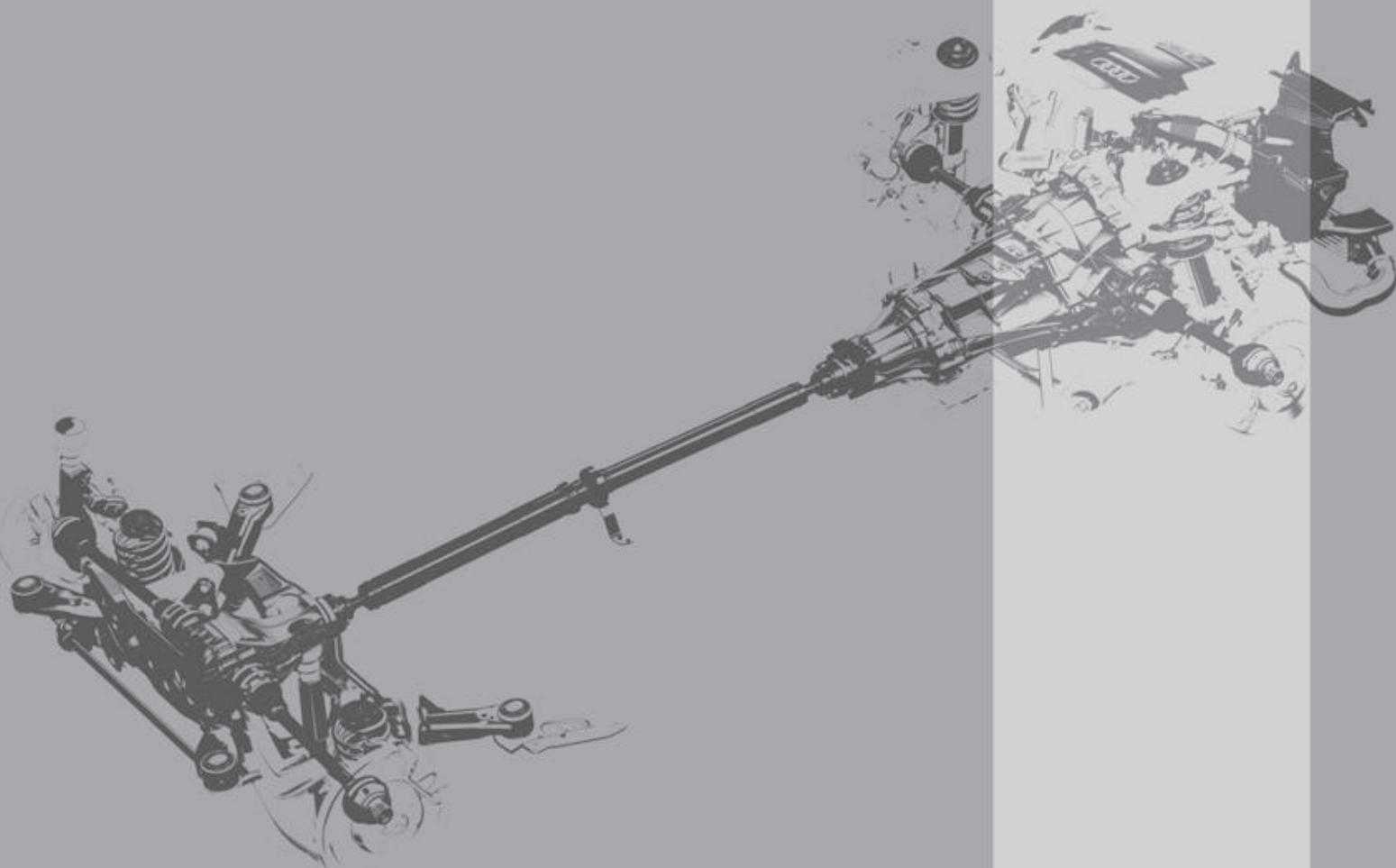


Audi Dissertationsreihe



Verbesserung der Fahrzeug- querdynamik durch variable Antriebsmomentenverteilung

Tim Christopher Meißner



Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik – Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der
Technischen Universität München

Verbesserung der Fahrzeugquerdynamik durch variable Antriebsmomentenverteilung

Tim Christopher Meißner

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität
München zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-H. Höhn

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Heißing
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. St. Gies,
Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen

Die Dissertation wurde am 26.11.2007 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 27.02.2008 angenommen.

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2008

Zugl.: (TU) München, Univ., Diss., 2008

978-3-86727-602-3

Audi Dissertationsreihe, Band 5

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2008

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2008

Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-86727-602-3

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei der AUDI AG in der Vorentwicklung Fahrwerk in der Abteilung Entwicklung Fahrwerkregelsysteme. Die ausgezeichneten Rahmenbedingungen bei der AUDI AG, die maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, werde ich immer in bester Erinnerung behalten.

Ein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Professor Dr.-Ing. Bernd Heißing für die fachliche und persönliche Unterstützung sowie den Freiraum, den er mir bei der Bearbeitung des Projektes ließ.

Ausdrücklich möchte ich Herrn Professor Dr.-Ing. Stefan Gies für die Ermöglichung dieser Arbeit in der Vorentwicklung Fahrwerk bei der AUDI AG und für die Übernahme des Korreferats danken.

Meinem direkten Vorgesetzten Herrn Dr. Ralf Schwarz möchte ich für die große Unterstützung, das entgegengebrachte Vertrauen sowie die unzähligen fachlichen Diskussionen, die einen großen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben, ganz besonders danken.

Für die gute Zusammenarbeit und die wertvolle Unterstützung bei der Durchführung dieser Arbeit möchte ich mich weiterhin bei meinen Kollegen Herrn Dr. Johann Fuchs, Herrn Thomas Meier, Herrn Christian Meixner, Herrn Denis Stoof, Herrn Dr. Bernd Weber sowie bei allen anderen Kollegen der AUDI AG bedanken, mit denen ich während meiner Tätigkeit zusammengearbeitet habe.

Weiterhin ein Dank an meine Diplomanden und Praktikanten, die wichtige Beiträge für diese Arbeit geleistet haben.

Ein besonderer Dank gilt meiner Freundin Kerstin für die Unterstützung und den wertvollen Rat bzgl. sprachlicher aber auch inhaltlicher Fragestellungen während der Anfertigung dieser Arbeit.

Widmen möchte ich diese Arbeit meinen Eltern für die Ermöglichung meiner Ausbildung und die großartige Unterstützung währenddessen.

