bp}{a+b} & -\frac{2p}{a+b} & -1 & -1 \\ \frac{2aq}{a+b} & \frac{2q}{a+b} & 1 & -1 \\ \frac{2ap}{a+b} & \frac{2p}{a+b} & -1 & 1 \end{bmatrix}}_{\mathbf{T}_{\text{Kraft}, A, M}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_H \\ M_N \\ M_W \\ M_V \end{bmatrix}}_{\mathbf{F}_M^*}. \quad (\text{A.2})$$

Definiert man das Verspannmoment über den Faktor $f_{\text{WMA}, v}$ des an der Vorderachse abzustützenden Anteils des Gesamtwankmoments zu

$$M_V = (2 f_{\text{WMA}, v} - 1) M_W \quad (\text{A.3})$$

und setzt dies in (A.2) ein, folgt mit $f_{\text{WMA}, h} = 1 - f_{\text{WMA}, v}$ daraus die Abbildung der modalen Kräfte auf die vier Aktiv-Federungskräfte wie in Abschnitt 4.9.4, Gleichung (4.3) verwendet:

$$\mathbf{F}_A = \begin{bmatrix} F_{Avl} \\ F_{Avr} \\ F_{Ahl} \\ F_{Ahr} \end{bmatrix} = \frac{1}{p+q} \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{bq}{a+b} & -\frac{q}{a+b} & f_{\text{WMA}, v} \\ \frac{bp}{a+b} & -\frac{p}{a+b} & -f_{\text{WMA}, v} \\ \frac{aq}{a+b} & \frac{q}{a+b} & f_{\text{WMA}, h} \\ \frac{ap}{a+b} & \frac{p}{a+b} & -f_{\text{WMA}, h} \end{bmatrix}}_{\mathbf{T}_{\text{KraftWMA}, A, M}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_H \\ M_N \\ M_W \end{bmatrix}}_{\mathbf{F}_M}. \quad (\text{A.4})$$

B Anhang: Mehrkörperdynamik-Modellierung

B.1 Methode der Mehrkörpersysteme

Zur Modellierung der Fahrwerkmechanik und Aufstellung ihrer Bewegungsdifferentialgleichungen kommt die Methode der Mehrkörpersysteme [b-Sch90] zur Anwendung, die die Zeitbereichsberechnung der Bewegungsdynamik auch großer Rotationsbewegungen sowie die Berücksichtigung nichtlinearer Kraftgesetze erlaubt. Dazu wird ein mechanisches System durch massebehaftete Körper und masselose Koppellemente beschrieben. Meist kommen Starrkörper zur Anwendung. Bei Bedarf auch elastische Körper, deren Trägheits- und Steifigkeitseigenschaften zu entsprechenden Modalformen führen, die typischerweise aus Finite-Element-Beschreibungen gewonnen werden. Zur geometrischen Kopplung der Körper dienen Gelenke, deren Bindungen die Zahl der Freiheitsgrade des mechanischen Systems bestimmen. Die Einhaltung der geometrischen Verträglichkeitsbedingungen bewirkt die Erzeugung von Zwangskräften in den Gelenken. Kraftelemente wie beispielsweise Feder und Dämpfer zwischen Körpern bewirken eine physikalische Kopplung. Kraftelemente und Kraftfelder erzeugen eingeprägte Kräfte auf Starrkörper. Wirken diese Kräfte zwischen zwei Körpern des Systems, so spricht man von inneren Kräften. Kräfte, die auf einzelne Körper durch die Systemgrenze hindurch einwirken, bezeichnet man als äußere Kräfte. Definiert man die Systemgrenze beispielsweise um ein Fahrzeug, dann stellt eine Federkraft der Radaufhängung eine innere Kraft dar; eine Reifen-, Luftwiderstand oder Gravitationskraft eine äußere Kraft. Gemeinsame Basis für alle Kraft- und Bewegungsgrößen des Mehrkörpersystems ist das globale, raumfeste Koordinatensystem, das als Fundament nicht Teil des Mehrkörpersystems selbst ist.

Aufgrund der einfachen Struktur und sowie der vorliegenden Massen- und Steifigkeitseigenschaften der Komponenten wird die Modellierung der räumlichen Fahrwerkssystem-Mechanik mittels physikalisch gekoppelter, sogenannter freier Starrkörper durchgeführt. Da somit keine Reduktion der Anzahl der Freiheitsgrade des Systems mittels geometrischer Bindungen möglich ist, kommt weder ein entsprechender Formalismus zur Erzeugung eines Gleichungssatzes in sogenannte Minimalkoordinaten zu Anwendung, noch müssen die Bindungsgleichungen als algebraische Nebenbedingungen bei der Lösung der Bewegungsdifferentialgleichungen der Körper berücksichtigt werden. Die Dynamik der räumlichen Gesamtsystemmechanik wird durch einen Satz von dreizehn gewöhnlichen Differentialgleichungen je Starrkörper beschrieben. Die nume-

rische Integration mit konstanter Zeitschrittweite erfolgt dezentral in jedem Starrkörper mittels eines impliziten Verfahrens unter Berücksichtigung der Impuls- und Drehimpulserhaltung nach [j-Sim91]. Auf einem Standard-PC ohne besondere Optimierung wird für das Gesamtfahrzeug-Mechanikmodell mit einer Vielzahl weiterer Subsysteme für Reifen und Antrieb nahezu Echtzeitfähigkeit erreicht. Für schärfere Anforderungen von Fahr simulatoren oder Hardware-In-the-Loop Prüfständen kann im Extremfall auf eine spezifischere Modellierung wie beispielsweise [b-Ril94] übergegangen werden.

Nach Einführung der vektoriellen Bewegungs- und Kraftgrößen zur Definition von Marker-Koordinatensystemen werden zunächst die Bewegungsgleichungen des freien Starrkörpers aufgestellt. Danach schließen sich die Gleichungen für linienflüchtige und räumliche Kraftelemente an. Zur Realisierung einer möglichst einfachen Geometrieparametrierung und Startzustandsbedatung wird das Konzept des einheitlichen Referenzsystems verwendet.

B.1.1 Marker-Koordinatensysteme

In Abbildung B.1.1.1 sind drei Marker-Koordinatensysteme und Beispiele für deren vektorielle Bewegungs- und Kraftgrößen dargestellt, die in diesem Abschnitt mehrfach bei der Beschreibung der Gleichungen für den Starrkörper, zur Berechnung der Relativauslenkungen von linienflüchtigen und räumlichen Kraftelementen verwendet werden.

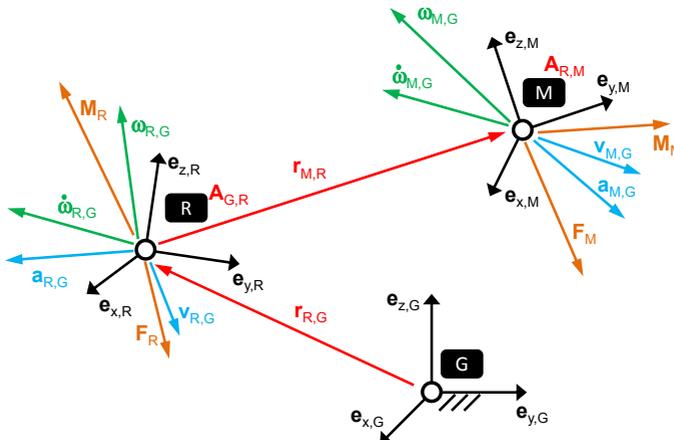


Abbildung B.1.1.1: Beispiele für Marker-Koordinatensysteme und typische Bewegungs- und Kraftgrößen. G ist ein inertialfester Marker.

Ein Marker-Koordinatensystem besteht aus seinem Ursprungspunkt zur Definition seines Ortes und drei orthogonalen Einheitsvektoren zur Beschreibung seiner Orientierung im euklidischen Raum. Im Gesamtsystem wird jedes Marker-Koordinatensystem über einen eindeutigen Namen identifiziert. Für die Beschreibung des Mehrkörpersystems werden die in Tabelle B.1 zusammengefassten Größen verwendet.

Tabelle B.1: Größen und Notation zur Bewegungsbeschreibung eines Mehrkörpersystems. Indices: Marker M , für den diese Größe gilt; W Wertemarker, in dessen Koordinatensystem die Zahlenwerte des Vektors gelten. Wo erforderlich bezeichnet B den Bezugsmarker, relativ zu welchem die Größe definiert ist.

Name	Dimension	Bedeutung
Translation		
$\mathbf{r}_{M,B,W}$	3×1	Position von M relativ zu B
$\mathbf{v}_{M,B,W}$	3×1	Geschwindigkeit von M relativ zu B
$\mathbf{a}_{M,B,W}$	3×1	Beschleunigung von M relativ zu B
Rotation		
$\mathbf{A}_{B,M}$	3×3	Drehtransformationsmatrix von M nach B
$\mathbf{q}_{B,M}$	4×1	Quaternionen der Transformation von M nach B
$\boldsymbol{\omega}_{M,B,W}$	3×1	Drehgeschwindigkeit
$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{M,B,W}$	3×1	Drehbeschleunigung
Kraft und Moment		
$\mathbf{F}_{M,W}$	3×1	Kraft auf Markerursprung
$\mathbf{M}_{M,W}$	3×1	Moment auf Marker
Koordinatensystem		
$\mathbf{e}_{\{x,y,z\},M,W}$	3×1	Einheitsvektor für {x,y,z}-Richtung

Erzeugen eines Markers

Für die Beschreibung der Topologie des Gesamtmodells sowie der Eigenschaften der einzelnen Elemente des mechanischen Systems werden zahlreiche Marker benötigt, deren Orientierung und Position relativ zu einem Bezugssystem oder zueinander definiert werden müssen. Ausgehend von einem bestehenden Marker R wird ein neuer Marker M erzeugt, indem zunächst seine relative Orientierung zu R mittels der Drehmatrix

$$\mathbf{A}_{R,M} = \left[\mathbf{e}_{x,M,R} \quad \mathbf{e}_{y,M,R} \quad \mathbf{e}_{z,M,R} \right] \quad (\text{B.1})$$

festgelegt wird. Danach erfolgt dann die Positionierung des Markers im Raum durch die Angabe der translatorischen Relativverschiebung

$$\mathbf{r}_{M,R,R} = [x_{M,R} \cdot \mathbf{e}_{x,M,R} + y_{M,R} \cdot \mathbf{e}_{y,M,R} + z_{M,R} \cdot \mathbf{e}_{z,M,R}] , \quad (\text{B.2})$$

wobei $x_{M,R}$, $y_{M,R}$ und $z_{M,R}$ die Distanzen von M relativ zu R in der entsprechenden Einheitsvektorrichtung sind.

