

Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von Pkw

Berichte der
Bundesanstalt für Straßenwesen

Fahrzeugtechnik Heft F 96

The logo consists of the word "bast" in a bold, lowercase, green sans-serif font. The letters are slightly shadowed, giving it a 3D appearance. The logo is positioned in the bottom right corner of the page, partially overlapping a vertical white line that runs down the right edge of the cover.

Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von Pkw

von

Bodo Schönemann
Roman Henze

TU Braunschweig
Institut für Fahrzeugtechnik

**Berichte der
Bundesanstalt für Straßenwesen**

Fahrzeugtechnik Heft F 96

bast

Die Bundesanstalt für Straßenwesen veröffentlicht ihre Arbeits- und Forschungsergebnisse in der Schriftenreihe **Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen**. Die Reihe besteht aus folgenden Unterreihen:

A - Allgemeines
B - Brücken- und Ingenieurbau
F - Fahrzeugtechnik
M - Mensch und Sicherheit
S - Straßenbau
V - Verkehrstechnik

Es wird darauf hingewiesen, dass die unter dem Namen der Verfasser veröffentlichten Berichte nicht in jedem Fall die Ansicht des Herausgebers wiedergeben.

Nachdruck und photomechanische Wiedergabe, auch auszugsweise, nur mit Genehmigung der Bundesanstalt für Straßenwesen, Stabsstelle Presse und Öffentlichkeitsarbeit.

Die Hefte der Schriftenreihe **Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen** können direkt bei der Carl Schünemann Verlag GmbH, Zweite Schlachtpforte 7, D-28195 Bremen, Telefon: (04 21) 3 69 03 - 53, bezogen werden.

Über die Forschungsergebnisse und ihre Veröffentlichungen wird in der Regel in Kurzform im Informationsdienst **Forschung kompakt** berichtet. Dieser Dienst wird kostenlos angeboten; Interessenten wenden sich bitte an die Bundesanstalt für Straßenwesen, Stabsstelle Presse und Öffentlichkeitsarbeit.

Ab dem Jahrgang 2003 stehen die **Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt)** zum Teil als kostenfreier Download im elektronischen BASt-Archiv **ELBA** zur Verfügung.
<http://bast.opus.hbz-nrw.de>

Impressum

Bericht zum Forschungsprojekt FE 82.0525/2011:
Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von PKW

Das Forschungsprojekt wurde mit Mitteln der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) und der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e. V. (FAT) gefördert.

Fachbetreuung:
Maxim Bierbach

Herausgeber
Bundesanstalt für Straßenwesen
Brüderstraße 53, D-51427 Bergisch Gladbach
Telefon: (0 22 04) 43 - 0 · Telefax: (0 22 04) 43 - 674

Redaktion
Stabsstelle Presse und Öffentlichkeitsarbeit

Druck und Verlag
Fachverlag NW in der
Carl Schünemann Verlag GmbH
Zweite Schlachtpforte 7, D-28195 Bremen
Telefon: (04 21) 3 69 03 - 53 · Telefax: (04 21) 3 69 03 - 48
www.schuenemann-verlag.de

ISSN 0943-9307
ISBN 978-3-95606-106-6

Bergisch Gladbach, Oktober 2014

Kurzfassung – Abstract

Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von Pkw

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von Pkw. Es werden einleitend die konventionellen und alternativen Antriebskonzepte sowie Unterschiede in Hinblick auf die Fahrdynamik herausgearbeitet. Die Ergebnisse einer Recherche zur Fahrwerksentwicklung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen zeigen keine klaren Trends zu neuartigen oder geänderten Fahrwerkskonzepten, sodass auf eine getrennte Betrachtung von Fahrwerken für Fahrzeuge mit konventionellen und alternativen Antrieben verzichtet werden kann. Die erarbeiteten Unterschiede zwischen konventionellen und alternativen Antrieben zeigen, dass die Möglichkeit der Rekuperation von Hybrid- und E-Fahrzeugen insbesondere bei kombinierten Längs- und Querkräften zu deutlichen Auswirkungen auf die Fahrdynamik führen kann. Im nächsten Schritt werden daher Fahrmanöver zusammengestellt und in Bezug auf die Relevanz für die Rekuperation analysiert. Dabei erweist sich das nach DIN ISO 7975 genormte Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ als zielführend, die Auswirkungen der Rekuperation auf die Fahrdynamik zu analysieren. Außerdem wird das Fahrzeugverhalten bei einer Geradeausbremsung und folgender Lenkanregung sowie bei einer Bremsung auf μ -Split untersucht, da auch hier Wechselwirkungen von Antrieb und Fahrwerk auftreten.

Zur Beurteilung der Ergebnisse wird neben der Fahrstabilität auch die Wahrnehmbarkeit eines geänderten Fahrverhaltens betrachtet. Anhand einer Literaturrecherche wurde für die Giergeschwindigkeit ein Schwellwert von $3^\circ/\text{s}$ für die Wahrnehmbarkeit gefunden.

Die Ergebnisse einer Simulationsstudie mit zwei Fahrzeugkonzepten (Front-/Heckantrieb) in den drei genannten Fahrmanövern zeigen, dass die Rekuperation in weiten Bereichen der Längsverzögerungen sinnvoll eingesetzt werden kann. Bei der Bremsung in der Kurve führt die Rekuperation an der Vorderachse zu einer deutlichen Reduzierung störender Fahrzeugreaktionen und kann auch bei höheren Querbeschleunigungen verwendet werden. Bei der Rekuperation an der Hinterachse kann es insbesondere auf Niedrigreibwerten bei Brem-

sungen in der Kurve zu kritischen Fahrzuständen kommen. Durch die Begrenzung des Rekuperationsmomentes bei großen Schlupfwerten kann die Stabilität des Fahrzeugs jedoch sichergestellt werden. Auch die Ergebnisse der Simulationen der anderen Fahrmanöver zeigen, dass bei geringen Schlupfwerten keine wahrnehmbaren fahrdynamischen Unterschiede festzustellen sind.

Impact of alternative drive concepts on the driving dynamics of passenger cars

The present work deals with the impact of alternative drive concepts on the driving dynamics of passenger cars. Introductory, conventional and alternative drive concepts and their differences in terms of driving dynamics are illustrated. The results of a literature survey concerning trends and concepts in future hybrid electric vehicles' chassis design do not see clear trends to new and or significantly modified chassis concepts, consequently a separate consideration of chassis in vehicles with conventional or alternative drive concepts is not required.

The disclosed differences between conventional and alternative drive concepts show that the possibility of brake energy recuperation of hybrid electric vehicles can lead to significant effects in driving dynamics under combined longitudinal and lateral dynamics. Therefore, driving manoeuvres are compiled and analyzed in terms of the relevance for the recuperation. In this case, the standardized driving manoeuvre (DIN ISO 7975) "braking-in-a-turn" proves to be purposeful to analyze the impacts of recuperation on the driving dynamics. In addition, the vehicle behaviour is analyzed during straight line braking with steering excitation as well as on μ -split road conditions, since interactions of drive train and chassis occur.

To assess the results, the driving stability as well as the perceptibility of altered driving dynamics is considered. Based on the literature survey, a perception threshold of $3^\circ/\text{s}$ of yaw rate is defined.

The results of a simulation study with two different vehicle concepts (front/rear wheel drive) in three driving manoeuvres show, that regenerative

braking can be used effectively over a wide range of deceleration levels. During a braking-in a-turn manoeuvre, regenerative braking at the front axle lead to a significant reduction of disturbing over steer reactions and can be used even at higher lateral accelerations.

However, regenerative braking at the rear axle, in particular at braking in a turn on wet road surface conditions (μ -low), may result in critical driving conditions. By limiting the maximum regenerative brake moment at higher wheel slip conditions, the driving stability can be ensured. The results of the other simulated driving manoeuvres show, that no perceptible differences in the driving dynamics occur at lower wheel slip values.

Inhalt

Abkürzungen	6	6	Bremsen im Kreis	21
Formelzeichen	6	6.1	Problemstellung	22
1 Einleitung	7	6.2	Randbedingungen	22
2 Antriebskonzepte	7	6.3	Kennparameter der Fahrzeugreaktion	22
2.1 Konventionelle Antriebe	7	6.4	Durchführung	24
2.2 Alternative Antriebe	8	6.5	Ergebnisse Beispielfahrzeug Golf (Frontantrieb)	25
2.3 Wesentliche Unterscheidungs- merkmale	9	6.6	Ergebnisse Beispielfahrzeug BMW 5er (Heckantrieb)	34
2.3.1 Antriebsart	10	7	Lenkanregung aus Geradeausbremsung	44
2.3.2 Anzahl der Antriebsmotoren	10	7.1	Fahrscenario	44
2.3.3 Massenverteilung und Trägheiten	11	7.2	Problemstellung	45
2.3.4 Trends im Fahrwerk	11	7.3	Durchführung	45
2.4 Zusammenfassung und Auswahl kritischer Konzepte	12	7.4	Ergebnisse Rekuperation Frontantrieb (Golf)	45
3 Fahrmanöver und Fahr Situationen	13	7.5	Ergebnisse Rekuperation Heckantrieb (BMW)	47
3.1 Standardisierte Fahrmanöver	13	8	Bremsung auf μ-Split	48
3.2 Nicht-standardisierte Fahrmanöver	15	8.1	Fahrscenario	49
4 Wahrnehmbarkeitsschwellen der Fahrzeugbewegungsgrößen	15	8.2	Problemstellung	49
5 Simulationsmodell	17	8.3	Ergebnisse Rekuperation Frontantrieb (Golf)	49
5.1 Gesamtfahrzeugmodell	17	8.4	Ergebnisse Rekuperation Heckantrieb (BMW)	49
5.2 Antriebsstrang	17	9	Zusammenfassung und Diskussion	50
5.3 Hydraulische Bremse	18	10	Ausblick	51
5.4 Bremskraftverteilung	19	11	Literatur	52
5.5 Brake-Blending	20			
5.6 Zusammenfassung der Annahmen bei der Modellierung	21			

Abkürzungen

ABS	Anti-Blockier-System
BAST	Bundesanstalt für Straßenwesen
BKV	Bremskraftverteilung
CBC	Cornering Brake Control (Bremsenregelung in Kurven)
CFK	Kohlenstoffaserverstärkter Kunststoff
EBV	Elektronische Bremskraftverteilung
EM	Elektromotor
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FAT	Forschungsvereinigung Automobiltechnik
GMA	Giermomentenaufbauverzögerung
HA	Hinterachse
K&C	Kinematics und Compliance (Kinematik und elastische Nachgiebigkeit)
KP	Kennparameter
Pkw	Personenkraftwagen
TBR	Torque Bias Ratio
VA	Vorderachse
VKM	Verbrennungskraftmaschine

Formelzeichen

$\dot{\psi}$	Giergeschwindigkeit	$^{\circ}/s$
μ	Reibwert Reifen-Straße	1
a_x	Längsverzögerung	m/s^2
a_y	Querbeschleunigung	m/s^2
B_H	Bremskraft Hinterachse	N
B_V	Bremskraft Vorderachse	N
F_{zH}	Radlast Hinterachse	N
F_{zV}	Radlast Vorderachse	N
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
h	Schwerpunkthöhe	m
i	Bremskraftanteil an der Hinterachse	1
l	Radstand	m
l_H	Schwerpunktvorlage	m
l_V	Schwerpunktrücklage	m
m	Fahrzeugmasse	kg
M	Drehmoment	Nm
S	Sperwert	
v	Fahrgeschwindigkeit	km/h
z	Auf die Erdbeschleunigung bezogene Längsverzögerung	
β	Schwimmwinkel	$^{\circ}$

1 Einleitung

Steigende Benzinpreise, zunehmende Verknappung der Ölreserven sowie der feststellbare Klimawandel führen zu einer zunehmenden Elektrifizierung des Antriebsstrangs von Pkw zur Reduzierung des Energieverbrauchs und der Emissionen. Die Entwicklungen der vergangenen Jahre brachten Fahrzeuge mit Hybridantrieb oder gar rein elektrischem Antrieb hervor. Die Industrie und die Politik fördern die Entwicklung von elektrisch betriebenen Fahrzeugen und rechnen in Zukunft mit einer deutlichen Zunahme auf dem nationalen und internationalen Markt.

Große Herausforderungen bei der Elektrifizierung des Antriebsstrangs betreffen z. B. die Batterie in Hinblick auf Kapazität, Ladung, Sicherheit oder Package, bei Hybridfahrzeugen die Betriebsstrategie von Elektromotor (EM) und Verbrennungskraftmaschine (VKM) oder das Bremssystem unter dem Aspekt der Rekuperation. Aus diesen und weiteren Aspekten ergeben sich auch Auswirkungen auf die Fahrdynamik von Fahrzeugen, die in der Form von bisherigen konventionellen Antrieben nicht bekannt sind.

In Kooperation mit dem Arbeitskreis „Fahrdynamik“ der Forschungsvereinigung Automobiltechnik (FAT) und der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) wurde daher ein gemeinsames Forschungsprojekt durchgeführt, mit dem Ziel, prinzipielle Unterschiede zwischen konventionellen und alternativen Antrieben in Hinblick auf die Fahrdynamik zu identifizieren. Dabei ergeben sich Fragen in Bezug auf verschiedene Drehmomentcharakteristiken von EM und VKM, neuartige Fahrwerkskonzepte in elektrifizierten Fahrzeugen oder geändertes Package und die Rekuperation.

In der vorliegenden Arbeit werden mögliche Antriebsstrangtopologien klassifiziert und in Bezug auf ihre Auswirkungen auf die Fahrdynamik bewertet. Anschließend werden kritische Fahrmanöver definiert, die in einer Gesamtfahrzeugsimulation abgebildet werden. Die Ergebnisse werden dargestellt und hinsichtlich der Fahrstabilität und der Wahrnehmbarkeit durch den Fahrer analysiert.

2 Antriebskonzepte

In diesem Kapitel werden die konventionellen und die alternativen Antriebskonzepte strukturiert und gegenübergestellt. In diesem Kontext werden die heute üblichen Antriebe mit VKM als konventionelle Antriebe bezeichnet. Auf der Seite der alternativen Antriebskonzepte stehen Hybrid- und Elektrofahrzeuge mit mindestens einer elektrischen Antriebsquelle.

2.1 Konventionelle Antriebe

Die konventionellen Antriebe zeichnen sich durch einen zentralen Antrieb in Form einer VKM aus. Diese kann als Otto- oder Dieselmotor gestaltet sein und verteilt das Antriebsmoment über ein Getriebe an eine oder beide Achse. Ein Achsgetriebe, Differenzial, verteilt das Antriebsmoment zu gleichen Anteilen auf das linke und rechte Rad. Über mechanisch und elektrisch geregelte Sperrdifferenziale kann das Antriebsmoment situationsabhängig gezielt zwischen den beiden Rädern einer Achse verteilt werden. Bei Fahrzeugen mit Allradantrieb wird das Antriebsmoment über ein Verteilergetriebe in einem festen Verhältnis oder fahrzustandsabhän-

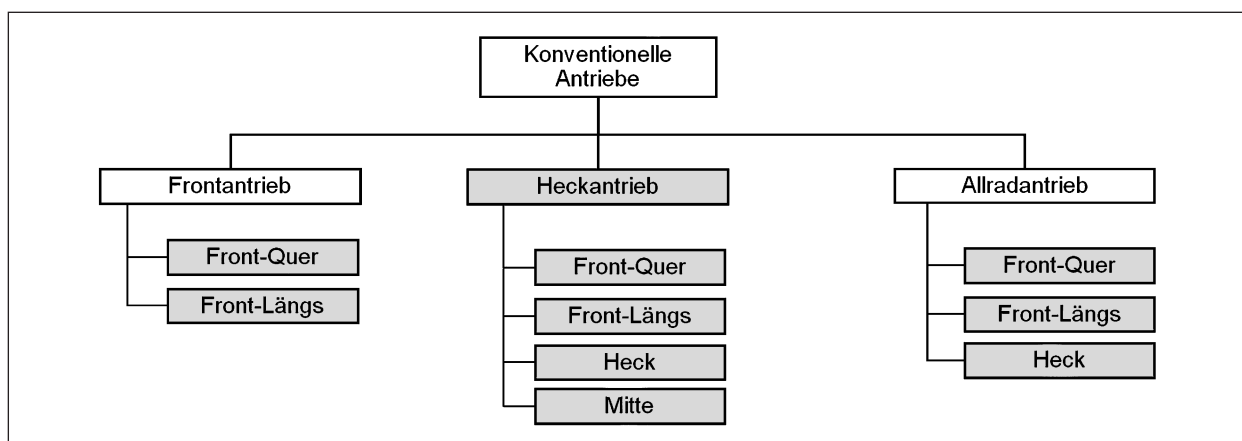


Bild 1: Einteilung konventioneller Antriebe (vgl. [1])

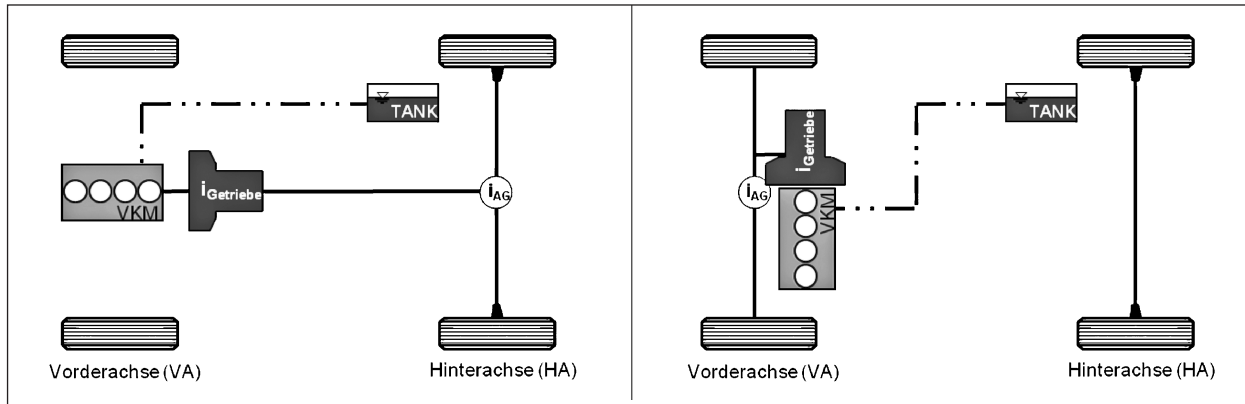


Bild 2: Antriebskonzepte mit Heckantrieb und Front-Längs-Einbau (links) und mit Frontantrieb und Front-Quer-Einbau

gig geregelt zwischen der Vorder- und Hinterachse verteilt.

Bild 1 zeigt eine Übersicht der konventionellen Antriebe mit einer Einteilung nach Antriebsart sowie Einbauort und -lage des Motors (nach [1]). Bild 2 zeigt die beiden am weitesten verbreiteten Antriebskonzepte für front- und heckgetriebene Fahrzeuge, bei denen der Motor vorne eingebaut ist.

2.2 Alternative Antriebe

Hybrid- und Elektrofahrzeuge sind derzeit nur in geringer Variantenvielfalt verfügbar und machen bisher nur einen kleinen Anteil am Gesamtfahrzeugmarkt aus. Hybridfahrzeuge¹ zeichnen sich durch mindestens zwei Antriebsquellen aus: eine VKM (Diesel, Otto) und einen EM. Die beiden Antriebsquellen können in vielfältiger Art und Weise gemeinsam oder getrennt betrieben werden. Hybridfahrzeuge lassen sich entsprechend in folgende Konzepte einteilen:

- serielle Hybride,
- parallele Hybride,
- leistungsverzweigte Hybride.

Bei seriellen Hybriden sind die beiden Motoren in Reihe geschaltet, sodass lediglich der EM das Antriebsmoment an die Räder liefert und die VKM nur zum Laden der Batterie im Fahrbetrieb dient. Die Parallelhybride lassen sich ferner in die folgenden drei Ausführungen unterteilen:

- Zugkraftaddition,
- Momentenaddition,
- Drehzahladdition.

Bei der Zugkraftaddition wirken die VKM und der EM auf verschiedene Achsen, sodass sich die Antriebskräfte (Zugkräfte) an den Achsen addieren. Bei den Varianten Momenten- und Drehzahladdition werden die Antriebsmomente bzw. Drehzahlen der beiden Motoren über ein Planetengetriebe zusammengeführt und an eine Achse bzw. beide Achsen (Allrad) geleitet.

Bild 3 zeigt beispielhaft zwei Antriebsstrangkonfigurationen von Parallelhybriden mit Zugkraft- und Momentenaddition. Bei dem rechts dargestellten Parallelhybrid gibt es eine Momentenaddition an der Hinterachse sowie eine Zugkraftaddition der Antriebskräfte der Vorder- und Hinterachse. Je nach Betriebszustand fährt das Fahrzeug rein elektrisch mit Frontantrieb, elektrisch/verbrennungsmotorisch mit Hinterradantrieb oder als Allradantrieb.

Elektrofahrzeuge sind rein elektrisch betrieben und verzichten vollständig auf eine VKM und können neben der Antriebsachse auch nach der Anzahl der Motoren unterschieden werden. Entsprechend den konventionellen Fahrzeugen kann ein EM als Zentralantrieb verbaut sein und das Antriebsmoment auf eine oder beide Achsen verteilen. Damit ist dieses Konzept den konventionellen Fahrzeugen ähnlich und unterscheidet sich lediglich durch den Antrieb. Mit EM lassen sich auch Konzepte mit radindividuellen Antrieben realisieren. Radnahe Motoren oder Radnabenmotoren treiben vollkommen unabhängig voneinander die einzelnen Räder des Fahrzeugs an. Die individuelle Regelung der Antriebsmomente an jedem Rad ermöglicht fahrdynamische Zusatzfunktionen wie das Torque Vectoring

¹ Hybrid: von zweierlei Herkunft, gemischt, zusammengesetzt (Langenscheidt Fremdwörterbuch Online)

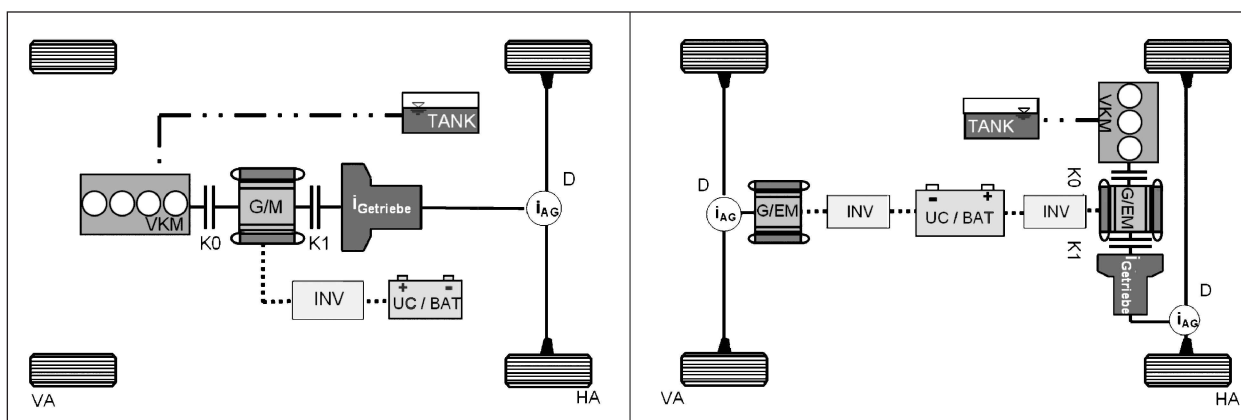


Bild 3: Antriebskonzepte Parallelhybride. Links: Momentenaddition. Rechts: Momenten- und Zugkraftaddition

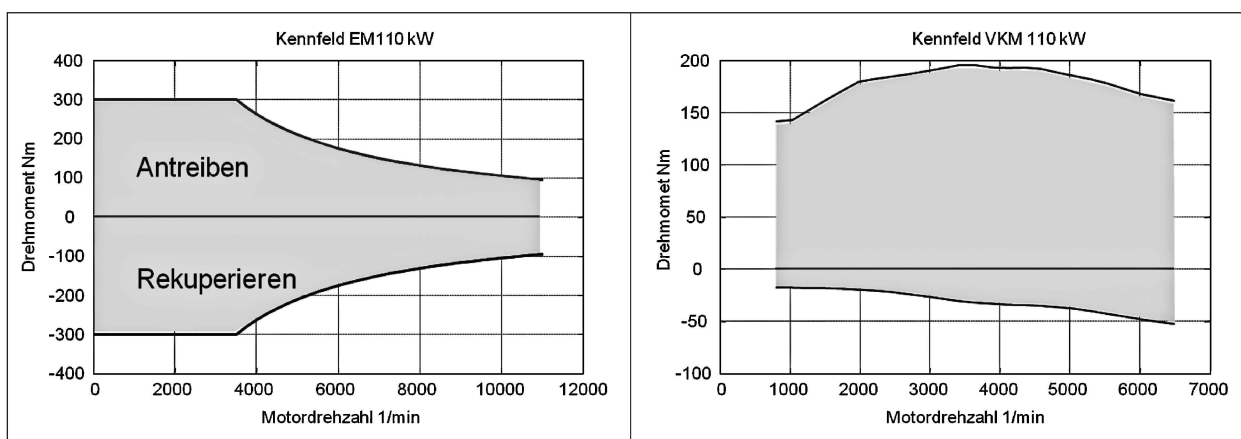


Bild 4: Motorkennfelder von EM (links) und VKM (rechts)

und erlaubt, das Fahrzeug wahlweise mit Front-, Heck- oder Allradantrieb zu betreiben.

Bild 4 links zeigt beispielhaft das Kennfeld eines EM, dargestellt als das maximal mögliche Motordrehmoment in Abhängigkeit der Motordrehzahl. Das Kennfeld markiert den charakteristischen Drehmomentverlauf, bei dem das maximale Drehmoment bereits bei kleinsten Drehzahlen anliegt. Ab einer Grenzdrehzahl sinkt das maximale Drehmoment entsprechend der Hyperbel konstanter Leistung ab. Die Motorleistung steigt mit zunehmender Drehzahl bis zur Grenzdrehzahl an.

Zum Vergleich ist in Bild 4 rechts ein Kennfeld einer VKM dargestellt. Das Drehmoment ist bei niedrigen Drehzahlen niedrig und erreicht erst mit zunehmender Drehzahl sein Maximum.

Ein EM kann auch generatorisch betrieben werden und wandelt mechanische Energie in elektrische Energie um. Das Kennfeld des generatorischen Betriebs kann als Spiegelung des eigentlichen Motorkennfeldes angenommen werden. Somit können

mit dem EM Schubmomente in der Größenordnung der Antriebsmomente erzeugt werden. Daraus resultiert die Funktion der Rekuperation, also Längsverzögerungen des Fahrzeugs über das Schubmoment des Motors bei gleichzeitiger Rückgewinnung der kinetischen Energie zu realisieren. Die VKM liefert aufgrund der internen Verluste (Kompression der Zylinderluft, Massenträgheiten etc.) bei geschlossener Drosselklappe zwar ebenfalls ein von der Drehzahl etwa linear abhängiges Schubmoment [2], jedoch ist dies im Vergleich zum maximalen Schubmoment eines EM gering und erlaubt keine nennenswerten Längsverzögerungen des Fahrzeugs.

2.3 Wesentliche Unterscheidungsmerkmale

Aus den vorangegangenen Beschreibungen der konventionellen und alternativen Antriebskonzepte lassen sich wesentliche Unterschiede in Bezug auf die Fahrdynamik herausarbeiten. Diese resultieren

sowohl aus der Anzahl der Motoren, aus der Motorcharakteristik sowie aus sekundären Effekten der Konzepte in Hinblick auf die Massengeometrie und die Trägheiten des Fahrzeugs. Darüber hinaus kann die Elektrifizierung des Antriebsstrangs Änderungen am Fahrwerk mit sich bringen, die sich durch die geänderte Bauraumsituation ergeben können. In den folgenden Kapiteln werden die wesentlichen Unterschiede in Hinblick auf die Fahrdynamik zusammengestellt und daraus resultierende Fragestellungen abgeleitet.

2.3.1 Antriebsart

Im einfachsten Fall unterscheiden sich zwei Antriebskonzepte lediglich durch die Art der Antriebskraft erzeugung. Sowohl die VKM als auch der EM können als Zentralantrieb verbaut sein und treiben eine oder beide Achsen an. Unterschiede ergeben sich folglich allein aus der unterschiedlichen Momentencharakteristik, wie es anhand der Kennfelder in Bild 4 zu erkennen ist.

Der EM bietet durch seine Charakteristik im unteren Drehzahlbereich ein deutlich höheres Drehmoment als eine vergleichbare VKM und verspricht dadurch eine deutliche Verbesserung im Anfahrverhalten. Dies wird durch ein ebenfalls verbessertes Ansprechverhalten unterstützt. Zwischen der Fahrpedalbetätigung und dem Aufbau des Antriebsmomentes am Rad kommt es zu einem Zeitverzug [3], der bei einer VKM deutlich größer ist als bei einem EM.

Das markantere Unterscheidungsmerkmal der beiden Antriebe ist jedoch das nennenswerte Schubmoment eines EM, das die Längsverzögerung des Fahrzeugs allein durch die generatorische Wirkung in einem weiten Bereich der Verzögerungswerte erlaubt. Für eine optimale Ausnutzung der Rekuperation wird bei einem Einachs- oder Allradantrieb somit von einer idealen Bremskraftverteilung (BKV) abgewichen. Die Räder der angetriebenen Achse weisen bei einer Verzögerung durch die Rekuperation folglich eine deutlich höhere Kraftschlussbeanspruchung auf als die nicht angetriebenen Räder. Auswirkungen auf die Fahrdynamik ergeben sich dabei insbesondere bei kombinierter Längs- und Querdynamik, da das Seitenführungsverhalten der Reifen von der Längskraft abhängig ist.

Die hier dargelegten Unterschiede haben für Elektro- als auch für Hybridfahrzeuge Gültigkeit. Bei Hybridfahrzeugen machen sich die Auswirkungen

jedoch nur bemerkbar, wenn das Fahrzeug im elektrischen Betriebsmodus ist und/oder die Rekuperation genutzt wird.

2.3.2 Anzahl der Antriebsmotoren

Als weiteres Unterscheidungskriterium kann die Anzahl der Antriebsmotoren herangezogen werden. Bei den konventionellen Antrieben sind nur Konzepte mit einem Zentralantrieb (einem Motor) bekannt, dessen Antriebsmoment durch zusätzliche mechanische Komponenten (Verteilergetriebe, Achsdifferenzial) auf die einzelnen Antriebsräder verteilt wird. Bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen können bis zu vier Motoren zum Einsatz kommen, wodurch sich das Antriebskonzept in einzelnen Fahrzuständen unterscheiden kann (vgl. Zugkraftaddition). Durch die Verwendung zweier Motoren lässt sich in einem Fahrzeug ein Front-, Heck- oder Allradantrieb realisieren. Diese Freiheit ist von den konventionellen Antrieben in der Art nicht bekannt, sodass daraus neue Herausforderungen resultieren. Bei der Auslegung des Fahrwerks müssen die einzelnen Betriebszustände berücksichtigt werden. Gleichzeitig müssen bei der Auslegung der Betriebsstrategien der einzelnen Motoren das Fahrverhalten und die Fahrstabilität berücksichtigt werden. Dies ist auch in Bezug auf ein mögliches Fehlverhalten der Motoren und die damit verbundenen Rückwirkungen auf die Fahrstabilität von Interesse.

Bei vier unabhängigen radnahen Motoren ergeben sich fahrdynamisch große Potenziale. Durch die gezielte Verteilung der Antriebsmomente können Giermomente erzeugt werden, die das Ansprechverhalten auf Lenkeingaben verbessern oder die maximale Querschleunigung erhöhen. Die Wechselwirkungen von Antrieb und Fahrwerk sind bei dieser Antriebstopologie sehr groß, sofern die mit diesem Konzept verbundenen Potenziale möglichst optimal ausgeschöpft werden sollen. Besondere Bedeutung kommt dabei dem Geradeauslauf zu. Durch die mechanische Kopplung des linken und rechten angetriebenen Rades wird das Antriebsmoment symmetrisch verteilt und der Geradeauslauf sichergestellt. Bei radindividuellen Antrieben müssen gleiche Antriebsmomente am linken und rechten Rad durch eine präzisere Regelung sichergestellt werden, um ungewollte Gierbewegungen oder ein Schiefziehen zu vermeiden. Der Geradeauslauf stellt daher eine mess- und regelungstechnische Herausforderung dar.

Im Kapitel 2.3.1 ist dargestellt, dass es bei der Rekuperation zu einer Abweichung von der idealen Bremskraftverteilung und einer ungleichmäßigen Kraftschlussausnutzung zwischen den Rädern kommt. Dieses Problem zeigt sich bei einem radindividuellen Antrieb nicht, da auch die Schubmomente radindividuell verteilt werden können und damit eine gleichmäßige Kraftschlussausnutzung sichergestellt werden kann.

2.3.3 Massenverteilung und Trägheiten

Neben den zuvor beschriebenen direkten Effekten der Elektrifizierung des Antriebsstranges auf die Fahrdynamik werden in diesem Kapitel mögliche auftretende sekundäre Effekte erläutert, die das Gesamtfahrzeugkonzept betreffen.

Aufgrund der Elektrifizierung des Antriebsstranges kommt es zu einer Änderung der bisherigen bekannten Komponenten, die zum Teil neu konzipiert werden müssen oder in einem Elektrofahrzeug gänzlich entfallen. Bei den Hybridfahrzeugen müssen neben den üblichen Baugruppen wie Motor, Getriebe und Tank auch die zusätzlichen Komponenten des EM, der Batterie und der Leistungselektronik im Gesamtpackage berücksichtigt werden. Das Fahrzeuggesamtgewicht nimmt ohne kompensatorische Maßnahmen zu und die Herausforderungen an eine ausgewogene Gewichtsverteilung wachsen. Bei den Elektrofahrzeugen ändert sich die Situation maßgeblich durch eine sehr große und schwere Batterie, die den bisherigen Kraftstofftank ersetzt. Die umfangreiche Abgasanlage konventioneller Fahrzeuge entfällt ebenso. Bei Konzepten mit radnahen Motoren kommt es zu einer deutlichen Vergrößerung der Massen im Bereich der Räder. Dies kann zu einer Vergrößerung der Trägheitsmomente führen, die das Wank-, Nick- und Gierverhalten des Fahrzeugs beeinflussen. Aufgrund der größeren Drehträgheit um die Hochachse verschlechtert sich bei gleichbleibender Schwerpunktlage das Ansprechverhalten auf eine Lenkeingabe [4]. Dies lässt sich durch eine aktive Antriebsmomentenverteilung in Querrichtung zum Teil kompensieren.

Bei Radnabenmotoren kommt es darüber hinaus zu einer deutlichen Zunahme der ungefederten Massen, die Einfluss auf die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort haben.