Inhalt

1	Einleitung	1
1.1	Ziele dieser Arbeit	1
1.2	Überblick Fahrwerkregelsysteme	2
2	Grundlagen der Fahrdynamik und des Allradantriebs	4
2.1	Reifenkräfte	4
2.2	Einspurmodell.....	5
2.3	Allradantrieb	8
2.3.1	Einteilung der Allradsysteme	8
2.3.2	Ungeregelte und selbstregelnde Systeme	10
2.3.3	Geregelte Systeme	13
2.3.3.1	Semiaktive Momentenverteilung	13
2.3.3.2	Aktive Momentenverteilung – Torque Vectoring.....	14
3	Stand der Technik	21
3.1	Patentrecherche zur aktiven Momentenverteilung	21
3.1.1	Überlagerungsdifferential.....	21
3.1.2	Torque Splitter	26
3.1.3	Unkonventionelle Ausführungen.....	27
3.2	Fahrdynamikregelung.....	28
3.2.1	Fahrwerkregelsysteme	28
3.2.2	Allradregelung.....	31
3.2.2.1	Differentialsperre	31
3.2.2.2	Torque Vectoring	32
3.3	Zusammenfassung und Ableitung der Schwerpunkte für diese Arbeit.....	38

4	Systemauswahl und -umsetzung	41
4.1	Vergleich Längsverteilung zu Querverteilung.....	41
4.2	Systemauswahl zur variablen Querverteilung	42
4.2.1	Fahrdynamische Ziele der variablen Querverteilung und Randbedingungen.....	42
4.2.2	Auswahl eines Systems zur variablen Querverteilung.....	47
4.2.3	Überlagerungsdifferential an der Vorder- oder Hinterachse	50
4.2.4	Potential der variablen Verteilung an beiden Achsen	54
4.3	Systemauswahl zur Längsverteilung.....	55
4.4	Integration zu einem Gesamtsystem.....	58
4.5	Systemausführung	59
4.5.1	Versuchsfahrzeug.....	59
4.5.2	Überlagerungsdifferential.....	59
4.5.3	Aktuierung des Überlagerungsdifferentials.....	60
4.5.4	Elektronikarchitektur	62
4.5.5	Komponentenregler	62
4.5.6	Sicherheitsanforderungen.....	62
4.5.7	Kühlung.....	65
4.5.8	Prüfstandsergebnisse des Torque Vectoring Systems.....	65
5	Regelungskonzept für das Überlagerungsdifferential	67
5.1	Theoretische Analyse anhand des Einspurmodells	67
5.2	Umsetzung der Regelstrategie.....	72
5.2.1	Softwarestruktur.....	72
5.2.2	Umsetzung des Regelalgorithmus.....	73
5.2.2.1	Vorsteuerung beim Beschleunigen.....	75
5.2.2.2	Vorsteuerung beim Anlenken	77

5.2.2.3	Gierratenregelung.....	78
5.2.2.4	Lastwechselbeeinflussung.....	80
5.2.2.5	Schlupfüberwachung.....	80
5.2.2.6	Zusammenspiel der Funktionen und Funktionsübersicht.....	80
6	Simulation.....	82
6.1	Grundlagen.....	82
6.1.1	Einsatz der Simulation.....	82
6.1.2	Simulationsumgebung.....	83
6.1.3	Fahrmanöver und objektive Bewertungskriterien.....	84
6.2	Simulationsergebnisse.....	88
6.2.1	Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt mit anschließendem Lastwechsel.....	88
6.2.2	Lenkwinkelsprung.....	91
6.2.3	VDA-Spurwechsel.....	92
6.3	Erkenntnisse aus der Simulation.....	94
7	Fahrversuch.....	95
7.1	Hochreibwert.....	95
7.1.1	Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt.....	95
7.1.2	Handlingkursfahrt.....	97
7.2	Niedrigreibwert.....	101
7.2.1	Einfacher Spurwechsel.....	102
7.2.2	Einlenken.....	103
7.3	Erkenntnisse aus dem Fahrversuch.....	106
8	Vergleich und Vernetzung mit anderen Fahrwerkregelsystemen.....	107
8.1	Potentialvergleich mit anderen Fahrwerkregelsystemen.....	107

8.2	Vernetzungsansätze.....	108
9	Zusammenfassung.....	111
10	Formelzeichen und Indizes	113
10.1	Abkürzungen	113
10.2	Formelzeichen.....	113
10.3	Indizes	115
11	Literatur.....	116
12	Schutzrechte.....	126

1 Einleitung

1.1 Ziele dieser Arbeit

In dieser Arbeit soll das fahrdynamische Potential von Pkw-Allradsystemen untersucht werden, die eine weitgehend freie und vom Reibwert unabhängige Momentenverteilung zwischen den einzelnen Rädern ermöglichen. Solche Systeme werden als Torque Vectoring Systeme bezeichnet.

In verschiedenen Veröffentlichungen wurden bisher die fahrdynamischen Möglichkeiten von Torque Vectoring Systemen theoretisch aufgezeigt. Zwei Torque Vectoring Systeme sind schon im Serieneinsatz, welche aber beide aufgrund von Systemeinschränkungen nicht das volle Potential dieser Technologie zeigen können.

Nachdem in den 90er-Jahren die Einbaurate der ESP-Systeme stark angestiegen ist und ESP heute im Mittelklassebereich bei mehr als 90% der Fahrzeuge verbaut ist, vgl. [AMS05], werden zunehmend elektronisch geregelte Allradsysteme als weiteres Fahrwerkregelsystem entwickelt. Eine Umfrage der Firma Magna Steyr mit dem Titel „Wie viel Allrad braucht der Markt“ unter Vertretern von Automobilherstellern zeigt, dass eine deutliche Zunahme von Torque Vectoring Systemen in den nächsten Jahren erwartet wird. Die in dieser Studie ebenfalls befragten Kunden messen Allradsystemen einen großen Einfluss auf den Fahrspaß und das Fahrverhalten zu und bewerten beide Eigenschaften als wichtig für ihr Kaufverhalten, vgl. [STO04].

Voraussetzung für einen vermehrten Einsatz dieser Systeme ist, dass mit der variablen Antriebsmomentenverteilung Funktionalitäten erschlossen werden, die von anderen Fahrwerkregelsystemen noch nicht abgedeckt werden. Daher wird in dieser Arbeit ein kurzer Überblick über die bekannten Fahrwerkregelsysteme mit ihren spezifischen Stärken und Schwächen gegeben und daraus noch vorhandenes Verbesserungspotential abgeleitet. Auf dieser Basis werden die Anforderungen an ein neues Allradsystem aufgestellt.

Nach der Analyse der technischen Möglichkeiten wird unter Beachtung der aufgestellten Anforderungen eine Allradantriebsstrang-Konfiguration ausgewählt und in einem Versuchsfahrzeug implementiert. Ein Regelalgorithmus wird in der Simulation erarbeitet und im Fahrversuch überprüft und optimiert. Anhand eines fahrdynamischen Vergleichs mit dem Basisfahrzeug werden Stärken und Schwächen der gewählten Antriebsstrangkonfiguration aufgezeigt.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit besteht darin, zu untersuchen, welche fahrdynamischen Verbesserungen tatsächlich mit den aktuellen technischen Möglichkeiten bzgl. Sensorik,

Software und Mechanik für den Serieneinsatz umgesetzt werden können und welche Effekte dabei im Fahrzeug auftreten.