Orientierung und Drehgeschwindigkeit eines Markers

Mit der kompakten Darstellung $c_{\{\Psi,\Theta,\Phi\}} = \cos(\{\Psi,\Theta,\Phi\})$ und $s_{\{\Psi,\Theta,\Phi\}} = \sin(\{\Psi,\Theta,\Phi\})$ für die Winkelfunktionen der drei Elementardrehwinkel des Elementardrehwinkelvektors $\boldsymbol{\eta} = [\Psi \ \Theta \ \Phi]^T$ ergibt sich die Drehmatrix

$$\mathbf{A}_{G,R} = \underbrace{\begin{bmatrix} c_\Psi & -s_\Psi & 0 \\ s_\Psi & c_\Psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{Z_{\text{Rot1}}(\Psi)} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} c_\Theta & 0 & s_\Theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -s_\Theta & 0 & c_\Theta \end{bmatrix}}_{Y_{\text{Rot2}}(\Theta)} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c_\Phi & -s_\Phi \\ 0 & s_\Phi & c_\Phi \end{bmatrix}}_{X_{\text{Rot3}}(\Phi)} \quad (\text{B.3})$$

$$= \begin{bmatrix} c_\Psi c_\Theta c_\Phi & c_\Psi s_\Theta s_\Phi - s_\Psi c_\Phi & c_\Psi s_\Theta c_\Phi + s_\Psi s_\Phi \\ s_\Psi c_\Theta c_\Phi & s_\Psi s_\Theta s_\Phi + c_\Psi c_\Phi & s_\Psi s_\Theta c_\Phi - c_\Psi s_\Phi \\ -s_\Theta & c_\Theta s_\Phi & c_\Theta c_\Phi \end{bmatrix}$$

aus der hier gewählten Reihenfolge der drei Elementarrotationen, die auch in der DIN ISO 8855 [s-Iso11b] zur Beschreibung des Bewegungszustandes von Straßenfahrzeugen verwendet wird. Durch Linksmultiplikation mit $\mathbf{A}_{G,R}$ können Vektoren mit Koordinatenwerten angegeben im gedrehten System R in Werte des globalen Bezugssystems G transformieren werden.

Für kleine Winkel $\bar{\alpha}$ und $\bar{\beta}$ kann $\sin \bar{\alpha} \approx \bar{\alpha}$, $\cos \bar{\beta} \approx 1$ und $\sin \bar{\alpha} \cdot \sin \bar{\beta} \approx 0$ angenommen werden. Damit lautet die zeitliche Ableitung der linearisierten Form von (B.3):

$$\dot{\mathbf{A}}_{G,R} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} 1 & -\bar{\Psi} & \bar{\Theta} \\ \bar{\Psi} & 1 & -\bar{\Phi} \\ -\bar{\Theta} & \bar{\Phi} & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\bar{\Psi}} & \dot{\bar{\Theta}} \\ \dot{\bar{\Psi}} & 0 & -\dot{\bar{\Phi}} \\ -\dot{\bar{\Theta}} & \dot{\bar{\Phi}} & 0 \end{bmatrix} . \quad (\text{B.4})$$

Die Gleichung (B.4) veranschaulicht die allgemeine Definition

$$\dot{\mathbf{A}}_{G,R} = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_z & \omega_y \\ \omega_z & 0 & -\omega_x \\ -\omega_y & \omega_x & 0 \end{bmatrix} = \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,G} \quad (\text{B.5})$$

der Komponenten des absoluten Drehgeschwindigkeitsvektors $\boldsymbol{\omega}_{R,G,G} = [\omega_x \ \omega_y \ \omega_z]^T$ in globalen Koordinaten. Drehgeschwindigkeiten sind oft in Koordinaten eines bewegten Systems R angegeben. Unter Einbeziehung der Transformation von $\boldsymbol{\omega}_{R,G,R}$ in globale Koordinaten ergibt sich die im Folgenden nützliche Beziehung:

$$\dot{\mathbf{A}}_{G,R} = \mathbf{A}_{G,R} \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,R} . \quad (\text{B.6})$$

Entsprechend der in (B.3) definierten Elementardrehungsreihenfolge ist der Drehgeschwindigkeitsvektor

$$\boldsymbol{\omega}_{R,G,G} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\Psi} \end{bmatrix} + Z_{\text{Rot1}}(\Psi) \left(\begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\Theta} \\ 0 \end{bmatrix} + Y_{\text{Rot2}}(\Theta) \begin{bmatrix} \dot{\Phi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \right) \quad (\text{B.7})$$

mit den zeitlichen Ableitungen der Elementardrehwinkel, also den Elementardrehgeschwindigkeiten verknüpft. Auflösen von (B.7) nach dem Elementardrehgeschwindigkeiten liefert:

$$\begin{bmatrix} \dot{\Psi} \\ \dot{\Theta} \\ \dot{\Phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-c\Psi s\Theta}{c\Theta} & \frac{-s\Psi s\Theta}{c\Theta} & 1 \\ -s\Psi & c\Psi & 0 \\ \frac{c\Psi}{c\Theta} & s\Psi & 0 \end{bmatrix} \boldsymbol{\omega}_{R,G,G} . \quad (\text{B.8})$$

Man sieht sofort, dass für $\Theta = 90^\circ$ und Vielfache davon keine Berechnung der Elementardrehgeschwindigkeiten möglich ist. Elementardrehwinkel eignen sich deshalb nur eingeschränkt als Zustandsgrößen zur Beschreibung der räumlichen Orientierung.

Aus diese Grund wird hier für eine singularitätsfreie Beschreibung der Rotation der Vektor der Quaternionen

$$\mathbf{q}_{G,R} = [q_0 \ q_1 \ q_2 \ q_3]^T \quad (\text{B.9})$$

herangezogen. Zwischen diesen vier Quaternionen, die auch Euler-Rodrigues-Parameter genannten werden, und den für die Koordinatentransformation üblichen Drehmatrizen gelten die Umrechnungsbeziehungen

$$\mathbf{A}_{G,R} = \begin{bmatrix} 2(q_0^2 + q_1^2) - 1 & 2(q_1q_2 - q_0q_3) & 2(q_1q_3 + q_0e_2) \\ 2(q_1e_2 + q_0e_3) & 2(q_0^2 + q_2^2) - 1 & 2(q_2q_3 - q_0e_1) \\ 2(q_1e_3 - q_0e_2) & 2(q_2q_3 + q_0q_1) & 2(q_0^2 + q_3^2) - 1 \end{bmatrix}, \quad (\text{B.10})$$

$$q_0 = \frac{1}{2} \sqrt{1 + \mathbf{A}_{G,R,[1,1]} + \mathbf{A}_{G,R,[2,2]} + \mathbf{A}_{G,R,[3,3]}}, \quad (\text{B.11})$$

$$q_1 = \frac{1}{4q_0} (\mathbf{A}_{G,R[3,2]} - \mathbf{A}_{G,R[2,3]}), \quad (\text{B.12})$$

$$q_2 = \frac{1}{4q_0} (\mathbf{A}_{G,R[1,3]} - \mathbf{A}_{G,R[3,1]}), \quad (\text{B.13})$$

$$q_3 = \frac{1}{4q_0} (\mathbf{A}_{G,R[2,1]} - \mathbf{A}_{G,R[1,2]}), \quad (\text{B.14})$$

wobei zur Berechnung der Quaternionen die über ihren Zeilen- und Spaltenindex ausgewählten Elemente von $\mathbf{A}_{G,R}$ verwendet werden. Die zeitliche Änderung der Quaternionen

$$\dot{\mathbf{q}}_{G,R} = \frac{1}{2} \underbrace{\begin{bmatrix} -q_1 & -q_2 & -q_3 \\ q_0 & -q_3 & q_2 \\ q_3 & q_0 & -q_1 \\ -q_2 & q_1 & q_0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{Q}_1(\mathbf{q}_{G,R})} \boldsymbol{\omega}_{R,G,R} = \frac{1}{2} \underbrace{\begin{bmatrix} -q_1 & -q_2 & -q_3 \\ q_0 & q_3 & -q_2 \\ -q_3 & q_0 & q_1 \\ q_2 & -q_1 & q_0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{Q}_2(\mathbf{q}_{G,R})} \boldsymbol{\omega}_{R,G,G} \quad (\text{B.15})$$

kann durch Linksmultiplikation des Drehgeschwindigkeitsvektors mit der Matrix $\mathbf{Q}(\mathbf{q}_{G,R})$, die selbst eine Funktion der aktuellen Quaternionen ist, rechenzeiteffizient ausgewertet werden.

Repräsentieren die Quaternionen beispielsweise die Zustandsgrößen der Orientierung eines Starrkörpers, und wird dieser über numerische Integration von (B.15) gewonnen, so müssen die Quaternionen nach jedem Integrationssschritt mittels

$$\mathbf{q}_{G,R} = \frac{\mathbf{q}_{G,R}}{\|\mathbf{q}_{G,R}\|_2} = \frac{\mathbf{q}_{G,R}}{\sqrt{q_0^2 + q_1^2 + q_2^2 + q_3^2}} \quad (\text{B.16})$$

renormiert werden, damit die Bedingung $\|\mathbf{q}_{G,R}\|_2 = 1$ stets erfüllt ist.

Marker mit zugeordnetem Referenzsystem

Bei dem in Abschnitt B.1.4 beschriebenen Konzept des einheitlichen Referenzsystems tritt üblicherweise ein Marker und ein zugeordneter Referenzsystem-Marker als Paar mit konstantem Abstand und konstanter relativer Verdrehung auf. Bei der Berechnung der Bewegungsdynamik treten typische Berechnungsabläufe wiederholt auf.