Die bisher auf dem Markt befindlichen Fahrzeuge haben Gewichtsverteilungen, die von ca. 65:35 (VA:HA) bis hin zu 40:60 reichen. Je nach Bela-

dungszustand kann die Gewichtsverteilung eines Fahrzeugs im Fahrbetrieb deutlich variieren. Im Zuge der Elektrifizierung ist nicht damit zu rechnen, dass es deutliche Veränderungen der absoluten Gewichtsverteilung geben wird. Darüber hinaus gibt es bereits Erfahrungen mit der Fahrdynamik bei unterschiedlichen Gewichtsverteilungen, so dass an dieser Stelle auf eine explizite Differenzierung der Massenverteilung von konventionellen und alternativen Antriebskonzepten verzichtet wird.

2.3.4 Trends im Fahrwerk

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse einer umfangreichen Literaturrecherche zum Thema Fahrwerke in Elektro- und Hybridfahrzeugen kurz dargestellt. Ziel der Literaturrecherche ist es, Trends in der Fahrwerksentwicklung in Bezug auf die Elektrifizierung des Antriebsstranges aufzuzeigen, um darauf aufbauend Auswirkungen auf die Fahrdynamik zu analysieren.

Die Recherche umfasst Hybrid- und Elektrofahrzeuge sowie Konzeptfahrzeuge und die darin verbauten Fahrwerkskonzepte und Fahrwerkskomponenten. Derzeit bekannte E-Fahrzeuge wie Mini E, Golf e-motion, Nissan Leaf, Renault Fluence Z:E, Opel Ampera, Ford Focus Electric, Smart Fortwo electric drive oder VW E-Up basieren zum Teil auf Serienfahrzeugen mit konventionellem Antriebsstrang und weisen die bisher bekannten Fahrwerkskonstruktionen mit McPherson-Vorderachse sowie einer Verbund- oder Mehrlenker-Hinterachse auf. Bei Konzeptfahrzeugen wie dem GM HyWire, dem Trexa EV oder dem BOMobil fällt das modulare „Skate-Board“-Design auf, das eine optimale Gewichtsverteilung und einen niedrigen Schwerpunkt erlaubt. Die Radaufhängungen zeigen jedoch auch hier keine Neuerungen (McPherson, Verbundlenkerachse) [5].

Innovationen gibt es beim Leichtbau des Fahrwerks, die insbesondere bei emissionsarmen leichten Elektrofahrzeugen Potenzial bieten. ZF zeigt Fahrwerkskomponenten aus CFK (kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff), die durch eine zusätzliche hohe Funktionsintegration großes Potenzial zur Gewichtsreduzierung im Fahrwerksbereich bieten [6]. Mögliche Vergrößerungen der ungefederten Massen durch Radnabenantriebe ließen sich so gegebenenfalls teilweise kompensieren. Außerdem lassen sich durch die Funktionsintegration kompakte Bauweisen realisieren, die mehr Bauraum für Batterie und Leistungselektronik bieten.

In der Kompaktklasse haben sich in den vergangenen Jahren die aufwändigen und kostenintensiven Mehrlenkerhinterachsen durchgesetzt, die großen Spielraum bei der Auslegung der Fahrdynamik bieten. Aufgrund der hohen Kosten und des aufwändigen Package kommen in den neuen Modellen vermehrt auch wieder Verbundlenkerachsen zum Einsatz, die fahrdynamisch weniger Potenzial bieten als die Einzelradaufhängungen (Seitenkraftübersteuern ohne spurkorrigierende Lager) [1]. Ein Konzept von ZF (Multi-Compliance Twist Beam Axle) kombiniert die Vorteile der Verbundlenkerachse (Kosten, Bauraum, Robustheit) mit den fahrdynamischen Vorteilen der Mehrlenkerachse. Durch eine Trennung von Achskörper und Radträger kann eine virtuelle Drehachse erzeugt werden, die eine gewünschte Auslegung der Elastokinematik erlaubt, sodass unter Längs- und Querkraften eine Bewegung des Rades in Vorspur realisiert werden kann [6].

Ein ebenfalls raumsparendes Konzept für eine nicht-angetriebene Hinterachse schlägt [7] vor. Das gezeigte Achskonzept mit Drehstabfeder und Rotationsdämpfer zeichnet sich durch eine kompakte Bauweise aus und bietet großes Potenzial zur Vergrößerung des Laderaums und des Ladekomforts bei gleichem Fahrkomfort wie vergleichbare Mehrlenker-Achskonzepte.

Wie bereits erläutert, gibt es Unterschiede in der Abstützung der Antriebs- und Bremskräfte, wobei die Abstützung der Antriebskräfte, die auch die Schubmomente bei der Rekuperation beinhalten, in Radmitte erfolgt. Über den Störkrafthebelarm entsteht somit ein Moment um die Lenkachse, das zu Rückwirkungen auf die Lenkung führt. Für leistungsstarke Fahrzeuge mit Frontantrieb ist die Verringerung des Störkrafthebelarms wünschenswert, um die störenden Rückwirkungen auf die Lenkung zu minimieren. Dies wird insbesondere unter Berücksichtigung der Rekuperation mehr an Bedeutung gewinnen, sodass vermehrt Achskonzepte mit verringertem Störkrafthebelarm zum Einsatz kommen werden, wie es bereits einige Hersteller zeigen (Beispiele Ford RevoKnuckle, Renault ISAS oder Opel HiPerStrut) [8, 9].

Die genannten Ergebnisse zeigen, dass es keine klaren Trends zu neuartigen Fahrwerkskonzepten in Verbindung mit der Elektrifizierung gibt. Bei künftigen Fahrzeugmodellen wird es häufig ein Fahrzeugmodell mit konventionellen als auch alternativen Antriebskonzepten geben, die sich ein Fahr-

werkskonzept teilen, das auf den bisher bekannten Konzepten beruht. Gänzlich neue Fahrwerkskonzepte werden zwar in Verbindung mit Radnabenmotoren gezeigt, sodass Bremse, Lenkung sowie Federung und Dämpfung in einem Radmodul vereint sind [10], für die Serienfahrzeuge wird dies aber mittelfristig keine Relevanz haben [1], sodass auf eine getrennte Betrachtung von Fahrwerken für konventionelle und elektrifizierte Fahrzeuge an dieser Stelle verzichtet werden kann.

2.4 Zusammenfassung und Auswahl kritischer Konzepte

Anhand der Beschreibung der Antriebstopologien der konventionellen und alternativen Antriebe und der wesentlichen Unterscheidungsmerkmale lassen sich kritische Konzepte mit den größten Unterscheidungen gegenüber den konventionellen Antrieben in Hinblick auf die Fahrdynamik auswählen.

Größtes Unterscheidungsmerkmal aller alternativen Antriebskonzepte gegenüber den konventionellen ist die Möglichkeit der Rekuperation. Für eine optimale Ausnutzung der Rekuperation muss von der theoretischen idealen Bremskraftverteilung erheblich abgewichen werden. Die Auswirkungen durch die Rekuperation sind bei einem Zentralantrieb und Einachsantrieb am größten, da das Antriebsmoment nur in Grenzen an die Räder verteilt werden kann. Bei radnahen Antrieben kann das Schubmoment gezielt zwischen den einzelnen Rädern verteilt werden, sodass eine optimale Ausnutzung der Rekuperation bei gleichzeitig optimaler Fahrstabilität gewährleistet ist. Die Schubmomente können radindividuell geregelt werden, sodass an jedem Rad das Kraftschlusspotenzial optimal ausgenutzt wird.

Im Gegensatz dazu führt die reine Rekuperation bei einem Einachsantrieb zu einer erheblichen Änderung der BKV, sodass hier Auswirkungen auf die Wahrnehmbarkeit und die Fahrstabilität zu erwarten sind.

Auf Basis der im Text dargelegten Antriebskonzepte und der wesentlichen Unterscheidungsmerkmale sind die Auswirkungen der Rekuperation auf die Fahrdynamik Schwerpunkt dieses Forschungsvorhabens. Zur Bewertung der Auswirkungen werden Simulationen mit einem Gesamtfahrzeugmodell durchgeführt. Die Auswahl dafür geeigneter Fahrmanöver erfolgt in Kapitel 3.

3 Fahrmanöver und Fahrsituationen

Inwieweit sich die Änderungen im Antriebskonzept auf die Fahrdynamik auswirken, ist maßgeblich von der Fahrsituation abhängig. Eine generelle Aussage über alle Fahrsituationen hinweg zu treffen ist nicht oder nur begrenzt möglich. In diesem Kapitel werden daher standardisierte Fahrmanöver zusammengestellt und in Hinblick auf mögliche Änderungen der Fahrdynamik durch die Rekuperation untersucht. Darüber hinaus werden mögliche Fahrmanöver analysiert, in denen es ebenfalls durch die Rekuperation zu Abweichungen im Fahrverhalten kommen kann, diese jedoch (noch) nicht in standardisierten Fahrmanövern abgebildet sind.

3.1 Standardisierte Fahrmanöver

Im Laufe der Automobilentwicklung wurden einige Fahrmanöver standardisiert, anhand derer die Fahrdynamik und das Fahrverhalten eines Fahrzeugs in unterschiedlichsten Situationen objektiv und oder subjektiv bewertet werden [11]. Damit eine möglichst gute Reproduzierbarkeit gewährleistet und der Einfluss des Fahrers minimiert wird, haben sich insbesondere Open-loop-Manöver für die objektive Bewertung durchgesetzt. Bei den Open-loop-Manövern wird eine Fahrzeuganregung vorgegeben und die Fahrzeugreaktion gemessen, ohne dass der Fahrer korrigierend eingreift. Bei den Closed-loop-Manövern hingegen greift der Fahrer aktiv ein und regelt das Fahrzeug auf einer Soll-Trajektorie und stabilisiert das Fahrzeug in kritischen Fahrzuständen. Closed-loop-Manöver sind folglich insbesondere für die subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens von entscheidender Bedeutung, da sie den vollständigen Regelkreis von Fahrer und Fahrzeug berücksichtigen. Durch die Anpassung des Fahrverhaltens an das Fahrzeug stellt sich jedoch ein Lerneffekt ein, sodass etwaige Schwachstellen im Fahrverhalten nicht eindeutig aufgedeckt werden können [12].

Aufgrund der festen Fahrvorgaben sind Open-loop-Manöver für die Fahrzeugsimulation geeignet, da kein komplexes Fahrermodell notwendig ist.

Bild 5 zeigt die nach DIN oder ISO genormten Fahrmanöver, eingeteilt in die Bereiche Geradeausverhalten, Kreisfahrtverhalten, Übergangverhalten, Wechselkurvenverhalten, kontinuierliche Lenkanregungen und Störungen bei Geradeausfahrt. Des

Weiteren ist ihre Eignung für Closed- oder Open-loop-Verfahren angegeben (vgl. [11]).

Die einzelnen Fahrmanöver werden in Bezug auf den Einfluss der Rekuperation bewertet. Die Bewertung aller grundlegenden standardisierten Fahrmanöver hinsichtlich möglicher Fragestellungen und Einflussgrößen ist in Tabelle 1 zusammengefasst. Dabei sind Fahrmanöver genauer zu betrachten, bei denen eine Längs- oder eine kombinierte Längs- und Querdynamik vorliegt und somit Wechselwirkungen zwischen Antrieb und Fahrwerk auftreten (grau hervorgehoben). In erster Linie sind somit die beiden Fahrmanöver aus der Gruppe Kreisfahrtverhalten „Bremsen im Kreis“ und „Lastwechsel im Kreis“ relevant, bei denen eine überlagerte Längs-/Querdynamik vorliegt. Änderungen im Fahrverhalten ergeben sich durch die geänderte Motorcharakteristik, eine veränderte Bremskraftverteilung oder durch eine geänderte Massengeometrie sowie Einflüsse der Achskinematik.

Bei einem elektrifizierten Antrieb mit Rekuperation kann zwischen dem Lastwechsel und dem Bremsen nicht eindeutig getrennt werden, sodass der Lastwechsel einen Spezialfall des Bremsens darstellt und folglich das Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ der allgemeingültige Fall ist, der den Lastwechsel mit abdeckt. Das Fahrmanöver wird in Kapitel 6 näher erläutert und in einer Gesamtfahrzeugsimulation implementiert.

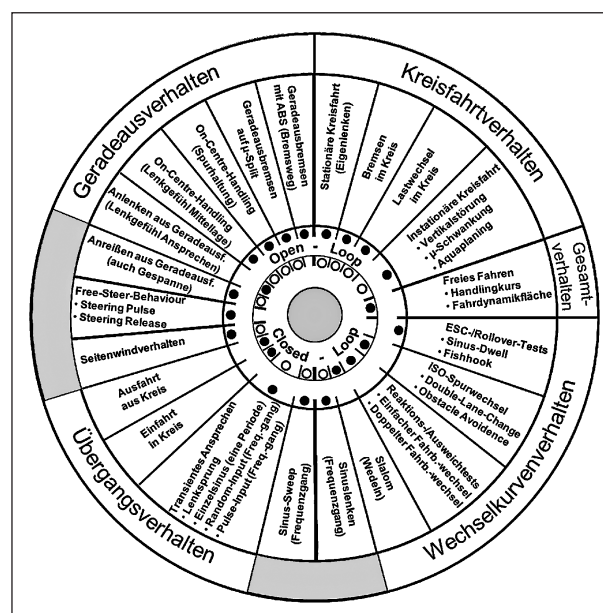


Bild 5: Überblick über die standardisierten Fahrmanöver (vgl. [11], überarbeitet und aktualisiert)

	Fahrbedingung	Fragestellung	Einflussparameter
Bremsen im Kreis	<ul style="list-style-type: none"> Bremsen mit unterschiedlichen Verzögerungen Variation der Ausgangsfahrgeschwindigkeit bzw. Querschleunigung 	<ul style="list-style-type: none"> Giermomentenaufbau abhängig vom Bremsfall/Rekuperationsmoment Unterschiede zwischen generatorischer und Reibungs- bzw. Mischbremsung Rekuperationspotenziale im Vergleich zur „idealen“ BKV Bewertung der Gierstörungen 	<ul style="list-style-type: none"> Antriebskonzept und -momentendynamik Aufteilung der generatorischen Bremsmomente Blending-Schwellen Massengeometrie Achskinematik (Lenkrollradius vs. Störkrafthebelarm)
Lastwechsel	<ul style="list-style-type: none"> Plötzlicher Lastwechsel „throttle-off“ Variation der Ausgangsfahrgeschwindigkeit bzw. Querschleunigung 	<ul style="list-style-type: none"> s. o. In Bezug auf reinen E-Antrieb Sonderfall aus „Bremsen im Kreis“ 	<ul style="list-style-type: none"> s. o. Motorschubmoment vs. Ausnutzung des generatorischen Bremsmomentes
Geradeausbremsen	<ul style="list-style-type: none"> Bremsung/Vollbremsung Variation der Ausgangsfahrgeschwindigkeit 	<ul style="list-style-type: none"> Max. Rekuperation unter Beibehaltung der Fahrstabilität 	<ul style="list-style-type: none"> Antriebskonzept max. generatorisches Bremsmoment Massengeometrie
Bremsen auf μ -Split	<ul style="list-style-type: none"> Bremsen bei unterschiedlichen μ-Split-Werten Variation der Fahrgeschwindigkeit und Bremsverzögerung 	<ul style="list-style-type: none"> Giermomentenaufbau abhängig von Bremsfall/Rekuperationsmoment Unterschiede zwischen generatorischer und Reibungs- bzw. Mischbremsung Bewertung der Gierstörung 	<ul style="list-style-type: none"> Antriebskonzept und -momentendynamik Blending-Schwellen Massengeometrie Achskinematik (Lenkrollradius vs. Störkrafthebelarm)
Kreisfahrt	<ul style="list-style-type: none"> (quasi-)stationär Volllastbeschleunigung 	<ul style="list-style-type: none"> Stationärverhalten im wesentlichen durch Sekundäreffekte des Antriebskonzeptes/der Massengeometrie Potenziale variabler Antriebsmomentenverteilung 	<ul style="list-style-type: none"> Antriebskonzept und -momentendynamik Massengeometrie Längs-/Querverteilung der Antriebsmomente
Störgrößen	<ul style="list-style-type: none"> Störungen bei Kurvenfahrt durch μ-Schwankungen 	<ul style="list-style-type: none"> Stabilisierung durch geregelte Antriebsmomente 	<ul style="list-style-type: none"> s. o.
Übergangsverhalten	<ul style="list-style-type: none"> Transientes Ansprechen/Frequenzgang bei konstanter Fahrgeschwindigkeit 	<ul style="list-style-type: none"> Sekundäreffekte des Antriebskonzeptes/der Massengeometrie Agilität und Stabilität durch Momentenregelung 	<ul style="list-style-type: none"> s. o.
Seitenwind	<ul style="list-style-type: none"> Geradeausfahrt mit Seitenwindstörung 	<ul style="list-style-type: none"> Sekundäreffekte des Antriebskonzeptes/der Massengeometrie auf Seitenwindempfindlichkeit Potenziale zur Seitenwindkompensation 	<ul style="list-style-type: none"> Antriebskonzept Massengeometrie Querverteilung der Antriebsmomente
Free-Steer	<ul style="list-style-type: none"> Auspendeln nach Anreißen aus Geradeausfahrt oder stationärer Kurvenfahrt 	<ul style="list-style-type: none"> Sekundäreffekte des Antriebskonzeptes/der Massengeometrie auf Eigenfrequenz und Gierdämpfung 	<ul style="list-style-type: none"> Massengeometrie
On Center	<ul style="list-style-type: none"> Geradeauslauf mit Lenken um die Mittellage 	<ul style="list-style-type: none"> Sekundäreffekte bei Frontantrieb Potenziale zur Geradeauslaufkompensation 	<ul style="list-style-type: none"> Antriebsmomentenquerverteilung Elastizitäten zum Radantrieb
Spurwechsel	<ul style="list-style-type: none"> Doppelter Spurwechsel Fahrpedal konstant oder Lastwechsel 	<ul style="list-style-type: none"> Sekundäreffekte des Antriebskonzeptes/der Massengeometrie auf Closed-Loop-Verhalten Bewertung der Fahreranforderung im Closed-Loop-Fall Agilität und Stabilität durch dynamische Antriebsmomentenverteilung 	<ul style="list-style-type: none"> Antriebskonzepte und -momentendynamik Massengeometrie Längs-/Querverteilung der Antriebsmomente

Tab. 1: Bewertung der Fahrmanöver in Bezug auf die Elektrifizierung des Antriebsstranges

Wechselwirkungen zwischen Antrieb und Fahrwerk treten ebenfalls bei den Fahrmanövern „Geradeausbremsung“ und „Bremsung auf μ -Split“ auf. In beiden Manövern kann es aufgrund der Rekuperation zu negativen Einflüssen auf das Fahrverhalten kommen, sodass mögliche Auswirkungen der Rekuperation auf die Fahrstabilität vermieden werden müssen. Da die Bremsung auf μ -Split den kritischeren Fall der Geradeausbremsung dargestellt, wird in Kapitel 8 das Bremsverhalten der unterschiedlichen Fahrzeugvarianten auf μ -Split untersucht.

3.2 Nicht-standardisierte Fahrmanöver

Im Alltag tritt eine Vielzahl von Fahrsituationen auf, die nicht explizit oder in verallgemeinerter Form in standardisierten Fahrmanövern abgebildet sind. Dennoch können Situationen auftreten, in denen die Rekuperation das Fahrverhalten bei überlagerter Längs-/Querdynamik beeinflussen kann. Beim Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ werden die Fahrzeugstabilität und die Fahrzeugreaktionen bei einem Bremsmanöver während einer Kreisfahrt analysiert. Die Querdynamik wird hier durch eine Bremsung überlagert. Genauso kann eine Geradeausbremsung von einer querdynamischen Reaktion überlagert werden, sodass es zu Wechselwirkungen zwischen der Längs- und Querdynamik kommt.

Bei einer Geradeausbremsung kann die Rekuperation theoretisch bis zum Einsetzen des ABS verwendet werden, da die Reifen idealisiert nur Längskräfte übertragen müssen. In der Praxis müssen durch Fahrbahnunebenheiten, Fahrbahnneigungen oder Seitenwind jedoch auch bei der Geradeausfahrt Seitenkräfte übertragen werden. Durch die erhöhte Kraftschlussbeanspruchung der angetriebenen Räder bei der reinen Rekuperation besitzen diese Räder geringeres Seitenkraftpotenzial, sodass auch hier Wechselwirkungen zwischen Antrieb und Fahrverhalten zu erwarten sind. Noch deutlicher zeigt sich der Einfluss der erhöhten Kraftschlussbeanspruchung einer Achse bei einer Lenkanregung durch den Fahrer. Im Extremfall kann die angetriebene Achse aufgrund der hohen Umfangskräfte wenig Seitenkraft übertragen, sodass das Fahrzeug der Lenkbewegung entweder nicht folgen kann oder über die Hinterachse ausbricht.

In Kapitel 7 wird das Fahrverhalten bei einer Lenkanregung aus einer Geradeausbremsung unter-

sucht. Das Vorgehen, die Randbedingungen und die Ergebnisse werden dort ausführlich beschrieben und diskutiert.

4 Wahrnehmbarkeitsschwellen der Fahrzeugbewegungsgrößen

Das Forschungsprojekt soll neben den Fragen der Fahrstabilität auch Fragen der Wahrnehmbarkeit von geändertem Fahrverhalten nachgehen. Da im Rahmen dieses Projektes keine praktischen Versuche mit Probanden durchgeführt werden können, wird an dieser Stelle auf Erfahrungswerte aus der Literatur zurückgegriffen. Dazu werden im Folgenden die Ergebnisse einer Literaturrecherche zur Wahrnehmung und Wahrnehmbarkeit von Bewegungsgrößen wie der Giergeschwindigkeit, des Schwimmwinkels oder der Kursabweichung dargestellt.

OTTO [13] hat die Lastwechselreaktion von Pkw bei Kurvenfahrt in Hinblick auf die Fahrerreaktionen untersucht. In Fahr- und Simulatorversuchen wurden drei Fahrzeuge mit unterschiedlichem Lastwechselverhalten in einer Probandenstudie betrachtet. Das erste Fahrzeug zeigt eine mäßige, kontinuierlich ansteigende Gierreaktion nach dem Lastwechsel. Das zweite Fahrzeug weist eine nur sehr geringe Lastwechselreaktion auf, wohingegen Fahrzeug drei eine deutliche Lastwechselreaktion aufweist. Bei allen drei Fahrzeugen müssen die Fahrer nach dem Lastwechsel korrigierend eingreifen, um das Fahrzeug auf dem gewünschten Kurs zu halten. Die Zeitpunkte und die Intensität der Lenkkorrekturen unterscheiden sich jedoch deutlich zwischen den Fahrzeugvarianten. Bei den Fahrzeugen eins und drei mit der mäßigen und deutlichen Lastwechselreaktion reagieren die Fahrer ca. 0,75 Sekunden nach dem Lastwechsel mit Lenkkorrekturen, obwohl beide Fahrzeuge unterschiedliches Lastwechselverhalten in Bezug auf Giergeschwindigkeit, Gierbeschleunigung und Schwimmwinkel aufweisen. Bei dem Fahrzeug mit nur sehr schwacher Gierreaktion tritt eine korrigierende Lenkbewegung des Fahrers erst deutlich später (ca. 1,5 s nach Lastwechselbeginn) ein. Daraus leitet OTTO ab, dass der Fahrer bei stärkeren Reaktionen auf den Anstieg der Giergeschwindigkeit reagiert. Bei nur schwachen Gierreaktionen reagiert der Fahrer jedoch erst auf eine Gierwinkel- und

Kursabweichung, die er durch kleine Lenkkorrekturen ausregelt. Die Lenkkorrektur trat dabei bei Giergeschwindigkeitsabweichungen von ca. $5^\circ/s$ ein.

Neben der Betrachtung dieser objektiven Kenngrößen wurde bei der Probandenstudie auch nach der subjektiven Beherrschbarkeit der Fahrzeuge gefragt. Das Fahrzeug mit der geringsten Gierreaktion und entsprechend geringen Lenkkorrektur erhielt die beste Bewertung. Das Fahrzeug mit starker Gierreaktion wurde dabei am schlechtesten bewertet und war nur mit äußerster Mühe zu beherrschen. Für eine gute Beherrschbarkeit und gute subjektive Beurteilungen des Fahrverhaltens sind folglich geringe Fahrzeugreaktionen nach dem Lastwechsel anzustreben. Gleiches kann auf das „Bremsen in der Kurve“ übertragen werden, da die wirkenden Mechanismen die gleichen sind.

FISCHER [14] beschäftigt sich mit Regelungsalgorithmen von Fahrsimulatoren. Da der Bewegungsbereich eines Fahrsimulators begrenzt ist, muss eine kontinuierliche Rückführung des Simulators in das Zentrum des Arbeitsraumes erfolgen, um für weitere Bewegungen genug Verstellraum zu haben. Diese Rückführung des Simulators soll für den Probanden nicht wahrnehmbar sein, um die Versuche durch diese Störgrößen nicht zu verfälschen. Außerdem sollen translatorische Beschleunigungen nicht durch wahrgenommene Drehbewegungen gestört werden. Zahlreiche Studien beschäftigen sich mit den Wahrnehmungsschwellen, die FISCHER in seiner Arbeit zusammenfasst. Für die Gierrate werden Schwellwerte von $2-3^\circ/s$ angegeben.

In dem FAT-Forschungsprojekt „Untersuchungen zur Wahrnehmung von Lenkmomenten bei Pkw“ [15] wurden die Wahrnehmungsschwellen und optimalen Signalcharakteristiken für zusätzliche Lenkmomente untersucht, die bei Fahrerassistenzfunktionen eingesetzt werden können. Über die elektromechanische Servolenkung werden unterschiedliche Störmomente am Lenkrad aufgebracht und durch Probanden bewertet. Aus den objektiven und subjektiven Daten geht eine Korrelation der Störungsbewertung und der Gierreaktion des Fahrzeugs hervor. Dabei wurde ein Schwellwert für die Giergeschwindigkeit von ca. $2^\circ/s$ gefunden, ab dem Störungen negativ bewertet werden. NEUKUM [16] bestätigt die Zahlen in weiteren Untersuchungen und findet unabhängig von der Fahrzeugdynamik, dass Gierratenänderungen ab $3^\circ/s$ zunehmend als störend bewertet werden.

STOCK [17] beschäftigt sich mit der Analyse von aktiven Fahrdynamikregelsystemen zur Handlingoptimierung und Definition von Wahrnehmungsbereichen und Auflösungsschwellen als Toleranzgrenzen für die Kennparameter-Adaption. Ein vollaktives Experimentalfahrzeug mit aktiver Hinterachskinematik, aktiver Wankstabilisierung und Aktivlenkung lässt die gezielte Variation einzelner Bewegungsgrößen und Kennparameter zu. In einer Probandenstudie wurden einzelne Fahrzeugvarianten gefahren, die sich in Hinblick auf das Schwimmwinkel-, Gier- oder Wankverhalten unterscheiden. Die Ergebnisse der Subjektivurteile zeigen, dass Änderungen der stationären Gierverstärkung von $1,12^\circ/s$ und des stationären Schwimmwinkels von $0,26^\circ$ aufgelöst werden können.

Aus den vorangegangenen Ergebnissen lässt sich ableiten, dass im Mittel Gierratenänderungen von $3^\circ/s$ wahrgenommen und zunehmend als störend bewertet werden, sodass dieser Grenzwert für die weiteren Betrachtungen zugrunde gelegt wird.

Eine Untersuchung des TÜV Rheinland im Auftrag der BAST [12] beschäftigt sich mit der Erprobung des Testverfahrens „Bremsen im Kreis“ und der Wahl geeigneter objektiver Bewertungskriterien. In einer Probandenstudie wurden zahlreiche Versuche des Manövers „Bremsen im Kreis“ unter Variation der Bremskraftverteilung des Versuchsfahrzeuges ohne Brems- und Stabilisierungssysteme durchgeführt. Die subjektiven Beurteilungen der Beherrschbarkeit der Fahrzeuge zeigen, dass das Fahrverhalten bei einer ausgewogenen Bremskraftverteilung im Ausgangszustand am besten bewertet wird. Die Fahrzeugvarianten mit den modifizierten Bremskraftverteilungen, bei denen einmal die Vorderachse bzw. einmal die Hinterachse einen größeren Bremskraftanteil gegenüber dem Basisfahrzeug bekommt, werden einheitlich schlechter bewertet. Die schlechteste Bewertung erhält das Fahrzeug mit überbremster Vorderachse, da das Fahrzeug trotz erheblicher Lenkkorrekturen nicht auf dem gewünschten Fahrkurs gehalten werden konnte. Bei der Variante mit überbremster Hinterachse konnte das Fahrzeug durch Lenkkorrekturen auf dem Soll-Kurs stabilisiert werden. Die Ergebnisse zeigen, dass eine geringe Fahrzeugreaktion durchweg am besten bewertet wird. Außerdem zeigt sich, dass die Lenkbarkeit des Fahrzeugs oberste Priorität hat.

In [18] wird die Anwendbarkeit des Testverfahrens „Bremsen in der Kurve“ durch eine Korrelation der

objektiven Kennparameter und der Subjektivurteile der Probanden untersucht. Mehrere Fahrzeuge mit unterschiedlichem Fahrverhalten beim Bremsen in der Kurve werden in einer Probandenstudie untersucht. Die beste Korrelation der objektiven Kennparameter und der Subjektivurteile ergeben sich dabei für die Kennparameter der Gierbewegung. Der maximale Schwimmwinkel nach Bremsbeginn ist ebenfalls für die Gesamtbewertung relevant, genauso wie der Maximalwert der Querbeschleunigung. Die Korrelation zeigt, dass das Fahrverhalten mit zunehmender Intensität der Gierreaktion schlechter beurteilt wird. Ein Fahrverhalten nahe einer idealen Kurshaltung wird am besten bewertet. Die Bewertung der Lenkbarkeit wurde in der Studie nicht detaillierter untersucht, da Bremsungen mit blockierenden Rädern nicht untersucht worden sind und der Fokus auf leichten und mittleren Verzögerungen lag.

5 Simulationsmodell

Die Simulationsstudien in diesem Projekt werden mit einem verifizierten Gesamtfahrzeugmodell in Matlab/Simulink durchgeführt. In diesem Kapitel werden das Grundmodell und die für die hier vorliegende Arbeit notwendigen Erweiterungen im Bereich des Antriebsstrangs und der Bremsen beschrieben. Das Modell wird mit zwei Datensätzen parametrisiert, einem Volkswagen Golf V GTI mit Frontantrieb und einem BMW 5er F10 mit Heckantrieb.

5.1 Gesamtfahrzeugmodell

Das in Simulink modellierte Gesamtfahrzeugmodell besitzt sechs Freiheitsgrade und bildet die Längs-, Quer- sowie Vertikaldynamik mit Wank-, Nick- und Gierbewegungen ab (siehe Bild 6). Die Fahrwerks-

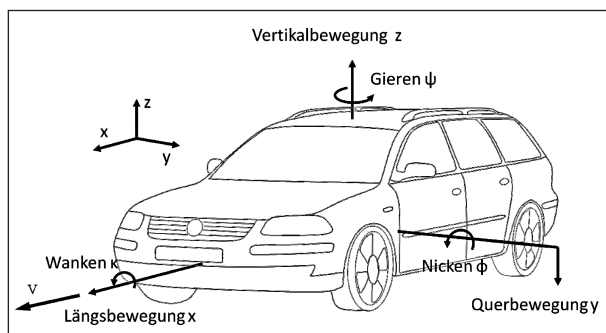


Bild 6: Fahrzeugkoordinaten

kinematik und die Elasto-Kinematik sind aus K&C-Daten über Kennlinien im Modell implementiert. Aufbaufedern und -dämpfer sind ebenfalls über nicht-lineare Kennlinien modelliert. Als Reifenmodell dient ein empirisches Handlings-Modell, das kombinierte Längs- und Querkräfte abbilden kann. Die Fahrbahn wird als eben angenommen, sodass keine Anregungen in Vertikalrichtung erfolgen.

5.2 Antriebsstrang

Der Antriebsstrang wird durch radindividuelle Antriebsmomente modelliert, sodass sich auf einfache Art und Weise unterschiedlichste Antriebskonzepte darstellen lassen. Massen, Trägheiten, Steifigkeiten und Dämpfungen der Antriebsstrangkomponenten sind nicht detailliert modelliert, da sie für die vorliegenden fahrdynamischen Untersuchungen eine untergeordnete Rolle spielen. Das erforderliche Gesamtmoment (Antreiben/Rekuperieren) wird gezielt an die einzelnen Räder geleitet, sodass sich beliebige feste Antriebsmomentenverteilungen wie Front-, Heck- oder Allradantrieb realisieren lassen. Darüber hinaus kann das Antriebsmoment über einen Sperrwert asymmetrisch zwischen dem linken und rechten Rad verteilt werden.

Das Antriebsmoment wird durch ein Achsgetriebe an die beiden Antriebsräder einer Achse geleitet. Ein konventionelles Fahrzeug mit Zentralantrieb verfügt über ein offenes Differenzial, das bei Kurvenfahrt einen Drehzahl- und Momentenausgleich zwischen dem kurveninneren und kurvenäußeren Rad zulässt, da die äußeren Räder aufgrund der Kinematik einen längeren Weg zurücklegen und folglich schneller drehen als die kurveninneren Räder. Gleichzeitig verteilt das offene Differenzial das Antriebsmoment symmetrisch (50 % links, 50 % rechts) auf die beiden angetriebenen Räder einer Achse. Bei Kurvenfahrt entsteht aufgrund der Drehzahldifferenzen in dem Differenzial (typischerweise Kegelraddifferenziale) eine Relativbewegung der Zahnräder, die mit Reibungsverlusten verbunden ist. Diese Reibungsverluste hemmen den vollständigen Drehzahl- und Momentenausgleich und sorgen für eine asymmetrische Momentenverteilung, die einzig vom Standtriebewirkungsgrad abhängig ist [19]. Die Höhe der Sperrwirkung wird über den Sperrwert S angegeben, der die Momentendifferenz des linken und rechten Rades $M_1 - M_2$ mit dem Gesamtmoment $M_1 + M_2$ ins Verhältnis setzt. Der Sperrwert kann im Modell variabel gewählt werden und erlaubt somit eine

asymmetrische Momentenverteilung. Der Sperrwert S ist definiert zu

$$S = \frac{M_1 - M_2}{M_1 + M_2}$$

mit

Sperrwert	S	
Antriebsmoment Rad 1	M_1	Nm
Antriebsmoment Rad 2	M_2	Nm

Bei einem idealen reibungsfreien Differenzial beträgt der Sperrwert $S = 0$, da keine Kräfte den Drehzahl- und Momentenausgleich hemmen. Durch den Reibungsverlust der Verzahnungen können in Kegelraddifferenzialen Sperrwerte von bis zu 15 % auftreten. Außerdem können gezielt mechanische Sperrdifferenziale oder Überlagerungsgetriebe eingesetzt werden, um eine gewünschte Sperrwirkung zur Steigerung der Traktion und Agilität zu erzielen. Ohne eine Sperrwirkung begrenzt das Rad mit der geringeren Kraftübertragung das Gesamtmoment, wohingegen bei einer Sperrwirkung von $S = 100\%$ auch Kraft übertragen werden kann, wenn ein Rad gänzlich den Bodenkontakt und damit die Kraftübertragung verloren hat. In diesem Fall überträgt das Rad mit Bodenkontakt das vollständige Antriebsmoment (unter Berücksichtigung des Kraftschlusses).