Um zu überprüfen, ob tatsächlich ein fahrdynamischer Zusatznutzen durch ein Torque Vectoring System realisiert werden kann, erfolgt abschließend der Vergleich des Systempotentials mit dem anderer Fahrwerkregelsysteme. Zusätzlich wird in diesem Zusammenhang ein Ausblick gegeben, wie ein Torque Vectoring System mit anderen Fahrwerkregelsystemen vernetzt werden kann und welches zusätzliche Potential mit einem Torque Vectoring System in einem solchen Verbund erschlossen werden kann.

Die einzelnen Schritte dieser Arbeit sind in Abb. 1-1 noch einmal in Form eines Ablaufdiagramms dargestellt.

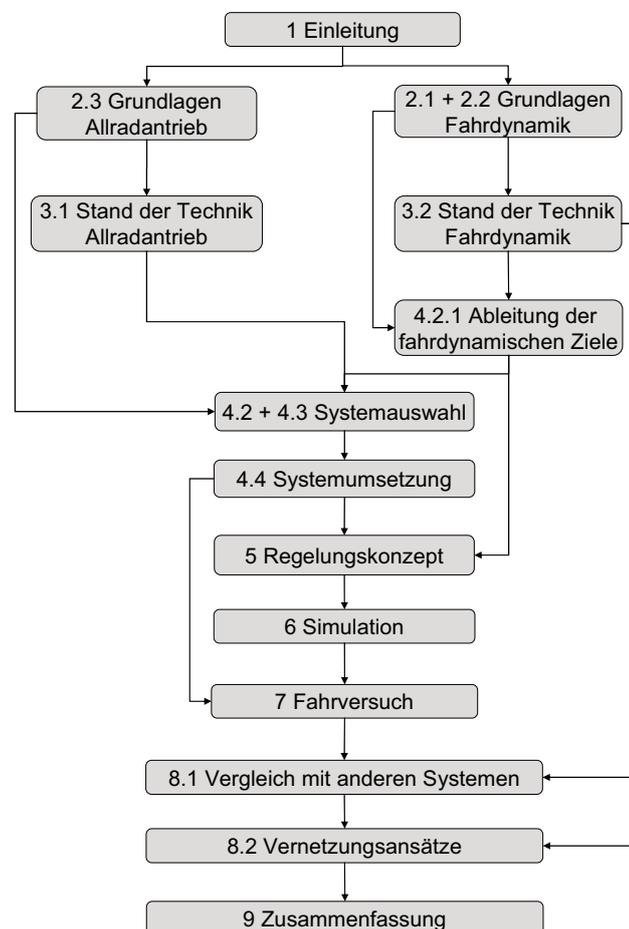


Abb. 1-1: Ablaufdiagramm

1.2 Überblick Fahrwerkregelsysteme

Einen Überblick zu Fahrwerkregelsystemen geben Schwarz et al. [SCH04a] und Müller [MUE06]. Betrachtet man die Funktionalitäten der derzeit im Fahrzeug realisierten

Fahrwerkregelsysteme, so zeigt sich, dass die Stabilisierung des Fahrzeuges durch ESP im Grenzbereich gut gelöst ist. Ein Schwachpunkt des ESP besteht jedoch noch in der Reaktion auf Untersteuersituationen. In diesem Fall wurde bei den ersten ESP-Systemen das kurveninnere Hinterrad abgebremst, um ein eindrehendes Giermoment zu erzeugen. Aufgrund der auftretenden Querbesehleunigung hat dieses Rad nur eine geringe Radlast und damit ein geringes Stabilisierungspotential. Daher wurde dazu übergegangen, neben dem kurveninneren Hinterrad auch beide Vorderräder abzubremfen und damit eine eindrehende Lastwechselreaktion hervorzurufen sowie die Geschwindigkeit des Fahrzeuges weiter zu vermindern, vgl. [AUD04]. Dies ermöglicht eine gute Stabilisierung, senkt allerdings das Fahrvergnügen und die Agilität.

Die Antriebsschlupfregelung (ASR) als Teilfunktion des ESP vermindert die Motorleistung in Untersteuersituationen soweit, dass das Fahrzeug dem über die Lenkeingabe des Fahrers gewünschten Kurs folgt. Die Wirkung ist, dass dies wie beim oben beschriebenen Bremseneingriff die Fahrstabilität zwar erhält aber das Fahrvergnügen deutlich senkt.

Geregelte Lenksysteme, wie elektrische Servolenkungen (EPS) oder Lenkungen mit Winkelüberlagerung, können ebenfalls fahrdynamisch stabilisierend wirken. Allerdings kann die Vorderachslenkung nicht besser stabilisieren, als es ein guter Fahrer durch Lenkeingriffe selbst kann. Das Potential einer Überlagerungslenkung in Übersteuersituationen ist aufgrund der guten Systemdynamik als hoch einzustufen. Eine Agilitätsverbesserung ist allerdings nur indirekt über eine variable Lenkübersetzung mit Hilfe einer Überlagerungslenkung möglich.

Hinterachslenkungen können zum einen den Wendekreis verringern und ermöglichen zum anderen eine Schwimmwinkelkompensation. Weiterhin kann die Agilität beim Anlenken durch den Aufbau eines eindrehenden Giermomentes verbessert werden. Stationär kann in Untersteuersituationen allerdings keine Verbesserung erzielt werden, vgl. z.B. [SEN89], [AHR93] und [SCH04a].

Systeme zur Beeinflussung der Vertikaldynamik, wie Wankstabilisierung, aktive Aufbaukontrolle und geregelte Dämpfer, können ebenfalls die Fahrstabilität und Agilität verbessern, indem die Radaufstandskräfte und damit die Seitenkräfte der Reifen beeinflusst werden.

Zusammenfassen lässt sich, dass die in Serie etablierten Fahrwerkregelsysteme, also ESP sowie Lenkung mit Winkelüberlagerung, ein großes Potential bei der Stabilisierung in Übersteuersituationen aufweisen, in Untersteuersituationen sowie zur Steigerung der Fahragilität aber nur ein begrenztes Potential besitzen. Hier können Torque Vectoring Systeme eine deutliche Verbesserung bringen.

2 Grundlagen der Fahrdynamik und des Allradantriebs

In diesem Kapitel werden die für das Verständnis der Arbeit erforderlichen grundlegenden fahrdynamischen Zusammenhänge vorgestellt, vgl. zur Vertiefung auch [MIT90] und [ZOM91]. Grundlagen zu Allradantriebssystemen sowohl bzgl. der fahrdynamischen Auswirkungen als auch bzgl. der Funktion der mechanischen Bauteile sind in [RIC90] und [STO04] dargestellt.

2.1 Reifenkräfte

Ein Reifen kann nur ein bestimmtes Maß an Längskräften sowie Seitenführungskräften auf die Straße übertragen. Diese beiden Kräfte stehen in einem direkten Zusammenhang. So reduziert sich die übertragbare Seitenkraft beim gleichzeitigen Aufbringen einer Längskraft und damit verbundenem Längsschlupf am Reifen, dargestellt in Abb. 2-1.