Bei gegebener Referenzsystembewegung ist die Bewegung des Markers zu berechnen. Für die Translation wird ausgehend von der absoluten Position im ortsfesten, globalen Marker-Koordinatensystem G die absolute Geschwindigkeit und Beschleunigung durch zeitliche Differentiation und Nutzung von (B.6) bestimmt. Für die Translation soll hier $\mathbf{r}_{M,R,R}$ zunächst noch als über der Zeit veränderlich angenommen werden, um alle Beschleunigungsterme und deren teilweiser Entfall bei konstantem Abstand darzustellen. Die drei Gleichungen zur Berechnung der translatorischen Bewegungsgrößen bei gegebener Referenzsystembewegung lauten wie folgt, wobei für den Fall $\mathbf{r}_{M,R,R} = \text{const.}$ und damit $\mathbf{v}_{M,R,R} = 0$ die Terme der lokale Beschleunigung und der Coriolis-Beschleunigung entfallen:

$$\mathbf{r}_{M,G,G} = \mathbf{r}_{R,G,G} + \mathbf{A}_{G,R} \mathbf{r}_{M,R,R}, \quad (\text{B.17})$$

$$\mathbf{v}_{M,G,G} = \mathbf{v}_{R,G,G} + \mathbf{A}_{G,R} (\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,R} \mathbf{r}_{M,R,R} + \mathbf{v}_{M,R,R}), \quad (\text{B.18})$$

$$\mathbf{a}_{M,G,G} = \mathbf{a}_{R,G,G} + \mathbf{A}_{G,R} \left(\underbrace{\dot{\tilde{\boldsymbol{\omega}}}_{R,G,R} \mathbf{r}_{M,R,R}}_{\text{aus Winkelb.}} + \underbrace{\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,R} \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,R} \mathbf{r}_{M,R,R}}_{\text{Zentripetalb.}} \dots \right. \\ \left. + \underbrace{2\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,R} \mathbf{v}_{M,R,R}}_{\text{Coriolis-B.}} + \underbrace{\dot{\mathbf{v}}_{M,R,R}}_{\text{lokale B.}} \right). \quad (\text{B.19})$$

Bei relativer Verdrehung $\mathbf{A}_{R,M}$ zum Referenzsystem und der relativen lokalen Drehgeschwindigkeit $\boldsymbol{\omega}_{M,R,R}$ beziehungsweise Drehbeschleunigung $\dot{\boldsymbol{\omega}}_{M,R,R}$ gilt für die absoluten Rotationsgrößen des Markers M :

$$\mathbf{A}_{G,M} = \mathbf{A}_{G,R} \mathbf{A}_{R,M}, \quad (\text{B.20})$$

$$\boldsymbol{\omega}_{M,G,G} = \boldsymbol{\omega}_{R,G,G} + \mathbf{A}_{G,R} \boldsymbol{\omega}_{M,R,R} \text{ und} \quad (\text{B.21})$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{M,G,G} = \dot{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,G} + \mathbf{A}_{G,R} (\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,R} \boldsymbol{\omega}_{M,R,R} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{M,R,R}). \quad (\text{B.22})$$

Bei konstanter Verdrehung zum Referenzsystem $\mathbf{A}_{R,M} = \text{const.}$ folgt daraus für die absolute Drehgeschwindigkeit und Drehbeschleunigung angegeben in Koordinaten von M :

$$\boldsymbol{\omega}_{M,G,M} = \mathbf{A}_{R,M}^T \mathbf{A}_{G,R}^T \boldsymbol{\omega}_{R,G,G} = \mathbf{A}_{R,M}^T \boldsymbol{\omega}_{R,G,R} \text{ und} \quad (\text{B.23})$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{M,G,M} = \mathbf{A}_{R,M}^T \mathbf{A}_{G,R}^T \dot{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,G} = \mathbf{A}_{R,M}^T \dot{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,R}. \quad (\text{B.24})$$

Wird in R eine Kraft und ein Moment eingepägt, lautet die äquivalente Wirkung auf M :

$$\mathbf{F}_{M,G} = \mathbf{F}_{R,G}, \quad (\text{B.25})$$

$$\mathbf{M}_{M,M} = \mathbf{A}_{R,M}^T \left(\mathbf{M}_{R,R} - \mathbf{r}_{M,R,R} \times \left(\mathbf{A}_{G,R}^T \mathbf{F}_{R,G} \right) \right). \quad (\text{B.26})$$

Ist der Marker M beispielsweise das Schwerpunktskoordinatensystem eines Starrkörpers, so ist aus dessen Bewegung die Bewegung seines zugeordneten Referenzsystems zu bestimmen. Für $\mathbf{r}_{M,R,R} = \text{const.}$ und $\mathbf{A}_{R,M} = \text{const.}$ können die Gleichungen (B.17) bis (B.24) nach den Bewegungsgrößen des Referenzsystems R umgestellt werden, womit folgt:

$$\mathbf{r}_{R,G,G} = \mathbf{r}_{M,G,G} - \mathbf{A}_{G,R} \mathbf{r}_{M,R,R}, \quad (\text{B.27})$$

$$\mathbf{v}_{R,G,G} = \mathbf{v}_{M,G,G} - \mathbf{A}_{G,R} \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,R} \mathbf{r}_{M,R,R}, \quad (\text{B.28})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{R,G,G} = \mathbf{a}_{M,G,G} - \mathbf{A}_{G,R} \dots \\ \left(\dot{\tilde{\boldsymbol{\omega}}}_{R,G,R} \mathbf{r}_{M,R,R} + \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,R} \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,R} \mathbf{r}_{M,R,R} \right), \end{aligned} \quad (\text{B.29})$$

$$\mathbf{A}_{G,R} = \mathbf{A}_{G,M} \mathbf{A}_{R,M}^T, \quad (\text{B.30})$$

$$\boldsymbol{\omega}_{R,G,R} = \mathbf{A}_{R,M} \boldsymbol{\omega}_{M,G,M}, \quad (\text{B.31})$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{R,G,R} = \mathbf{A}_{R,M} \dot{\boldsymbol{\omega}}_{M,G,M}. \quad (\text{B.32})$$

Berechnet ein Kraftelement eine Kraft und ein Moment auf seinen Marker M , muss häufig die äquivalente Wirkung auf das zugeordnete Referenzsystem R berechnet werden, das zur Kopplung mit anderen Systemkomponenten dient. Bei konstant relativer Lage zwischen Marker und Referenzsystem gilt für die Umrechnung von Kraft und Moment auf M in deren Wirkung auf R :

$$\mathbf{F}_{R,G} = \mathbf{F}_{M,G}, \quad (\text{B.33})$$

$$\mathbf{M}_{R,R} = \mathbf{A}_{R,M} \mathbf{M}_{M,M} + \mathbf{r}_{M,R,R} \times \left(\mathbf{A}_{G,R}^T \mathbf{F}_{M,G} \right). \quad (\text{B.34})$$

Hiermit liegen nun alle Definitionen für die Bewegungs- und Kraftgrößen sowie die Berechnungsvorschriften für die Bewegung und Kraftwirkung von Markern beziehungsweise Markerpaaren vor, die für die Verschaltung der Starrkörper und Kraftelemente zum Gesamtsystem sowie zur Berechnung von Beobachtungsgrößen herangezogen werden.

B.1.2 Modell des freien Starrkörpers

Sind die elastischen Deformationen eines realen Körpers hinreichend klein, so kann er als starrer Körper beschrieben werden. Als freier Starrkörper unterliegt er keinen kinematischen Bindungen. In seinem Schwerpunkt wird ein Marker D definiert. Neben dem Parameter der im Ursprung konzentrierten Punktmasse m_D beschreiben die sechs Parameter des bezüglich D definierten, symmetrischen Trägheitstensors

$$\mathbf{J}_D = \begin{bmatrix} J_{Dxx} & J_{Dxy} & J_{Dxz} \\ J_{Dxy} & J_{Dyy} & J_{Dyz} \\ J_{Dxz} & J_{Dyz} & J_{Dzz} \end{bmatrix} \quad (\text{B.35})$$

seine Rotationsträgheitseigenschaften. Aufgrund der Wahl von D als Schwerpunktskoordinatensystems sind die Newtonsche Gleichung der Translationsdynamik, die auch die Gravitationsbeschleunigung g in inertialer z -Richtung enthält, und die Eulersche Gleichung der Rotationsdynamik

$$m_D \dot{\mathbf{v}}_{D,G,G} = \mathbf{F}_{D,G} + m_D [0 \ 0 \ -g]^T, \quad (\text{B.36})$$

$$\mathbf{J}_D \dot{\boldsymbol{\omega}}_{D,G,D} = \mathbf{M}_{D,D} - \underbrace{\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{D,G,D} \mathbf{J}_D \boldsymbol{\omega}_{D,G,D}}_{\text{Kreiselmomente}} \quad (\text{B.37})$$

vollständig entkoppelt und können unabhängig voneinander gelöst werden. Die Eulersche Gleichung ist kompakter Form in Koordinatenwerten des körperfesten Schwerpunktkoordinatensystems D angeschrieben. Somit ist der Trägheitstensor konstant. Die zur Auflösung nach der Drehbeschleunigung erforderliche Invertierung von \mathbf{J}_D kann einmalig vor Beginn der Simulation erfolgen. Damit sind die Voraussetzung für eine rechenzeiteffiziente Auswertung und numerische Integration der differentiellen Bewegungsgleichungen gegeben. Löst man die Gleichungen (B.36) und (B.37) nach den Zeitableitungen der Geschwindigkeiten auf, fügt zur Auswertung der zeitlichen Änderung der Quaternionen (B.15) und die triviale Gleichung für die zeitliche Änderung des translatorischen Ortes hinzu, so erhält man einen Satz von 13 gewöhnlichen Zustandsdifferentialgleichung, die die Änderung des Bewegungszustandes des Starrkörpers aufgrund eingepprägter Kräfte und Momente beschreiben:

$$\dot{\mathbf{r}}_{D,G,G} = \mathbf{v}_{D,G,G}, \quad (\text{B.38})$$

$$\dot{\mathbf{q}}_{G,D} = \mathbf{Q}_1 \boldsymbol{\omega}_{D,G,D}, \quad (\text{B.39})$$

$$\dot{\mathbf{v}}_{D,G,G} = \frac{1}{m_D} \mathbf{F}_{D,G} + [0 \ 0 \ -g]^T, \quad (\text{B.40})$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{D,G,D} = \mathbf{J}_D^{-1} (\mathbf{M}_{D,D} - \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{D,G,D} \mathbf{J}_D \boldsymbol{\omega}_{D,G,D}). \quad (\text{B.41})$$

Bei numerischen Integration ist zusätzlich die Normierung der Quaternionen nach (B.16) durchzuführen. Die zusammengefassten Vektoren der linken Seiten von (B.38) bis (B.41) zeigen die zeitliche Ableitung des Starrkörperzustandsvektors

$$\mathbf{x}_D(t) = [\mathbf{r}_{D,G,G}^T \ \mathbf{q}_{G,D}^T \ \mathbf{v}_{D,G,G}^T \ \boldsymbol{\omega}_{D,G,D}^T]^T. \quad (\text{B.42})$$

Im Verlauf der Zeitsimulation liegen nach jedem Intergrationsschritt neue Zustandswerte vor. Nach Anwenden von (B.16) und (B.10) folgt der Ausgangsvektor der Bewegung des Starrkörpers

$$\mathbf{y}_D(t) = \left[\mathbf{r}_{D,G,G}^T \ \vec{\mathbf{A}}_{G,D}^T \ \mathbf{v}_{D,G,G}^T \ \boldsymbol{\omega}_{D,G,D}^T \right]^T, \quad (\text{B.43})$$

wobei $\vec{\mathbf{A}}_{G,D}$ den aus Aneinanderreihung der Spalten von $\mathbf{A}_{G,D}$ hervorgehenden Vektor bezeichnet.