Alternativ zum Sperrwert kann das Torque Bias Ratio (TBR-Wert) angegeben werden, das das Verhältnis der Antriebsmomente des kurveninneren und kurvenäußeren Rades angibt. Bei einer symmetrischen Verteilung nimmt das TBR den Wert $TBR = 1$ an, da beide Momente gleich groß sind. Bei einer mechanischen Kopplung des linken und rechten Rades kann der TBR-Wert gegen unendlich streben, wenn ein Rad aufgrund des Kraftschlusses kein Moment übertragen kann und das gesamte Drehmoment über das andere Rad übertragen wird.

$$TBR = \frac{\max(M_1, M_2)}{\min(M_1, M_2)}$$

Der TBR-Wert und der Sperrwert können anhand der folgenden Gleichung ineinander umgerechnet werden:

$$S = \frac{TBR - 1}{TBR + 1}$$

Das Antriebsmoment wird so verteilt, dass es für einen Ausgleich der Raddrehzahlen sorgt. Dreht

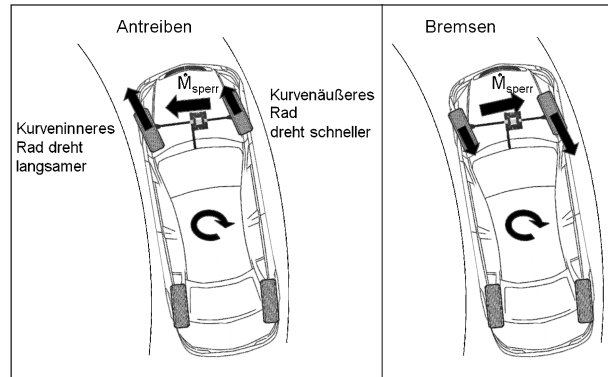


Bild 7: Wirkung des Sperrwertes während einer Kurvenfahrt für Antreiben (links) und Verzögern (rechts)

beim Antreiben ein Rad langsamer, so bekommt es einen größeren Anteil des Antriebsmomentes zugeteilt, damit es der Raddrehzahl des anderen Rades angeglichen wird. Bei Beginn einer Kurvenfahrt erhält das kurvenäußere Rad also mehr Antriebsmoment als das kurveninnere Rad und bewirkt ein kurvenausdrehendes Giermoment, wie es in Bild 7 links dargestellt ist.

Bei negativen Antriebsmomenten bei der Rekupeation drehen sich die Verhältnisse der Momentenverteilung entsprechend um. Das kurvenäußere Rad dreht aufgrund der Kinematik schneller als das kurveninnere Rad, sodass für einen Drehzahlausgleich zwischen den Rädern das kurvenäußere Rad folglich stärker verzögert werden muss als das kurveninnere Rad. Die asymmetrische Momentenverteilung zugunsten des kurvenäußeren Rades führt bei negativen Antriebsmomenten demzufolge zu einem stabilisierenden kurvenausdrehenden Giermoment (vgl. Bild 7, rechts im Bild).

Die unterschiedlichen Ansprechverhalten von VKM und EM (vgl. Kapitel 2.3.1) werden über ein PT1-Verhalten abgebildet. Über eine kleinere Zeitkonstante wird das schnellere Ansprechverhalten des Elektromotors realisiert. Bei EM wird eine Zeitkonstante von $T = 0,05$ Sekunden gewählt. Des Weiteren ist der Drehmomentgradient auf 800 Nm/s begrenzt.

5.3 Hydraulische Bremse

Die hydraulische Reibungsbremse wird wie der Antriebsstrang ebenfalls durch radindividuelle Momente im Modell dargestellt. Auf die Modellierung der hydraulischen Leitungen und der Bremskomponenten wird verzichtet. Das dynamische Verhalten der Bremse wird ebenfalls durch ein PT1-Verhalten

abgebildet [20]. Damit kann die Schwelldauer des Bremsdruckes abgebildet werden, die bei ca. 0,15 Sekunden liegt [20]. Die Bremsenparameter Bremskraftverteilung und das damit eng verbundene Brake-Blending werden in den folgenden Kapiteln beschrieben.

5.4 Bremskraftverteilung

Wichtiger Parameter in der Auslegung der Bremse in Hinblick auf die Fahrstabilität und Verzögerungsleistung ist die Bremskraftverteilung (BKV). Aus der Literatur ist die ideale BKV bekannt, bei der das Bremsmoment entsprechend der Schwerpunktlage auf die Vorder- und Hinterachse verteilt wird, sodass beim Bremsen während einer Geradeausfahrt an allen Rädern die gleiche Kraftschlussbeanspruchung vorliegt [21]. Damit sind eine optimale Verzögerungsleistung und Fahrstabilität bei Geradeausbremsung gewährleistet. Das Verhältnis der Bremskraft an der Vorderachse und an der Hinterachse ist von der Verzögerung und der Schwerpunktlage (abhängig vom Beladungszustand des Fahrzeugs) abhängig:

$$B_V = m \cdot g \cdot \left(\frac{l_H}{l} + z \frac{h}{l} \right)$$

$$B_H = m \cdot g \cdot \left(\frac{l_V}{l} - z \frac{h}{l} \right)$$

In der Praxis lässt sich diese ideale BKV folglich nur durch eine elektronische Bremskraftverteilung (EBV) mit radindividueller Bremsdruckregelung annähern, die beladungs- und verzögerungsabhängig die Bremskräfte an den Achsen anpasst.

Ohne bzw. vorm Einsetzen der EBV wirkt eine feste Bremskraftverteilung, bei der die Bremskräfte an Vorder- und Hinterachse in einem festen Verhältnis

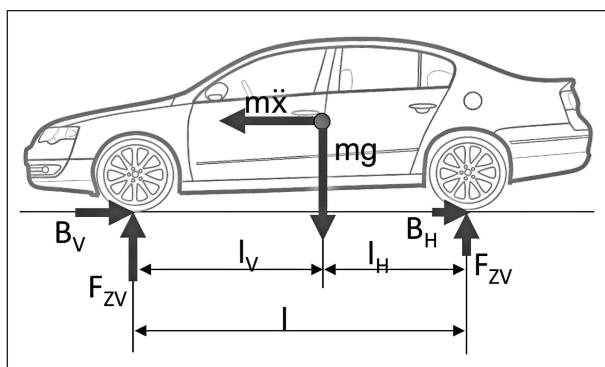


Bild 8: Bremskräfte (B_V , H) und Radlasten (F_{ZV} , H) bei einer Abbremsung

stehen. Diese Verteilung liegt in der Praxis unterhalb der idealen BKV und stellt sicher, dass die Vorderräder vor den Hinterrädern blockieren und die Fahrstabilität bei Kurvenbremsungen verbessert wird. Ein geringer Anteil der Bremskraft an der Hinterachse verbessert die Fahrzeugstabilität, vermindert aber auch die maximal erzielbare Verzögerung, da die Reibwertausnutzung an der Hinterachse reduziert wird. Bei der festen Bremskraftverteilung wird die Gesamtbremskraft in einem definierten Verhältnis auf die Vorder- und Hinterachse aufgeteilt. Dabei gilt der folgende Zusammenhang der Bremskräfte bzw. Bremsmomente an Vorder- und Hinterachse:

$$i = \frac{B_H}{B_V + B_H} \quad \text{und} \quad B_H = \frac{i}{1-i} \cdot B_V$$

mit

i : Bremskraftanteil an der Hinterachse

B_V Bremskraft vorne

B_H Bremskraft hinten

Die ideale BKV ist in dieser Form nur für die Geradeausfahrt definiert. Bei einer Kurvenfahrt kommt es zu einer dynamischen Radlastverlagerung vom kurveninneren zum kurvenäußeren Rad. Bei gleichen Bremsmomenten am kurveninneren und kurvenäußeren Rad besitzt das kurveninneren Rad demzufolge eine höhere Kraftschlussbeanspruchung und verliert Seitenführungspotenzial. Wie in Kapitel 6 detaillierter beschrieben wird, bewirkt die Radlastverlagerung beim Bremsen in der Kurve ein eindrehendes Giermoment. Bremsregelsysteme wie ABS plus [22] und CBC (Cornering Brake Control) [23] steuern durch eine asymmetrische Bremsmomentenverteilung zwischen linker und rechter Seite der Eindrehtendenz gezielt entgegen und stabilisieren das Fahrzeug in der Kurve (s. auch Bild 9). Außerdem wird der Bremsdruck an der Hinterachse meist durch eine Select-low-Regelung reduziert, bei der das Rad mit der geringeren Haftung den

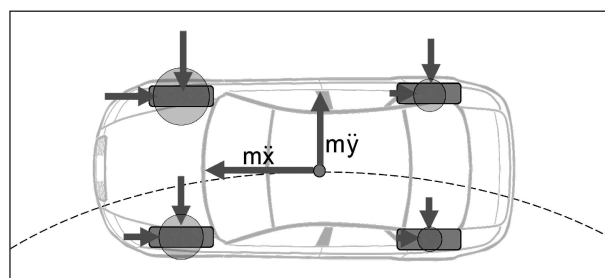


Bild 9: Bremskräfte und Radlasten bei einer Kurvenfahrt. Die Bremskräfte werden im Verhältnis der Radlasten verteilt

Bremsdruck an beiden Hinterrädern begrenzt, so dass das Seitenkraftpotenzial der Hinterachse verbessert wird. Der Arbeitsbereich der EBV endet mit dem Einsetzen der ABS-Regelung.

In diesem Projekt werden im Simulationsmodell keine aktiven Brems- und Stabilitätsregelsysteme abgebildet. Grundsätzlich wird von einer festen BKV mit einem definierten Bremskraftanteil an der Hinterachse i ausgegangen. Der Anteil i kann dabei im Modell variabel gewählt werden, um den Einfluss der BKV auf die Fahrzeugreaktionen zu analysieren. Neben einer festen BKV wird auch eine idealisierte BKV verwendet, die durch einen regelungstechnisch einfachen Ansatz die Funktionen des ABS plus oder CBC widerspiegeln soll. Die Gesamtbremskraft wird dabei im Verhältnis der Radlasten verteilt (Bild 9). Bei der Bremsung in der Kurve kommt es folglich zu einer asymmetrischen BKV zwischen dem kurveninneren und kurvenäußeren Rad, die ein kurvenausdrehendes stabilisierendes Giermoment erzeugt.

Das ABS plus unterstützt den Fahrer auch in Ausweichmanövern. Durch eine Erkennung einer Kurvenabsicht werden auch in diesen Manövern die Bremskräfte radselektiv gesteuert, sodass größere Sicherheitsreserven beim Ausweichmanöver bestehen [22].

5.5 Brake-Blending

Bei Elektro- und Hybridfahrzeugen soll, soweit die Leistung des Elektromotors, der Ladezustand der Batterie und die Fahrdynamik es zulassen, über den generatorischen Betrieb des EM verzögert

werden. Da dies aufgrund der genannten begrenzenden Faktoren nicht immer möglich ist, ist ein brake-blending-fähiges Bremssystem notwendig, das die generatorische und hydraulische Bremse optimal verbindet und steuern kann (ohne negative Rückwirkungen auf den Fahrer).

Für das Brake-Blending bestehen unterschiedliche Strategien, wie sie in Bild 10 dargestellt sind. Bei der parallelen Rekuperation werden bei der Betätigung des Bremspedals generatorisches und hydraulisches Bremsmoment gleichzeitig aufgebaut. Dadurch wird auch bei geringen Verzögerungen die hydraulische Bremse beansprucht, obwohl der EM noch nicht an seiner Leistungsgrenze arbeitet. Aus energetischer Sicht ist diese Variante nicht sinnvoll, da durch die Reibungsbremse kinetische Energie in Wärme vernichtet wird. Bei der seriellen Rekuperation hingegen wird zuerst rein generatorisch gebremst, bis die Leistungs- oder Fahrstabilitätsgrenze erreicht ist. Danach wird zusätzlich zum Rekuperationsmoment die Reibungsbremse aktiviert, so dass eine energetisch optimale Rekuperation ermöglicht wird. Das Einblenden der Reibungsbremse sollte vorerst an der nicht-angetriebenen Achse erfolgen, da somit eine gleichmäßigere Bremskraftverteilung gegenüber der anfänglichen Rekuperation erreicht wird. Dazu ist ein blending-fähiges Bremssystem notwendig, das die Radbremse vom Bremspedal entkoppelt und die Bremsdrücke radindividuell und abhängig vom regenerativen Bremsmoment regeln kann.

Im Modell wird ein vereinfachter Ansatz für die Blending-Strategie gewählt. Zu Beginn der Bremsung wird rein generatorisch verzögert (vgl. serielle Rekuperation, Bild 10). Wird an der angetriebenen

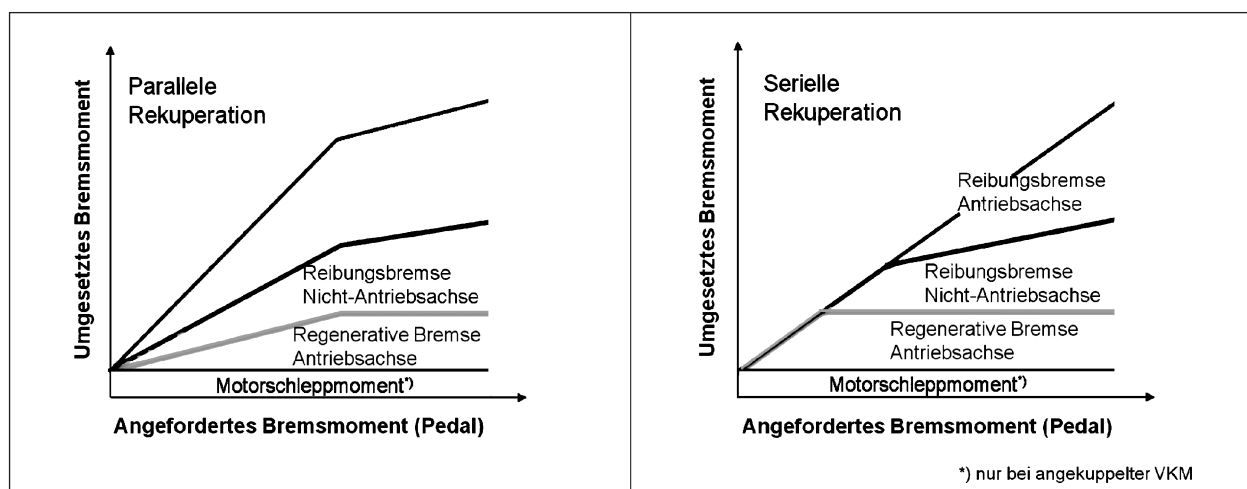


Bild 10: Paralleles und serielles Brake-Blending

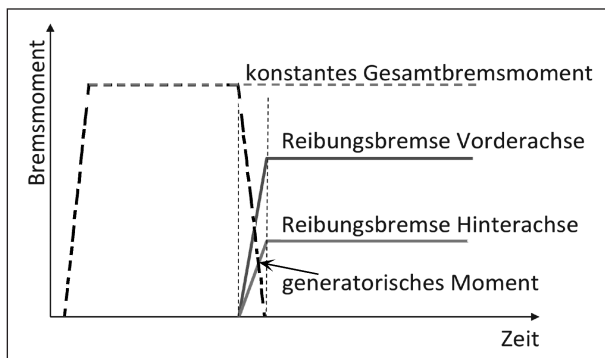


Bild 11: Schematische Darstellung des vereinfachten Brake-Blending-Ansatzes

Achse bei der Rekuperation ein Schlupfwert erreicht, wird das regeneratorsche Moment des Elektromotors zurückgefahren und die hydraulische Bremse betätigt. Dabei erfolgt ein Umschalten auf die fest installierte BKV. Der Impuls für die Umschaltung wird anhand von definierten Schlupf-Grenzwerten gegeben. Das Reibungsbremsmoment wird nun entsprechend der Schwelldauer eingebledet, wobei gleichzeitig das generatorische Moment des EM reduziert wird, sodass die Verzögerung konstant gehalten wird. Dieser Ansatz stellt im Vergleich zu den beiden beschriebenen Varianten der seriellen und parallelen Rekuperation den fahrdynamisch ungünstigsten Fall dar, weil die Unterschiede in der BKV vor und nach dem Umschalten am größtmöglichen sind. Bild 11 veranschaulicht den beschriebenen Brake-Blending-Ansatz und stellt sowohl das generatorische Bremsmoment als auch die beiden Reibungsbremsmomente an der Vorder- und Hinterachse dar.

5.6 Zusammenfassung der Annahmen bei der Modellierung

Wie in den vorherigen Kapiteln erläutert, werden bei der Modellierung einige vereinfachende Annahmen getroffen. Diese werden an dieser Stelle gesammelt dargestellt.

- Modellierung des Antriebsstranges
 - Darstellung des Antriebs durch radindividuelle Antriebsmomente,
 - Vernachlässigung der Trägheiten, Massen und Steifigkeiten im Antriebsstrang,
 - keine Begrenzung der Motorleistung anhand eines Kennfeldes; EM kann beliebige Rekuperationsmomente zur Verfügung stellen,

- Darstellung eines festen Sperrwertes im Differenzial möglich,
- Abbildung des dynamischen Verhaltens der Motoren durch PT1-Verzögerungsglied.

- Modellierung der Bremse

- Darstellung der Reibungsbremse durch radindividuelle Momente,
- Bremsdynamik über PT1-Verzögerungsglied,
- feste BKV,
- keine Brems- und Fahrdynamikregelsysteme (ABS, ESP, EBV, CBC).

- Rekuperation und Brake-Blending

- Bei der Rekuperation wird nur die angetriebene Achse verzögert (vgl. serielles Brake-Blending),
- Darstellung der Brake-Blending-Funktion durch Umschalten zwischen Rekuperation und fester BKV („Brake-Switching“),
- Umschaltung von Rekuperation auf die hydraulische Bremse erfolgt bei definierten Schlupf-Werten,
- Anteil der Rekuperation wird bei der Umschaltung auf die hydraulische Bremse zu null zurückgefahren,
- Umschaltung erfolgt mit der Schwelldauer der hydraulischen Bremse,
- Gesamtbremsmoment wird bei der Umschaltung aufrechterhalten.

6 Bremsen im Kreis

Das Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ untersucht das Fahrzeugverhalten bei kombinierter Längs- und Querdynamik. Aus einer stationären Kreisfahrt wird eine Bremsung mit definierter Längsverzögerung eingeleitet und der Lenkwinkel konstant gehalten. Während des Manövers wird die Fahrzeugbewegung anhand definierter Bewegungsgrößen beschrieben und anschließend anhand objektiver Kenngrößen analysiert. Das Fahrmanöver soll die Beherrschbarkeit und die Stabilität des Fahrzeugs bei einer Bremsung in der Kurve aufzeigen.

6.1 Problemstellung

Wie bereits einführend erläutert, kann ein Teil der kinetischen Energie über die generatorische Wirkung des EM zurückgewonnen und in der Batterie gespeichert werden. In Kapitel 5.4 wurde weiterhin erläutert, dass eine optimale Energieausnutzung nur gewährleistet werden kann, wenn von einer idealen oder festen BKV abgewichen wird. Dies ist nur so lange möglich, wie die notwendige Leistung von dem EM zur Verfügung steht und die Fahrstabilität gewährleistet werden kann. Letzteres ist nach den vorangegangenen Erläuterungen insbesondere bei überlagerter Längs- und Querkraft kritisch, sodass das Fahrmanöver „Bremsen in einer Kurve“ als relevantes Manöver identifiziert werden konnte. Zur Analyse des zulässigen Rekuperationsbereiches unter Berücksichtigung der Fahrstabilität und der Wahrnehmbarkeit einer geänderten Fahrdynamik werden Simulationen des Fahrmanövers „Bremsen im Kreis“ unter der Variation der Randbedingungen und Fahrzeugparameter durchgeführt.

6.2 Randbedingungen

In der Norm DIN ISO 7975 [24] sind die Versuchsdurchführung und die Auswertung der Ergebnisse festgeschrieben. Aus einer stationären Kreisfahrt mit unterschiedlichen Ausgangsquerbeschleunigungen a_y werden Bremsmanöver verschiedener Längsverzögerungen a_x durchgeführt. Dabei werden zwei verschiedene Versuchsvarianten unterschieden: Fahrt auf konstantem Radius unter Variation der Geschwindigkeit oder Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit unter Variation des Kurvenradius. Bei der ersten Variante wird die Versuchsreihe auf einem definierten Kreisradius durchgeführt. Durch eine Variation der Fahrgeschwindigkeit werden unterschiedliche Querbewegungen erzielt. Bei der zweiten Methode wird bei konstanter Geschwindigkeit der Kreisradius variiert, um die verschiedenen Querbewegungen zu erreichen. In den hier vorliegenden Simulationen wird Variante 1 verwendet.

Aus der stationären Kreisfahrt werden Bremsmanöver mit definierten Längsverzögerungen eingeleitet. Die Längsverzögerung wird in einzelnen Simulationen schrittweise gesteigert, bis die Kraftschlussgrenze eines Rades erreicht wird. Bremsungen mit blockierenden Rädern oder hohen Schlupfwerten (ABS-Regelbereich) werden nicht betrachtet, da

hier die Bremsregelsysteme eingreifen würden, die die Bremsmomente radindividuell begrenzen.

In einzelnen Simulationen wird die stationäre Kreisfahrt eingestellt und das Fahrzeug dann definiert abgebremst. Dabei werden die Simulationen mit verschiedenen BKV durchgeführt, um das Fahrzeugverhalten bei reiner Rekuperation an der angetriebenen Achse, hydraulischer Bremsung mit fester BKV und dem vereinfachten Brake-Blending-Ansatz (vgl. Kapitel 5.5) zu untersuchen.

6.3 Kennparameter der Fahrzeugreaktion

Bei den Versuchen wird die Fahrzeugbewegung anhand der Fahrgeschwindigkeit v , der Querbewegungsbeschleunigung a_y , der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$, der Längsverzögerung a_x und des Schwimmwinkels β bestimmt. Für die einzelnen Bewegungsgrößen stellen sich charakteristische Verläufe in Abhängigkeit der Verzögerung ein. Dabei muss zwischen leichten bis mittleren und starken Verzögerungen (ABS-Regelbereich) unterschieden werden.

Beim Einsetzen der Bremsung nimmt die Fahrgeschwindigkeit v entsprechend der Längsverzögerung ab. Die Giergeschwindigkeit nimmt bei der stationären Kreisfahrt einen konstanten Wert an, der sich aus Fahrgeschwindigkeit und Kurvenradius definiert, sodass die Giergeschwindigkeit mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit auf dem konstanten Kurvenradius ebenfalls abnehmen müsste. In der Praxis kommt es zu einer Erhöhung der Giergeschwindigkeit nach Bremsbeginn, die durch die Radlastverlagerung infolge der Längsverzögerung entsteht. Die erhöhte Radlast an der Vorderachse führt zu einer Erhöhung der Seitenkraft an der Vorderachse, während durch die Entlastung der Hinterachse die Seitenkraft an der Hinterachse abnimmt. Das daraus resultierende Giermoment führt zum Anstieg der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels, was ein Eindrehen des Fahrzeugs in die Kurve hinein bewirkt, sodass der befahrene Kurvenradius kleiner wird.

Dieser Effekt wird von Einflüssen der Umfangskraft auf das Seitenkraftverhalten des Reifens überlagert. Mit zunehmender Umfangskraft fällt das Seitenkraftpotenzial des Reifens ab, sodass die Achse mit der höheren Bremskraft weniger Seitenkraftpotenzial besitzt. Bei leichten bis mittleren Verzögerungen überwiegt der Effekt der Achslastverschiebung. Erst

bei starken Verzögerungen überwiegt der Einfluss der Umfangskraft und wirkt dem Anstieg der Seitenkraft an der Vorderachse entgegen bzw. unterstützt die Abnahme der Seitenkraft an der Hinterachse. Das durch die Radlastverlagerung entstehende Giermoment wird durch einen hohen Bremskraftanteil an der Vorderachse abgeschwächt, sodass das Fahrzeug weniger in die Kurven eindreht oder sogar an der Vorderachse die Seitenführung verliert und aus der Kurve hinausfährt. Bei einem hohen Brems-

kraftanteil an der Hinterachse wird die Seitenkraft an der Hinterachse stärker herabgesetzt, sodass das kurveneindrehende Giermoment verstärkt wird.

In der Norm [24] sind Kennparameter definiert, die einen objektiven Vergleich der Fahrzeugreaktionen erlauben. Die definierten Kennparameter sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Bild 12 stellt die Kennparameter von Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel anhand eines Beispiels anschaulich dar.

Kennparameter	Definition
Stationäre Giergeschwindigkeit	$\dot{\psi}_0$
Maximale Giergeschwindigkeit	$\dot{\psi}_{max}$
Giergeschwindigkeit 1 Sekunde nach Bremsbeginn	$\dot{\psi}_{1s}$
Referenzgiergeschwindigkeit (berechnet aus Kurvenradius und v)	$\dot{\psi}_{Ref}$
Differenz Giergeschwindigkeit max	$\dot{\psi}_{max} - \dot{\psi}_{Ref,max}$
Differenz Giergeschwindigkeit 1s: Differenz der Giergeschwindigkeit und Referenz 1 Sekunde nach Bremsbeginn	$\dot{\psi}_{1s} - \dot{\psi}_{Ref,1s}$
Verhältnis Giergeschwindigkeit stationär und maximal	$\dot{\psi}_{max} / \dot{\psi}_0$
Verhältnis Giergeschwindigkeit stationär und nach 1 Sekunde	$\dot{\psi}_{1s} / \dot{\psi}_0$
Zeit bis zur maximalen Giergeschwindigkeit	$t_{y_{max}}$
Stationärer Schwimmwinkel	β_0
Maximaler (minimaler) Schwimmwinkel	β_{max}
Schwimmwinkel nach 1s	β_{1s}
Differenz Schwimmwinkel stationär und maximal	$\beta_{max} - \beta_0$
Differenz Schwimmwinkel stationär und nach 1s	$\beta_{1s} - \beta_0$
Zeit bis zum maximalen (minimalen) Schwimmwinkel	$t_{b_{max}}$
Querbeschleunigung nach einer Sekunde	a_{y1s}
Zeit bis Querbeschleunigung gleich null	t_{ay0}
Kursabweichung zum Soll-Kurs nach einer Sekunde	Δ_{1s}

Tab. 2: Kennparameter Bremsen im Kreis

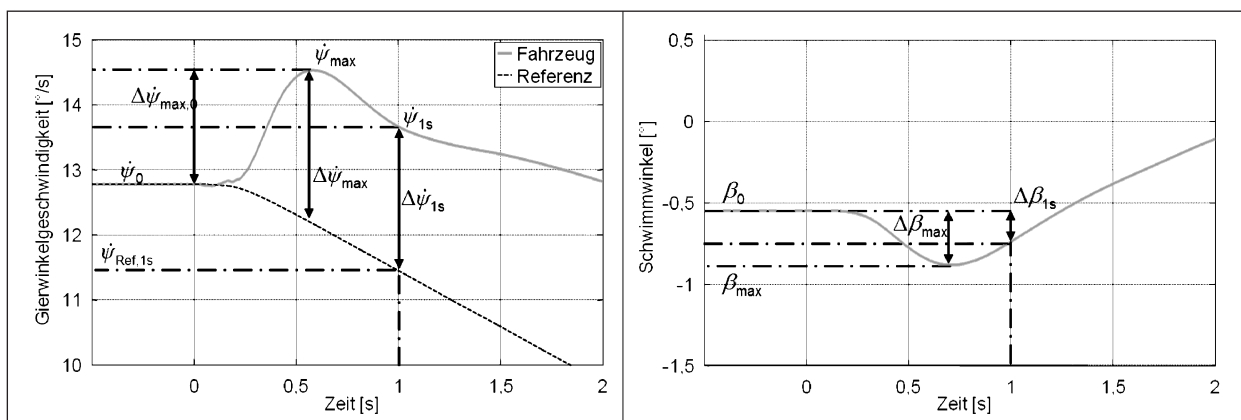


Bild 12: Definition der Kennparameter von Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel

Darüber hinaus sind in Bild 13 die typischen Kursverläufe des Fahrzeugs nach Bremsbeginn dargestellt. Durch den Effekt der Achslastverschiebung zur Vorderachse kommt es zu einem Eindrehen des Fahrzeugs in die Kurve. Der befahrene Kreisradius wird kleiner. Überwiegt der Effekt der Umfangskraft an der Vorderachse, so kommt es zu einem Verlust der Seitenführungskraft und das Fahrzeug verlässt den Kreis zum Kurvenäußeren. Der Kennparameter der Kursabweichung gibt den Abstand vom tatsächlichen Fahrkurs zum Soll-Kurs eine Sekunde nach Bremsbeginn an. Eine Abweichung nach innen ist positiv definiert.

Die Kennparameter werden für jeden Simulationdurchlauf berechnet und in Abhängigkeit der Anfangslängsbeschleunigung aufgetragen. Daraus ergibt sich für jeden Simulationdurchlauf (Querbeschleunigung, Kurvenradius, Reibwert) und jede

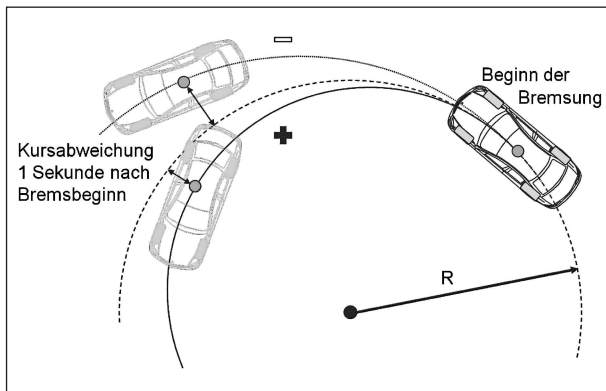


Bild 13: Kursabweichung beim Bremsen im Kreis

Fahrzeugkonfiguration für jeden Kennparameter eine Kennlinie, die das Fahrzeugverhalten beschreibt. Bild 14 veranschaulicht die Entstehung der Kennlinien aus den Simulationsergebnissen anhand eines Beispiels.

6.4 Durchführung

Bei den Simulationen wird auf konstantem Kurvenradius unter Variation der Fahrgeschwindigkeit gefahren und aus dem stationären Zustand eine Verzögerung eingeleitet. In der Norm sind Standardbedingungen definiert, die auch hier als Ausgangsbasis für die Simulationsstudie verwendet

Kurvenradius [m]	Querbeschleunigung [m/s ²]	Geschwindigkeit [km/h]	Reibwert m
100	5	81	1
100	7	95	1
100	3	62	1
50	5	57	1
50	7	67	1
50	3	44	1
300	5	140	1
300	3	108	1
100	3	62	0,5
50	3	44	0,5
300	3	108	0,5

Tab. 3: Parametervariation für Bremsen im Kreis

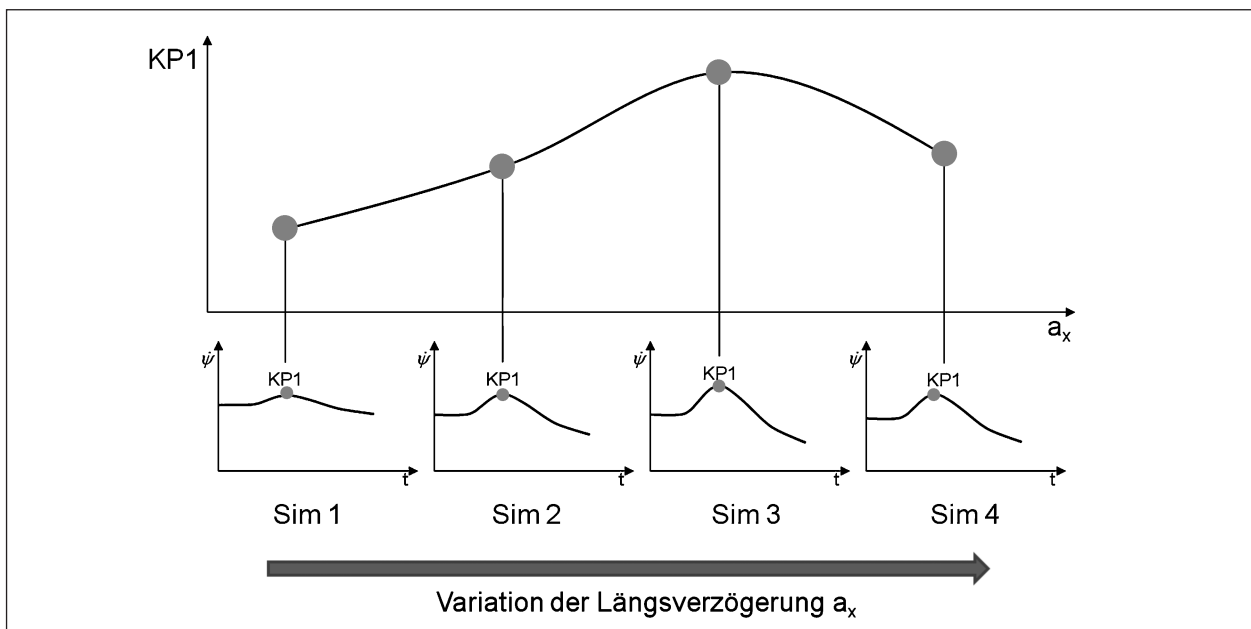


Bild 14: Schemata zur Entstehung der Kennlinien

werden. Um die Auswirkungen und Einflüsse der Rekuperation umfangreich und repräsentativ zu analysieren, werden die Randbedingungen in einem weiten Bereich von Querschleunigung, Kurvenradius und Reibwert variiert. Ausgehend von den in der Norm definierten Standardbedingungen werden die Parameter gezielt variiert. Die Tabelle 3 gibt einen Überblick über die untersuchten Fahrzustände.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der beiden Beispielfahrzeuge in den genannten Fahrmanövern nacheinander dargestellt und diskutiert. Einflüsse von Querschleunigung, Kurvenradius und Reibwert lassen sich somit erkennen.

6.5 Ergebnisse Beispielfahrzeug Golf (Frontantrieb)

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse des Fahrmanövers „Bremsen im Kreis“ unter der Variation der Randbedingungen sowie der BKV aufgezeigt. Die Fahrzeugreaktionen bei reiner Rekuperation an der Vorderachse werden mit denen bei verschiedenen festen BKV verglichen.

R = 100 m, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert, $v = 81 \text{ km/h}$

Das Fahrzeug befindet sich in der stationären Kreisfahrt, wenn die Verzögerung eingeleitet wird. Die Verzögerungen werden im Bereich von $a_x = 1-6 \text{ m/s}^2$ variiert. Simuliert werden zwei feste BKV ($i = 0,15$ und $i = 0,25$) und die reine Rekuperation an der angetriebenen Vorderachse.

In Bild 15 sind die Verläufe für die Kennparameter der Giergeschwindigkeit, des Schwimmwinkels sowie der Kursabweichung in Abhängigkeit der Längsverzögerung dargestellt. Die Änderungen des Schwimmwinkels sowie der maximalen Giergeschwindigkeit nehmen mit steigender Verzögerung zu. Ab einer Verzögerung von $a_x = 4 \text{ m/s}^2$ fallen die Kennlinien für die Rekuperation ab. Die großen Umfangskräfte an der Vorderachse reduzieren die Seitenkräfte, sodass der Effekt der Radlastverlagerung kompensiert wird. Bei einer Verzögerung von $a_x = 5 \text{ m/s}^2$ verliert das kurveninnere Vorderrad die Haftung und droht zu blockieren.