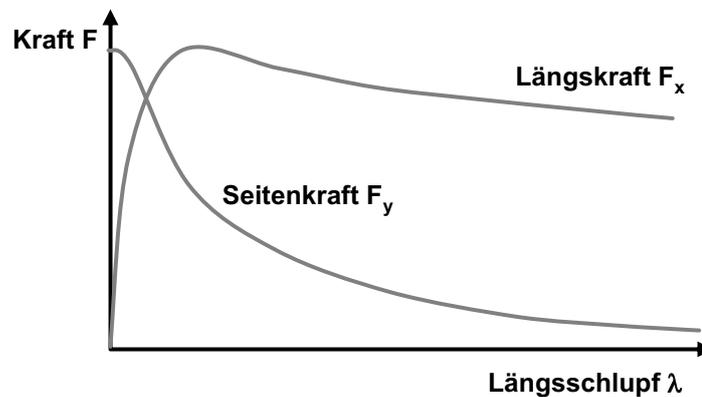


Abb. 2-1: Längs- und Seitenkraft in Abhängigkeit des Längsschlupfes [SAC06]

Die übertragbare Seitenkraft reduziert sich mit steigendem Längsschlupf streng monoton, wohingegen die Längskraft auf Hochreibwert ein Maximum aufweist und danach geringfügig abfällt. In älteren Veröffentlichungen wird das Längskraftmaximum eines Reifens bei ca. 20% angegeben, vgl. [WAL00]. Die heutzutage für sportliches Fahren ausgelegten Reifen haben dieses Maximum schon bei etwas über 5%, Winterreifen bei unter 10%. Dieser Sachverhalt ist bei Allradsystemen mit Drehzahlfehler zu beachten und wird später wieder aufgegriffen.

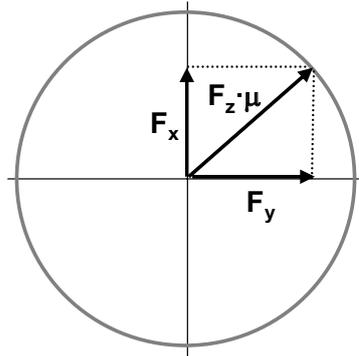


Abb. 2-2: Kamm'scher Kreis [MIT90]

Der Zusammenhang zwischen Längs- und Querkraft kann außerdem näherungsweise anhand des Kamm'schen Kreises, vgl. Abb. 2-2, dargestellt werden, welcher den Vektor aus Längs- und Querkraft des Reifens begrenzt. Der Durchmesser des Kreises begrenzt die Gesamtkraft und seine Größe variiert in Abhängigkeit des Reibwertes und der Aufstandskraft.

2.2 Einspurmodell

In Abb. 2-3 ist das lineare Einspurmodell mit den zugehörigen Winkel- und Geschwindigkeitsvektoren dargestellt, vgl. [WAL00].

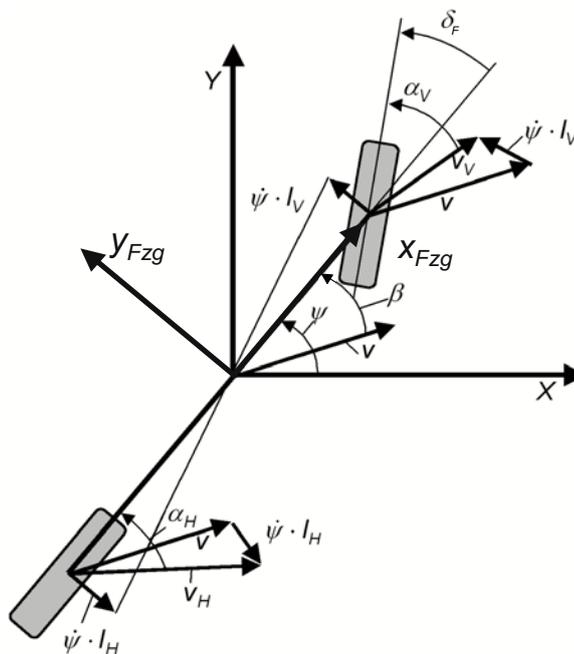


Abb. 2-3: Lineares Einspurmodell [WAL00]

Aus dem Schwerpunktsatz und Drallsatz ergeben sich die folgenden Differentialgleichungen:

$$m \cdot v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) = c_{sv} \cdot \alpha_v + c_{sh} \cdot \alpha_h \quad \text{Gl. 2-1}$$

$$J_z \cdot \ddot{\psi} = l_v \cdot c_{sv} \cdot \alpha_v - l_h \cdot c_{sh} \cdot \alpha_h \quad \text{Gl. 2-2}$$

Werden nun die Beziehungen für die Schräglaufwinkel eingesetzt

$$\alpha_v = \delta + \beta - \frac{\dot{\psi} \cdot l_v}{v} \quad \text{Gl. 2-3}$$

$$\alpha_h = \beta + \frac{\dot{\psi} \cdot l_h}{v} \quad \text{Gl. 2-4}$$

ergibt sich folgendes Differentialgleichungssystem für Gierrate und Schwimmwinkel:

$$\dot{\beta} = \left(-\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} \right) \cdot \beta + \left(1 + \frac{l_v \cdot c_{sv} - l_h \cdot c_{sh}}{m \cdot v^2} \right) \cdot \dot{\psi} - \left(\frac{c_{sv}}{m \cdot v} \right) \cdot \delta \quad \text{Gl. 2-5}$$

$$\ddot{\psi} = \left(\frac{l_v \cdot c_{sv} - l_h \cdot c_{sh}}{J_z} \right) \cdot \beta + \left(-\frac{l_v^2 \cdot c_{sv} + l_h^2 \cdot c_{sh}}{J_z \cdot v} \right) \cdot \dot{\psi} + \left(\frac{l_v \cdot c_{sv}}{J_z} \right) \cdot \delta \quad \text{Gl. 2-6}$$

Werden beide Gleichungen nach einer Laplace-Transformation ineinander eingesetzt, erhält man die Übertragungsfunktion zwischen Lenkradwinkel und Gierrate:

$$\dot{\psi}(s) = \left(\frac{\dot{\psi}_v}{\delta_F} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1 + T_z \cdot s}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \cdot \delta_F(s) \quad \text{Gl. 2-7}$$

Durch einen Koeffizientenvergleich ergeben sich für die Giereigenfrequenz ω_e , das Gierdämpfungsmaß D , die Zählerzeitkonstante T_z und die stationäre Übertragungsfunktion folgende Gleichungen:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{J_z} + \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{J_z \cdot m \cdot v^2}} \quad \text{Gl. 2-8}$$

$$D = \frac{\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} + \frac{c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2}{J_z \cdot v}}{2 \cdot \omega_e} \quad \text{Gl. 2-9}$$

$$T_z = \frac{m \cdot v \cdot l_v}{c_{sh} \cdot l} \quad \text{Gl. 2-10}$$

$$\left(\frac{\dot{\Psi}_V}{\delta}\right)_{\text{stat.}} = \frac{v}{l \cdot \left(1 + \frac{v^2}{v_{\text{char}}^2}\right)} \quad \text{Gl. 2-11}$$

$$v_{\text{char}}^2 = \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{m \cdot (c_{sv} \cdot l_v - c_{sh} \cdot l_h)} \quad \text{Gl. 2-12}$$