Wegen des systemdynamischen Durchgriffscharakters werden die Beschleunigungen, die den differentiellen Zustandsgrößen nach den (B.40) und (B.41) entsprechen, in einem separaten Ausgangsvektor

$$\mathbf{y}_{D\text{accel}}(t) = \left[\mathbf{a}_{D,G,G}^T \dot{\boldsymbol{\omega}}_{D,G,D}^T \right]^T \quad (\text{B.44})$$

gruppiert. Der Vollständigkeit wegen seien hier noch der Eingangsvektor und der Parametervektor des Starrkörpermodells angeschrieben:

$$\mathbf{u}_D(t) = \left[\mathbf{F}_{D,G}^T \mathbf{M}_{D,D}^T \right]^T \quad (\text{B.45})$$

$$\mathbf{p}_D = \left[m_D \ g \ J_{Dxx} \ J_{Dyy} \ J_{Dzz} \ J_{Dxy} \ J_{Dxz} \ J_{Dyz} \right]^T . \quad (\text{B.46})$$

B.1.3 Linienflüchtiges und räumliches Kraftelement

Bei Kraftelementen, die typischerweise zwischen zwei Körpern angebracht sind und die die physikalische Kopplung der Körper bewirken, unterscheidet man entsprechend Abbildung B.1.3.1 üblicherweise zwischen linienflüchtigen Kraftelementen, deren Hauptwirkung entlang der Verbindungslinie der nicht aufeinanderliegenden Koppelpunkte gerichtet ist, und räumlichen Kraftelementen, die Kräfte und Momente auf die Anbindungspunkte in allen Raumrichtungen erzeugen.

In der Ausgangskonfiguration des Systems liegen die Koppelpunkte der räumlichen Kraftelemente geometrisch aufeinander. Die Koppelpunkte werden durch entsprechende Marker definiert, die die Bewegungsgrößen der Koppelpunkte bereitstellen und die erzeugten Kräfte aufnehmen.

Leiten beide Marker jeweils die entgegen gerichteten, betragsgleichen Kräfte an Starrkörper des Mehrkörpersystems weiter, so handelt es sich aus Systemsicht um innere Kräfte. Ist einer der Marker dem Fundament zugeordnet, das nicht als Teil des Mehrkörpersystems angesehen wird, oder es gibt nur ein Marker eine berechnete Kraftwirkung an einen Körper des Systems weiter, dann liegt aus Systemsicht eine äußere Kraft vor. Beispielsweise erzeugen Reifen- oder Aerodynamikmodelle auf ein Fahrzeugmodell äußere Kräfte.

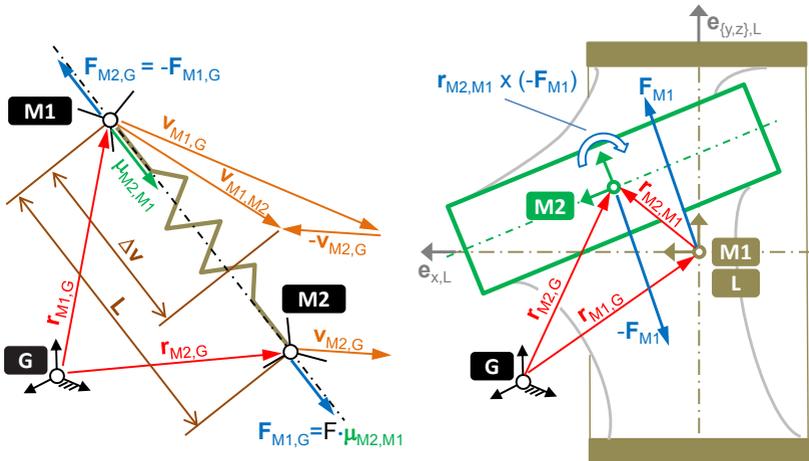


Abbildung B.1.3.1: Zwei wesentliche Kräftelementtypen eines Mehrkörpersystems. Links: Linienflüchtiges Kräftelement mit Wirkung einer skalaren Kraft entlang der Verbindungslinie seiner Marker. Rechts: Schnitt eines räumlichen Kräftelements mit gegenüber der Außenhülse ausgelenkter Innenhülse.

Linienflüchtiges Kräftelement

Zur Modellierung von Kräftelementen wie beispielsweise Schraubenfedern, Hydraulikzylindern, Teleskopstoßdämpfern und damit der Abbildung ihrer Hauptwirkung entlang der Verbindungslinie zwischen zwei Markerpunkten, werden zunächst die folgenden Relativbewegungsgrößen bestimmt:

- aktueller Abstandsvektor $\mathbf{r}_{M2,M1,G} = \mathbf{r}_{M2,G,G} - \mathbf{r}_{M1,G,G}$, (B.47)

- aktueller Abstand $L = |\mathbf{r}_{M2,M1,G}|$, (B.48)

- Richtungsvektor $\boldsymbol{\mu}_{M2,M1,G} = \frac{1}{L} \mathbf{r}_{M2,M1,G}$ und (B.49)

- Geschwindigkeitsvektor $\mathbf{v}_{M2,M1,G} = \mathbf{v}_{M2,G,G} - \mathbf{v}_{M1,G,G}$. (B.50)

Mit dem Abstandslängenparameter L_0 ergibt sich für die aktuelle Zusammendrückung und die Zusammendrückgeschwindigkeit

$$\Delta r = L_0 - L \quad \text{und} \quad \Delta v = -\boldsymbol{\mu}_{M2,M1,G}^T \cdot \mathbf{v}_{M2,M1,G}. \quad (\text{B.51})$$

Allgemein benötigt das linienflüchtige Kraftelement eine skalare Kraft

$$F = f(\Delta r, \Delta v, t), \quad (\text{B.52})$$

deren Kraftgesetz f im einfachsten Fall wie bei einer idealen Feder oder einem idealen Dämpfer eine algebraische Funktion der Zusammendrückung beziehungsweise der Zusammendrückgeschwindigkeit ist. Sie kann aber auch eine reine Funktion der Zeit oder der Ausgangswert eines Systems mit innerer Dynamik sein, wie beispielsweise dynamische Aktuatorssysteme. Auch das Einprägen einer rein zeitbasierten Kraft zwischen den Markern ist möglich.

Das Vorzeichen der skalaren Kraft F ist positiv definiert, wenn die Kraft die Markerpunkte auseinanderdrücken möchte. Damit ergibt sich für die vektorielle Kraftwirkung auf die Marker:

$$\mathbf{F}_{M1,G} = -\boldsymbol{\mu}_{M2,M1,G} F \quad \text{und} \quad \mathbf{M}_{M1,G,M1} = \mathbf{0}, \quad (\text{B.53})$$

$$\mathbf{F}_{M2,G} = -\mathbf{F}_{M1,G} \quad \text{und} \quad \mathbf{M}_{M2,G,M2} = \mathbf{0}. \quad (\text{B.54})$$

Räumliches Kraftelement

Räumliche Kraftelemente werten die räumliche Änderung von Position und Orientierung zweier Marker $M1$ und $M2$ gegenüber ihrer identischen Lage in Ausgangskonfiguration aus. In Abbildung B.1.3.1 ist ein häufig verwendetes, sogenanntes Bushing-Krafelement dargestellt, mit dem die Eigenschaften von elastischen Lagerbuchsen beschrieben werden können.

Das Markersystem $M1$ ist üblicherweise mit dem Lagerkoordinatensystem L identisch, das die Axialrichtung und die radialen Richtungen des Lagers zur Beschreibung der richtungsspezifischen Lagereigenschaften definiert.

Neben der vektoriellen translatorischen Auslenkung und Auslenkungsgeschwindigkeit

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{M2,M1,M1} &= \mathbf{A}_{G,M1}^T (\mathbf{r}_{M2,G,G} - \mathbf{r}_{M1,G,G}) \\ &= \mathbf{A}_{G,M1}^T \mathbf{r}_{M2,M1,G} , \end{aligned} \quad (\text{B.55})$$

$$\mathbf{v}_{M2,M1,M1} = \mathbf{A}_{G,M1}^T (\mathbf{v}_{M2,G,G} - \mathbf{v}_{M1,G,G}) \quad (\text{B.56})$$

von $M2$ relativ zu $M1$ werden auch die entsprechenden rotatorischen Größen benötigt. Für den häufigen Fall kleiner Winkeländerungen $\boldsymbol{\eta}_{M1,M2} = [\bar{\Psi} \ \bar{\Theta} \ \bar{\Phi}]^T$ mit Beträgen kleiner 30° können entsprechend des in (B.5) dargestellten Zusammenhangs die Winkelwerte direkt aus der Matrix der relativen Verdrehung berechnet werden:

$$\begin{bmatrix} 1 & -\bar{\Psi} & \bar{\Theta} \\ \bar{\Psi} & 1 & -\bar{\Phi} \\ -\bar{\Theta} & \bar{\Phi} & 1 \end{bmatrix} \approx \mathbf{A}_{M1,M2} = \mathbf{A}_{G,M1}^T \mathbf{A}_{G,M2} . \quad (\text{B.57})$$

Die Approximation über Mittelwerte der jeweiligen Matrixelemente lautet:

$$\begin{aligned} \bar{\Psi} &\approx \frac{1}{2} (\mathbf{A}_{M1,M2[2,1]} - \mathbf{A}_{M1,M2[1,2]}) , \\ \bar{\Theta} &\approx \frac{1}{2} (\mathbf{A}_{M1,M2[1,3]} - \mathbf{A}_{M1,M2[3,1]}) , \\ \bar{\Phi} &\approx \frac{1}{2} (\mathbf{A}_{M1,M2[3,2]} - \mathbf{A}_{M1,M2[2,3]}) . \end{aligned} \quad (\text{B.58})$$

Für größere Winkel kann (B.3) direkt ausgewertet werden. Für sehr große Drehwinkel wird bei Bedarf auf einen zweiten Satz Verdrehwinkel umgeschaltet, so dass Singularitäten vermieden werden können.