Bei den festen BKV zeigen sich erwartungsgemäß größere Fahrzeugreaktionen als bei der Rekuperation. Unterschiede zwischen den Fahrzeugreaktionen mit den beiden festen BKV treten erst ab Ver-

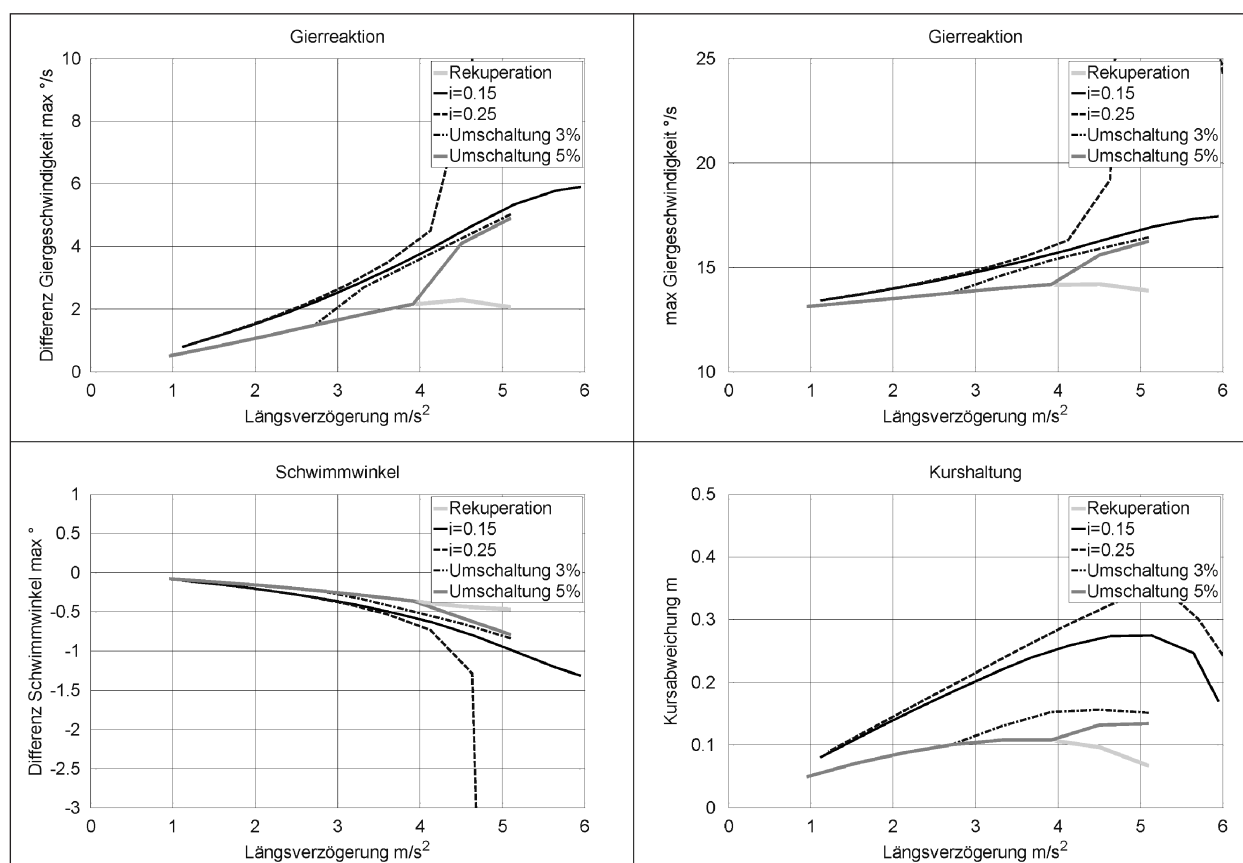


Bild 15: Golf: R = 100 m, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

zögerungen von $a_x = 3 \text{ m/s}^2$ auf. Bei einem Bremskraftanteil an der Hinterachse von $i = 0,25$ zeigt das Fahrzeug bei Verzögerung größer als $a_x = 4 \text{ m/s}^2$ deutliche Gier- und Schwimmwinkelreaktion und droht instabil zu werden. Die zunehmende Umfangskraft an der Hinterachse und die Radlastverlagerung führen zu einer deutlichen Abnahme der Seitenkraft an der Hinterachse, die die starke Eindrehtendenz erklärt.

Die feste BKV mit $i = 0,15$ ermöglicht Verzögerungen von bis zu $a_x = 6 \text{ m/s}^2$, ohne das Fahrzeug in einen instabilen Zustand zu bringen. Bevor die Hinterachse zu viel Seitenkraft verliert, führt die Umfangskraft an der Vorderachse ebenfalls zu einer Reduzierung der Seitenkraft, sodass die Eindrehtendenz begrenzt wird.

Die Fahrzeugreaktion bei der Rekuperation ist deutlich schwächer als die bei den beiden festen BKV, wie es aufgrund der fehlenden Bremskraft an der Hinterachse zu erwarten ist. Insgesamt bleiben die Fahrzeugreaktionen bei der Rekuperation unterhalb der in Kapitel 4 definierten Wahrnehmbarkeitsschwelle von $3^\circ/\text{s}$. Bei den beiden Varianten mit fester BKV treten mit zunehmenden Längsverzögerungen auch wahrnehmbare Gierreaktionen auf.

Bei Verzögerungen ab $a_x = 4 \text{ m/s}^2$ treten wahrnehmbare Änderungen zwischen den Fahrzeugvarianten mit und ohne Rekuperation auf. Neben den festen BKV und der Rekuperation werden daher auch zwei Brake-Blending-Varianten simuliert (vgl. Kapitel 5.5). In Abhängigkeit des Schlupfes des kurveninneren Vorderrades (3%- und 5%-Schwelle) wird von der reinen Rekuperation auf die feste BKV ($i = 0,15$) umgeschaltet. Die beiden Verläufe in Bild 15 zeigen, dass bei diesen Grenzwerten Verzögerungen bis ca. $a_x = 3 \text{ m/s}^2$ bzw. $a_x = 4 \text{ m/s}^2$ über die Rekuperation möglich sind. Durch das Umschalten kann sichergestellt werden, dass das Fahrzeug nicht untersteuernd aus der Kurve schiebt. Die Verläufe der Kennparameter nähern sich dem der festen BKV beim Umschalten an, sodass es zu keinen wahrnehmbaren Veränderungen im Fahrverhalten zwischen den Varianten kommt.

Die Gier- und Schwimmwinkelreaktionen sowie die Kursabweichung sind bei der Rekuperation geringer als bei den Varianten mit der konventionellen Bremse. Dies führt nach Kapitel 4 zu einer besseren Beurteilung des Fahrverhaltens beim Bremsen in der Kurve. Auch die geringere Kursabweichung bewirkt einen geringeren Korrekturaufwand für den Fahrer, der als komfortabel empfunden werden kann.

Die folgenden Bilder zeigen die Zeitverläufe der Fahrzeugbewegungsgrößen bei einer Verzögerung von $a_x = 5 \text{ m/s}^2$ mit reiner Rekuperation, hydraulischer Bremsung ($i = 0,15$) und Umschaltung von Rekuperation auf hydraulische Bremse bei unterschiedlichen Schlupf-Schwellen. Die Fahrzeugreaktion bei der Rekuperation ist deutlich geringer als bei den Varianten mit fester BKV. Außerdem sind zwei Verläufe dargestellt, bei denen von der Rekuperation auf die Bremse während der Bremsung umgeschaltet wird. Erreicht das kurveninnere Vorderrad den Schlupf-Grenzwert von 3 % bzw. 5 %, wird das regenerativische Moment des EM zurückgenommen und die hydraulische Bremse eingeblendet. Die Fahrzeugreaktionen nähern sich bei der Umschaltung den Reaktionen mit fester BKV an, ohne dass es zu wahrnehmbaren Veränderungen kommt (Bild 16).

$R = 100 \text{ m}$, $a_y = 7 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert, $v = 95 \text{ km/h}$

Der Versuch wird bei gleichen Randbedingungen, jedoch erhöhter Querbewegung ($a_y = 7 \text{ m/s}^2$) wiederholt. Insgesamt zeigt sich eine deutlich erhöhte Giergeschwindigkeit- und Schwimmwinkelreaktion im Vergleich zum vorherigen Versuch bei geringerer Querbewegung. Es zeigt sich, dass das Fahrzeug bei Bremsungen mit der hydraulischen Bremse bereits bei Verzögerungen von knapp über $a_x = 2 \text{ m/s}^2$ deutlich wahrnehmbare Reaktionen aufweist und droht instabil zu werden. Ein Eingreifen von ABS und ESP wäre hier zur Stabilisierung notwendig. Bei der Rekuperation sind die Fahrzeugreaktionen deutlich geringer und Verzögerungen bis $a_x = 3 \text{ m/s}^2$ sind möglich, bevor auch hier die Schlupfwerte am kurveninneren Vorderrad merkbar ansteigen. Die hohen Umfangskräfte an der Vorderachse wirken hier der starken Eindrehtendenz entgegen und reduzieren die Fahrzeugreaktionen (Bild 17).

Ein Umschalten auf die hydraulische Bremse mit fester BKV bei den definierten Schlupfgrenzen (3%/5%) ist an dieser Stelle nicht sinnvoll, da die Bremskraft an der Hinterachse die Fahrzeugreaktionen unerwünscht verstärkt. Das Zuschalten einer Bremskraft an der Hinterachse ist hier nur zum Erreichen der maximal möglichen Verzögerung sinnvoll. Dies sollte durch die ABS plus Funktionalität mit asymmetrischen Bremskräften an der Vorderachse einhergehen, um die Fahrstabilität zu verbessern.

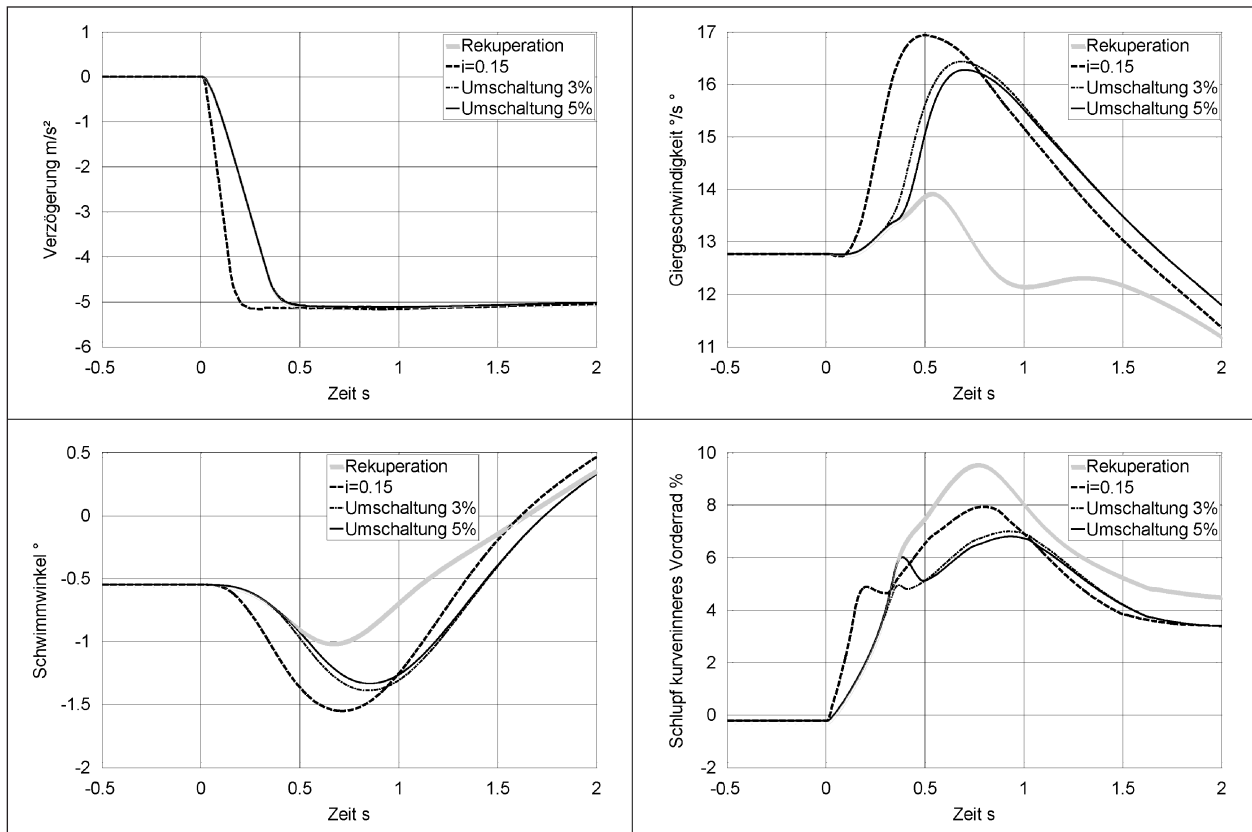


Bild 16: Golf: R = 100 m, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, $a_x = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

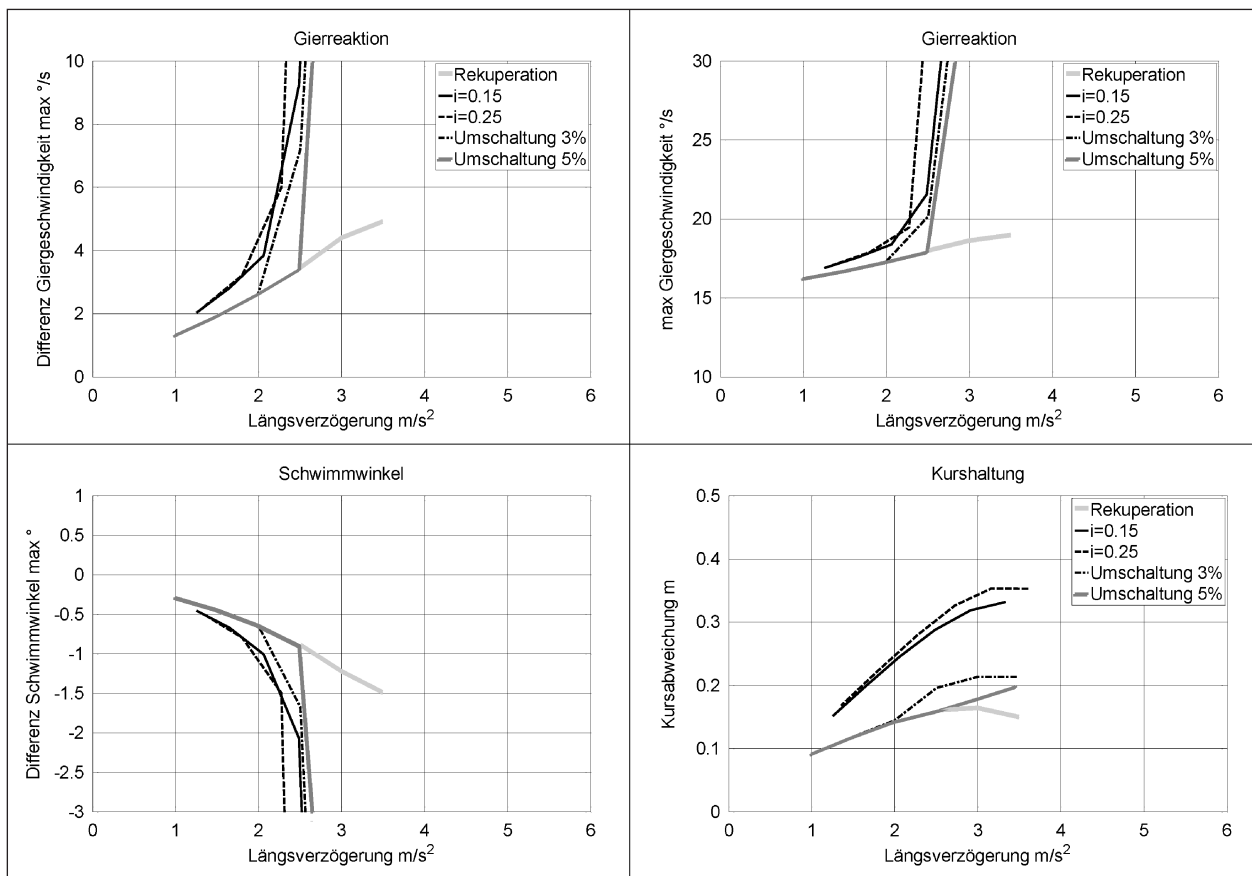


Bild 17: Golf: R = 100 m, $a_y = 7 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

Die Unterschiede im Fahrzeugverhalten bei der Verzögerung sind deutlich wahrnehmbar, wobei sie den Fahrer bei der Rekuperation weniger fordern als bei der konventionellen Bremse.

R = 100 m, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert, $v = 62 \text{ km/h}$

Der Versuch wird nun mit der verringerten Querbesehleunigung von $a_y = 3 \text{ m/s}^2$ durchgeführt. Insgesamt zeigen sich hierbei sehr geringe Fahrzeugreaktionen, wie es aufgrund der niedrigen Querbesehleunigung zu erwarten ist. Entsprechend zeigen sich auch nur sehr kleine Unterschiede zwischen Reaktionen der Fahrzeugvarianten. Wie auch bei den höheren Querbesehleunigungen zeigen sich auch hier die geringsten Fahrzeugreaktionen bei der reinen Rekuperation. Bei Verzögerungen größer als $a_x = 5 \text{ m/s}^2$ gibt es bei der Rekuperation keinen Überschwinger in der Giergeschwindigkeit nach Bremsbeginn, da der Einfluss der Umfangskraft überwiegt und das Fahrzeug droht die Kurve nach außen zu verlassen. Wird bei einer Schlupf-Schwelle von 3 % auf die hydraulische Bremse umgeschaltet, so ergibt sich durch die Änderungen der Umfangs- und Seitenkräfte eine Eindrehtendenz

des Fahrzeugs und die Untersteuertendenz wird verringert.

Die Fahrzeugreaktionen liegen bei allen Varianten unterhalb der definierten Wahrnehmbarkeitsschwellen. Ein Umschalten ist aus Sicht der Fahrstabilität sowie der Wahrnehmbarkeit nicht erforderlich. Durch die Umschaltung bei 3 oder 5 % kann eine leichte Eindrehtendenz erreicht werden (Bild 18).

R = 100 m, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert ($\mu = 0,5$), $v = 62 \text{ km/h}$

Bei gleicher Querbesehleunigung von $a_y = 3 \text{ m/s}^2$ wird der Reibwert des Reifen-Straßenkontakts auf $\mu = 0,5$ verringert. Damit wird eine stark bewässerte Fahrbahn simuliert. Bei der gewählten Querbesehleunigung von $a_y = 3 \text{ m/s}^2$ liegt somit bereits eine hohe Kraftschlussbeanspruchung durch die Seitenkraft an.

Die Giergeschwindigkeits- und Schwimmwinkeländerungen sind bei allen Fahrzeugvarianten und Verzögerungen unterhalb der definierten Wahrnehmbarkeitsschwelle (siehe Bild 19). Bei Verzögerungen

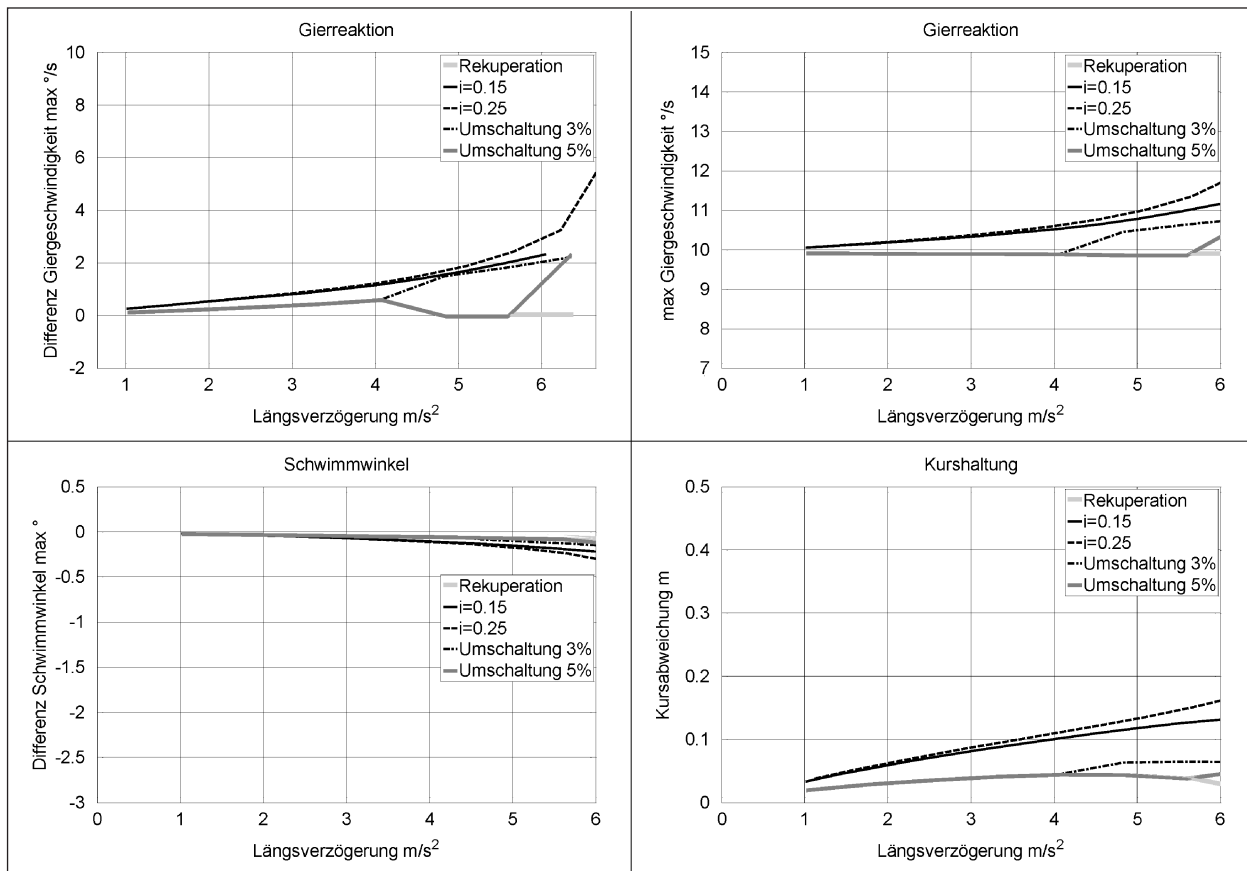


Bild 18: Golf: R = 100 m, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

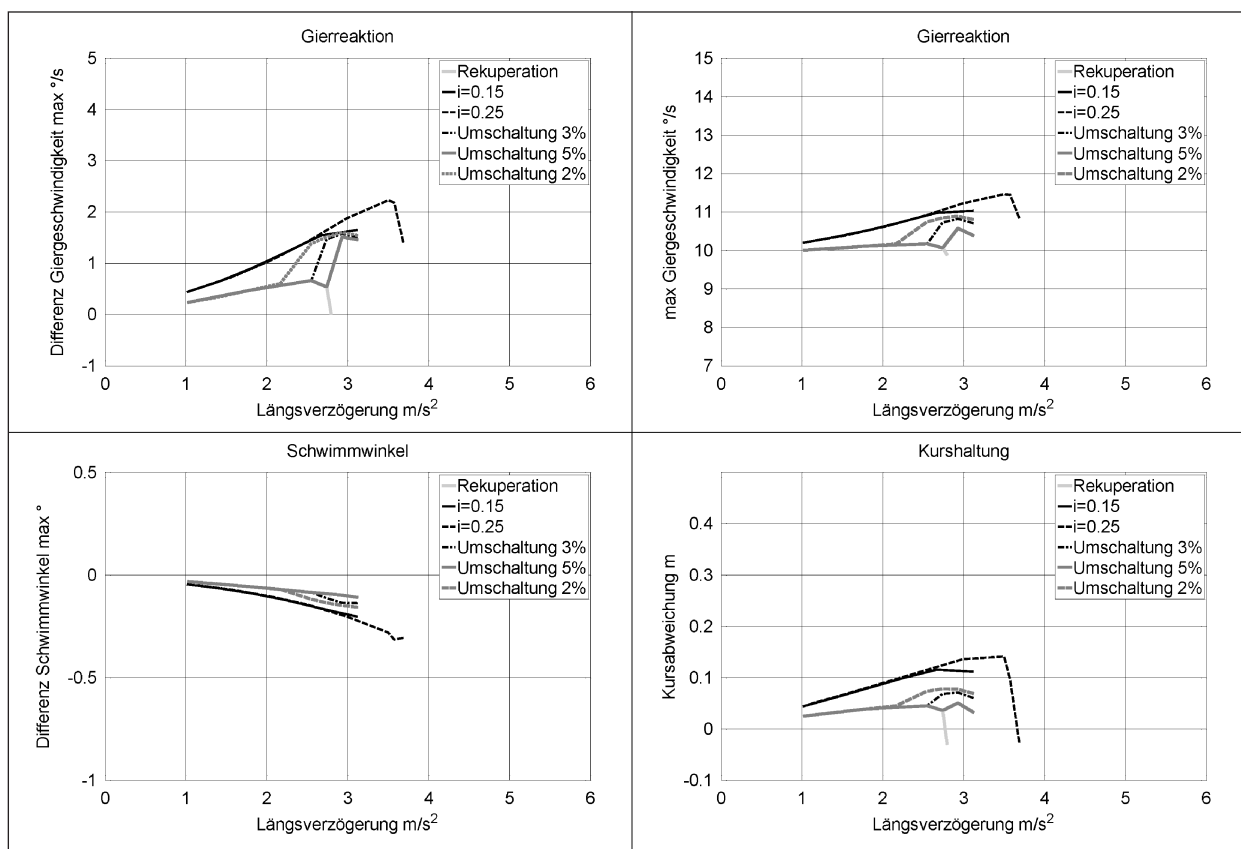


Bild 19: Golf: $R = 100 \text{ m}$, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert

rungen von $a_x = 2,5 \text{ m/s}^2$ wird die Seitenkraft der Vorderachse aufgrund der hohen Umfangskraft bei der reinen Rekuperation stark vermindert, wodurch das Fahrzeug der Kurve nicht mehr folgen kann wie im Diagramm der Kurshaltung zu erkennen ist. Bei reiner Rekuperation stellt sich eine negative Kursabweichung ein, die bei weiterer Steigerung der Umfangskraft zunimmt. Durch das Umschalten auf die feste BKV kann die Untersteuertendenz verhindert und eine leichte Eindrehtendenz erzielt werden.

Wie sich anhand der Verläufe der Verzögerungen mit der hydraulischen Bremse erkennen lässt, ist in dieser Situation ein Bremsmoment an der Hinterachse vorteilhaft. Das Fahrzeug dreht leicht in die Kurve hinein und die maximale Verzögerung steigt auf über $a_x = 3 \text{ m/s}^2$ an (Bild 19).

$R = 50 \text{ m}$, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert ($\mu = 0,5$)

Der Versuch wird erneut auf einem geringeren Kurvenradius durchgeführt. Das Fahrzeug befährt einen Kreis mit einem Radius von $R = 50 \text{ m}$ mit einer Querbeschleunigung von $a_y = 3 \text{ m/s}^2$ auf Niedrigreibwert. Bei der Verzögerung mit der reinen

Rekuperation an der Vorderachse zeigt sich eine sehr geringe Fahrzeugreaktion, bis das Fahrzeug beginnt die Kurve nach außen zu verlassen, wie es das Diagramm der Kurshaltung in Bild 20 zeigt.

Die Giergeschwindigkeit nimmt ohne Überschwinger mit der Verzögerung ab. Bei der festen BKV zeigt sich auch hier ein Überschwinger in der Giergeschwindigkeit. Im Verlauf des Schwimmwinkels lassen sich keine merklichen Unterschiede feststellen. Die Fahrzeugreaktionen aller Varianten liegen deutlich unterhalb der definierten Wahrnehmbarkeitsschwellen.

Die maximal erreichbare Verzögerung über die Rekuperation beträgt ca. $a_x = 3 \text{ m/s}^2$, bei der das Fahrzeug beginnt aus der Kurve zu rutschen, da die Vorderräder die Seitenkraft verlieren. Durch das Umschalten auf die hydraulische Bremse bei definierten Schlupfwerten kann dies verhindert werden, wie die Ergebnisse zeigen.

Bild 21 zeigt die Zeitverläufe der Bewegungsgrößen bei einer Verzögerung von $a_x = 2,8 \text{ m/s}^2$ für die unterschiedlichen Fahrzeugvarianten. Die Fahrzeugreaktionen unterscheiden sich nur unwesentlich. Um einem Verlassen der Kurven nach außen

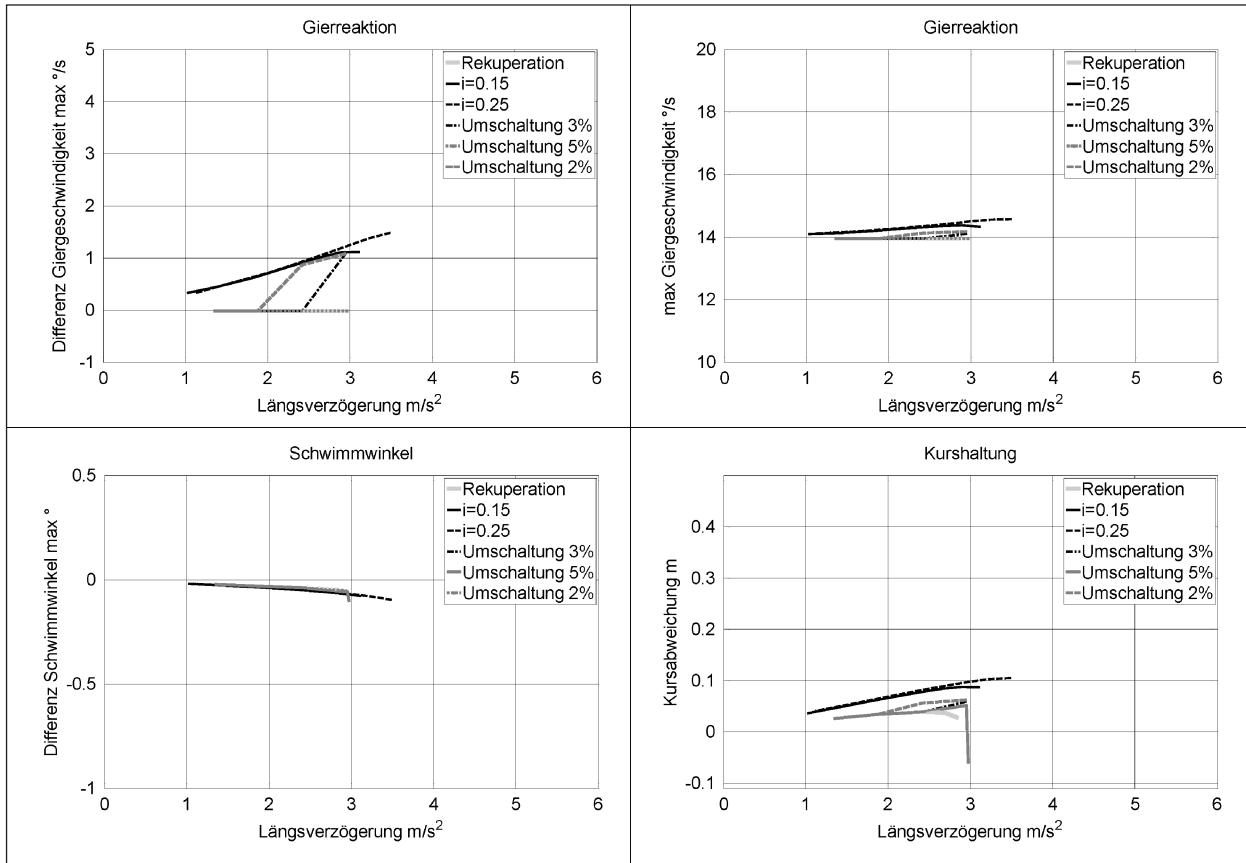


Bild 20: Golf: $R = 50\text{ m}$, $a_y = 3\text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert

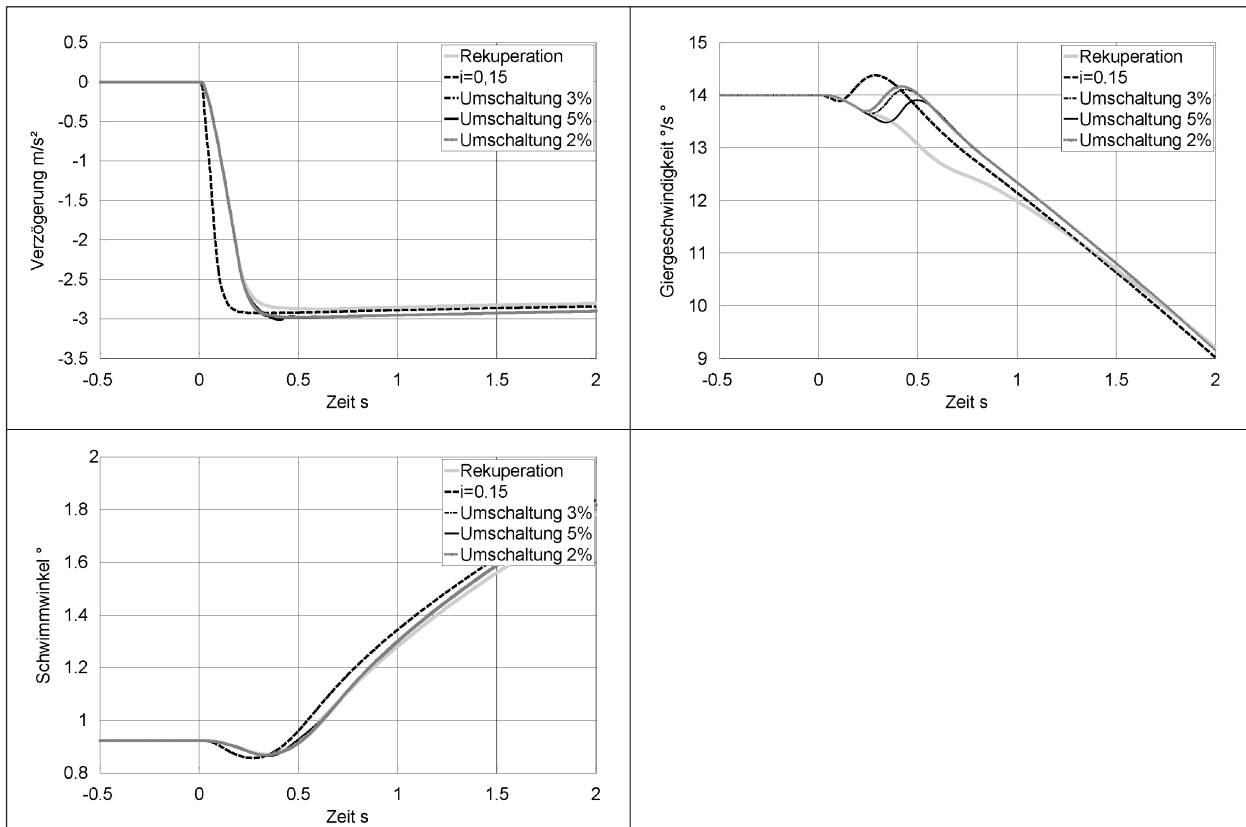


Bild 21: Golf: $R = 50\text{ m}$, $a_y = 3\text{ m/s}^2$, $a_x = 2,8\text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert

sicher entgegenzuwirken, ist eine geringe Umschaltsschwelle von der Rekuperation auf die hydraulische Bremse sinnvoll. Ein leichtes Bremsmoment an der Hinterachse unterstützt die Eindrehtendenz und vermindert die Untersteuertendenz.