Das Fahrzeugverhalten kann somit über die folgenden Größen und Parameter beschrieben werden:

Fahrzustandsgröße	Beschreibung
v	Fahrzeuggeschwindigkeit
δ	Fahrerlenkwinkel

Fahrzeugparameter	Beschreibung
m	Fahrzeugmasse
J_z	Massenträgheitsmoment
l_v/l_h	Schwerpunktlage vorne / hinten
c_{sv}/c_{sh}	Schräglaufsteifigkeit vorne / hinten

Tab. 2-1: Notwendige Größen für das lineare Einspurmodell

Die Beschreibung des Fahrzeugverhaltens mit dem Einspurmodell ist nur im Bereich des linearen Reifenverhaltens gültig. Auf Hochreihwert kann das Reifenverhalten bis zu einer Querschleunigung von ungefähr 0,4 g als linear angesehen werden.

Die Gierverstärkung besitzt ihr Maximum bei der charakteristischen Geschwindigkeit, die bei untersteuernd ausgelegten Fahrzeugen üblicherweise zwischen 65 km/h und 125 km/h liegt, vgl. [MIT90]. Die Dämpfung des Fahrzeuges verläuft dagegen ebenso wie die Giereigenfrequenz mit steigender Fahrgeschwindigkeit üblicherweise monoton fallend, vgl. [MIT90]. Dies bedeutet, dass das Ansprechverhalten eines Fahrzeuges bei höheren Fahrgeschwindigkeiten schneller wird, während sich Über- und Nachschwingen auf Lenkeingaben verstärken.

Sollen Reifennachlauf n_R und Lenkungselastizität C_L im Einspurmodell berücksichtigt werden, muss die tatsächliche Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse folgendermaßen berechnet werden, vgl. [MIT90]:

$$c'_{sv} = \frac{c_{sv}}{1 + \frac{c_{sv} \cdot n_R}{C_L}} \quad \text{Gl. 2-13}$$

2.3 Allradantrieb

2.3.1 Einteilung der Allradsysteme

Verschiedene Möglichkeiten der Einteilung von Allradsystemen bzw. Komponenten sind bereits vorgenommen worden bzw. denkbar. Brenninger unterteilt Allradsysteme beispielsweise in die folgenden sechs Klassen, vgl. [BRE02]:

- 1) Starre Kopplung der Achsen.
- 2) Festes Momentenverhältnis (z.B. offenes Differential).
- 3) Momentenverhältnis stellt sich gemäß systemimmanenter Kennlinie ein (z.B. Viscokupplung).
- 4) Die Kennlinie, die das Momentenverhältnis beschreibt, kann variiert werden, wodurch sich das Momentenverhältnis in vorgegebenen Grenzen verändert.
- 5) Momentenverhältnis kann in Grenzen frei geregelt werden.
- 6) Momentenverhältnis kann völlig frei eingestellt werden.

Diese Klassen finden sich auch bei der in dieser Arbeit umgesetzten matrixförmigen Einteilung wieder. Eine erste Unterteilung der Systeme zur Längsverteilung erfolgt hierzu in Systeme mit Differential und Systeme, die ausschließlich mit Kupplungen realisiert sind. Eine ähnliche Einteilung wählt Lanzer [LAN03], der in permanente und zuschaltbare Systeme unterteilt. Weiterhin erfolgt in dieser Arbeit eine Unterteilung der Systeme in unregelte, in selbstregelnde und in geregelte Systeme. Aus regelungstechnischer Sicht können die geregelten Allradsysteme in Anlehnung an die für Systeme zur Vertikaldynamikbeeinflussung etablierten Bezeichnungen weiter unterschieden werden. Folgende Einteilung für Vertikalregelsysteme existiert, vgl. [WAL00]:

- Passiv: Die Dämpferkraft bildet sich immer nach der gleichen Kennlinie.
- Semiaktiv: Die Kraft kann in zwei Quadranten variiert werden. Eine Variation der Kennlinie, nicht aber der Krafrichtung, ist möglich.
- Aktiv: Freie Verteilung der Kraft, bei der sowohl die Richtung als auch der Betrag verändert werden können.

Übertragen auf die Antriebsmomentenverteilung lässt sich daraus folgende Einteilung ableiten:

- Passive Momentenverteilung: Das Antriebsmoment verteilt sich bei gleichen Umweltbedingungen immer gleich, eine aktive Einflussnahme ist nicht möglich.
- Semiaktive Momentenverteilung: Es kann die Kennlinie und damit der Betrag des Momentes, nicht aber die Verlagerungsrichtung beeinflusst werden.
- Aktive Momentenverteilung: Die Verteilung kann nahezu unabhängig von den Umweltbedingungen geregelt werden. Ist der Kraftschluss noch nicht vollständig ausgenutzt, kann immer in zwei Richtungen (also z.B. von rechts nach links und von links nach rechts) Moment umverteilt werden. Systeme, die eine solch freie Verteilung ermöglichen, werden auch Torque Vectoring Systeme genannt. Ein Überlagerungs-differential sowie ein Torque Splitter stellen zwei Ausführungsformen dar, vgl. [SCH04a].

In Abb. 2-4 sind die Systeme zur Längsverteilung anhand einer Matrixstruktur klassifiziert.