Mit der Relativdrehgeschwindigkeit

$$\boldsymbol{\omega}_{M2,M1,M1} = \mathbf{A}_{M1,M2} \boldsymbol{\omega}_{M2,G,M2} - \boldsymbol{\omega}_{M1,G,M1} \quad (\text{B.59})$$

liegen nun alle Eingangsgrößen für die allgemeinen vektorwertigen Funktionen \mathbf{f}_F und \mathbf{f}_M zur Berechnung von Kraft und Moment auf $M1$ vor:

$$\mathbf{F}_{M1,M1} = \mathbf{f}_F (\mathbf{r}_{M2,M1,M1}, \mathbf{v}_{M2,M1,M1}, \boldsymbol{\eta}_{M1,M2}, \boldsymbol{\omega}_{M2,M1,M1}, t) , \quad (\text{B.60})$$

$$\mathbf{M}_{M1,M1} = \mathbf{f}_M (\mathbf{r}_{M2,M1,M1}, \mathbf{v}_{M2,M1,M1}, \boldsymbol{\eta}_{M1,M2}, \boldsymbol{\omega}_{M2,M1,M1}, t) . \quad (\text{B.61})$$

Lagerelemente können konstruktiv so ausgeführt sein, dass eine rein translatorische Auslenkung auch ein Drehmoment hervorrufen kann oder eine reine Verdrehung eine Kraft.

Wegen des Abstandes $\mathbf{r}_{M2,M1}$ würde wegen der Modellierung $\mathbf{F}_{M2} = -\mathbf{F}_{M1}$ ein freies Moment auf das System entstehen. Unter Berücksichtigung seiner Kompensation und Darstellung der Markerkräfte in globalen sowie der Momente in jeweils markerfesten Koordinaten lauten die Ausgangsgrößen des räumlichen Kraftelements:

$$\mathbf{F}_{M1,G} = \mathbf{A}_{G,M1} \mathbf{F}_{M1,M1} , \quad (\text{B.62})$$

$$\mathbf{M}_{M1,M1} = \mathbf{M}_{M1,M1} , \quad (\text{B.63})$$

$$\mathbf{F}_{M2,G} = -\mathbf{F}_{M1,G} , \quad (\text{B.64})$$

$$\mathbf{M}_{M2,M2} = \mathbf{A}_{M1,M2}^T (-\mathbf{M}_{M1,M1} - \mathbf{r}_{M2,M1,M1} \times \mathbf{F}_{M2,M1}) . \quad (\text{B.65})$$

B.1.4 Konzept des einheitlichen Referenzsystems

Zur Modellierung der Topologie des Gesamtsystems werden Starrkörper mittels zugeordneter Kraftelemente gekoppelt. Äußere Kräfte werden über Marker eingeleitet und müssen ebenso den zugeordneten Starrkörpern aufgeprägt werden. Die Summe der Kraftwirkungen auf einen Starrkörper bestimmt nach jedem Integrationssschritt seine neue Lage und Geschwindigkeit und somit auch die der zugeordneten Marker der Kraftelemente.

Mit dem in diesem Abschnitt vorgestellten Konzept des sogenannten einheitlichen Referenzsystems kann die Kopplung kompakt beschrieben und der Datenaustausch zwischen Starrkörpern und Krafterelemente zur Laufzeit der Simulation sehr einfach und effizient vorgenommen werden. Weiter lassen sich alle Geometrieparameter des Systems direkt in Koordinatenwerten eines definierten Entwicklungskoordinatensystems angeben. Auch die Startzustände aller Starrkörper können über den Bewegungszustand eines Startkoordinatensystems zu Simulationsbeginn vorgelegt werden.

Um diese Funktionalitäten zu ermöglichen, wird bei Programmierung der Mehrkörperdynamikelemente statt eines einfachen Markers ein Marker mit zugeordnetem Referenzsystem entsprechend Abschnitt B.1.1 verwendet. Nachfolgend wird für die in Abbildung B.1.4.1 dargestellten Phasen Modellerstellung, Startkonfiguration und Berechnungsablauf das Konzept des einheitlichen Referenzsystems erläutert.

Ausgangskonfiguration bei Modellerstellung

Bei Modellerstellung und Bedatung der Geometrieparameter wird ein Entwicklungsreferenzsystem E zur Beschreibungen der Ausgangskonfiguration, auch Zeichnungskonfiguration genannt, des Mehrkörpersystems verwendet.

Die Referenzsysteme RDj aller Körper Dj und die Referenzsysteme RMi aller Marker bei Modellerstellung mit dem Entwicklungs-Referenzsystem E zusammen, besitzen also gleichen Ursprungsort und gleiche Orientierung wie das System E , das in dieser Phase das Einheits-Referenzsystem darstellt:

$$\mathbf{r}_{RMi,E} = \mathbf{r}_{RDj,E} = 0 \quad \text{und} \quad \mathbf{A}_{E,RMi} = \mathbf{A}_{E,RDj} = I(3). \quad (\text{B.66})$$

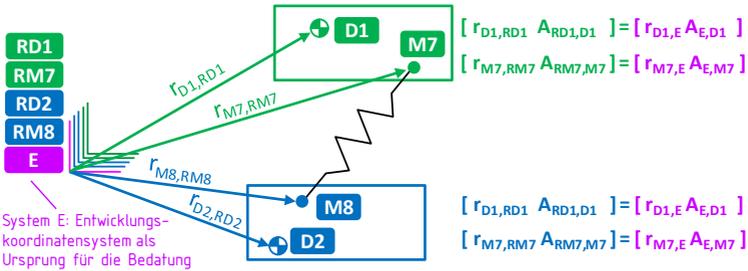
Damit können die Orts- und Orientierungsparameter eines Markers Mi , die relativ zu seinem Referenzsystem RMi definiert sind, direkt in Koordinatenwerten von E angegeben werden:

$$\mathbf{r}_{Mi,RMi,RMi} = \mathbf{r}_{Mi,E,E} \quad \text{und} \quad \mathbf{A}_{RMi,Mi} = \mathbf{A}_{E,Mi}. \quad (\text{B.67})$$

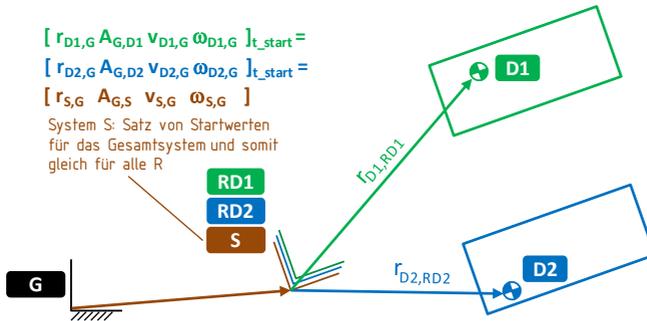
Das Schwerpunktskoordinatensystem eines Starrkörpers Dj ist auch ein Marker. Deshalb können dessen Schwerpunktsort und Trägheitstensor-Orientierung mittels auch in Koordinatenwerten von E direkt angegeben werden:

$$\mathbf{r}_{Dj,RDj,RDj} = \mathbf{r}_{Dj,RDj,RDj} \quad \text{und} \quad \mathbf{A}_{RDj,Dj} = \mathbf{A}_{E,Dj}. \quad (\text{B.68})$$

a) Ausgangskonfiguration bei Modellerstellung



b) Startkonfiguration der Starrkörper bei Simulationsbeginn t_{start}



c) Konfiguration des Mehrkörpersystems zur Zeit t

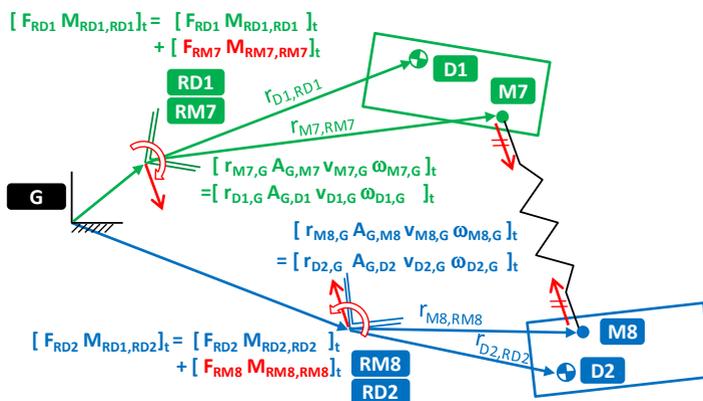


Abbildung B.1.4.1: Konfigurationen eines Mehrkörpersystems bei Beschreibung nach dem Konzept des einheitlichem Referenzsystems.

Startzustand des Mehrkörpersystems

Da die Referenzsysteme aller Starrkörper RD_j in Ausgangskonfiguration zusammenfallen, können alle Starrkörper und somit das gesamte Mehrkörpersystem über die Vorgabe identischer Werte von Lage, Orientierung und Geschwindigkeiten mittels eines gemeinsamen fiktiven Startreferenzsystems S zum Startzeitpunkt t_{start} im globalen System positioniert und mit Startgeschwindigkeit versehen werden.