R = 300 m, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert, $v = 108 \text{ km/h}$

Der Kurvenradius wird im nächsten Versuch auf $R = 300 \text{ m}$ erhöht. Bei gleichbleibender Querbewegungsbeschleunigung von $a_y = 3 \text{ m/s}^2$ ergibt dies eine Fahrgeschwindigkeit von 108 km/h . Mit der Rekuperation sind bei diesen Randbedingungen Verzögerungen von bis zu $a_x = 3 \text{ m/s}^2$ ohne wahrnehmbare ungewollte Fahrzeugreaktionen möglich, bevor die Vorderräder die Seitenkraft verlieren und das Fahrzeug droht die Kurve nach außen zu verlassen. Bei einem Bremskraftanteil an der Hinterachse von $i = 0,25$ reagiert das Fahrzeug mit einer starken Eindrehtendenz auf einen Bremsbefehl. Ab Verzögerungen von $a_x = 2,5 \text{ m/s}^2$ zeigt das Fahrzeug deutliche Gier- und Schwimmwinkelreaktionen und droht instabil zu werden. Bei einem geringeren Bremskraftanteil an der Hinterachse mit $i = 0,15$

zeigen sich bei mittleren Verzögerungen deutliche Reaktionen, mit zunehmender Verzögerung überwiegt jedoch der Effekt der Umfangskraft an der Vorderachse, sodass die Eindrehtendenz geschwächt wird und das Fahrzeug nicht instabil wird. Die größeren Umfangskräfte an der Vorderachse wirken sich durch die Reduzierung der Seitenkräfte stabilisierend aus.

Durch das Umschalten auf die hydraulische Bremse bei höheren Schlupfwerten an den Vorderrädern lässt sich eine eindrehende Tendenz erzeugen und starkes Untersteuern vermeiden (Bild 22).

R = 300 m, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert, $v = 140 \text{ km/h}$

Der Versuch wird auf Hochreibwert mit erhöhter Querbewegungsbeschleunigung ($a_y = 5 \text{ m/s}^2$) wiederholt. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt nun 140 km/h . Beim Bremsen mit der hydraulischen Bremse kommt es zu einer deutlichen Erhöhung der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels. Die geringsten Reaktionen zeigt das Fahrzeug erwartungsgemäß mit der Rekuperation an der Vorderachse. Bei einem

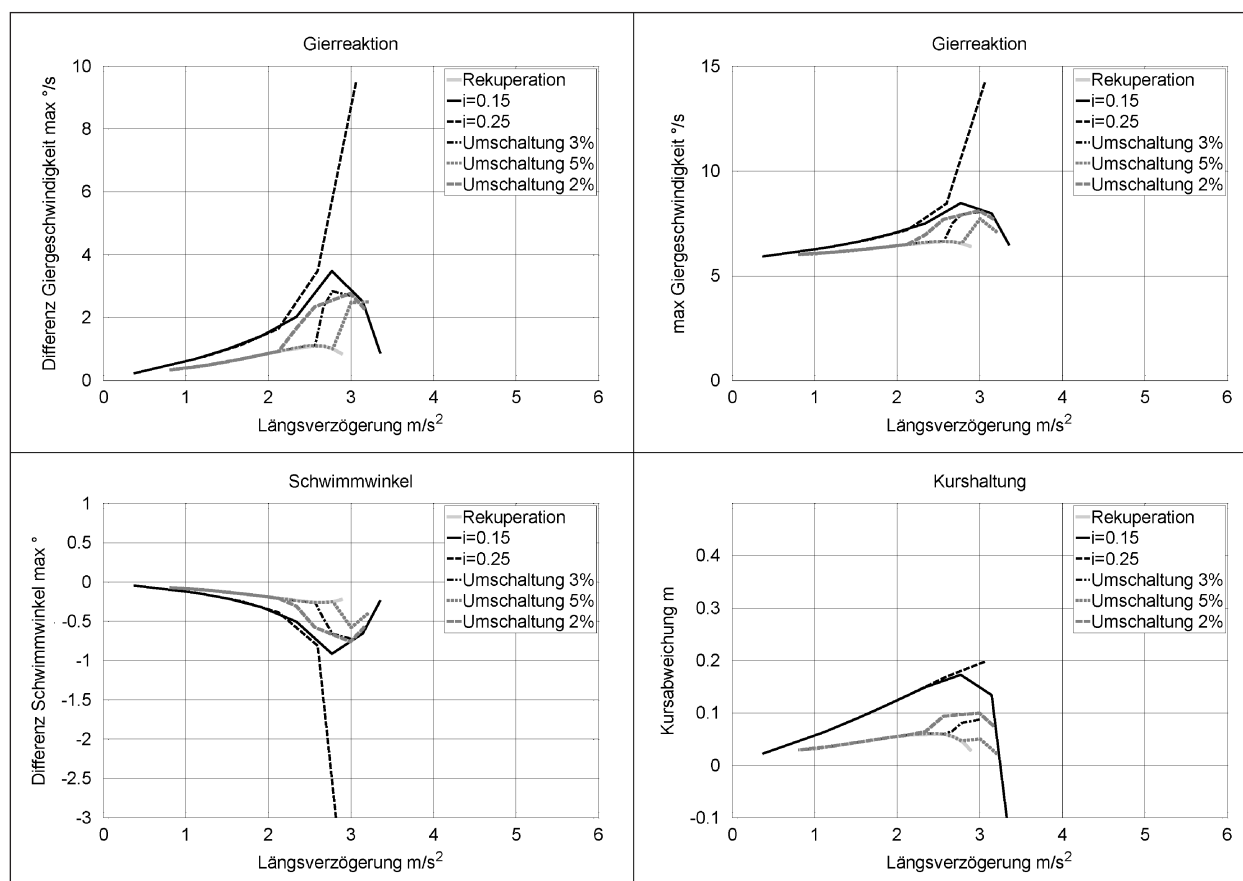


Bild 22: Golf: $R = 300 \text{ m}$, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert

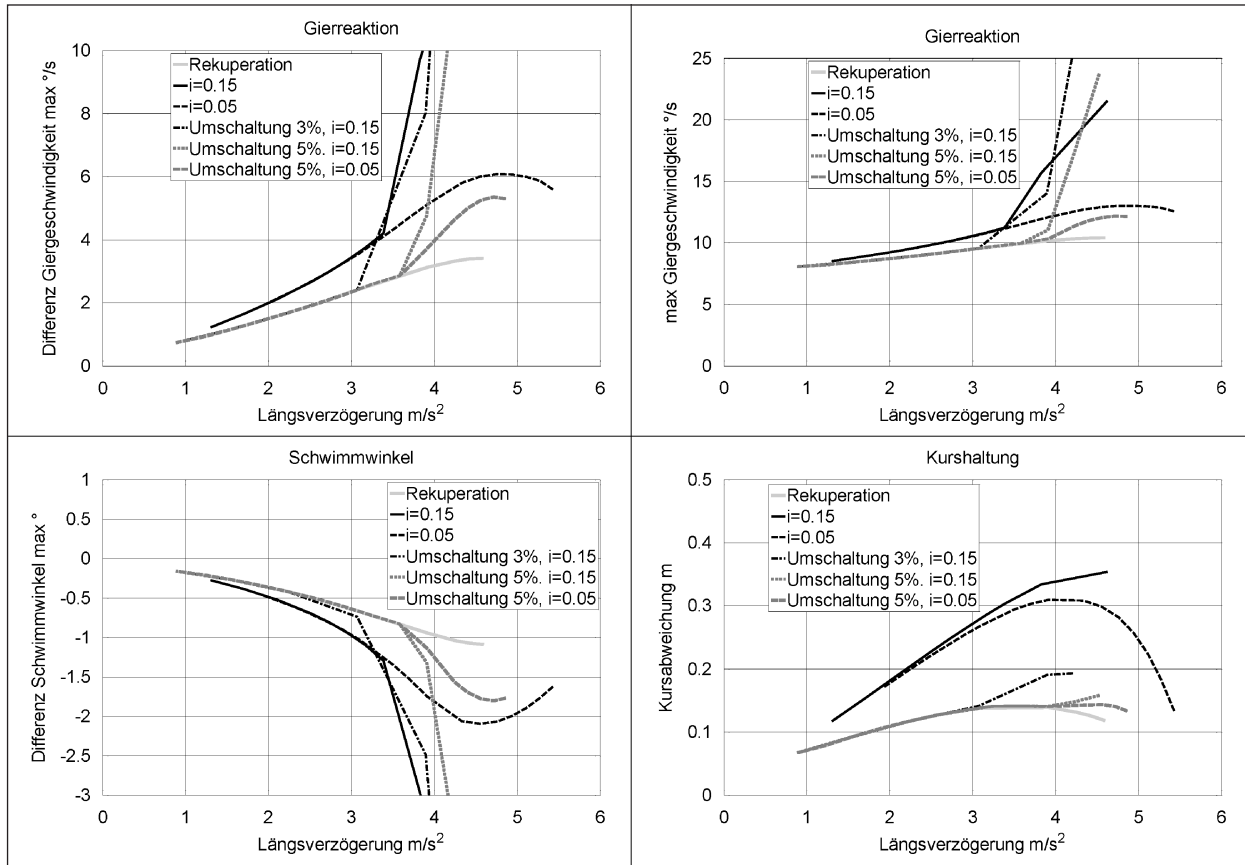


Bild 23: Golf: $R = 300 \text{ m}$, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

Bremskraftanteil an der Hinterachse von $i = 0,15$ verliert die Hinterachse durch die Entlastung und die Umfangskraft bei Verzögerungen über $a_x = 3 \text{ m/s}^2$ deutlich an Seitenkraft, sodass das Fahrzeug eine starke Eindrehtendenz aufweist. Eine Verringerung des Bremskraftanteils an der Hinterachse auf $i = 0,05$ bringt einen erheblichen Stabilitätsvorteil und ermöglicht stabile Verzögerungen bis $a_x = 5 \text{ m/s}^2$. Die Rekuperation kann für Verzögerungen bis $a_x = 4,5 \text{ m/s}^2$ verwendet werden. Bei höheren Verzögerungen drohen die Vorderräder zu blockieren und die Seitenführung zu verlieren.

Ein Umschalten zur hydraulischen Bremse ist erst bei relativ hohen Schlupfwerten sinnvoll. Der Anteil der Bremskraft an der Hinterachse darf dabei aber auch nur sehr gering sein ($i = 0,05$). Insgesamt bietet die Rekuperation in dieser Fahrsituation eine erhebliche Dämpfung der Fahrzeugreaktionen beim Bremsen und verzögert einen ABS-/ESP-Eingriff, der durch einen zu hohen Bremskraftanteil an der Hinterachse erzeugt werden würde (Bild 23).

Die Diagramme in Bild 24 zeigen die Zeitverläufe bei einer Verzögerung von $a_x = 4,5 \text{ m/s}^2$. Die Verläufe verdeutlichen, dass die Rekuperation einen

Stabilitätsvorteil gegenüber der hydraulischen Bremse hat. Des Weiteren zeigen die Verläufe, dass ein Umschalten bei einer Schlupfgrenze von 5 % das Untersteuern vermeidet. Früheres Umschalten ist in dieser Situation nicht sinnvoll, da selbst geringe Bremskraftanteile an der Hinterachse eine deutliche Vergrößerung der Gier und Schwimmwinkelreaktionen bewirken.

Einfluss des Sperrwertes

In den vorherigen Untersuchungen ist ein Sperrwert von $S = 5 \%$ gewählt, um die Reibung in einem konventionellen offenen Differenzial abzubilden. Wie in Kapitel 5.2 beschrieben ist, werden die Antriebsmomente durch die Sperrwirkung asymmetrisch verteilt und sorgen für kurvenausdrehende stabilisierende Giermomente.

Bei der Rekuperation wird somit mehr generatorisches Moment auf die kurvenäußeren Räder verschoben, sodass das kurveninnere Rad weniger Antriebsmoment übertragen muss und folglich später die Kraftschlussgrenze erreicht. Das aus der asymmetrischen Momentenverteilung resultierende

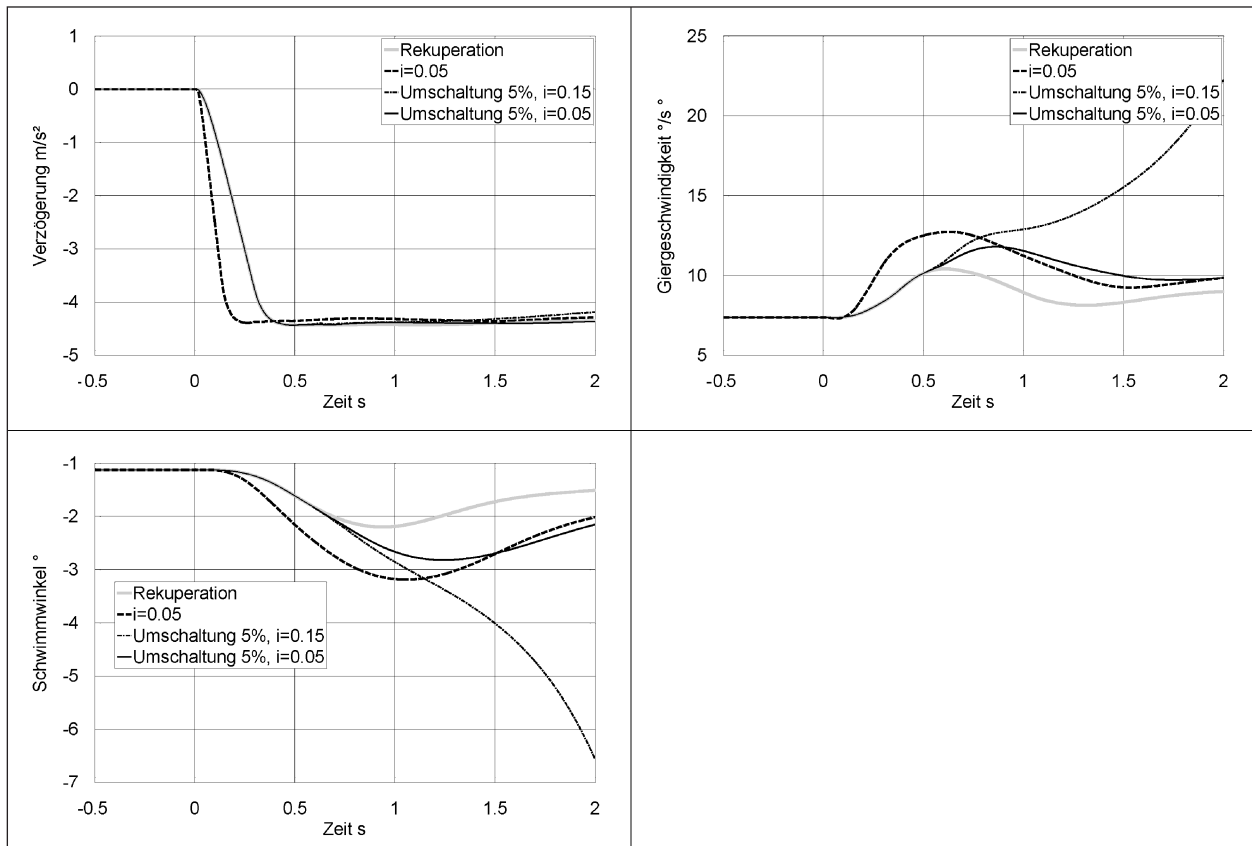


Bild 24: Golf: 300 m, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert

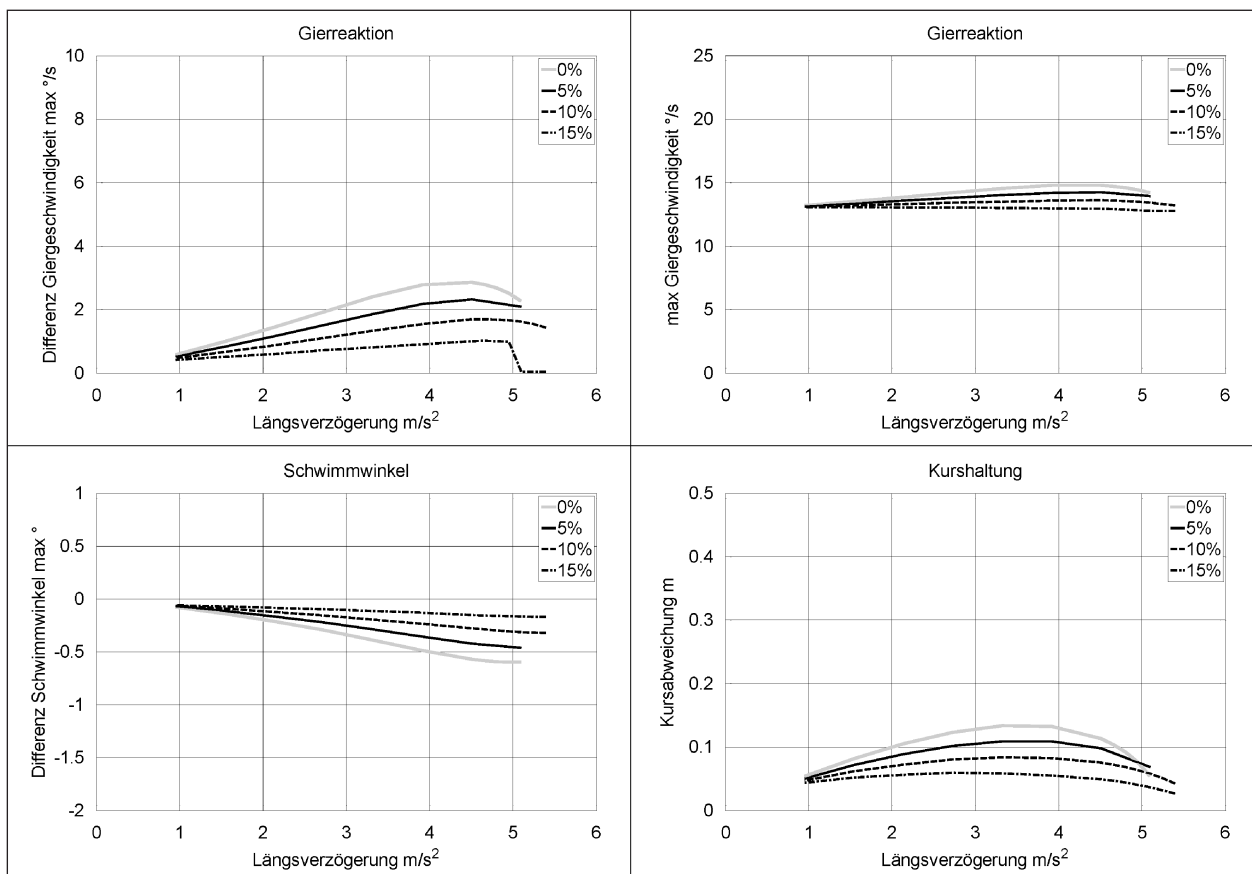


Bild 25: Golf: Einfluss des Sperrwertes: $R = 100 \text{ m}$, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

Giermoment beeinflusst das Kurvenbremsverhalten ebenfalls.

Die Ergebnisse in Bild 25 zeigen den Einfluss des Sperrwertes auf die Fahrzeugreaktionen beim Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ bei der Rekuperation am Beispiel der Standardbedingungen ($R = 100 \text{ m}$, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert). Der Sperrwert wird zwischen 0-15 % schrittweise verändert.

Die Fahrzeugreaktionen der Varianten mit Sperrwerten zwischen $S = 0 \%$ (ideal offenes Differenzial) und $S = 15 \%$ zeigen klar erkennbare Unterschiede in der Gierreaktion, dem Schwimmwinkel und der Kursabweichung. Mit zunehmender Sperrwirkung des Differenzials wird die Fahrzeugreaktion vermindert, wie es nach der Theorie zu erwarten ist.

Wie in den vorangegangenen Kapiteln dargelegt ist, zeigt das Fahrzeug mit reiner Rekuperation an der Vorderachse deutlich geringere Reaktionen als das Fahrzeug mit einer konventionellen Reibungsbremse mit einer festen BKV zwischen der Vorder- und Hinterachse. Durch die Sperrwirkung des Differenzials kommt es zu einer weiteren Reduzierung der Fahrzeugreaktion infolge einer Bremsung. Mit zunehmender Sperrwirkung im Differenzial steigt auch die maximal erzielbare Verzögerung durch die Rekuperation (Leistung des EM vernachlässigt).

Zusammenfassung: Rekuperation Frontantrieb

Die in diesem Kapitel dargelegten Ergebnisse zeigen die Unterschiede der Fahrzeugreaktionen für verschiedene Bremskraftverteilungen beim Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“. Die Fahrzeugreaktionen werden anhand der Kennparameter für die Giergeschwindigkeit, den Schwimmwinkel und die Kursabweichung bewertet. Dabei konnte gezeigt werden, dass die Rekuperation an der Vorderachse bis in Bereiche von hohen Querschleunigungen und niedrigen Reibwerten unabhängig des Kurvenradius für erhebliche Verzögerungen verwendet werden kann, ohne instabile Fahrzustände hervorzurufen. Allgemeingültig lässt sich außerdem festhalten, dass die Rekuperation an der Vorderachse die Fahrzeugreaktionen abschwächt und keine instabilen Fahrzustände provoziert. Das Bremsverhalten in der Kurve wird durch die reine Rekuperation an der Vorderachse verbessert und verlangt weniger Korrekturen durch den Fahrer.

Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass durch einen einfachen Brake-Blending-Ansatz die Rekuperationsleistung optimal ausgeschöpft und die Fahrstabilität gleichzeitig gewährleistet werden kann, ohne dass es zu deutlich wahrnehmbaren Veränderungen im Fahrverhalten kommt. Bei der Auslegung der Blending-Schwellen ist die Fahrsituation (Querschleunigung, Geschwindigkeit, Reibwert) zu berücksichtigen.

Folgende allgemeingültige Aussagen lassen sich bezüglich des Bremsverhaltens in der Kurve festhalten:

- Die Rekuperation an der Vorderachse verringert die Fahrzeugreaktion in Form der maximalen Giergeschwindigkeit und des maximalen Schwimmwinkels unabhängig von Kurvenradius, Querschleunigung und Reibwert.
- Die Unterschiede der Fahrzeugreaktionen bei fester BKV und bei Rekuperation steigen mit zunehmender Querschleunigung und Längsverzögerung an.
- Bei hohen Reibwerten und hohen Querschleunigungen stabilisiert die Rekuperation an der Vorderachse das Fahrzeug und wird nur durch das drohende Blockieren der Vorderräder begrenzt. Ein Umschalten auf die lineare BKV ist dabei erst bei hohen Schlupf-Werten sinnvoll.
- Bei Niedrigreibwerten und kleinen Radien ist eine frühe Umschaltung bzw. Ergänzung der Rekuperation durch einen Bremskraftanteil an der Hinterachse sinnvoll, da die Eindrehtendenz des Fahrzeugs in die Kurve verbessert wird. Bei reiner Rekuperation zeigt das Fahrzeug auch bei geringen Schlupfwerten eine starke Untersteuertendenz.
- Die Erhöhung des Sperrwertes führt zu einem Anstieg der maximal erreichbaren Verzögerung über die Rekuperation. Die Eindrehtendenz wird vermindert.

6.6 Ergebnisse Beispielfahrzeug BMW 5er (Heckantrieb)

In diesem Kapitel werden analog zu Kapitel 6.5 die Ergebnisse der Simulation des zweiten Beispielfahrzeugs mit Heckantrieb dargelegt. Bei der Rekuperation wirkt nur an der angetriebenen Hinterachse das generatorische Moment, das das

Fahrzeug verzögert. Wie bereits aus dem vorherigen Kapitel bekannt ist, werden die Fahrzeugreaktionen mit denen bei einer konventionellen festen BKV verglichen. Dabei werden die gleichen Randbedingungen sowie Simulationsparameter wie für das Fahrzeug mit Frontantrieb zugrunde gelegt (vgl. Tabelle 3).

R = 100, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert, $v = 81 \text{ km/h}$

Bild 26 zeigt die Kennlinien von Giergeschwindigkeit, Schwimmwinkel und Kursabweichung für die Abbremsung über die reine Rekuperation an der Hinterachse sowie für Bremsungen mit drei verschiedenen festen BKV.

Anhand der Verläufe der Verzögerungen mit der hydraulischen Bremse lässt sich erkennen, dass der Bremskraftanteil an der Hinterachse i bei der linearen BKV bis zu Verzögerungen von über $a_x = 3 \text{ m/s}^2$ im untersuchten Bereich ($i = 0,15-0,35$) keinen wesentlichen Einfluss auf die Fahrzeugreaktion hat. Erst bei größeren Verzögerungen lassen sich die Kennlinien der einzelnen Varianten eindeutig unterscheiden. Die Fahrzeugreaktionen bei der rei-

nen Rekuperation zeigen ab Verzögerungen von $a_x = 2 \text{ m/s}^2$ Unterschiede gegenüber den anderen Fahrzeugreaktionen. Die maximal erzielbare Verzögerung durch die Rekuperation liegt bei $a_x = 2,7 \text{ m/s}^2$. Dabei treten deutlich wahrnehmbare Reaktion auf und das Fahrzeug droht instabil zu werden. Mit den festen Bremskraftverteilungen zeigt das Fahrzeug nur mäßige Fahrzeugreaktionen, die erst bei höheren Verzögerungen wahrnehmbar werden. Insgesamt erreicht das Fahrzeug mit einer BKV mit $i = 0,25$ die höchste Verzögerung bei gleichzeitiger Stabilität, sodass diese für die weiteren Simulationen verwendet wird.

Die Ergebnisse zeigen, dass ein Umschalten zwischen der Rekuperation und der konventionellen Reibungsbremse notwendig ist, da der Einsatzbereich durch die Fahrstabilität eingeschränkt ist.

Bild 27 zeigt die Verläufe bei Rekuperation und fester BKV mit $i = 0,25$. Zusätzlich sind die Verläufe bei einer Umschaltung von Rekuperation auf die lineare BKV gezeigt. Als Umschaltsschwellen werden 3 %, 5 % und 10 % Schlupf am kurveninneren Hinterrad gewählt.

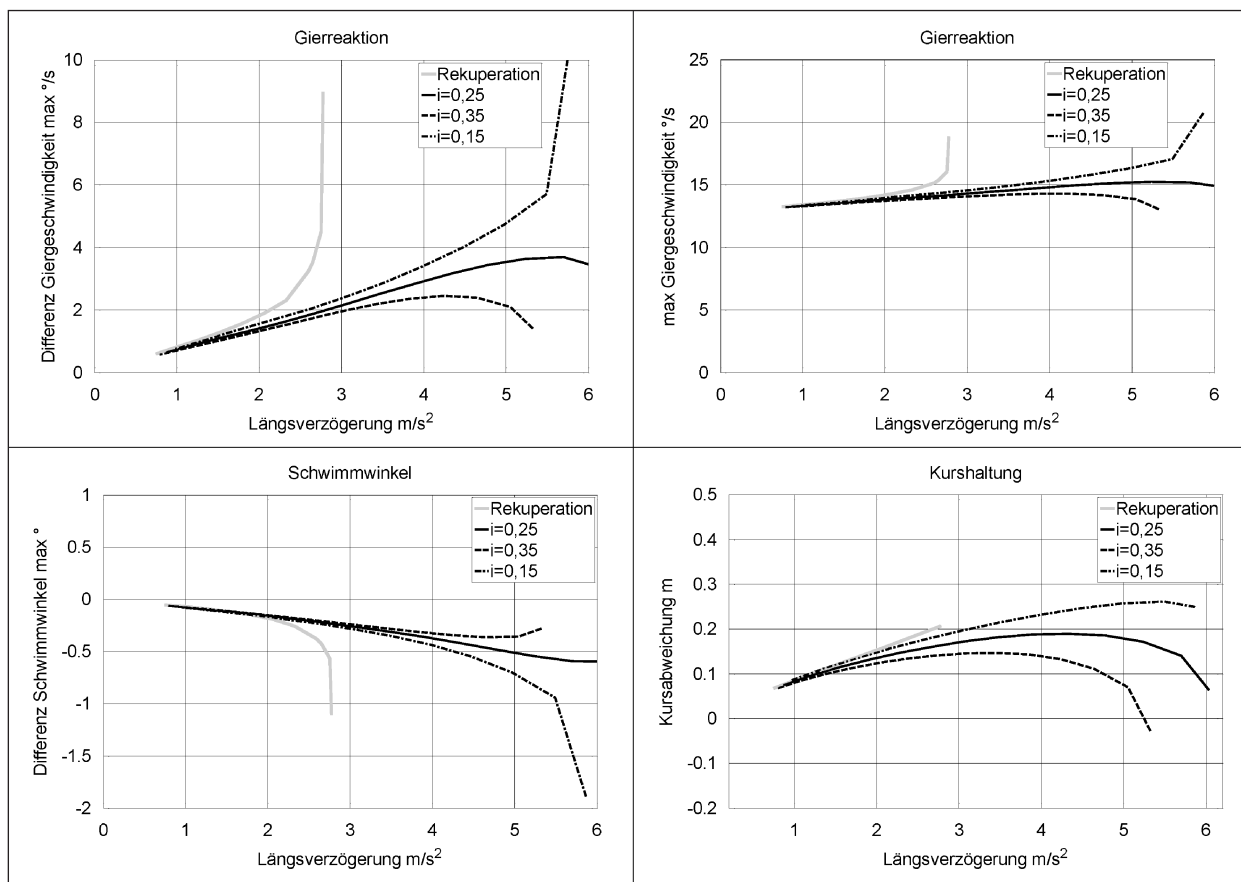


Bild 26: BMW: R = 100 m, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

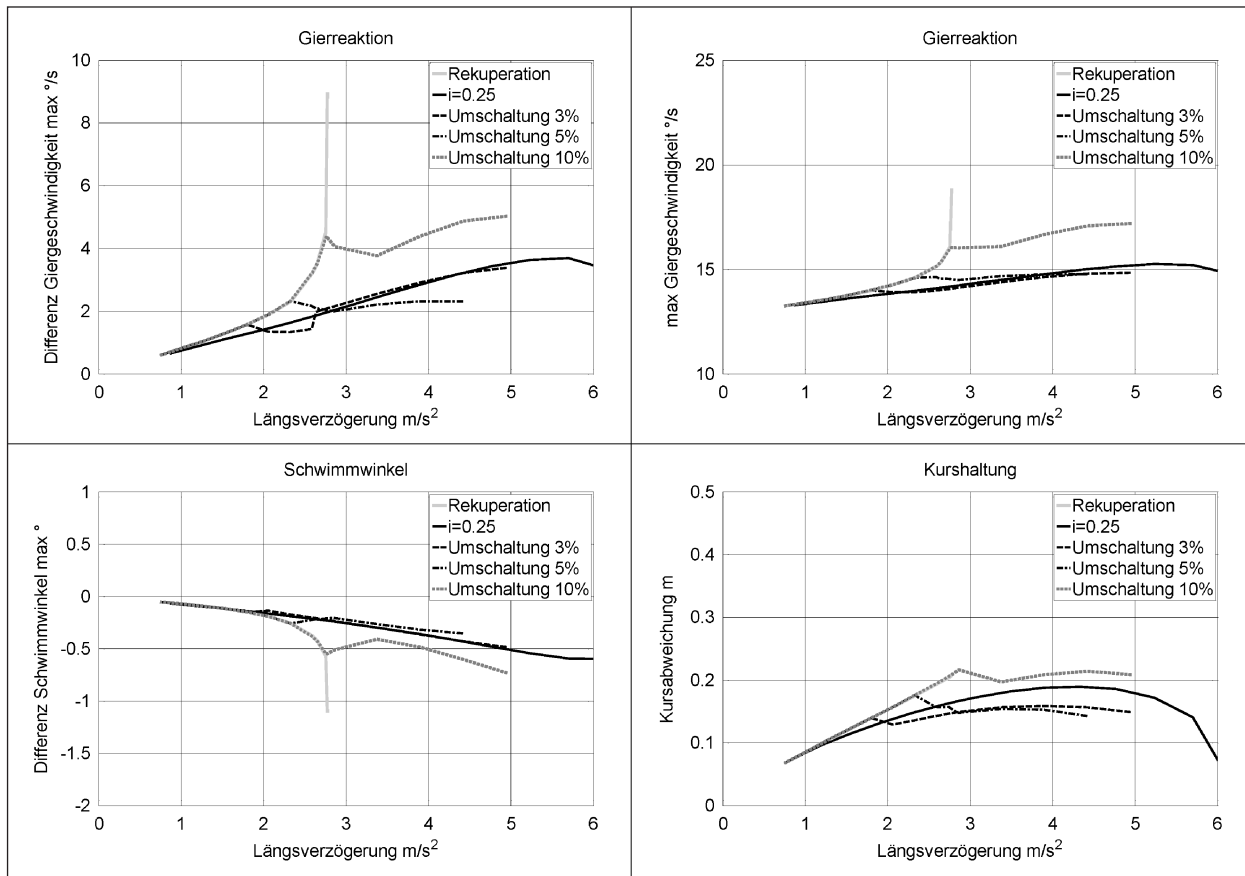


Bild 27: BMW: $R = 100 \text{ m}$, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

Die Verläufe zeigen, dass bei einer Umschaltung von 3 % und 5 % nahezu keine Änderungen zwischen den verschiedenen Fahrverhalten der Varianten feststellbar sind. Bei einem Schwellwert von 10 % Schlupf baut sich bereits vor der Umschaltung ein deutlich vergrößerter Schwimmwinkel auf, sodass es hier zu einer wahrnehmbaren Veränderung kommt.

Bild 28 zeigt die Zeitverläufe von Verzögerung, Giergeschwindigkeit, Schwimmwinkel und Schlupf am kurveninneren Hinterrad bei einer Verzögerung von $a_x = 2,6 \text{ m/s}^2$. Bei reiner Rekuperation baut sich im Gegensatz zu der festen BKV ein deutlicher Schlupf am Hinterrad auf. Die Seitenführungskraft der Hinterachse wird vermindert und es kommt zu einer stark eindrehenden Tendenz des Fahrzeugs, wie es anhand der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels zu erkennen ist.

Bei der Umschaltungen auf die feste BKV bei 3 % und 5 % Schlupf nimmt der Schlupf sprunghaft ab, da die Bremskraft an der Hinterachse deutlich reduziert wird. Die eindrehende Tendenz wird gedämpft und die Verläufe nähern sich denen bei linearer BKV an.