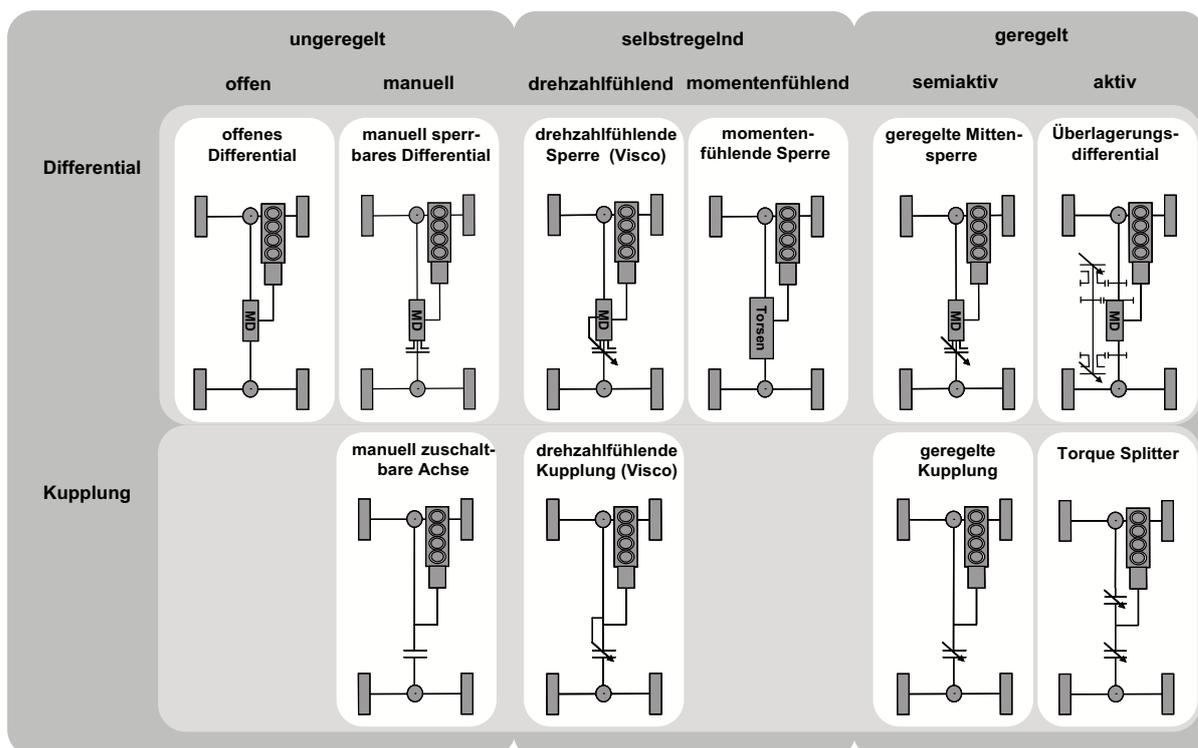


Abb. 2-4: Einteilung der Systeme zur Momentenlängsverteilung [SCH04a]

In Abb. 2-5 sind die verschiedenen Systeme zur Querverteilung des Antriebsmomentes dargestellt. Es erfolgt wiederum eine Unterteilung in unregelte, in selbstregelnde sowie in semiaktiv und aktiv geregelte Systeme.

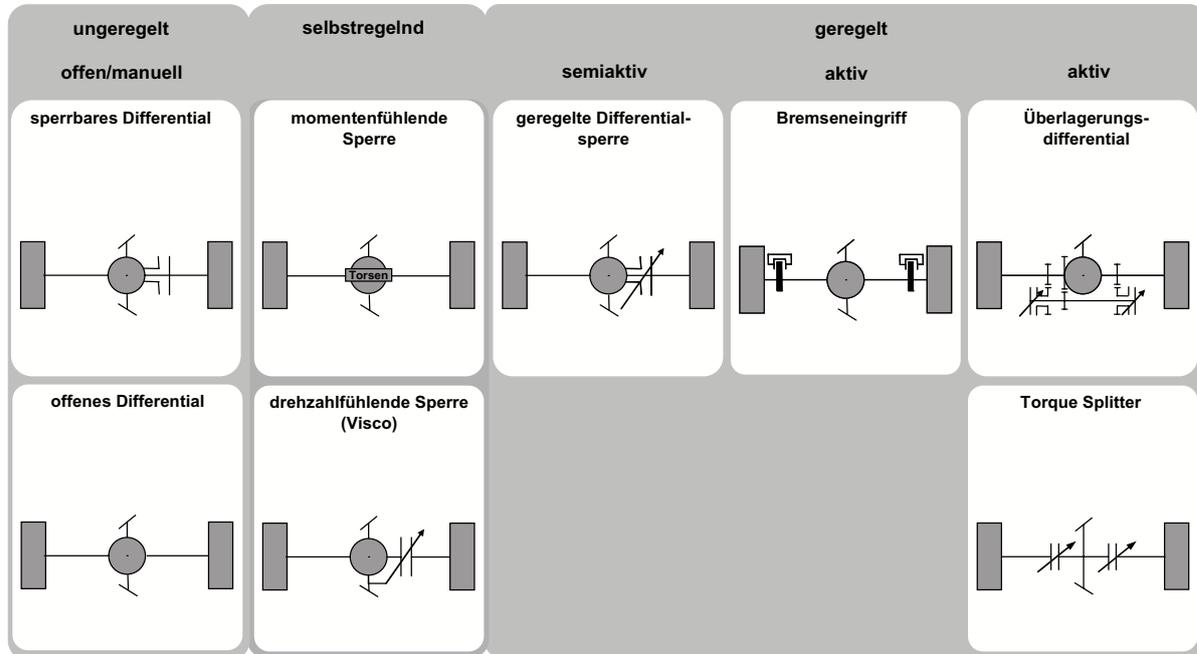


Abb. 2-5: Einteilung der Systeme zur Momentenquerverteilung [SCH04a]

Die in Abb. 2-4 und Abb. 2-5 dargestellten Systeme werden in Kapitel 2.3.2 und Kapitel 2.3.3 vorgestellt.

2.3.2 Ungeregelte und selbstregelnde Systeme

Differentiale verteilen das Antriebsmoment auf die beiden Achsen und die Räder einer Achse und gewährleisten dabei den Drehzahlausgleich zwischen Vorder- und Hinterachse sowie zwischen innerem und äußerem Rad einer Achse bei Kurvenfahrt. Das Verhältnis, in dem das Eingangsmoment eines Differentials aufgeteilt wird, ist durch die Konstruktion des Differentials geometrisch festgelegt. Stirnraddifferentiale mit einem Einfachplaneten bewirken eine asymmetrische Momentenverteilung. Daher muss für Achsdifferentiale ein Kegelraddifferential bzw. ein Stirnraddifferential mit doppelter Planetenstufe verwendet werden, um eine 50/50 Aufteilung des Antriebsmomentes zu ermöglichen.

Bei offenen Differentialen ist das übertragbare Moment durch das Rad bzw. durch die Achse mit dem niedrigsten Reibwert limitiert, da offene Differentiale nur ein festes, konstruktiv bestimmtes Momentenverhältnis zulassen. Im Extremfall, wenn ein Rad in der Luft ist, kann ein Fahrzeug mit offenem Mittendifferential auch an den anderen Rädern kein Moment

absetzen. Abhilfe schaffen Differentialsperren, die zwei der drei Differentialwellen miteinander über eine kraft- oder formschlüssige Kupplung verbinden, wodurch die Ausgleichsbewegung des Differentials unterdrückt wird. Die einfachste Ausführung besteht in einem manuell sperrbaren Differential, welches formschlüssig, z.B. durch eine Klauenkupplung, gesperrt wird. Zur Gewährleistung der Fahrsicherheit muss sichergestellt werden, dass die Sperre bei höheren Geschwindigkeiten wieder gelöst wird, da ansonsten aufgrund des nicht vorhandenen Drehzahlausgleichs der Antriebsstrang zu stark verspannt.

Die selbstregelnden Systeme in der zweiten Spalte von Abb. 2-4 und Abb. 2-5 können weiter in drehzahlfühlende und drehmomentenfühlende Systeme unterteilt werden.