Aktuelle Konfiguration zum Zeitpunkt t und Berechnungsablauf

Zur Laufzeit der Simulation wird in jedem Integrationszeitschritt die folgende Sequenz durchlaufen:

- 1) Der Bewegungszustand Lage und Geschwindigkeit jedes Starrkörperreferenzsystems RD_j zum aktuellen Zeitpunkt t liegt aus Integration der Bewegungsgleichungen über den letzten Zeitschritt vor.
- 2) Wenn ein Marker M_i als körperfest zu einem Körper D_j definierter ist, dann muss sich das Marker-Referenzsystem RM_i identisch zum Referenzsystem RD_j des Körpers bewegen. Das bedeutet, dass Lage und Geschwindigkeit von RD_j direkt RM_i zugewiesen werden können.
- 3) Da nun die Bewegungszustände aller Marker-Referenzsysteme RM_i gesetzt sind, können die Bewegungen aller Marker M_i berechnet werden, die beispielsweise ein Federmodell zur Kraftberechnung nutzt. Die Kraftwirkung auf jeden der beiden Marker der Feder wird in die äquivalente Kraftwirkung auf deren Referenzsysteme umgerechnet.
- 4) Da das Starrkörper-Referenzsystem RD_j und die Referenzsysteme RM_i seiner zugehörigen Marker zusammenfallen, ergibt sich die Kraftwirkung auf das Starrkörper-RefSys RD_j aus der Aufsummierung aller Kraftwirkungen der damit verbundenen Marker-Referenzsysteme RM_i . Aus der Summenkraftwirkung werden die Beschleunigungen des Starrkörpers bestimmt.
- 5) Nach Integration von Beschleunigung und Geschwindigkeit liegen aktualisierte Lage- und Geschwindigkeitszustände für den nächsten Zeitschritt vor. Das Berechnungsschema beginnt bei 1) erneut für den nächsten Zeitschritt.

B.1.5 Modellierung der Kraftgesetze

Die auslenkungswegabhängige Federkraft beziehungsweise die auslenkungsgeschwindigkeitsabhängige Dämpferkraft als Eigenschaften von Kraftelementen werden in Form von tabellarischen Wertepaaren abgelegt, die mittels linearer Interpolation ausgewertet werden. Die Routinen werden gleichermaßen vom linienflüchtigen als auch vom räumlichen Kraftelement verwendet; dabei jeweils für jede translatorische und rotatorische Auslenkungsrichtung.

Kräfte, die außerhalb des Mehrkörper-Fahrzeugmodells berechnet werden, werden als externe Eingangsgrößen über die Routinen der Kraftelemente B.1.3 eingeleitet. Die Routinen liefern als Ausgangsgrößen die Relativbewegung der Anlenkpunkte als Eingangsgrößen beispielsweise für externe Aktuatorsubmodelle.

Neben den Feder- und Dämpferkräften soll an dieser Stelle noch ein Reibungsmodell als ein weiteres grundlegendes Kraftgesetz erläutert werden, das beispielsweise in Gelenkkraftmodellen und Kontaktelementen zum Absetzen des Aufbaus auf der Fahrbahn benötigt wird. Zur Modellierung der Reibkraft F_R wird nach Abbildung B.1.5.1 ein Coulomb-Reibelement elastisch mit einer Feder konstanter Steifigkeit c in Reihe geschaltet. Dabei bezeichnet Δv die Geschwindigkeit des Federendpunkts relativ zur Kontaktfläche des Coulomb-Reibelements.

Die durch die maximale Reibkraft F_{Cmax} begrenzte Federkraft F_F ist die aktuell wirksame Kraft des Reibungsmodells

$$F_R(\Delta v) = \int \dot{F}_F dt \quad \text{mit} \quad (\text{B.69})$$

$$\dot{F}_F = \begin{cases} \dot{F}_F = -c \Delta v, & \text{wenn } |F_F| < F_{Cmax} \text{ und } \Delta v \cdot F_F < 0, \\ \dot{F}_F = 0 & \text{andernfalls.} \end{cases}$$

Diese Modellierung ersetzt die unendliche Steigung der Unstetigkeit der Coulomb-Reibung im Geschwindigkeitsnulldurchgang durch die begrenzte Steigung der Federsteifigkeit c . Bei entsprechend gewählter Federsteifigkeit entspricht das Verhalten beispielsweise dem von Fahrwerk gelenken mit elasti-

scher Kunststofflagerschale, die vor dem Losbrechen im Haftzustand federndes Verhalten aufweisen. Für rotatorische Reibung sind die translatorischen Größen in (B.69) entsprechend zu ersetzen. Im Hinblick auf das Gesamtmodell ist in diesem Bereich der reinen Federwirkung des Reibmodells auf ausreichende physikalische oder numerische Dämpfung bei der Modellierung beziehungsweise Integration der differentiellen Federkraftzustandsgröße zu achten.

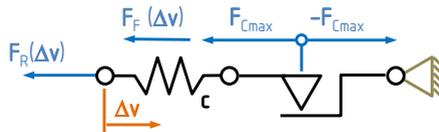


Abbildung B.1.5.1: Reibkraftmodell einer elastisch angekoppelten Coulomb-Reibung.

B.1.6 Programmtechnische Umsetzung

Das Mehrkörpersystem entsteht durch die Verkopplung der Bewegungs- und Kraftgrößen seiner Elemente entsprechend der Systemtopologie. Der Abschnitt B.1.4 beschreibt die Methodik der Parametrierung, das Setzen der Startwerte und die Abfolge der Auswertung der Modellelementgleichungen mit anschließender Integration der Starrkörperbewegung. Die Gleichungen der Starrkörperbewegung, der Kraftelemente mit ihren Kraftgesetzen sowie die dafür erforderlichen Kinematik- und Kraftwirkungsgleichungen der Marker werden direkt in C-Programmerroutinen [b-Ker88] umgesetzt. Die Integration der Bewegungsdifferentialgleichungen erfolgt lokal mit konstanter Schrittweite für jeden Starrkörper.

Damit liegen auch alle erforderlichen Routinen vor, um äußere Kräfte wie beispielsweise die Luftwiderstandskraft oder innere Momente aus den Aktorikmodellen der Antriebs- und Federungsmodulen und des Lenksystems auf die entsprechenden Starrkörper einzuprägen. Zur Beobachtung von Absolut- und Relativbewegung starrkörperfester Punkte oder Verdrehungen werden vergleichbar den Kraftelementen die Markerkinematikroutinen ausgewertet.

B.2 Reifenmodell und Radeigendrehung

Ein wesentliches, spezifisches Kraftelement ist das in Abbildung B.2.0.1 dargestellte Reifenmodell TMeasy, das nach [b-Ril94; k-Ril13] als Programmroutine implementiert wurde. Das Radmittensystem M erhält über das koppelnde Referenzsystem RM seine Position und Geschwindigkeit aus dem zugehörigen Radträgerstarrkörper. Das Modell berechnet die Radkräfte und Momente auf das Radmittensystem inklusiv des abzustützenden Moments der Radbremse sowie der Kreiselmomente.

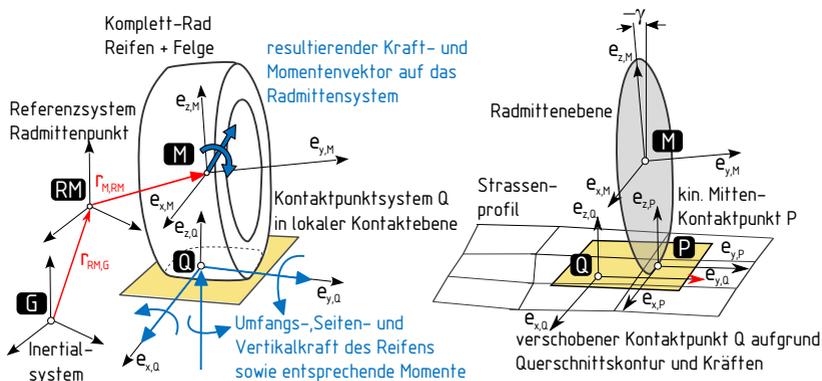


Abbildung B.2.0.1: Links: Anbindung des Reifenmodells TMeasy an das Mehrkörpersystem. Rechts: Anbindung des Reifenmodells an die Straßenprofilbeschreibung OpenCRG zur Bestimmung der Kontaktebene.

Zur Berechnung der blockierfähigen Radeigendrehung werden Drehwinkel und Drehgeschwindigkeit der Rotationsträgheit des Rades durch lokale Integration bestimmt. Die übrigen Massen und Trägheiten des Rades werden dem Radträger zugeschlagen. Neben der Bewegung der Radmitte sind Antriebs- und Bremsmoment die beiden weiteren Eingangsgrößen.

Die stationären Reifenkrafteigenschaften werden direkt über voneinander unabhängige physikalische Parameter definiert, was vor allem in der Konzeptphase vorteilhaft ist, in der beispielsweise im Falle des Schienenrades noch

keine realen Reifen für Messungen zur Verfügung stehen. Die modellierte Einlaufdynamik des Reifens sorgt für entsprechend verzögertes Erreichen der stationären Reifenkräfte.

TMeasy gehört zu der Gruppe der Punktkontaktmodelle, die zur Berechnung der Schlupfverhältnisse am Kontaktpunkt Q der Latschfläche eine Kontaktebene benötigen. Die Fahrbahnhöhe am kinematischen Kontaktpunkt P sowie die Höhen an den Seitenmitten des Kontaktebenenrechtecks zur Bestimmung seiner Längs- und Querneigung werden über eine Schnittstellfunktion beispielsweise zur Fahrbahnmodellbibliothek OpenCRG [i-Vir18] bereitgestellt.

Obwohl TMeasy aufgrund dieser Modellierung hauptsächlich für Fahrdynamik-Anwendungen mit Fahrbahnwellenlängen oberhalb des halben Reifenabrollumfangs konzipiert ist, kann es, wie andere Punktkontakt-Reifenmodelle auch, aus der praktischen Erfahrung heraus gut in Gesamtfahrzeugmodellen für bestimmte Fahrmanöver zur Vertikalkomfortbeurteilung bis 25 Hz verwendet werden.

B.3 Entgleisungsschutz

Die in Abbildung B.3.0.1 dargestellte Entgleisungsschutzkante mit ihrer Hinterschneidung kann nicht direkt in der CRG-Fahrbahnbeschreibung abgebildet werden, weshalb ähnlich dem Querführungsrad ein Kontaktkraftmodell erstellt wird. Die Kontaktfläche der Entgleisungsschutzkante liegt aufgrund der Schienengeometrie auf der gleichen Höhe und nahe bei der Fahrfläche der Schienenfahrwerk-Tragräder. Mittels der xy -Koordinaten des im Markersystem Q konstant definieren Punktes A wird der virtuelle Kontaktpunkt K bestimmt. Wandert der Marker Q nach oben, verkürzt sich der Abstand von Punkt A zum Kontaktpunkt K . Unterschreitet der Abstand den Wert, ab dem die Anlauffläche des Querführungsradträgers oder einer vergleichbaren längslenkerfesten Kontaktfläche an der Entgleisungsschutzkante anliegt, erzeugt die Feder mit einseitigem Kontakt bei weiterer Auslenkung eine zurücktreibende Kontaktkraft $F_{E,z}$, die am Markerort E im Bereich der Entgleisungsschutzkante in ihrer Wirkung dem Längslenker aufgeprägt wird. Die Kennung der Kontaktfeder berücksichtigt den Querabstand der Punkte E und A . Im regulären Betrieb tritt kein Kontakt mit der Entgleisungsschutzkante auf. Dieses sehr einfache Modell des Entgleisungsschutzes ist für erste Funktionsuntersuchungen in der frühen Konzeptphase ausreichend.