$R = 100 \text{ m}$, $a_y = 7 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

Bild 29 zeigt die Ergebnisse des gleichen Versuchs bei erhöhter Quereschleunigung. Wie zu erkennen ist, führt die Rekuperation bei hohen Quereschleunigungen sehr schnell zur Instabilität des Fahrzeugs. Auch bei der festen BKV mit $i = 0,25$ zeigt das Fahrzeug eine erhebliche eindrehende Tendenz. Neben der BKV mit $i = 0,25$ ist zusätzlich der Verlauf bei einer BKV mit $i = 0,15$ gezeigt. Das Fahrzeug verhält sich nun stabil, zeigt aber auch wahrnehmbare Reaktionen. Eine Reduzierung des Bremsmomentes an der Hinterachse ist in dieser Fahrsituation notwendig, sodass das Rekuperationsmoment frühzeitig begrenzt werden sollte.

Die Diagramme in Bild 30 zeigen die Zeitverläufe bei einer Verzögerung von $a_x = 1,6 \text{ m/s}^2$ für die Rekuperation, die feste BKV und die drei Varianten des Brake-Blending-Ansatzes bei verschiedenen Schlupfschwellen (2 %, 3 %, 10 %) von der Rekuperation auf die BKV mit $i = 0,25$. Die Verläufe zeigen, dass eine Umschaltung bei 2 % und 3 % fast deckungsgleiche Verläufe von Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel erzeugen wie mit der festen BKV. Eine Umschaltung bei 10 % führt zu einem

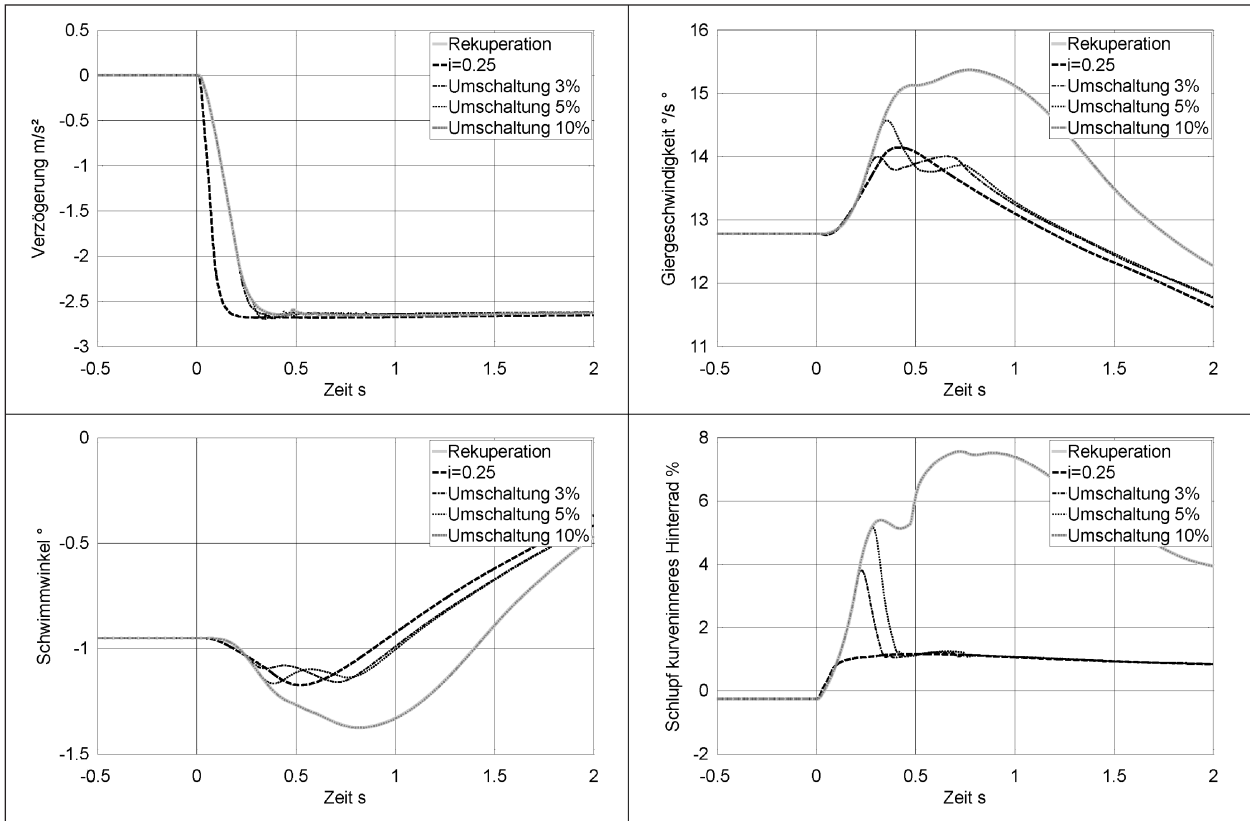


Bild 28: BMW: R = 100 m, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, $a_x = 2,6 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

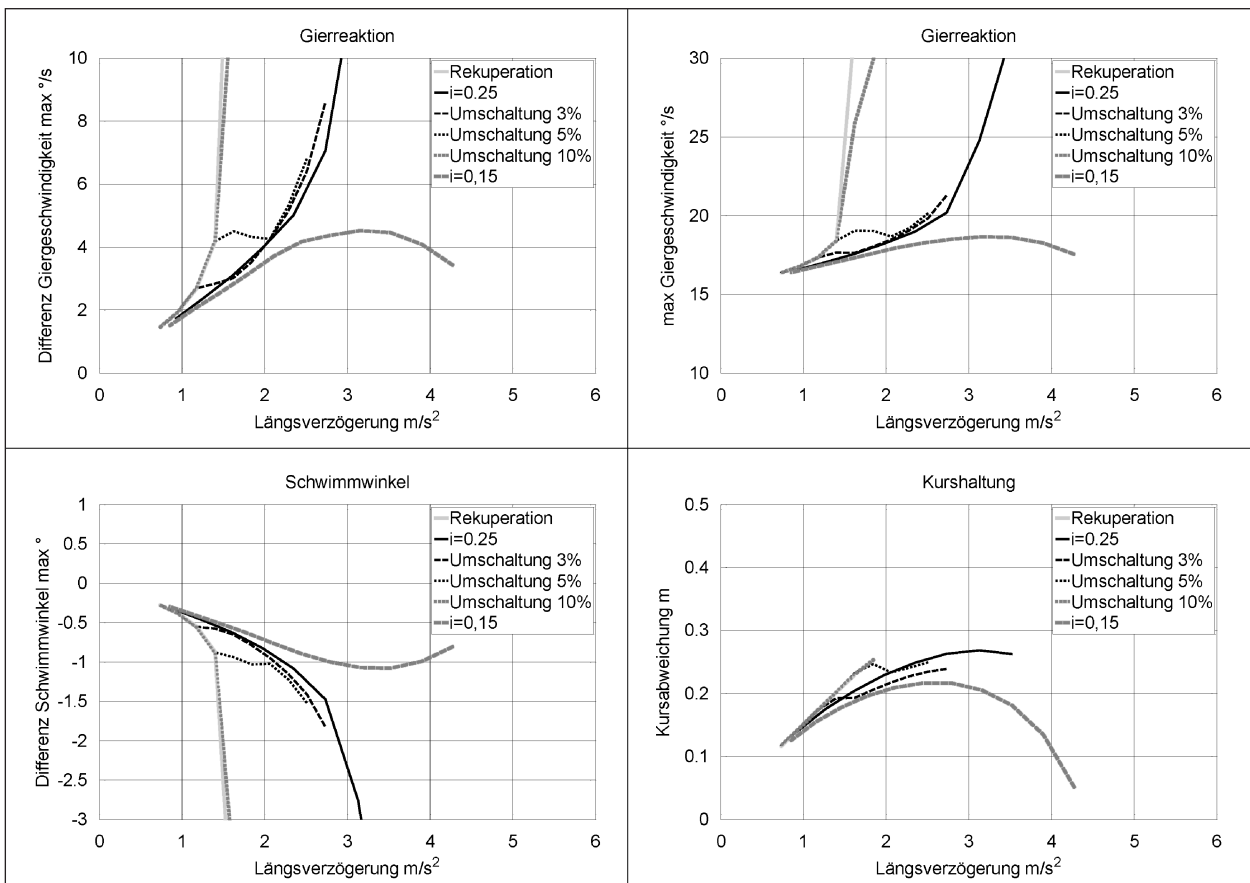


Bild 29: BMW: R = 100 m, $a_y = 7 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

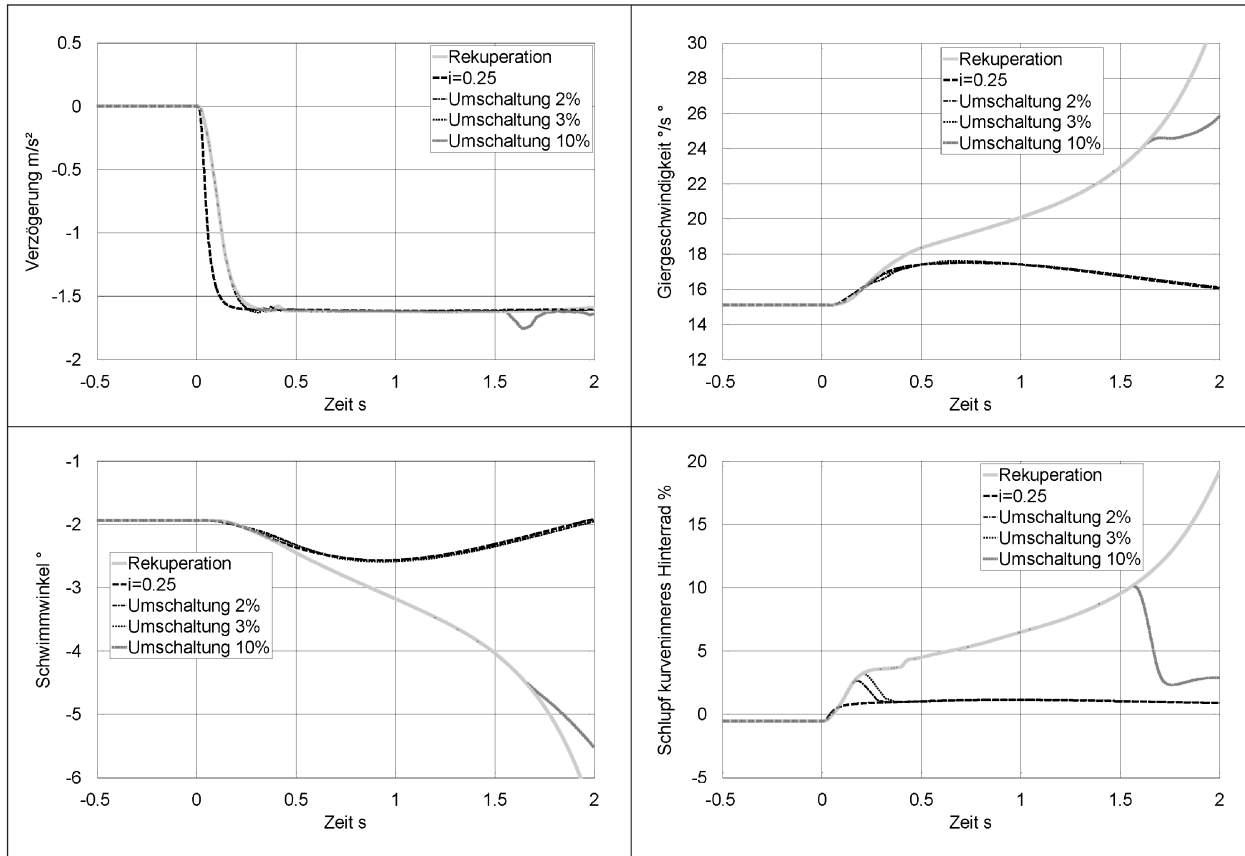


Bild 30: BMW: $R = 100$ m, $a_y = 7$ m/s², $a_x = 1,6$ m/s², Hochreibwert

starken Anstieg der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels.

R = 100 m, $a_y = 3$ m/s², Hochreibwert

Bei verminderter Querbefleunigung von $a_y = 3$ m/s² zeigen sich nur schwache Fahrzeugreaktionen unterhalb der Wahrnehmbarkeitsschwellen (Bild 31). Unterschiede in der Fahrzeugreaktion sind auch bis zum Erreichen hoher Schlupfwerte kaum sichtbar und bleiben ebenfalls unterhalb der definierten Wahrnehmbarkeitsschwellen. Auch die Kursabweichungen unterscheiden sich bei den verschiedenen BKV nur geringfügig. Die Rekuperation erlaubt Verzögerungen von fast $a_x = 4$ m/s², bevor die Räder der Hinterachse signifikanten Schlupf aufweisen.

Die Zeitverläufe bei der maximalen Verzögerung der Rekuperation sind in Bild 32 dargestellt. Selbst bei den hohen Schlupfwerten, bei denen bereits eine ABS-Regelung eingreifen würde, treten keine nennenswerten Unterschiede in der Fahrzeugreaktion auf.

Das Fahrzeug nimmt auch bei hohen Umschaltsschwellen von 10 % Schlupf keinen instabilen Fahr-

zustand ein. Auch die Unterschiede in der maximalen Giergeschwindigkeit und im maximalen Schwimmwinkel sind im Vergleich zu der Variante mit gewöhnlicher BKV sehr gering.

R = 100 m, $a_y = 3$ m/s², Niedrigreibwert

Die Simulation der Bremsung auf Niedrigreibwert zeigt ein noch deutlicheres Bild der Auswirkungen der Rekuperation auf das Bremsverhalten. Der Übergang von stabilem zu instabilem Fahrverhalten ist sehr klein. Die Unterschiede der Fahrzeugreaktionen der einzelnen Varianten sind bis Verzögerungen von ca. $a_x = 1,8$ m/s² nur gering, sodass bei sehr kleinen Verzögerungen keine Unterschiede wahrgenommen werden (Bild 33).

Bei Verzögerungen von $a_x = 2$ m/s² kommt es ohne ausgeprägten Übergangsbereich zu einem starken Anstieg des Schwimmwinkels bei der generatorischen Verzögerung. Durch die Umschaltung auf die BKV mit $i = 0,25$ kann hier dem Ausbrechen des Fahrzeughecks effektiv entgegengewirkt werden. Bei hohen Umschaltsschwellen kann es jedoch zu wahrnehmbaren Änderungen in der Fahrzeugreaktion kommen.

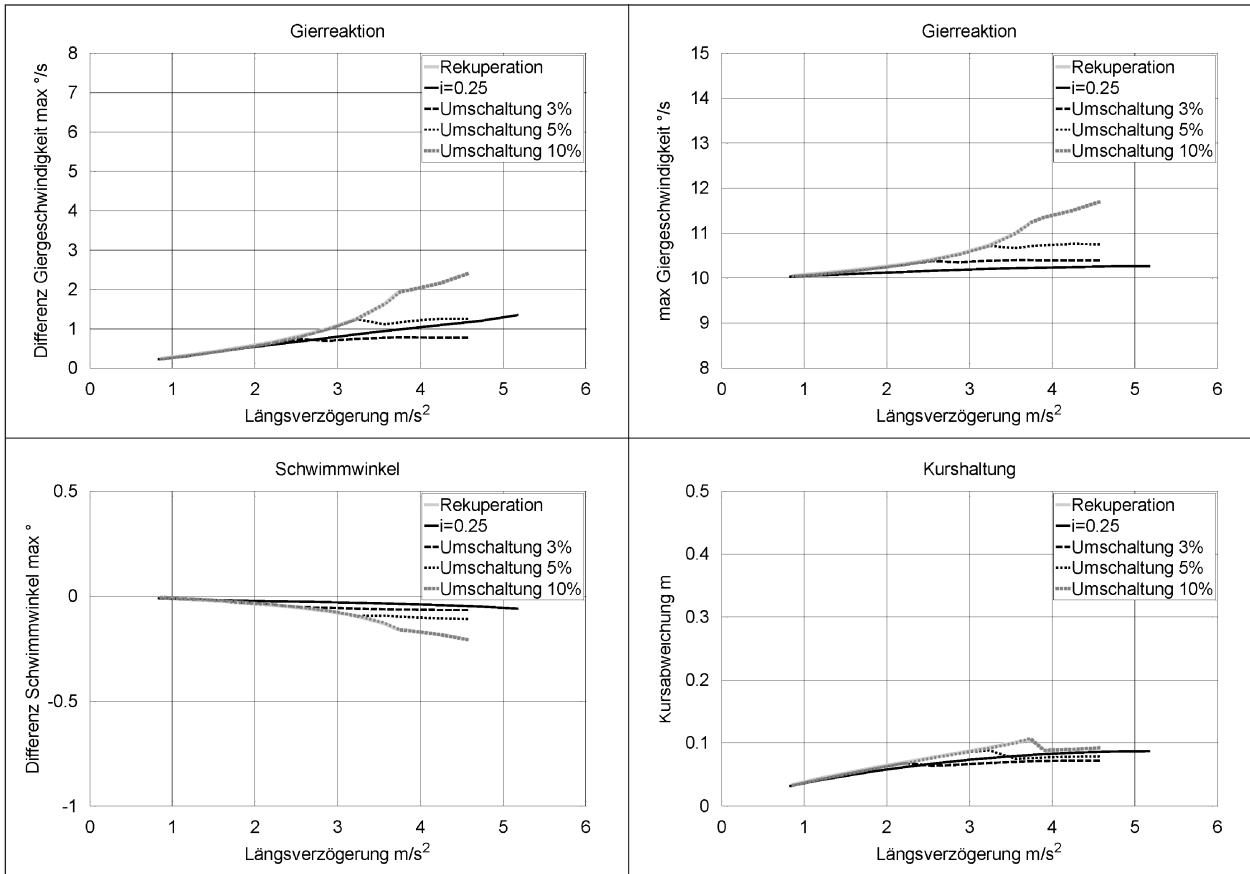


Bild 31: BMW: $R = 100$ m, $a_y = 3$ m/s^2 , Hochreibwert

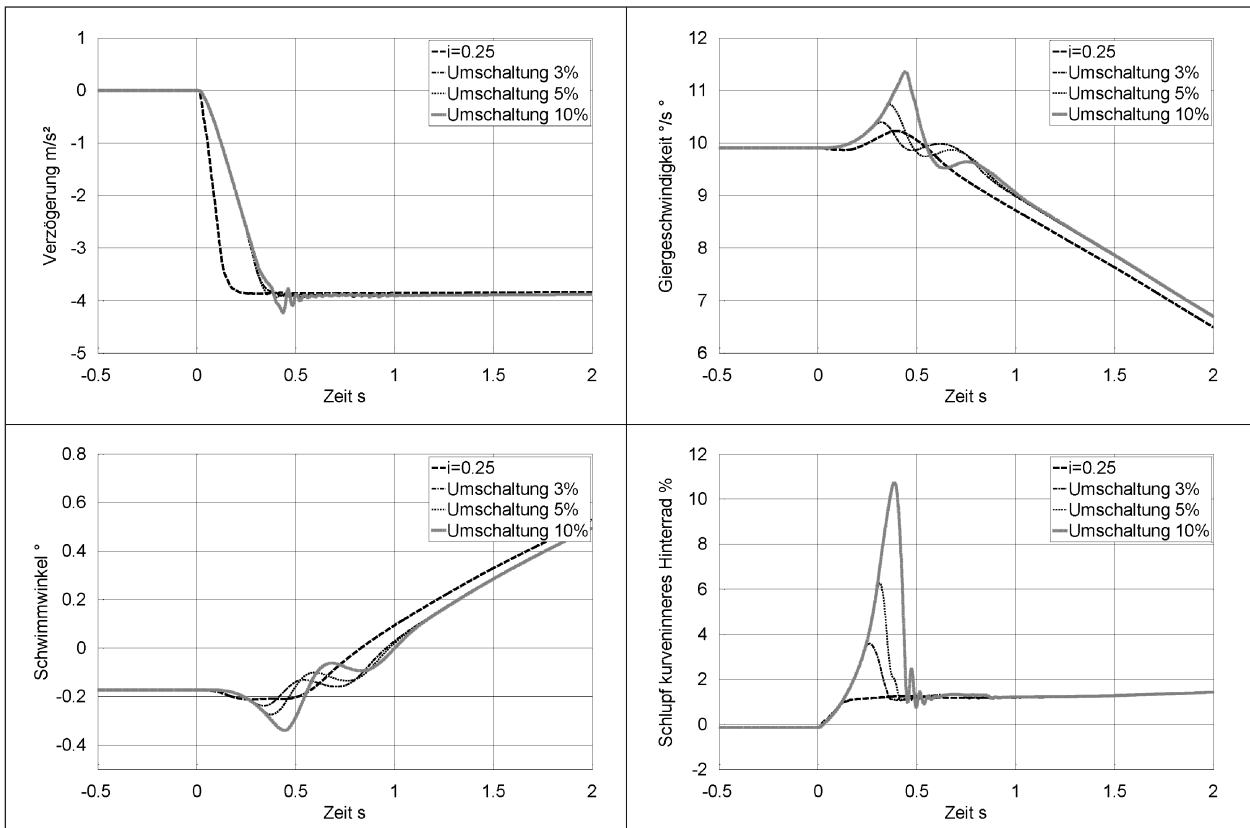


Bild 32: BMW: $R = 100$ m, $a_y = 3$ m/s^2 , $a_x = 4$ m/s^2 , Hochreibwert

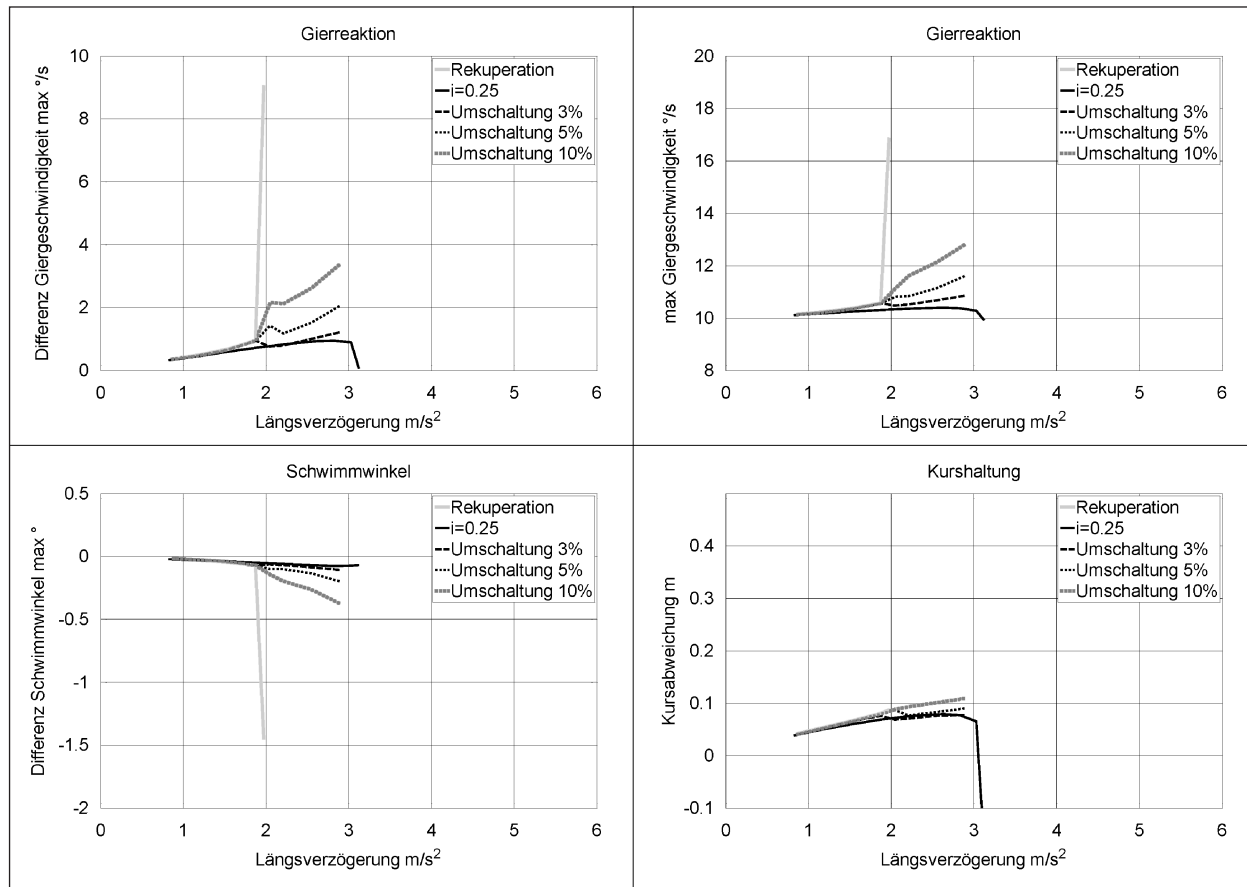


Bild 33: BMW: $R = 100 \text{ m}$, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert

**$R = 50 \text{ m}$, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert,
 $v = 65 \text{ km/h}$**

Die Simulation wird auf einem kleineren Kurvenradius ($R = 50 \text{ m}$) erneut durchgeführt. Dabei zeigen sich deutlich geringere Fahrzeugreaktionen als bei höheren Geschwindigkeiten. Bei der festen BKV kommt es bei geringen Verzögerungen zu einer leichten Erhöhung der Giergeschwindigkeit zu Beginn der Bremsung. Ab Verzögerungen von $a_x = 2,5 \text{ m/s}^2$ wird die eindrehende Fahrzeugreaktion durch die Umfangskraft an den Vorderrädern kompensiert. Bei anfänglicher Rekuperation und anschließender Umschaltung kommt es bei diesen Verzögerungen weiterhin zu einem leicht eindrehenden Effekt. Die Unterschiede der Fahrzeugreaktionen liegen dabei deutlich unterhalb der definierten Wahrnehmbarkeitsschwellen. Eine Umschaltung bei 10 % Schlupf führt hingegen zu wahrnehmbaren Veränderungen des Fahrzeugverhaltens (Bild 34).

**$R = 300 \text{ m}$, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert,
Geschwindigkeit 108 km/h**

Bild 35 zeigt die Ergebnisse der Simulation auf einem Kurvenradius von $R = 300 \text{ m}$ auf nasser Fahrbahn und einer Querbeschleunigung von $a_y = 3 \text{ m/s}^2$. Ähnlich wie im vorherigen Versuch sind die Fahrzeugreaktionen und die Unterschiede zwischen der Rekuperation und der festen BKV gering und liegen deutlich unterhalb der Wahrnehmungsschwellen. Erwartungsgemäß bricht das Heck bei zu starker Rekuperation aus, kann aber durch die einfache Umschaltung stabilisiert werden. Bei zu großen Umschaltsschwellen (10 % Schlupf) kommt es bei Verzögerung ab $a_x = 2 \text{ m/s}^2$ zu wahrnehmbaren Abweichungen in der Fahrzeugbewegung.

$R = 300 \text{ m}$, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

Die Ergebnisse der Simulation auf einem Radius von $R = 300 \text{ m}$ und einer erhöhten Querbeschleunigung von $a_y = 5 \text{ m/s}^2$ sind in Bild 36 dargestellt. Die Fahrzeugreaktionen steigen mit zunehmender

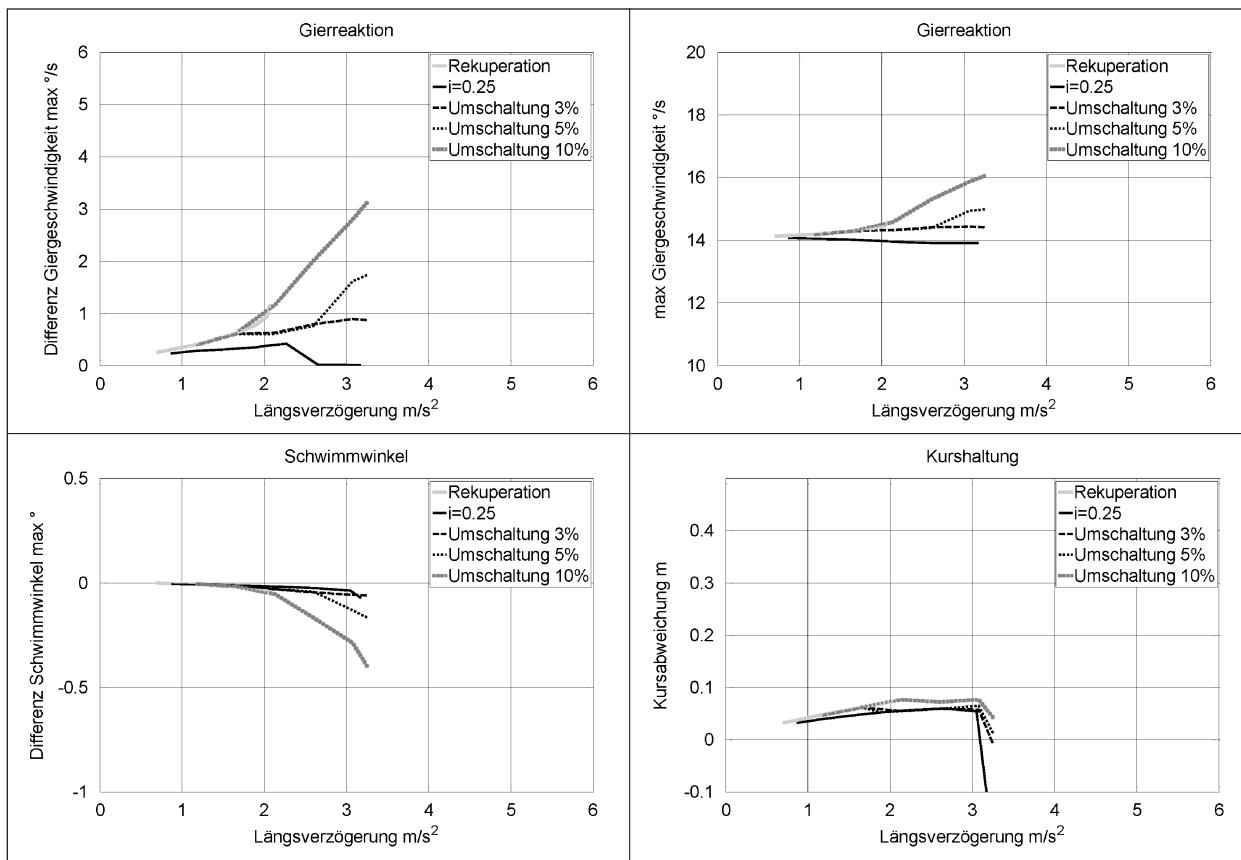


Bild 34: BMW: R = 50 m, $a_y = 3 m/s^2$, Niedrigreibwert

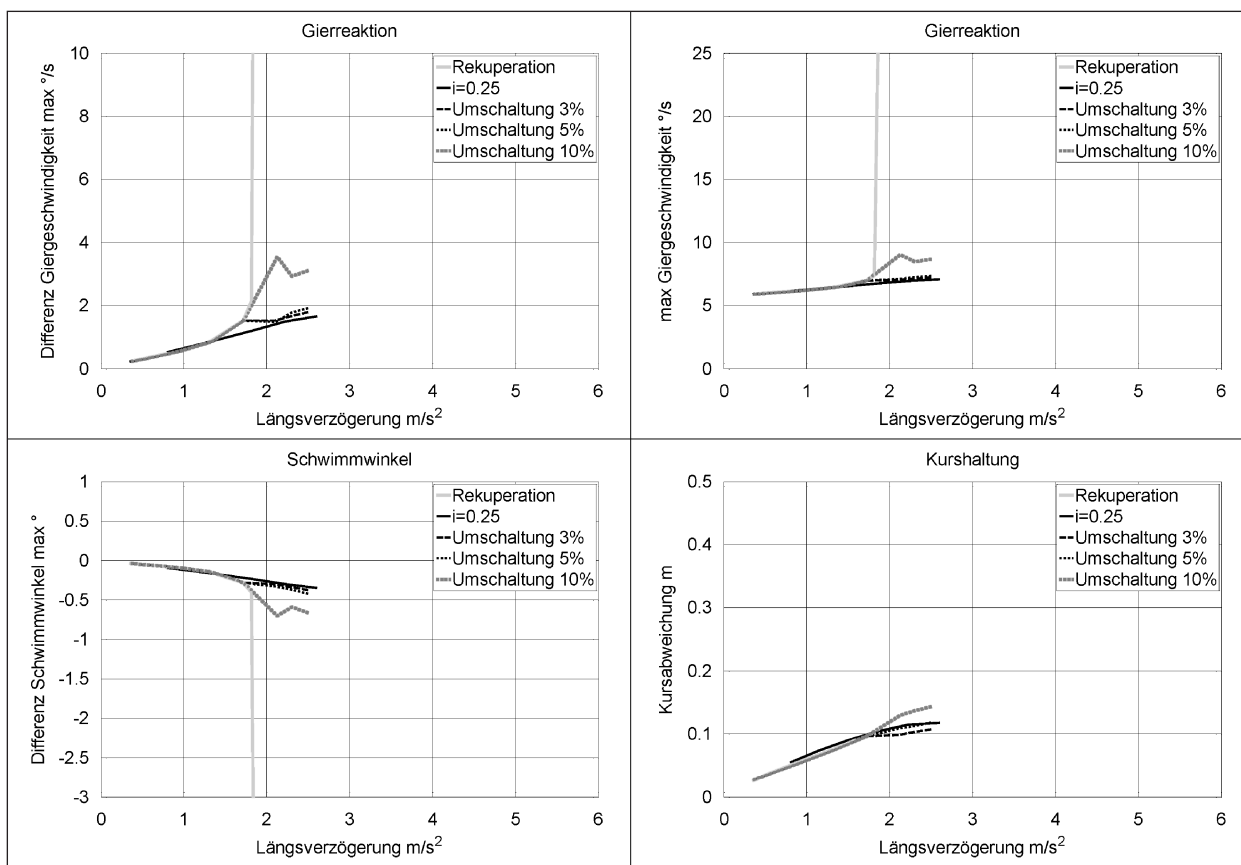


Bild 35: BMW: R = 300 m, $a_y = 3 m/s^2$, Niedrigreibwert

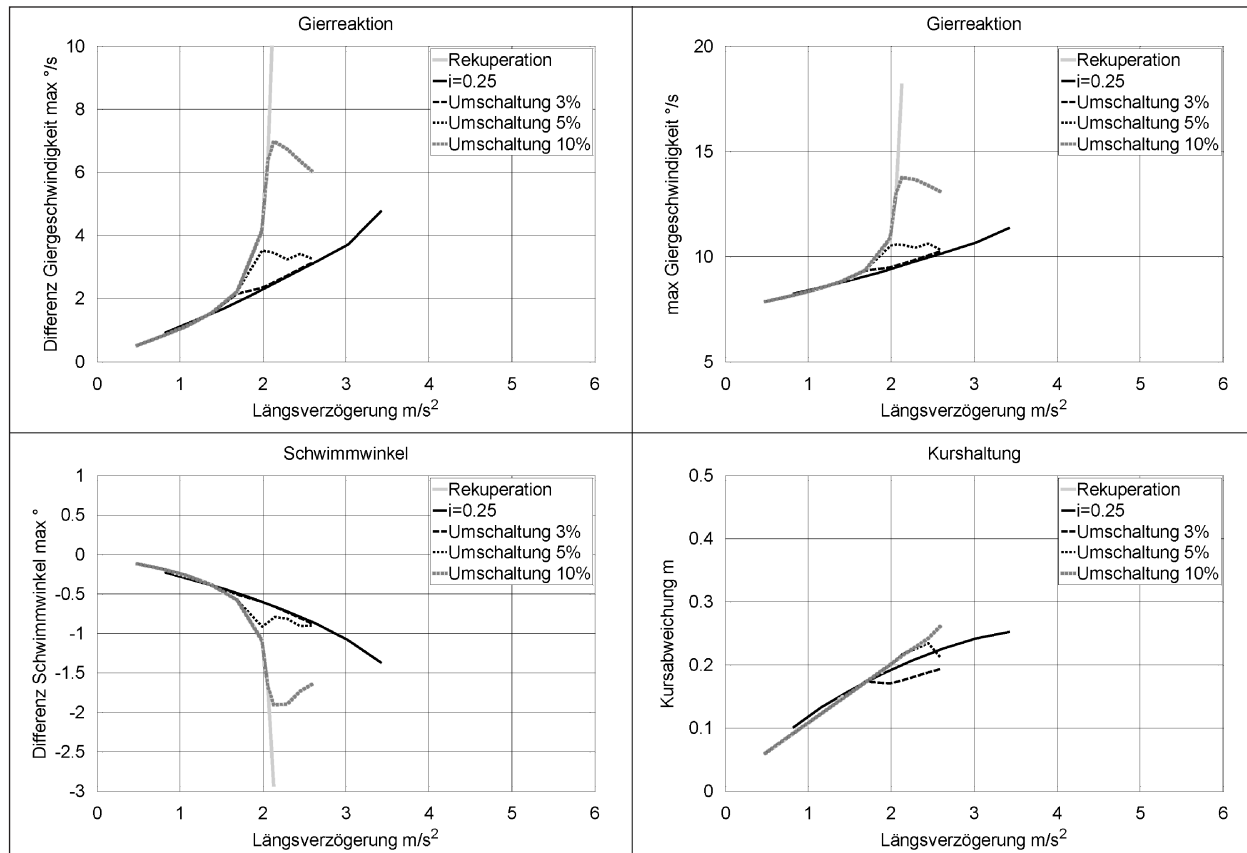


Bild 36: BMW: $R = 300 \text{ m}$, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

Verzögerung auf wahrnehmbare Werte an. Bei Verzögerungen von über $a_x = 1,5 \text{ m/s}^2$ werden Unterschiede zwischen den Fahrzeugreaktionen sichtbar. Bei einer frühzeitigen Umschaltung auf die feste BKV sind keine Unterschiede feststellbar. Bei Umschaltungen von 5 % oder größer werden Unterschiede deutlich wahrgenommen. Auch die Variante mit der festen BKV mit $i = 0,25$ zeigt bei höheren Verzögerungen wahrnehmbare Reaktionen, sodass der Bremskraftanteil der Hinterachse weiter reduziert werden sollte.