Ein drehzahlfühlendes Bauteil ist die Viscokupplung, die beim Auftreten von Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtriebswelle ein Moment durch viskose Reibung überträgt. Die Viscokupplung wird sowohl als Hang-On Kupplung (Kupplung zwischen permanent angetriebener Achse und der Achse, die im Bedarfsfall zugeschaltet wird) auch zum Sperren von Differentialen eingesetzt. Ein Nachteil der Viscokupplung besteht darin, dass sich immer erst Differenzdrehzahl zwischen den Achsen bzw. Rädern einer Achse aufbauen muss, bevor ein Sperrmoment entsteht. Für eine ABS-Kompatibilität muss die Viscokupplung um einen Freilauf erweitert werden.

Ein momentenfühlendes Differential kann dagegen das Antriebsmoment bereits vor dem Entstehen eines Drehzahlunterschiedes zwischen den Achsen bzw. Rädern einer Achse verteilen und verhindert dadurch, solange der Sperrgrad nicht überschritten wird, den Aufbau von Differenzdrehzahl. Anhand von Abb. 2-6 lässt sich der Unterschied zwischen momentenfühlenden und drehzahlfühlenden Systemen erkennen.

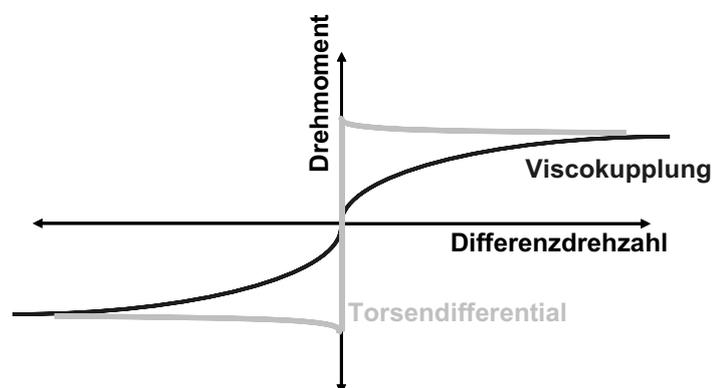


Abb. 2-6: Vergleich drehzahlfühlend und momentenfühlend [SAC06]

Die Stärke eines momentenfühlenden Mittendifferentials in Bezug auf Traktion, dass es, solange die Sperrwerte nicht überschritten werden, den Aufbau von Differenzdrehzahl verhindert, ist fahrdynamisch teilweise auch eine Schwäche. Hierdurch entsteht im Bereich der Sperrwirkung ein Fahrverhalten, welches dem eines starren Durchtriebs zwischen den Achsen entspricht, vgl. [GRA02]. Die Kompatibilität eines momentenfühlenden Sperrdifferentials mit den Regelsystemen ABS und ESP ist gegeben, da die Sperrwirkung vom Eingangsmoment in das Differential abhängt und bei geringem Eingangsmoment auch nur eine geringe Sperrwirkung vorhanden ist. In [SAC06] ist dargestellt, dass die Wirkung von ESP-Eingriffen durch die Sperrwirkung eines momentenfühlenden Mittendifferentials sogar verstärkt wird.

Als Weiterentwicklung der drehzahlfühlenden Viscokupplung kann die Haldex-Kupplung angesehen werden, die eine Lamellenkupplung bei Differenzdrehzahl mittels einer Taumelscheibe und einer Pumpe mit Druck beaufschlagt und dadurch Moment von der Primärachse zur Hang-On Achse verschiebt. Mit Hilfe eines Druckregelventils kann dieser Druck reduziert werden, wodurch die Kompatibilität mit ABS und ESP sichergestellt werden kann.

Eine Zwischenstellung nehmen Hang-On Kupplungen mit Vordruck bzw. Vorspannung der Kupplung ein. Diese Systeme weisen einen momentenfühlenden sowie einen drehzahlfühlenden Anteil auf, dargestellt in Abb. 2-7.

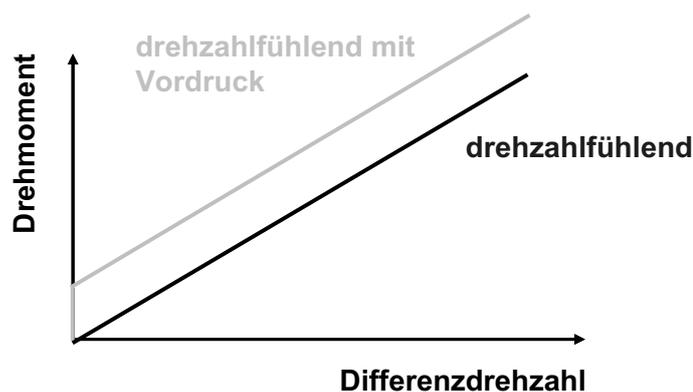


Abb. 2-7: Drehzahlfühlendes System mit Vordruck [HER04]

2.3.3 Geregelte Systeme

2.3.3.1 Semiaktive Momentenverteilung

Eine semiaktive Verteilung kann in Längsrichtung mit einer Hang-On Kupplung sowie einem geregelt sperrbaren Mittendifferential, in Querrichtung mit einer geregelten Quersperre erfolgen.

Ein geregelt sperrbares Differential kann zwar das Sperrmoment variabel regeln, die Richtung, in die das Moment verteilt wird, ist aber durch die Raddrehzahlen festgelegt. So verteilt eine Sperre immer Antriebsmoment vom schnelleren auf das langsamere Rad bzw. von der schnelleren zur langsameren Achse.

In Abb. 2-8 ist der Bereich, in dem mit einer Quersperre Moment verlagert werden kann, grau dargestellt. Die Beziehung zwischen Längskraft und Radschlupf ist hier durch einen linearen Zusammenhang nachgebildet. Daher kann mit steigender Differenzdrehzahl linear mehr Moment verlagert werden, bis das maximal übertragbare Kupplungsmoment der Quersperre erreicht ist. Eine weitere Erhöhung der Differenzdrehzahl bewirkt in diesem Fall kein größeres Verlagerungspotential.

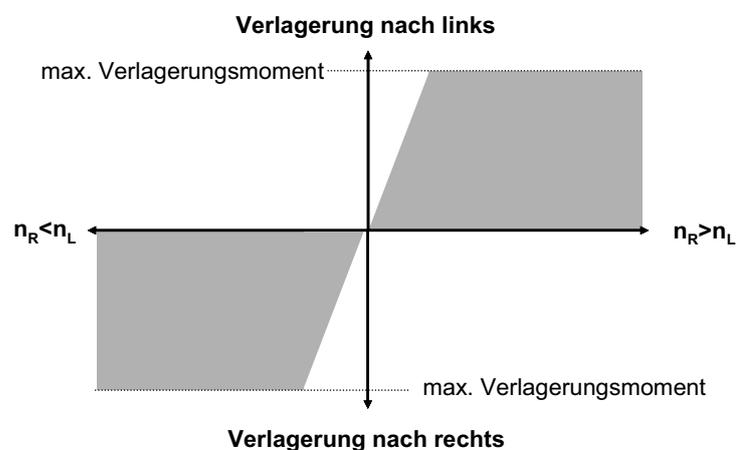


Abb. 2-8: Semiaktive Momentenverteilung mit Quersperre

Analog zu einem semiaktiven Dämpfer kann nur in zwei Quadranten Moment verlagert werden. Ein sperrbares Mittendifferential verhält sich analog, wohingegen eine Hang-On Kupplung nur in einem Quadranten arbeiten kann.