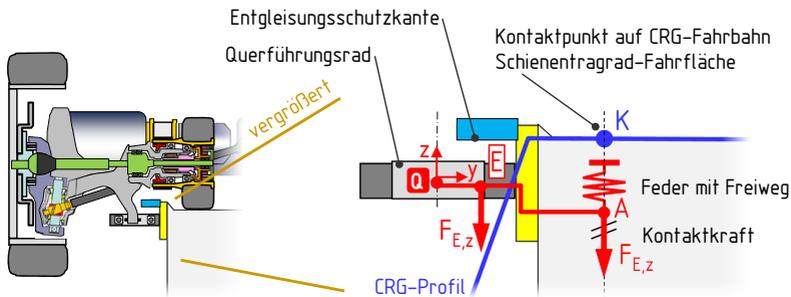


Abbildung B.3.0.1: Kontaktmodell des Entgleisungsschutzes.

B.4 Aufsetzelement

Um das Fahrzeug bei einem Nothaltvorgang auf der Schiene absetzen und bei vorhandener Restgeschwindigkeit auch verzögern zu können, wird ein Kontaktelementmodell benötigt, das die Wirkung der am Fahrwerkrahmen angebrachten Aufsetzelemente beschreibt. Das in Abbildung B.4.0.1 dargestellte Kraftelement basiert auf dem in Abschnitt B.1.5 beschriebenen Reibmodell zur Erzeugung der Tangentialkraft F_T . Die Normalkraft F_N , aus der zusammen mit dem Reibwert μ die maximale Reibkraft berechnet wird, folgt aus der Zusammendrückung der vertikalen Steifigkeit c_N des Aufsetzelements aus dem Abstand zwischen fahrzeugseitiger Befestigung und Fahrbahnhöhe. Die Fahrbahnhöhe wird am inertialen xy-Ort des fahrzeugfesten Aufsetzelements über das CRG-Fahrbahnprofilmodell ausgewertet; ebenso wie der Fahrbahnreibbeiwert, der mit dem Reibkoeffizient des Aufsetzelements zum Gesamtreibwert μ verrechnet wird. Zusammen mit der Relativgeschwindigkeit des Aufsetzelements zur Fahrbahn liegen alle Eingangsgrößen zur Berechnung der Reibungs- und Tragkräfte des Aufsetzelementes vor. Über die parametrisierte Orientierung des Elements am Fahrzeug ist die räumliche Wirkrichtung der resultierenden Kraft des Aufsetzelements definiert. Parallel zur vertikalen Steifigkeit c_N ist wie auch im Reibmodell selbst eine Dämpfung vorgesehen, so dass das Fahrzeugmodell nach Aufsetzen im Stillstand nicht zu unrealistisch hochfrequenten, ungedämpften Dauerschwingungen angeregt wird.

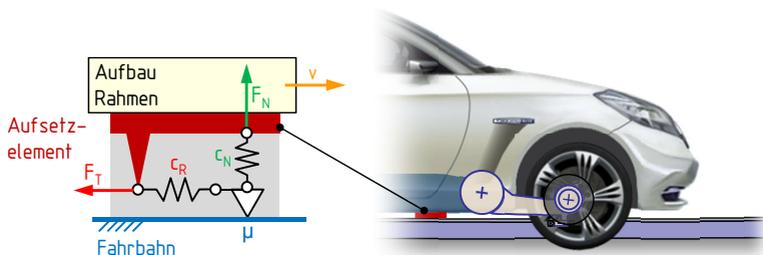


Abbildung B.4.0.1: Aufsetzelement am Fahrwerkrahmen modelliert als normalkraftabhängige, elastisch angebundene Reibung zwischen Aufbau und Fahrbahn. Fahrbahnhöhe und Reibkoeffizient werden über den Aufruf des Fahrbahnmodells ausgewertet.

C Anhang: Funktionsbewertung

C.1 Fishhook-Manöver

Zur Überprüfung der dynamischen Kippsicherheit für Fahrzeuge mit hohem Schwerpunkt wurde von NHTSA der Fishhook-Test [f-For03] definiert. Dabei soll zunächst durch Lenken nach links gezielt Federenergie in den Wankfreiheitsgrad eingelagert werden, um dann verstärkt durch diese Energie beim schnellen Gegenlenken nach rechts das Kippen zu provozieren.

Der Test wird mit maximal 80 km/h Fahrgeschwindigkeit durchgeführt. Der maximale Lenkradwinkel für den dynamischen Test wird vorgelagert durch Lenkungszuziehen mit $13,5^\circ/\text{s}$ bei Erreichen von 0,3 g Querschleunigung ermittelt. Die Lenkradwinkelgeschwindigkeit für den dynamischen Test beträgt in beide Richtungen $720^\circ/\text{s}$. Bei Fahrzeugen, deren Wankgeschwindigkeit immer unter $1,5^\circ/\text{s}$ liegt, wird das Gegenlenken 0,25 s nach Erreichen des maximalen Lenkwinkels des Linkskreises gestartet, wie es auch für das hier untersuchte Fahrzeug zutrifft.

Der Verlauf des Lenkradwinkels ist in den zusammengestellten Ergebnissen der Abbildung C.1.0.1 zu sehen. Abweichend von der Versuchsvorschrift wird im Rechtskreis auf die langsame Rücknahme des Lenkradwinkels nach 3 s Haltezeit verzichtet, um die Schwankung der Querschleunigung bei circa 8,5 s während der Rückkehr zum stationären Zustand besser interpretieren zu können.

Anhand der großen Schräglaufwinkel nach Ende des Gegenlenkens erkennt man, dass das Seitenkraftmaximum der Reifen an beiden Achsen überschritten wurde, und das Fahrzeug dementsprechend eine große Querrutschgeschwindigkeit aufweist. Es fährt deshalb kurzzeitig nahezu geradeaus, was dabei zum Einbruch der Querschleunigung führt. Aus dem prinzipbedingten Zeitverzug der querschleunigungsbasierten Wankmomentenabstützung rührt die kurzzeitige Schwankung des Wankwinkels her. Ab 8,8 s bauen sich Giergeschwindigkeit und Querschleunigung wieder auf und streben ihrem ab 11 s erreichten Stationärwert entgegen. Reifen mit geringerer Radlastdegression oder Fahrdynamikregelung verringern beziehungsweise verhindern das hier auftretende, starke Untersteuern. Während des gesamten Manövers ist der Wankwinkel gering. Das Fahrzeug zeigt durchgängig sicheres Verhalten. Es tritt kein kritischer Abfall der Radlast oder gar Radabheben auf; ebenso kein Ausheben des Aufbaus.

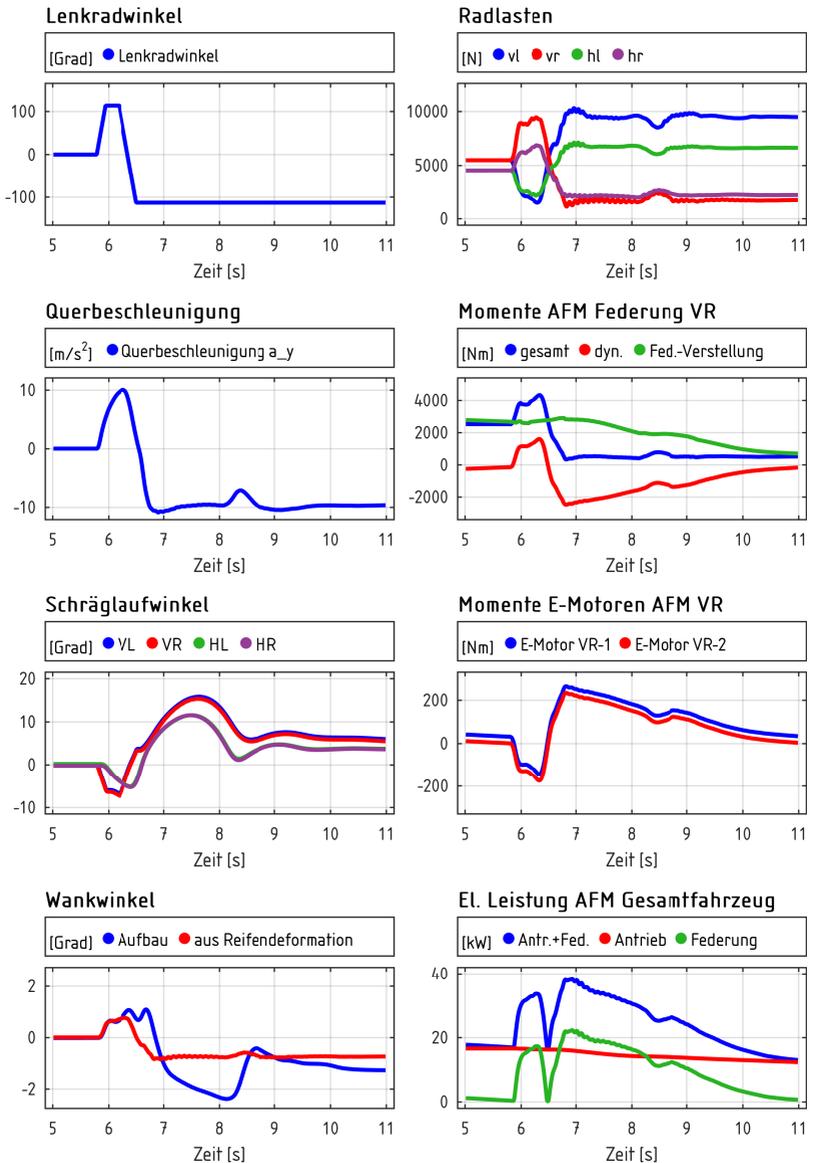


Abbildung C.1.0.1: NHTSA Fishhook-Manöver mit 80 km/h Fahrgeschwindigkeit.