Einfluss des Sperrwertes

Analog zu Kapitel 6.5 wird hier der Einfluss des Sperrwertes auf die Ergebnisse analysiert. Bild 37 zeigt die Ergebnisse bei den Standardbedingungen des Fahrmanövers Bremsen im Kreis. Der Sperrwert wird zwischen $S = 0 \%$ und $S = 15 \%$ variiert. Wie bereits bei den Ergebnissen der Rekuperation an der Vorderachse gezeigt worden ist, reduziert auch hier der Sperrwert die Fahrzeugreaktion merklich. Mit zunehmendem Sperrwert wird die Gierreaktion des Fahrzeugs deutlich reduziert und die maximal über die Rekuperation erzielbare Verzögerung um bis um 1 m/s^2 vergrößert. Bei einem Sperrwert von $S = 15 \%$ können in dieser Fahrsituation Verzögerungen von bis zu $a_x = 3 \text{ m/s}^2$ erreicht werden, ohne dass die Wahrnehmbarkeitsschwellen überschritten werden.

Die gleiche Variation des Sperrwertes wird auf einem größeren Kurvenradius durchgeführt. Die in Bild 38 dargestellten Ergebnisse zeigen auch hier die positive Wirkung des Sperrwertes auf die Fahrzeugreaktionen. Die maximal erzielbare Verzögerung durch die Rekuperation wird deutlich erhöht und die Fahrzeugreaktionen bei geringen Verzögerungen stark reduziert.

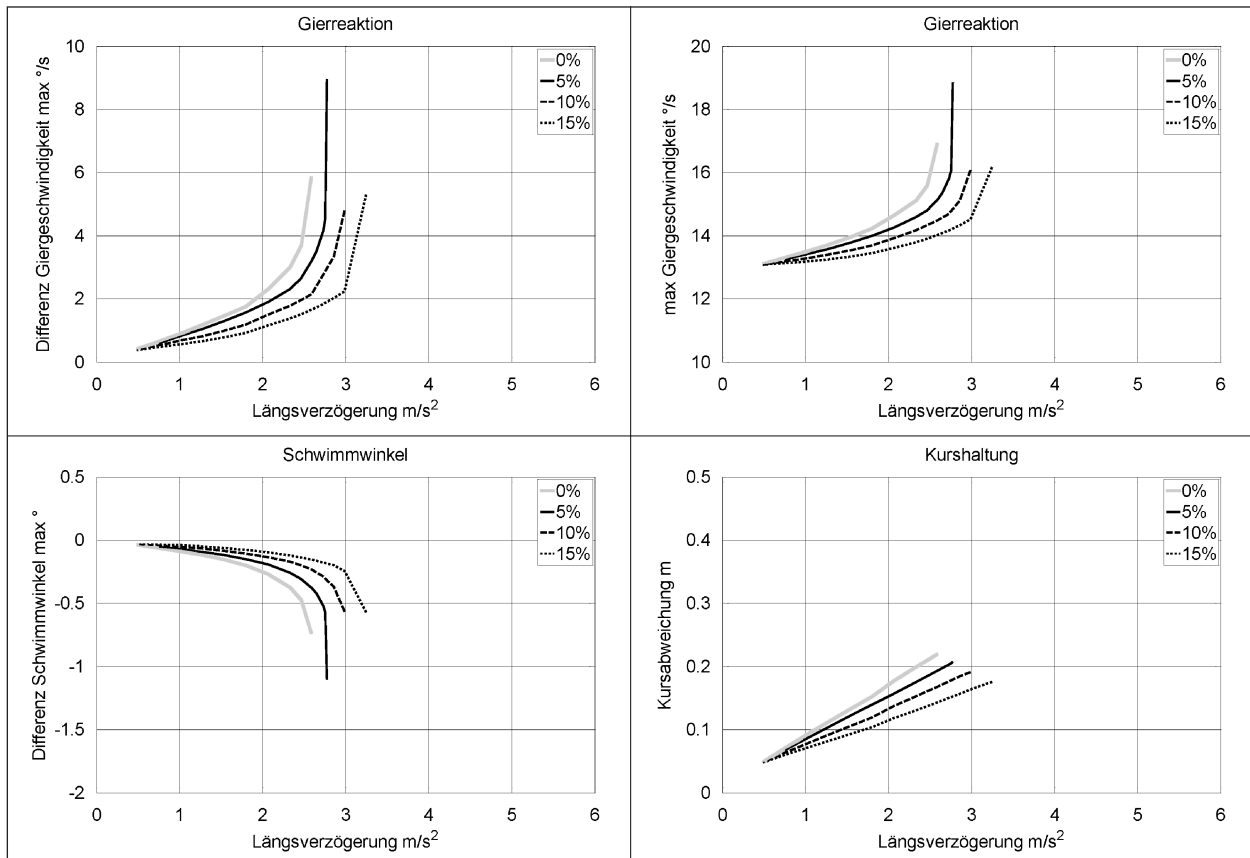


Bild 37: BMW: Einfluss des Sperrwertes. $R = 100 \text{ m}$, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, Hochreibwert

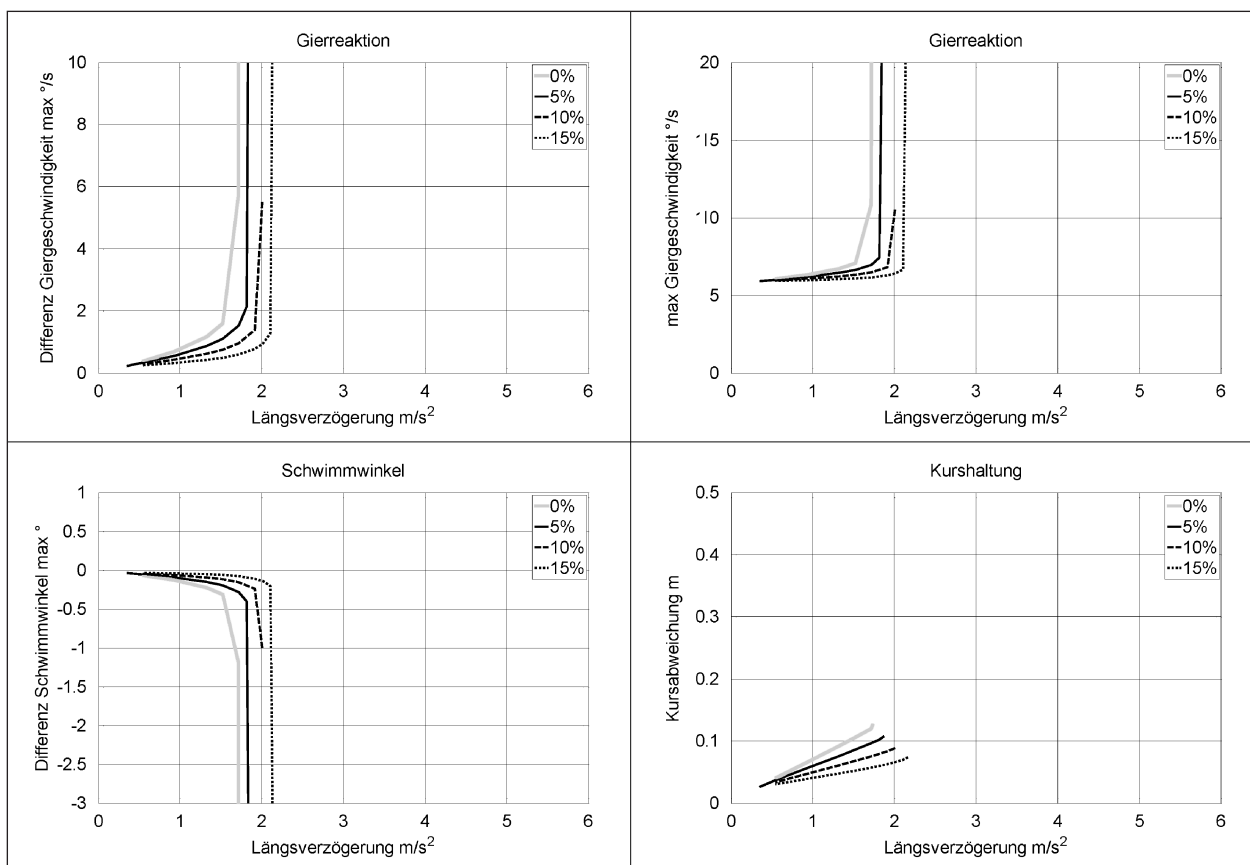


Bild 38: BMW: Einfluss des Sperrwertes. $R = 300 \text{ m}$, $a_y = 3 \text{ m/s}^2$, Niedrigreibwert

Zusammenfassung: Rekuperation Heckantrieb

Die Ergebnisse der Simulationen zeigen, dass auch die Rekuperation an der Hinterachse bei diesem Beispielfahrzeug in weiten Bereichen der Verzögerungen sinnvoll und ohne wahrnehmbare Veränderungen eingesetzt werden kann.

Im Gegensatz zur Rekuperation an der Vorderachse bewirkt die Rekuperation bei einem Fahrzeug mit Heckantrieb eine erwartungsgemäße Vergrößerung der Fahrzeugreaktionen. Bei hohen Querbeschleunigungen und insbesondere hohen Kurvenradien führt ein zu hohes Rekuperationsmoment an der Hinterachse zu einem starken Eindrehen des Fahrzeugs und schließlich zum Verlust der Fahrstabilität.

Durch eine einfache Blending-Strategie mit geringen Umschaltsschwellen kann das Fahrzeugverhalten stabilisiert und dem Verhalten des Fahrzeugs mit konstanter BKV angenähert werden. Da bei Bremsungen in der Kurve ein hoher Bremsmomentenanteil an der Hinterachse starke Fahrzeugreaktionen herbeiführt, erscheint eine vorgesteuerte Begrenzung des Rekuperationsmomentes als sinnvoll.

Bei Querbeschleunigungen bis $a_y = 3 \text{ m/s}^2$ kommt es auf Hochreibwert selbst bei hohen Schlupfwerten an der Hinterachse nicht zu einer merklichen Abweichungen der Fahrzeugreaktionen, sodass durch die Rekuperation keine kritischen Fahrzustände provoziert werden.

Bei hohen Querbeschleunigungen nahe am Grenzbereich erscheint es sinnvoll, vollständig auf die Rekuperation zu verzichten, da selbst eine lineare BKV mit verhältnismäßig geringem Anteil des Gesamtbremsmomentes deutliche Fahrzeugreaktionen hervorruft und ein ABS-/ESP-Eingriff notwendig ist. Eine Rekuperation in diesem Fahrmanöver würde sowohl energetisch als auch fahrdynamisch nicht sinnvoll sein.

Der Einsatz eines Differenzials mit Sperrwirkung wirkt sich positiv auf das Fahrzeugverhalten bei der Rekuperation aus und kann die erzielbaren Verzögerungen deutlich steigern. Die Gier- und Schwimmwinkelreaktionen werden aufgrund des kurvenausdrehenden Giermomentes reduziert.

7 Lenkanregung aus Geradeausbremsung

Bei der Bremsung in der Kurve kann ein kritischer Fahrzustand bereits vor dem Bremsvorgang erkannt werden. Treten sehr hohe Querbeschleunigungen auf, kann beispielsweise das Rekuperationsmoment begrenzt werden oder die Umschaltsschwelle sehr klein gewählt werden, wie es insbesondere bei der Rekuperation an der Hinterachse notwendig ist.

Bei einer Bremsung während einer Geradeausfahrt ist grundsätzlich nicht von einer kritischen Situation auszugehen. Dennoch kann aus einer unkritischen Situation durch eine Überlagerung von Lenkbewegungen eine kritische Situation eintreten, wenn der Fahrer plötzlich einem Objekt ausweichen muss.

7.1 Fahrscenario

Zur Untersuchung des genannten Szenarios liegt kein standardisiertes Fahrmanöver vor. Daher werden begründete Annahmen für die Randbedingungen getroffen. Aus einer gebremsten Geradeausfahrt wird zwei Sekunden nach Bremsbeginn ein Lenkwinkelsprung aufgebracht (siehe Bild 39). Der Lenkwinkelsprung erfolgt auf einen konstanten Maximalwert mit einer begrenzten Drehgeschwindigkeit, die hier zu $300^\circ/\text{s}$ angenommen wird.

Für dieses Fahrmanöver werden zwei verschiedene Szenarien definiert. In Szenario 1 beträgt die Ausgangsfahrgeschwindigkeit $v = 70 \text{ km/h}$, in Szenario 2 $v = 140 \text{ km/h}$. Die Fahrbahn wird in beiden Fällen als nass angenommen (Niedrigreibwert), da dies den kritischeren Fall darstellt.

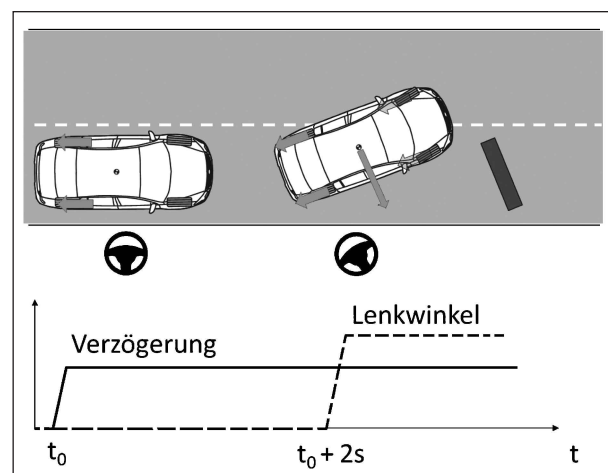


Bild 39: Lenkanregung aus Geradeausfahrt

7.2 Problemstellung

Wie bereits erläutert, reduziert die Umfangskraft (Bremskraft) das Seitenkraftpotenzial eines Rades. Bei der Rekuperation wird das Seitenkraftpotenzial der angetriebenen Räder gegenüber denen der nicht angetriebenen Achse deutlich verringert. Bei einer Lenkanregung während einer Bremsung können die gebremsten Räder unter Umständen die nötige Seitenkraft folglich nicht aufbauen und das Fahrzeug kann dem gewünschten Kurs nicht folgen. Da eine mögliche Lenkanregung während der Bremsung nicht vorhergesehen werden kann, muss die Rekuperation auch bei einer Geradeausbremsung so begrenzt werden, dass eine sichere Fahrzeugführung jederzeit gegeben ist.

7.3 Durchführung

Die Simulationen werden mit beiden Fahrzeugen in den zwei genannten Szenarien durchgeführt. Neben der festen BKV mit einem Bremskraftanteil an der Hinterachse i und der Rekuperation werden Varianten des Brake-Blending simuliert und die Auswirkungen auf die Fahrzeugführung analysiert. In den folgenden Kapiteln werden die Ergebnisse der beiden Fahrzeuge dargelegt.

7.4 Ergebnisse Rekuperation Frontantrieb (Golf)

Szenario 1

Das Fahrzeug wird regenerativ mit einer Verzögerung von $a_x = 3,3 \text{ m/s}^2$ gebremst. Dabei stellt sich an der Vorderachse ein Schlupf von knapp 3 % ein. Zwei Sekunden nach Bremsbeginn wird der Lenkradwinkel sprungartig auf 32° erhöht. Die Giergeschwindigkeit steigt an, fällt aber nach kurzer Zeit stark ab. Das Fahrzeug folgt dem gewünschten Kurs nicht. Wird das Fahrzeug hingegen mit der festen BKV abgebremst, so folgt das Fahrzeug dem Lenkimpuls.

Bei der Rekuperation können die Vorderräder nicht ausreichend Seitenkraft aufbauen, um das Fahrzeug auf dem gewünschten Kurs zu halten. Bild 40 zeigt die Verläufe für zwei Varianten, bei denen nach der Lenkanregung von der Rekuperation auf die hydraulische Bremse umgeschaltet wird. Wie aus den Verläufen zu erkennen ist, verhält sich das Fahrzeug bei einer Schlupfschwelle von 5 % und 3 % stabil und folgt dem Fahrerwunsch. Ein Unterschied zur Fahrzeugreaktion mit fester BKV kann nicht festgestellt werden.

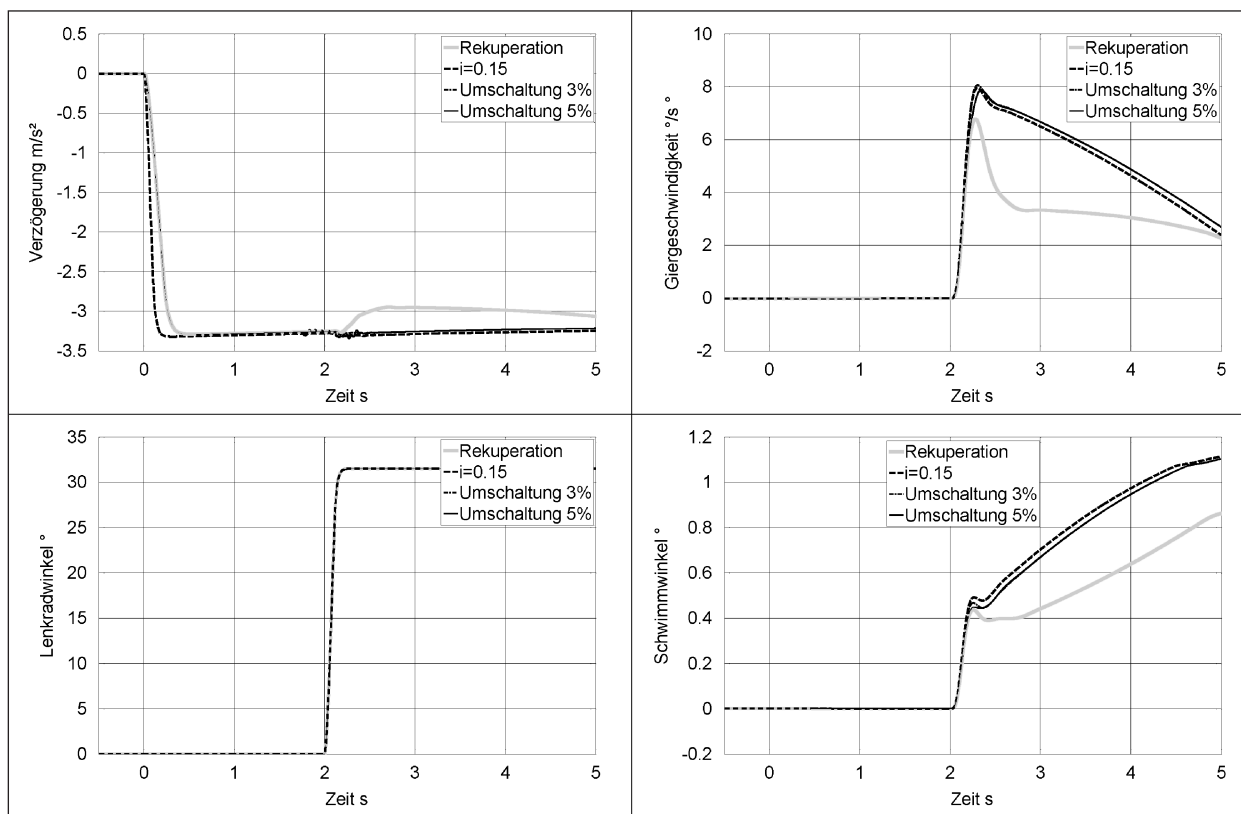


Bild 40: Golf: Szenario 1: $v = 70 \text{ km/h}$

Szenario 2

Aus einer Anfangsgeschwindigkeit von $v = 140 \text{ km/h}$ wird das Fahrzeug mit $a_x = 3,5 \text{ m/s}^2$ verzögert. Zwei Sekunden nach Bremsbeginn folgt ein Lenkwinkelsprung auf einen Lenkradwinkel von $12,5^\circ$. Bei der Verzögerung mit fester BKV steigt die Giergeschwindigkeit auf über $5^\circ/\text{s}$ und fällt auf einen nahezu konstanten Wert von knapp über $4^\circ/\text{s}$. Bei der Rekuperation kann das Fahrzeug die Giergeschwindigkeit nicht aufbauen und folgt nicht der Fahrervorgabe. Bei einer Umschaltsschwelle von 3 % kann das Fahrzeug dem Fahrerwunsch wie mit der festen BKV folgen. Bei einer erhöhten Umschaltsschwelle von 5 % Schlupf erreicht das Fahrzeug zwar den stationären Wert der Giergeschwindigkeit, erreicht aber nicht den Maximalwert (Bild 41).

Zusammenfassung Ergebnisse Frontantrieb (Golf)

Die Ergebnisse zeigen, dass die Rekuperation an der Vorderachse das Ansprechverhalten bei Lenkanregungen aus einer Geradeausbremsung ver-

schlechtert. Kommt es bei einer generatorischen Verzögerung zu einer sprunghaften Lenkanregung (Beispiel Ausweichmanöver), kann das Fahrzeug dem Fahrerwunsch nicht folgen, da die Seitenkraft der Vorderräder nicht ausreicht. Dies ist insbesondere im Fall eines Ausweichmanövers kritisch, da das Fahrzeug unter Umständen mit dem Objekt kollidiert.

Durch eine Umschaltung bei 3 % Schlupf kann diesem Problem entgegengewirkt werden. Das Fahrzeug baut die maximale Gierrate auf und verhält sich wie das konventionelle Fahrzeug. Bei höheren Umschaltsschwellen (5 % Schlupf) kommt es bereits zu einer Änderung der Gierreaktion. Um das Ansprechverhalten weiter zu verbessern, kann auch bereits auf den Lenkwinkelsprung mit der Umschaltung reagiert werden, ohne dass bis zum Aufbau eines definierten Schlupfes gewartet wird. Außerdem können auch die Funktionalitäten des ABS plus verwendet werden, ohne von der vorherigen Rekuperation beeinflusst zu werden.

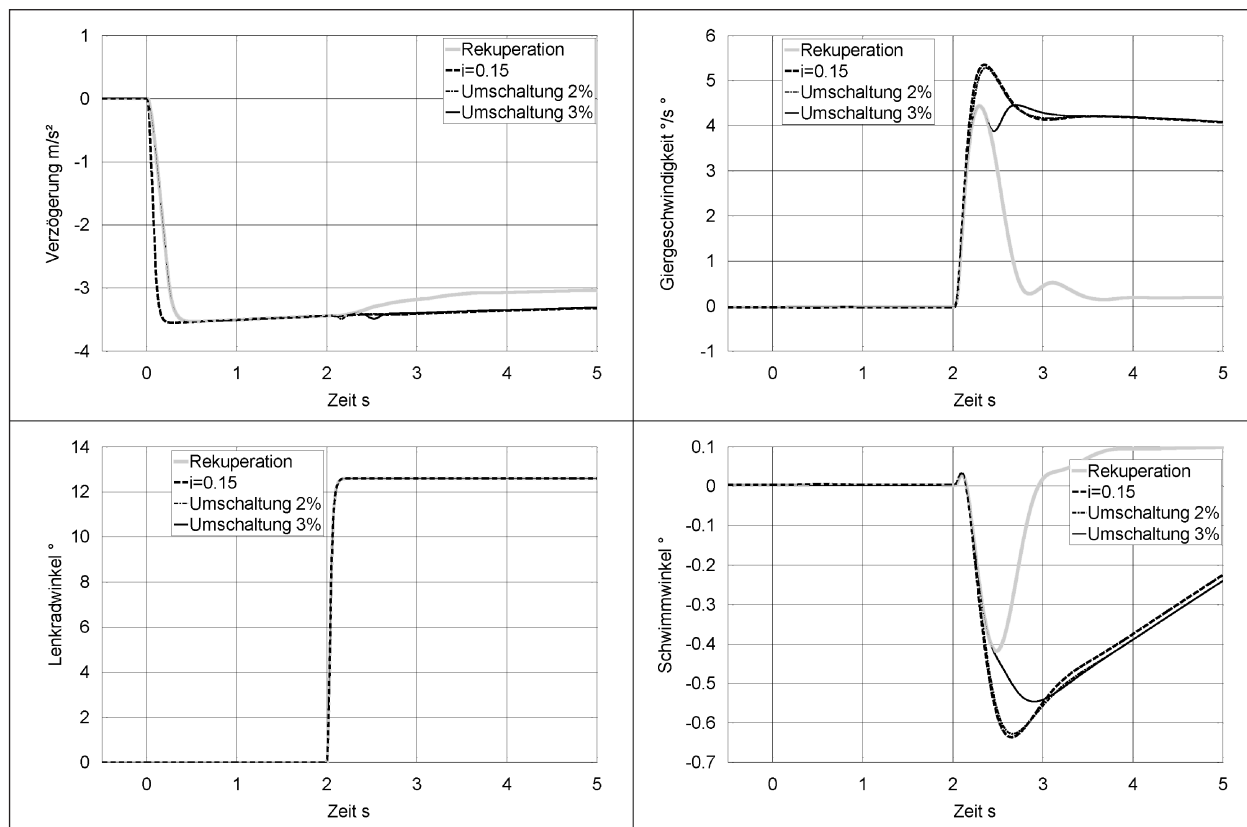


Bild 41: Golf: Szenario 2: $v = 140 \text{ km/h}$

7.5 Ergebnisse Rekuperation Heckantrieb (BMW)

Szenario 1

Das Fahrzeug mit Heckantrieb wird aus einer Geschwindigkeit von $v = 70 \text{ km/h}$ mit $a_x = 2,2 \text{ m/s}^2$ auf nasser Fahrbahn verzögert. Der Lenkwinkelsprung erfolgt nach zwei Sekunden auf einen Lenkradwinkel von 35° . Bei der konstanten BKV zeigt sich ein stabiler Verlauf der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels. Bei der Rekuperation zeigt sich hingegen eine deutliche Überhöhung der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels. Eine Umschaltung bei 5 % Schlupf bewirkt bereits eine sehr gute Deckung der Verläufe der Giergeschwindigkeiten sowie der Schwimmwinkel (Bild 42).

Szenario 2

In Szenario 2 erfolgt das gleiche Vorgehen bei erhöhter Geschwindigkeit. Während das Fahrzeug mit linearer BKV bei der sprunghaften Lenkanregung stabil bleibt, baut das Fahrzeug bei der generatorischen Verzögerung einen erheblichen Schwimmwinkel auf und wird instabil. Durch die einfache Umschaltung auf die lineare BKV bei 3 %

oder 5 % Schlupf verhält sich das Fahrzeug stabil und folgt dem Fahrerwunsch wie bei der festen BKV. Die Verläufe von Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel verlaufen für alle drei Varianten nahezu deckungsgleich (Bild 43).

Zusammenfassung der Ergebnisse (BMW)

Das Fahrzeug wird aus einer stabilen Bremsung aus der Geradeausfahrt sprunghaft mit einem Lenkradwinkel angeregt. Es wurde gezeigt, dass das Fahrzeug mit konstanter BKV stabiles Verhalten ausweist, wobei das Fahrzeug mit Rekuperation in Szenario 2 bei hohen Geschwindigkeiten instabil wird. Durch die Simulation konnte gezeigt werden, dass das Fahrzeug mit einer einfachen Brake-Blending-Strategie ausreichend stabilisiert werden kann, ohne dass es zu wahrnehmbaren Unterschieden in der Fahrzeugreaktion kommt.

Durch die Reduzierung des Seitenkraftpotenzials an der Hinterachse bei der Rekuperation und einer geringeren Kraftschlussbeanspruchung an der Vorderachse kommt es zu einem stärkeren Eindrehen des Fahrzeugs bei einem Lenkwinkelsprung. Die Vorderräder bauen mehr Seitenkraft auf und erhöhen die Gierreaktion. Gleichzeitig ist die Seitenkraft

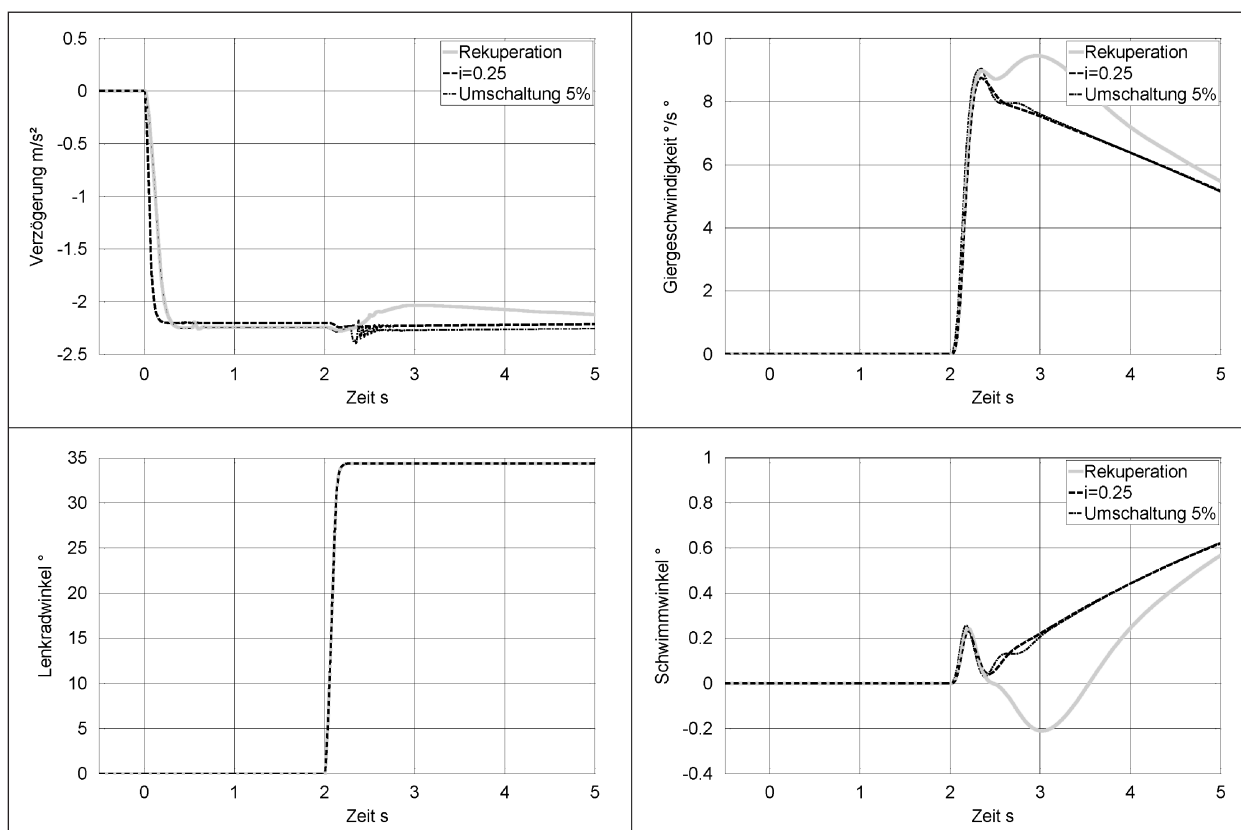


Bild 42: BMW: Szenario 1: $v = 70 \text{ km/h}$

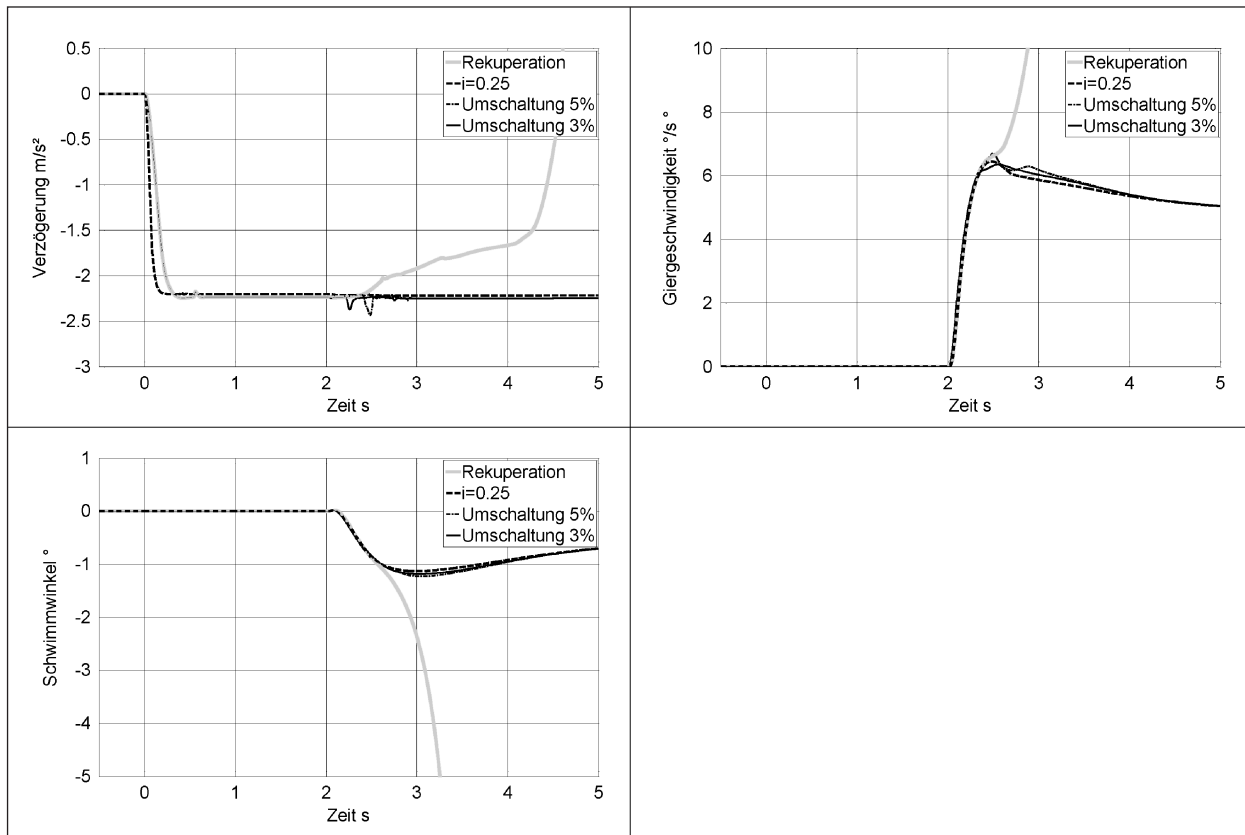


Bild 43: BMW: Szenario 2: $v = 140 \text{ km/h}$

an der Hinterachse reduziert, sodass die Gierreaktion zusätzlich erhöht wird. Dies kann im Extremfall zu einem instabilen Fahrzustand führen. Die Ergebnisse zeigen jedoch, dass selbst ein einfacher Brake-Blending-Ansatz die Stabilität sicherstellt. Prinzipiell ist die erhöhte Gierreaktion bei einem höheren Bremskraftanteil an der Hinterachse in dieser Situation von Vorteil, da das Fahrzeug einem möglichen Objekt besser ausweichen kann.