An den Federungs- und Motormomenten vorn rechts ist zu sehen, dass die Federverstellung aufgrund des direkt vorgelagerten Manövers zur Bestimmung des maximalen Lenkradwinkels noch etwas oberhalb des Werts für das Gesamtmoment bei Geradeausfahrt liegt, was durch das dynamische Aktivfederungsmoment kompensiert wird. Der Mittelwert der E-Motormomente hat deshalb während der Geradeausfahrt noch einen geringen, abnehmenden Offset.

Aufgrund der steilen Gradienten der Aktivfederungsmomente zeigen die auf ebener Fahrbahn gering bedämpfte Radmassen Schwingungen mit Radresonanzfrequenz, die sich in entsprechend in hier unkritischen Radlastschwankungen abbilden. Eine Erweiterung des Reglers zur fahrsituationsabhängigen Anhebung der Raddämpfung ist möglich.

C.2 Lenkungsziehen

Das quasistatische Fahrmanöver Lenkungsziehen gibt einen Überblick über die stationären Querdynamikeigenschaften eines Fahrzeugs. Die in Abbildung C.2.0.1 dargestellten Ergebnissen des Fahrmanövers mit einer Lenkradwinkelgeschwindigkeit von $10^\circ/\text{s}$ zeigen das untersteuernde Fahrverhalten mit dem über der Querbeschleunigung progressiv steigenden Lenkradwinkel und der anwachsenden Schräglaufdifferenz der Achsen. Erst bei Querbeschleunigung oberhalb 6 m/s^2 stellt sich ein geringer Wankwinkel aus Radeinfederung ein, der nicht kompensiert wird. Die Wankmomentenverteilung im fahrdynamisch relevanten Querbeschleunigungsbereich bleibt stets konstant. Die nicht abgebildeten Radfederwege sind während des gesamten Manövers kleiner als 2 mm, weshalb auch keine Aufstützen oder Ausheben des Aufbaus auftritt.

Analog zur zunehmenden Querbeschleunigung steigt am kurvenäußeren rechten Vorderrad das benötigte Aktivfederungsmoment zur Wankabstützung aufgrund der Wankmomentenverteilung am stärksten an. Die langsame Tragfederverstellung entlastet die dynamische Aktivfederung gegen Ende des Manövers vollständig. Dann wird bei stationärer Kreisfahrt keine Leistung von der Aktivfederung benötigt. Aufgrund des quasistatischen Charakters des Lenkungsziehens liegt der mittlere Leistungsbedarf der Aktivfederung über der Gesamtmanöverdauer bei 2,4 kW. Die Fahrtriebsleistung steigt dabei ausgehend von Geradeausfahrt bis zur maximalen, stationären Querbeschleunigung mit hohen Schräglaufwinkeln von 16 kW auf 29 kW an.

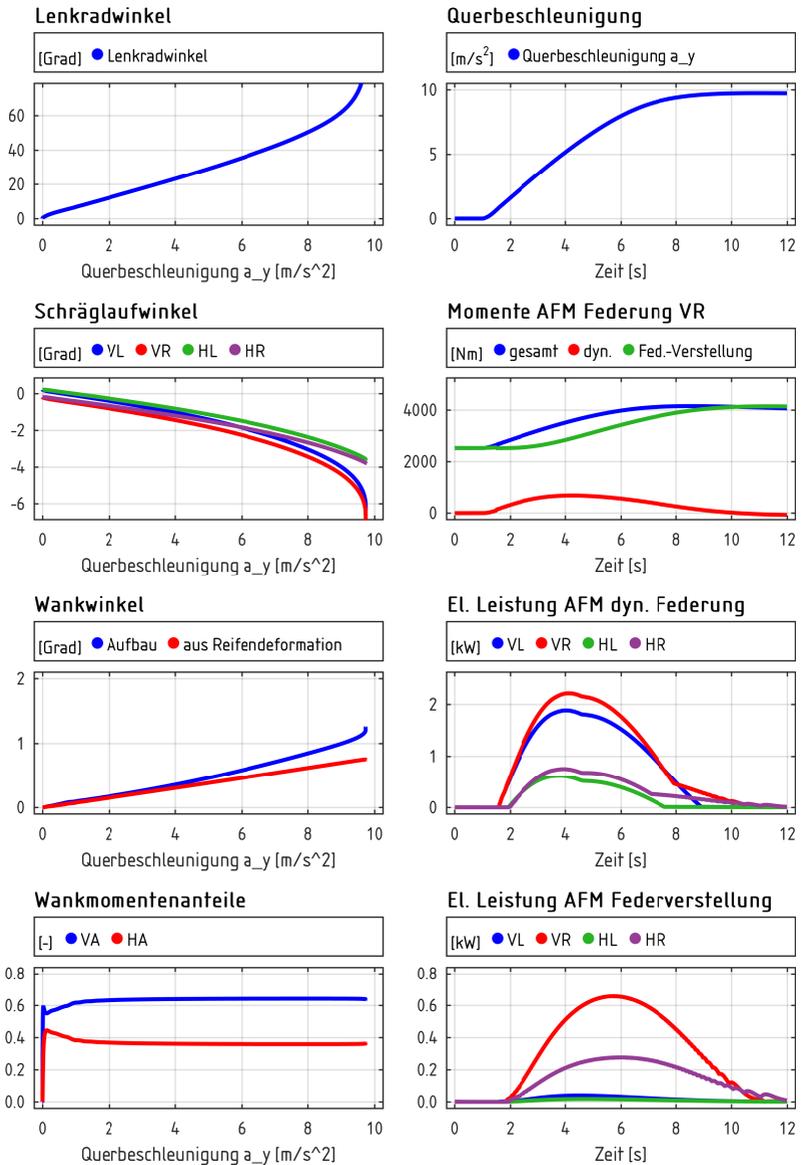


Abbildung C.2.0.1: Lenkungsuziehen Linkskreis bei 80 km/h Fahrgeschwindigkeit.

C.3 Subjektive Wahrnehmung Landstraßenfahrt

Die Simulationsergebnisse der Landstraßenfahrt in Abschnitt 6.2.1 konnten in einem Kurzversuch an einem Ride-Simulator erlebt und subjektiv beurteilt werden. Die berechneten Beschleunigungen der Fahrersitzkonsole dienen zur Ansteuerung einer Simulator-Bewegungsplattform, wie in Abbildung C.3.0.1 dargestellt. Räumliche Schwingungen bis 35 Hz werden abgebildet. Prinzipbedingt können keine überlagerten, konstanten Quer- oder Längsbeschleunigungen aufgeprägt werden. Eine zum Verlauf passende Videoaufnahme der vorausliegenden Strecke wird bei Bedarf auf eine Leinwand projiziert.



Abbildung C.3.0.1: Ride-Simulator zur vergleichenden Subjektivbeurteilung des Schwingungskomforts aus simulierten Sitzkonsolenbeschleunigungen [i-Drs19].

Das Verhalten des simulierten Referenzfahrzeugs mit und ohne Vorausschau zeigt im subjektiven Vergleich mit abgespielten Messungen eines entsprechenden Serienfahrzeugs sehr gute Übereinstimmung im Aufbau- und Stickerfrequenzbereich. Auch im Radfrequenzbereich ist die Entsprechung gut. Deswegen wird im Kurzversuch nur das simulierte Referenzfahrzeug (REF) mit dem Gesamtfahrzeugmodell des elektromechanischen Fahrwerks (EMF) verglichen. In direkter Abfolge werden die wahrgenommene Bewegung der beiden Fahrzeuge jeweils mit und ohne Vorausschau gegenübergestellt und von drei Probanden bewertet. Deren Subjektivbewertung bestätigen dabei die Ergebnisse des Abschnitts 6.2.1.

Beim Referenzfahrzeug ohne Vorausschau ist das Lesen einer Textseite im Gegensatz zur aktivierten Vorausschau nur teilweise möglich. Das EMF-Fahrzeug ohne Vorausschau erlaubt bereits das nahezu unbeeinträchtigte Lesen und wird nahezu identisch zum Referenzfahrzeug mit Vorausschau beurteilt. Bei beiden sind ohne Blick auf die Straße und bei Konzentration auf die gefühlten Bewegungen die Schwingungen im Radfrequenzbereich nach Fahrbahneinzelstörung teilweise deutlich wahrnehmbar.

Die geringen und langsamen Aufbaubewegungen des EMF-Fahrzeugs mit Vorausschau werden bei direktem Blick auf die vorausliegende Strecke als zu stark davon entkoppelt wahrgenommen. Ohne Blick auf die Straße und beim Lesen der Textseite wird die gute Isolation gegenüber der unebenen Strecke als sehr angenehm empfunden. Beeinträchtigend sind dabei wiederum vereinzelt die Vibrationen im Radfrequenzbereich, deren Dämpfung auf dem Weg vom Rad zum Passagier gegenüber heutigen Fahrzeugen zu verbessern ist. Die Ermittlung von Zielwerten zur Erarbeitung konstruktiver Konzepte für eine verbesserte hochfrequente Schwingungsisolierung muss für diesen typischen Betriebsmodus des autonomen Fahrens noch erfolgen.

Lebenslauf

Name	Thomas Schirle
Hochschule	10/1990 – 09/1996 Universität Stuttgart, Studium des Maschinenwesens, Hauptfächer: Technische Dynamik und Kraftfahrzeuge, Abschluss: Diplom Diplomarbeit, angefertigt in der Forschung der Daimler AG, <i>„Gesamtmodell zur Schwingungsuntersuchung eines elastischen Wagenkastens“</i> Studienarbeiten <i>„Konstruktion eines PKW-Viergang-Automatgetriebes“</i> , <i>„Kopplung von Mehrkörpersystemen über einen nichtminimalen Ansatz“</i>
Berufstätigkeit	02/1997 – 08/2016 Daimler AG, Stuttgart, Forschung und Vorentwicklung, Abteilung Fahrzeugsystemdynamik: Analyse und Konzeption aktiver Fahrwerksysteme seit 09/2016 Hochschule Esslingen, Fakultät Fahrzeugtechnik: Fachgebiet: Systemdynamik und aktive Fahrwerke
Sonstiges	09/1996 – 12/1996 Adtranz Pittsburgh PA (USA), Praktikum: Fahrwerkkonzeption <i>„Next Generation People Mover“</i> 04/2004 – 07/2016 Hochschule Esslingen, Fakultät Fahrzeugtechnik: Dozent, <i>„Computer Simulation in Automotive Engineering“</i> Forschungspreise der Daimler AG: Fahrwerktechnologie des F400 Carving (2001), Aktivfederung mit Fahrbahnvorausschau (2009)