8 Bremsung auf μ -Split

Die Geradeausbremsung auf μ -Split ist ein standardisiertes Fahrmanöver [25]. Das Fahrzeug befährt eine Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibwerten auf der linken und rechten Fahrzeugseite, deren Reibwerte eine Differenz von mindestens 0,5 aufweisen. Die linken Räder des Fahrzeugs fahren auf Niedrigreißwert, beispielsweise einer nassen oder vereisten Fahrbahn. Die rechten Räder befinden sich auf griffigem trockenem Untergrund (siehe Bild 44). Bei einer Bremsung erreichen die linken Räder frühzeitig die Kraftschlussgrenze und können nur begrenzt Bremskräfte übertragen, während die rechten Räder stabil verzögern. Durch die nun

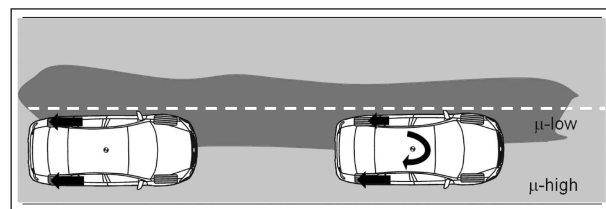


Bild 44: Fahrmanöver Bremsen auf μ -Split

asymmetrisch wirkenden Bremskräfte kommt es zu einem Giermoment. Moderne Bremssysteme mit ABS und gezielter μ -Split-Erkennung stabilisieren das Fahrzeug durch asymmetrische Bremsmomente und verzögerten Bremsmomentenaufbau an den Rädern auf dem Hochreißwert (Giermomentenaufbauverzögerung, GMA) [21], um das störende Giermoment zu dämpfen.

Die Rekuperation wirkt hier nur außerhalb des ABS-Regelbereichs. Im Folgenden werden daher die Auswirkungen der Rekuperation bei einer μ -Split-Bremsung außerhalb des ABS-Regelbereichs analysiert.

8.1 Fahrscenario

Das Fahrzeug fährt geradeaus mit einer Anfangsgeschwindigkeit von 70 km/h auf einem μ -Split-Untergrund. Die linke Fahrbahnseite hat einen Niedrigreibwert von $\mu_{\text{low}} = 0,3$, die rechte einen Hochreibwert von $\mu_{\text{high}} = 1$. Aus der Geradeausfahrt wird eine Verzögerung eingeleitet, die gerade noch durch die Rekuperation erreicht werden kann, ohne dass die Räder drohen zu blockieren.

8.2 Problemstellung

Bei der reinen Rekuperation steigt die Kraftschlussbeanspruchung der Räder der angetriebenen Achse deutlich gegenüber den nicht-angetriebenen Rädern. Das Seitenführungspotenzial dieser Räder wird vermindert. Außerdem kommt es zu einer asymmetrischen Momentenverteilung durch die natürliche Sperrwirkung des Differenzials. Die Untersuchungen sollen mögliche Unterschiede in der Fahrzeugreaktion zwischen der Rekuperation und der konventionellen Bremse aufzeigen.

8.3 Ergebnisse Rekuperation Frontantrieb (Golf)

Das Fahrzeug fährt mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von $v = 70$ km/h geradeaus und wird mit $a_x = 2$ m/s² verzögert. Bild 45 zeigt den Verzögerungs- und Schwimmwinkelverlauf für die drei Varianten. Die deutlichste Reaktion zeigt die Rekuperation mit einem Sperrwert von $S = 5\%$. Die Variante mit fester BKV und Rekuperation ohne Sperrwert zeigt die gleichen Fahrzeugreaktionen. Alle drei Fahrzeugreaktionen liegen deutlich unterhalb der Wahrnehmungsschwelle.

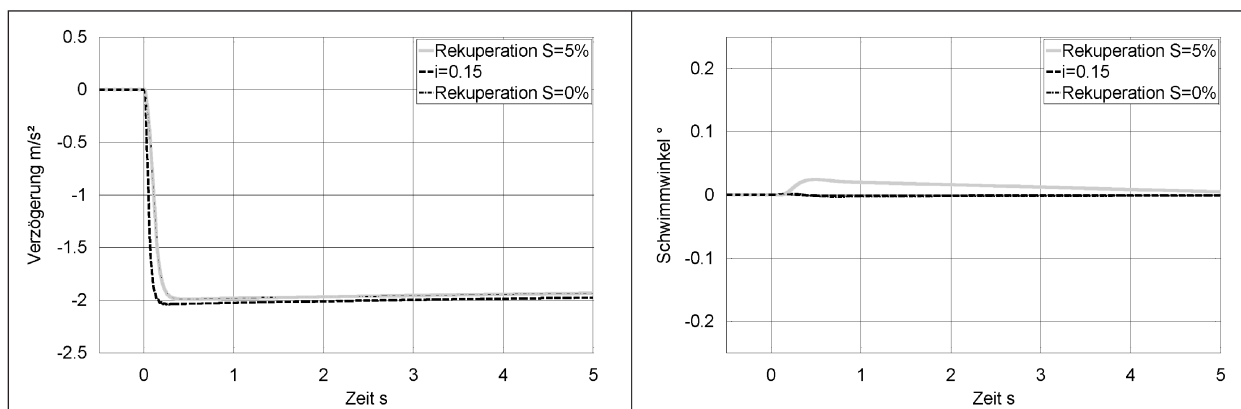


Bild 45: Golf: Bremsen auf μ -Split aus $v = 70$ km/h

Durch die Sperrwirkung im Differenzial wird das Rekuperationsmoment asymmetrisch auf die beiden Vorderräder verteilt. Bei der Rekuperation verteilt sich das Schubmoment vom langsamer drehenden Rad zum schneller drehenden Rad. In diesem Fall erhält das Rad auf dem Hochreibwert das betragsmäßig größere Moment, da das Rad auf Niedrigreibwert schneller verzögert wird und langsamer dreht. Durch die daraus resultierenden asymmetrischen Längskräfte kommt es zu einer leichten Drehung des Fahrzeugs zur rechten Seite mit Hochreibwert. Infolge des Schwimmwinkels steigt die Seitenkraft der Räder und bewirkt ein entgegengesetztes Giermoment, das das Fahrzeug wieder stabilisiert.

8.4 Ergebnisse Rekuperation Heckantrieb (BMW)

Äquivalent zum vorherigen Versuch wird das Fahrzeug aus einer Geschwindigkeit von $v = 70$ km/h mit einer Verzögerung von $a_x = 1,6$ m/s² verzögert. Wie die Ergebnisse bei der Rekuperation an der Vorderachse bereits gezeigt haben, treten auch hier sehr geringe Fahrzeugreaktionen auf, wobei das Fahrzeug mit der Rekuperation die etwas erhöhte Schwimmwinkelreaktion zeigt (s. Bild 46). Wie bereits in Kapitel 8.3 erläutert, resultiert die anfängliche Drehbewegung aus der asymmetrischen Momentenverteilung aufgrund der Sperrwirkung.

Stärkere Verzögerungen führen zu einem deutlichen Anstieg der Schlupfwerte und bewirken das Eingreifen der GMA. Bevor die Kraftschlussgrenze auf der μ -low-Seite erreicht wird, stellen sich unter Vernachlässigung der Sperrwirkung links und rechts gleiche Längskräfte ein. Lediglich beim Erreichen der Kraftschlussgrenze stellen sich asymmetrische Längskräfte ein, sodass eine störende Gierbewegung einsetzt.

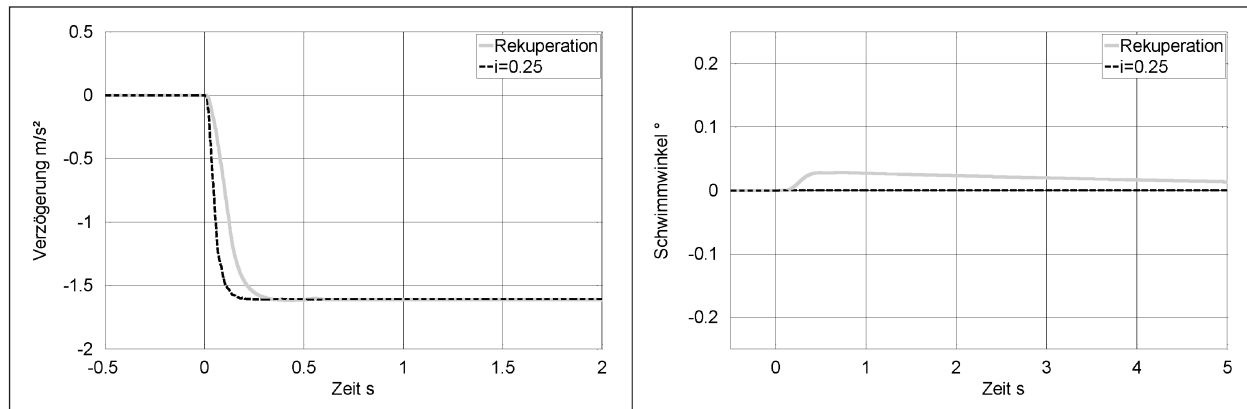


Bild 46: BMW: Bremsung auf μ -Split aus 70 km/h

9 Zusammenfassung und Diskussion

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von Pkw. Es werden einleitend die konventionellen und alternativen Antriebskonzepte sowie Unterschiede in Hinblick auf die Fahrdynamik herausgearbeitet. Die Ergebnisse einer Recherche zur Fahrwerksentwicklung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen zeigen keine klaren Trends zu neuartigen oder geänderten Fahrwerkskonzepten, sodass auf eine getrennte Betrachtung von Fahrwerken für Fahrzeuge mit konventionellen und alternativen Antrieben an dieser Stelle verzichtet werden kann. Die erarbeiteten Unterschiede zwischen konventionellen und alternativen Antrieben zeigen, dass die Möglichkeit der Rekuperation von Hybrid- und E-Fahrzeugen insbesondere bei kombinierten Längs- und Querkraften zu deutlichen Auswirkungen auf die Fahrdynamik führen kann. Im nächsten Schritt werden daher Fahrmanöver zusammengestellt und in Bezug auf die Relevanz für die Rekuperation analysiert. Dabei erweist sich das nach DIN ISO 7975 genormte Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ als zielführend, die Auswirkungen der Rekuperation auf die Fahrdynamik zu analysieren. Außerdem wird das Fahrzeugverhalten bei einer Geradeausbremsung und folgender Lenkanregung sowie bei einer Bremsung auf μ -Split untersucht, da auch hier Wechselwirkungen von Antrieb und Fahrwerk auftreten.

Die Ergebnisse werden sowohl in Hinblick auf die Fahrstabilität als auch mit Blick auf die Wahrnehmbarkeit eines geänderten Fahrverhaltens analysiert. Die Fahrstabilität wird dabei anhand blockierender Räder bzw. hoher Schwimmwinkelreaktionen be-

wertet. Für die Beurteilung der Wahrnehmbarkeit wurde anhand der Literatur ein Schwellwert für die Giergeschwindigkeit von $3^\circ/\text{s}$ festgelegt. Änderungen im Fahrverhalten, die kleiner als dieser Schwellwert bleiben, werden dabei als nicht wahrnehmbar bewertet.

Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen basieren auf einem Gesamtfahrzeug-Simulationsmodell, das die verschiedenen Antriebskonzepte anhand radindividueller Antriebs- bzw. Bremsmomente darstellt. Das Fahrmanöver „Bremsen im Kreis“ wird unter Variation der Randbedingungen von Kurvenradius, Quereschleunigung und Reibwert mit verschiedenen festen Bremskraftverteilungen und der Rekuperation an der Antriebsachse analysiert. Die Auswirkungen der Rekuperation werden durch den Vergleich der Fahrzeugreaktionen bei einer festen Bremskraftverteilung und der Rekuperation deutlich. Die Untersuchungen werden an zwei Beispielfahrzeugen (Frontantriebskonzept, Heckantriebskonzept) durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Rekuperation bei beiden Antriebskonzepten sinnvoll und sicher eingesetzt werden kann. Unterschiede in der Fahrzeugreaktion können nur bei höheren Quereschleunigungen und höheren Längsverzögerungen wahrgenommen werden. Solange die Schlupfwerte der einzelnen Räder unterhalb definierter Schwellwerte (2%- bis 5%-Schlupf) bleiben, kann keine wahrnehmbare Änderung der Fahrzeugreaktionen festgestellt werden.

Bei der Rekuperation an der Vorderachse zeigen sich insbesondere bei hohen Quereschleunigungen und großen Kurvenradien Unterschiede in der Fahrzeugreaktion, wobei die Reaktionen bei der Rekuperation deutlich geringer sind als bei einer

festen BKV mit einem definierten Bremskraftanteil an der Hinterachse. Insbesondere nahe am Grenzbereich führt der hohe Bremsmomentenanteil an der Hinterachse bei dem konventionellen Fahrzeug zu erheblichen Schwimmwinkelreaktionen bei leichten bis mittleren Verzögerungen, die bei modernen Fahrzeugen durch Bremsregelsysteme wie ABS plus oder die EBV vermindert werden. Die Rekuperation an der Vorderachse wirkt in diesen Fahrsituationen ebenfalls stabilisierend.

Bei der Rekuperation an der Hinterachse zeigen sich erwartungsgemäß größere Fahrzeugreaktionen als bei dem konventionellen Fahrzeug mit der festen BKV. Eine Begrenzung des Rekuperationsmomentes bei hohen Querschleunigungen und großen Kurvenradien sowie auf niedrigen Reibwerten ist für die Fahrstabilität zwingend erforderlich. Eine einfache Blending-Strategie kann das Fahrzeug bereits stabilisieren, dennoch ist eine frühzeitige Begrenzung des Momentes an der Hinterachse sinnvoll, um kritische Fahrsituationen zuverlässig zu vermeiden. Bei geringen Querschleunigungen sind jedoch auch auf Niedrigreibwert keine wahrnehmbaren Veränderungen feststellbar, sodass die Rekuperation im Normalfahrbereich sehr gut eingesetzt werden kann.

Die mit der Rekuperation an der Hinterachse erzielbaren Verzögerungen liegen deutlich unterhalb der maximalen Verzögerung bei einem Fahrzeug mit Rekuperation an der Vorderachse. Bei beiden Konzepten können die Fahrstabilität und die maximale Verzögerung durch die Rekuperation durch ein teilweise sperrendes Differenzial verbessert werden.

In den vorangegangenen Untersuchungen wurden Limitierungen der elektrischen Leistungen nicht betrachtet. Legt man die von den derzeitigen E-Fahrzeugen bekannten verfügbaren elektrischen Leistungen zugrunde, so liegen die erzielbaren Verzögerungen bei voller Ausnutzung der Rekuperation, abhängig vom Fahrzustand, unterhalb der fahrdynamischen Grenzen. Insbesondere bei den kritischen hohen Geschwindigkeiten ist das verfügbare generatorische Moment aufgrund der Drehmomentcharakteristiken stark begrenzt, sodass hier nur geringe Verzögerungen rein generatorisch erreicht werden können, die fahrdynamisch insbesondere bei einem Fahrzeug mit Frontantrieb unkritisch sind.

Im Fahrmanöver „Lenkanregung aus der Geradeausbremsung“ konnte ebenfalls gezeigt werden,

dass das Fahrzeug bei der Rekuperation an der Vorder- oder Hinterachse mit einem einfachen Brake-Blending-Ansatz sicher geführt werden kann, sodass die Rekuperation während der Geradeausbremsung nicht frühzeitig begrenzt werden muss.

Bei der Bremsung auf μ -Split zeigt sich eine etwas erhöhte Schwimmwinkelreaktion bei der Rekuperation im Vergleich zur konventionellen Bremse. Diese Reaktion resultiert aus der Sperrwirkung des Differenzials. Mit zunehmender Sperrwirkung nimmt die Gier- und Schwimmwinkelreaktion zu, sodass hier eine möglichst geringe Kopplung der Räder vorliegen sollte. Dies steht im Konflikt mit den Möglichkeiten eines Differenzials mit Sperrwirkung beim Bremsen in der Kurve.

10 Ausblick

Die vorliegende Arbeit thematisiert die Auswirkungen der Rekuperation auf die Fahrdynamik. Dabei stehen sowohl die Fahrzeugstabilität als auch die Wahrnehmbarkeit im Vordergrund.

Wie in den einleitenden Kapiteln der Arbeit erläutert wird, ergeben sich weitere Fragestellungen in Hinblick auf die Fahrdynamik von Fahrzeugen mit alternativen Antriebskonzepten. Diese sollen an dieser Stelle erneut aufgegriffen und diskutiert werden.

Im Rahmen der Elektrifizierung entstehen neuartige Antriebskonzepte mit radindividuellen Antrieben. Daraus ergeben sich Potenziale in Hinblick auf die Fahrdynamik. Die Verteilung der Antriebs- und Rekuperationsmomente kann mittels einer Giermomentenregelung optimal an die Fahrsituation angepasst werden. Die asymmetrische Verteilung der Antriebskräfte kann bei radnahen Antrieben jedoch nur aufrechterhalten werden, solange die vom Fahrer abgeforderte Leistung unterhalb der Nennleistung aller Motoren liegt. Bei voller Leistungsabfrage können keine Differenzmomente mehr erzeugt werden, da jeder Motor die volle Leistung abgeben muss.

Darüber hinaus stellt sich die Frage nach einem optimalen Regelansatz der einzelnen Motoren. Für einen optimalen Geradeauslauf müssen die Motoren der linken und rechten Fahrzeugseiten die gleichen Momente liefern. Es ist zu analysieren, welche maximalen Schwankungen im Motormoment auftreten dürfen, sodass der Fahrer keine Störungen

gen wahrnimmt. Außerdem sind Auswirkungen des Ausfalls eines oder mehrerer Motoren im Betrieb zu analysieren.

Einige Konzepte mit radindividuellen Antrieben verwenden Radnabenmotoren. In diesem Fall erhöht sich die ungefederte Masse signifikant. Die ungefederte Masse beeinflusst die Radlastschwankungen und hat somit Einfluss auf Fahrkomfort und Fahr-sicherheit. Dabei stellt sich die Frage, inwieweit die Radlastschwankungen durch angepasste Federn und Dämpfer kompensiert werden können und welche Einflüsse sich daraus für die Fahrdynamik ergeben.

11 Literatur

- [1] HEIßING, B.: Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. ERSOY, M. (Hrsg.), Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlag, ATZ/MTZ-Fachbuch, 2007
- [2] MITSCHKE, M., WALLENTOWITZ, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Heidelberg: Springer-Verlag, 2004
- [3] MERKER, G. P., SCHWARZ, C., TEICHMANN, R. (Hrsg.): Grundlagen Verbrennungsmotoren; Funktionsweise, Simulation und Messtechnik, Wiesbaden: Vieweg & Teubner; ATZ/MTZ-Fachbuch, 2012
- [4] MATSCHINSKY, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge, Heidelberg: Springer, 2007
- [5] PAUTZKE, F., RISCHER, W., SCHÄFER, C., ZÖLLNER, H., WOESTE, G.: Zweckgerichtete Entwicklung eines Elektro-Kleintransporters, ATZ, Nr. 113, pp. 169-175, 03 2011
- [6] FRUHMANN, G., STRETZ, K., ELBERS, C.: Leichtbau im Fahrwerk, ATZ, Nr. 06, S. 394-399, 2010
- [7] GRANEL, J., DÖHRER, E.: Ultra-Kompakte-Hinterachse – Entwicklung und Konstruktion, IAV GmbH, TRE, 2009
- [8] HRACHOWY, F. O.: Völlig losgelöst – Weiterentwickeltes McPherson-Fahrwerk für frontgetriebene Sportwagen, Kraft-hand-Automobil-technik Fahrwerk, Nr. 23-24/2010, S. 10-12, 2010
- [9] FRANTZEN, M., BOUMA, J., DAVID, W., SIMON, M., OHRA-AHO, L.: The simple answer to torque steer: „Revo“ Suspension, Ford Motor Company, 2004
- [10] Michelin: Michelin Active Wheel, Paris Motor Show, Paris, 2008.
- [11] ZOMOTOR, A., BRAESSM, H.-H., RÖNITZ, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen – Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre – Teil 1, ATZ, Nr. 99, 12, 1997
- [12] ROMPE, K., GRUNOW, D.: Erprobung eines Testverfahrens für das Bremsen in der Kurve und Ermittlung geeigneter Bewertungskriterien, Köln, 1977
- [13] OTTO, H.: Lastwechselreaktion von Pkw bei Kurvenfahrt, Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 1984
- [14] FISCHER, M.: Motion-Queuing-Algorithmen für eine realitätsnahe Bewegungssimulation, Braunschweig, 2009
- [15] NEUKUM, A., PAULIG, J., FRÖMMIG, L., HENZE, R.: Untersuchung zur Wahrnehmung von Lenkmomenten, F. A. e. V., Hrsg., 2009
- [16] NEUKUM, A.: Beherrschbarkeit fehlerhafter EPS-Lenkeingriffe – Fahrverhalten und Einflussfaktoren, in schassis. tech plus – 1. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium, München, 2010
- [17] STOCK, G.: Handlingpotenzialbewertung aktiver Fahrwerkregelsysteme, Braunschweig, 2010
- [18] ZOMOTOR, A., HORN, A., ROMPE, K.: Bremsen in der Kurve – Untersuchung eines Testverfahrens, ATZ, Nr. 82, 9, 1980
- [19] MÜLLER, H. W.: Die Umlaufgetriebe – Auslegung und vielseitige Anwendungen, Berlin, Heidelberg: Springer, 1998
- [20] ISERMANN, R. (Hrsg.): Fahrdynamik-Regelung – Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik, Wiesbaden: Vieweg ATZ/MTZ-Fachbuch, 2006
- [21] BREUER, B., KARLHEINZ, H. B. (Hrsg.): Bremsenhandbuch – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013

- [22] FENNEL, H.: ABS plus und ESP – Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik, ATZ, Nr. 100, 4, 1998
- [23] BMW Deutschland Lexikon, 2012 [Online], available: <http://www.bmw.de/de/footer/publications-links/technology-guide/cbc.html>. Zugriff am 20.08.2012
- [24] ISO 7975: Braking in a turn, Berlin: Beuth Verlag, 1987
- [25] ISO 14512: Straight-ahead braking on surfaces with split coefficient of friction, Genf: ISO, 1999

Schriftenreihe

Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen

Unterreihe „Fahrzeugtechnik“

2001

F 33: Sicherheitsbelange aktiver Fahrdynamikregelungen
Gaupp, Wobben, Horn, Seemann € 17,00

F 34: Ermittlung von Emissionen im Stationärbetrieb mit dem Emissions-Mess-Fahrzeug
Sander, Bugsel, Sievert, Albus € 11,00

F 35: Sicherheitsanalyse der Systeme zum Automatischen Fahren
Wallentowitz, Ehmanns, Neunzig, Weilkes, Steinauer, Bölling, Richter, Gaupp € 19,00

F 36: Anforderungen an Rückspiegel von Krafträdern
van de Sand, Wallentowitz, Schrüllkamp € 14,00

F 37: Abgasuntersuchung – Erfolgskontrolle: Ottomotor – G-Kat
Afflerbach, Hassel, Schmidt, Sonnborn, Weber € 11,50

F 38: Optimierte Fahrzeugfront hinsichtlich des Fußgängerschutzes
Friesen, Wallentowitz, Philipps € 12,50

2002

F 39: Optimierung des rückwärtigen Signalbildes zur Reduzierung von Auffahrunfällen bei Gefahrenbremsung
Gail, Lorig, Gelau, Heuzeroth, Sievert € 19,50

F 40: Entwicklung eines Prüfverfahrens für Spritzschutzsysteme an Kraftfahrzeugen
Domsch, Sandkühler, Wallentowitz € 16,50

2003

F 41: Abgasuntersuchung: Dieselfahrzeuge
Afflerbach, Hassel, Mäurer, Schmidt, Weber € 14,00

F 42: Schwachstellenanalyse zur Optimierung des Notausstiegssystems bei Reisebussen
Krieg, Rüter, Weißgerber € 15,00

F 43: Testverfahren zur Bewertung und Verbesserung von Kinderschutzsystemen beim Pkw-Seitenaufprall
Nett € 16,50

F 44: Aktive und passive Sicherheit gebrauchter Leichtkraftfahrzeuge
Gail, Pastor, Spiering, Sander, Lorig € 12,00

2004

F 45: Untersuchungen zur Abgasemission von Motorrädern im Rahmen der WMTC-Aktivitäten
Steven € 12,50

F 46: Anforderungen an zukünftige Kraftrad-Bremssysteme zur Steigerung der Fahrsicherheit
Funke, Winner € 12,00

F 47: Kompetenzerwerb im Umgang mit Fahrerinformationssystemen
Jahn, Oehme, Rösler, Krems € 13,50

F 48: Standgeräuschmessung an Motorrädern im Verkehr und bei der Hauptuntersuchung nach § 29 StVZO
Pullwitt, Redmann € 13,50

F 49: Prüfverfahren für die passive Sicherheit motorisierter Zweiräder
Berg, Rücker, Bürkle, Mattern, Kallieris € 18,00

F 50: Seitenairbag und Kinderrückhaltesysteme
Gehre, Kramer, Schindler € 14,50

F 51: Brandverhalten der Innenausstattung von Reisebussen
Egelhaaf, Berg, Staubach, Lange € 16,50

F 52: Intelligente Rückhaltesysteme
Schindler, Kühn, Siegler € 16,00

F 53: Unfallverletzungen in Fahrzeugen mit Airbag
Klanner, Ambos, Paulus, Hummel, Langwieder, Köster € 15,00

F 54: Gefährdung von Fußgängern und Radfahrern an Kreuzungen durch rechts abbiegende Lkw
Niewöhner, Berg € 16,50

2005

F 55: 1st International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“ – Reports on the ESAR-Conference on 3rd/4th September 2004 at Hannover Medical School € 29,00

2006

F 56: Untersuchung von Verkehrssicherheitsaspekten durch die Verwendung asphärischer Außenspiegel
Bach, Rüter, Carstengerdes, Wender, Otte € 17,00

F 57: Untersuchung von Reifen mit Notlaufeigenschaften
Gail, Pullwitt, Sander, Lorig, Bartels € 15,00

F 58: Bestimmung von Nutzfahrzeugemissionsfaktoren
Steven, Kleinebrahm € 15,50

F 59: Hochrechnung von Daten aus Erhebungen am Unfallort
Hautzinger, Pfeiffer, Schmidt € 15,50

F 60: Ableitung von Anforderungen an Fahrerassistenzsysteme aus Sicht der Verkehrssicherheit
Vollrath, Briest, Schießl, Drewes, Becker € 16,50

2007

F 61: 2nd International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“ – Reports on the ESAR-Conference on 1st/2nd September 2006 at Hannover Medical School € 30,00

F 62: Einfluss des Versicherungs-Einstufungstests auf die Belange der passiven Sicherheit
Rüter, Zoppke, Bach, Carstengerdes € 16,50

F 63: Nutzerseitiger Fehlgebrauch von Fahrerassistenzsystemen
Marberger € 14,50

F 64: Anforderungen an Helme für Motorradfahrer zur Motorradsicherheit
Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann kostenpflichtig unter www.nw-verlag.de heruntergeladen werden.
Schüler, Adolph, Steinmann, Ionescu € 22,00

F 65: Entwicklung von Kriterien zur Bewertung der Fahrzeugbeleuchtung im Hinblick auf ein NCAP für aktive Fahrzeugsicherheit
Manz, Kooß, Klinger, Schellinger € 17,50

2008

F 66: Optimierung der Beleuchtung von Personenwagen und Nutzfahrzeugen
Jebas, Schellinger, Klinger, Manz, Kooß € 15,50

F 67: Optimierung von Kinderschutzsystemen im Pkw
Weber € 20,00

F 68: Cost-benefit analysis for ABS of motorcycles
Baum, Westerkamp, Geißler € 20,00

F 69: Fahrzeuggestützte Notrufsysteme (eCall) für die Verkehrssicherheit in Deutschland
Auerbach, Issing, Karrer, Steffens € 18,00

F 70: Einfluss verbesserter Fahrzeugsicherheit bei Pkw auf die Entwicklung von Landstraßenunfällen
Gail, Pöppel-Decker, Lorig, Eggers, Lerner, Ellmers € 13,50

2009

F 71: Erkennbarkeit von Motorrädern am Tag – Untersuchungen zum vorderen Signalbild
Bartels, Sander € 13,50

F 72: 3rd International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“ – Reports on the ESAR-Conference on 5th / 6th September 2008 at Hannover Medical School € 29,50

F 73: Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern
Seiniger, Winner € 16,50

2010

F 74: Auswirkungen des Fahrens mit Tempomat und ACC auf das Fahrerverhalten
Vollrath, Briest, Oeltze € 15,50

F 75: Fehlgebrauch der Airbagabschaltung bei der Beförderung von Kindern in Kinderschutzsystemen
Müller, Johannsen, Fastenmaier € 15,50

2011

F 76: Schutz von Fußgängern beim Scheibenanprall II
Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann kostenpflichtig unter www.nw-verlag.de heruntergeladen werden.
Bovenkerk, Gies, Urban € 19,50

F 77: 4th International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“
Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann kostenpflichtig unter www.nw-verlag.de heruntergeladen werden. € 29,50

F 78: Elektronische Manipulation von Fahrzeug- und Infrastruktursystemen
Dittmann, Hoppe, Kiltz, Tuchscheerer € 17,50

F 79: Internationale und nationale Telematik-Leitbilder und IST-Architekturen im Straßenverkehr
Boltze, Krüger, Reusswig, Hillebrand € 22,00

F 80: Untersuchungskonzepte für die Evaluation von Systemen zur Erkennung des Fahrerzustands
Eichinger € 15,00

F 81: Potential aktiver Fahrwerke für die Fahrsicherheit von Motorrädern
Wunram, Eckstein, Rettweiler € 15,50

F 82: Qualität von on-trip Verkehrsinformationen im Straßenverkehr – Quality of on-trip road traffic information – BAST-Kolloquium 23. & 24.03.2011
Lotz, Luks € 17,50
Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann kostenpflichtig unter www.nw-verlag.de heruntergeladen werden.

2012

F 83: Rechtsfolgen zunehmender Fahrzeugautomatisierung – Gemeinsamer Schlussbericht der Projektgruppe
Gasser, Arzt, Ayoubi, Bartels, Bürkle, Eier, Flemisch, Häcker, Hesse, Huber, Lotz, Maurer, Ruth-Schumacher, Schwarz, Vogt € 19,50

F 84: Sicherheitswirkungen von Verkehrsinformationen – Entwicklung und Evaluation verschiedener Warnkonzepte für Stauendwarnungen
Bogenberger, Dinkel, Totzke, Naujoks, Mühlbacher € 17,00

F 85: Cooperative Systems Stakeholder Analysis
Schindhelm, Calderaro, Udin, Larsson, Kernstock, Jandrisits, Ricci, Geißler, Herb, Vierkötter € 15,50

2013

F 86: Experimentelle Untersuchung zur Unterstützung der Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen für ältere Kraftfahrer
Hoffmann, Wipking, Blanke, Falkenstein € 16,50

F 87: 5th International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“
Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <http://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 88: Comparative tests with laminated safety glass panes and polycarbonate panes
Gehring, Zander € 14,00

F 89: Erfassung der Fahrermüdigkeit
Platho, Pietrek, Kolrep € 16,50

F 90: Aktive Systeme der passiven Fahrzeugsicherheit
Nuß, Eckstein, Berger € 17,90

F 91: Standardisierungsprozess für offene Systeme der Straßenverkehrstelematik
Kroen € 17,00

F 92: Elektrofahrzeuge – Auswirkungen auf die periodisch technische Überwachung
Beyer, Blumenschein, Bönninger, Grohmann, Lehmann, Meißner, Paulan, Richter, Stiller, Calker € 17,00

2014

F 93: Entwicklung eines Verfahrens zur Erfassung der Fahrerbeanspruchung beim Motorradfahren
Buld, Will, Kaussner, Krüger € 17,50

F 94: Biokraftstoffe – Fahrzeugtechnische Voraussetzungen und Emissionen
Pellmann, Schmidt, Eckhardt, Wagner € 19,50

F 95: Taxonomie von Fehlhandlungen bei der Fahrzeugführung
Oehme, Kolrep, Person, Byl € 16,50

F 95: Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von Pkw
Schönemann, Henze € 15,50

Alle Berichte sind zu beziehen im:

Carl Schünemann Verlag GmbH
Zweite Schlachtpforte 7
28195 Bremen
Tel. (0421) 3 69 03-53
Fax (0421) 3 69 03-48
www.schuenemann-verlag.de

Dort ist auch ein Kompletverzeichnis erhältlich.