2.3.3.2 Aktive Momentenverteilung – Torque Vectoring

Überlagerungsdifferential

Erweitert man nun eine Quersperre um eine Übersetzungsstufe, die die Eingangsdrehzahl der Kupplung erhöht und verwendet diese Übersetzung und Kupplung zweimal, so kann durch die entstehende höhere Drehzahl in den Kupplungen in einem gewissen Bereich auch Moment vom langsameren auf das schnellere Rad übertragen werden, siehe Abb. 2-9.

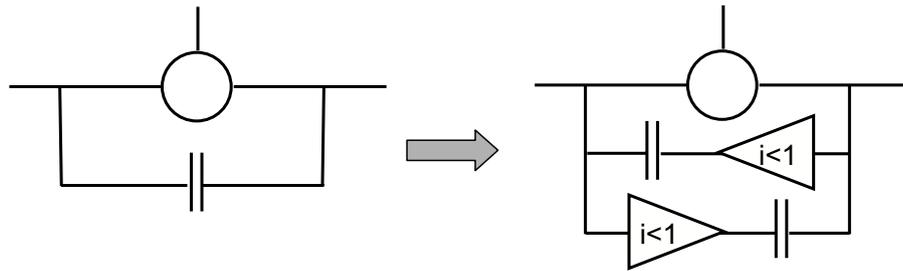


Abb. 2-9: Erweiterung einer Quersperre zu einem Überlagerungsdifferential

Die gewählte Übersetzung i bestimmt den Grenzkurvenradius, unter dem hier der Radius verstanden wird, bei dem gerade kein Moment mehr auf das äußere Rad verlagert werden kann. Stellt man die Gleichung für die Raddrehzahlen des äußeren Rades n_a und des inneren Rades n_i an der Hinterachse mit der Spurweite s für eine Kreisfahrt mit der Winkelgeschwindigkeit ω auf dem Radius R auf, so ergeben sich über die kinematischen Beziehungen bei der Fahrt ohne Reifenschlupf folgende Raddrehzahlen:

$$n_i = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{dyn}}} \cdot \left(R - \frac{s}{2} \right) \cdot \omega \quad \text{Gl. 2-14}$$

$$n_a = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{dyn}}} \cdot \left(R + \frac{s}{2} \right) \cdot \omega \quad \text{Gl. 2-15}$$

Der Drehzahlfehler DF eines Überlagerungsdifferentials kann als der prozentuale Drehzahlunterschied zwischen den Rädern, wenn eine der Kupplungen übersperrt ist und damit schlupffrei arbeitet, definiert werden, vgl. auch [USH03]. Das Verhältnis der Raddrehzahlen, vgl. Abb. 2-9, beträgt in diesem Fall:

$$n_a = \frac{n_i}{i} \quad \text{Gl. 2-16}$$

Damit ergibt sich folgender Ausdruck für den Drehzahlfehler DF in Abhängigkeit der Raddrehzahlen sowie der Übersetzung i :

$$DF = \frac{(n_a - n_i)}{0.5 \cdot (n_a + n_i)} = \frac{\frac{1}{i} - 1}{0.5 \cdot \left(\frac{1}{i} + 1\right)} \quad \text{Gl. 2-17}$$

Werden Gl. 2-14 und Gl. 2-15 in den ersten Teil von Gl. 2-17 eingesetzt, ergibt sich folgende Beziehung für den Grenzradius R_{Grenz} , bei dem gerade kein Moment mehr auf das äußere Rad verlagert werden kann:

$$DF = \frac{s}{R_{\text{Grenz}}} \Leftrightarrow R_{\text{Grenz}} = \frac{s}{DF} \quad \text{Gl. 2-18}$$

Eine Momentenverlagerung zum äußeren Rad bewirkt aufgrund der veränderten Längskräfte am äußeren Rad einen größeren und am inneren Rad einen geringeren Schlupf. Daher muss ein größerer Radius als der Grenzradius gefahren werden, um das volle durch die Kupplung übertragbare Moment verlagern zu können.

Durch den in der Kupplung auftretenden Schlupf entsteht eine Verlustleistung im Getriebe. Diese Verlustleistung kann folgendermaßen berechnet werden:

$$P_{\text{Verl}} = \frac{|DF - \Delta n - \Delta \lambda|}{2} \cdot \frac{v}{r_{\text{dyn}}} \cdot \Delta M, \quad \text{Gl. 2-19}$$

wobei Δn die Drehzahldifferenz aufgrund des gefahrenen Kurvenradius und $\Delta \lambda$ den aufgrund der Momentenverlagerung entstehenden Differenzschlupf bezeichnen. Setzt man nun den Grenzradius und den gefahrenen Radius zusätzlich ein, ergibt sich folgender Ausdruck:

$$P_{\text{Verl}} = \frac{\left| \frac{s}{R_{\text{Grenz}}} - \frac{s}{R} - \Delta \lambda \right|}{2} \cdot \frac{v}{r_{\text{dyn}}} \cdot \Delta M \quad \text{Gl. 2-20}$$

Anhand von Gl. 2-20 zeigt sich, dass die Verlustleistung proportional zur Fahrgeschwindigkeit und dem verlagerten Moment ist. Weiterhin lässt sich am Zähler erkennen, dass die Verlustleistung mit steigendem Kurvenradius ebenfalls ansteigt. Betrachtet man weiterhin den Drehzahlfehler, so zeigt sich, dass ein um ΔDF größerer Drehzahlfehler eine Erhöhung der Verlustleistung um den konstanten Betrag

$$P_{\text{Verl}} = \frac{\Delta DF}{2} \cdot \frac{v}{r_{\text{dyn}}} \cdot \Delta M \quad \text{Gl. 2-21}$$

bewirkt. Daher muss bei der Auslegung des Drehzahlfehlers der Kompromiss zwischen der Möglichkeit, Moment in sehr engen Kurven verlagern zu können und den entstehenden Verlusten, die die Systemverfügbarkeit einschränken können, gefunden werden. Die

natürliche Grenze für den Kurvenradius besteht im Wendekreis, der für Pkws üblicherweise bei ungefähr $R=6$ m liegt. Wird dieser Radius als Grenzradius definiert, würde dies einen Drehzahlfehler von ungefähr 25% ergeben. Soll auch bei Fahrt des Wendekreises noch Moment verlagert werden können, muss der Drehzahlfehler um den dazu nötigen Reifenschlupf sogar noch erweitert werden. In Kapitel 2.1 wurde allerdings dargelegt, dass die heutzutage verwendeten Reifen nur wenig Schlupf zum Übertragen von Längskräften benötigen, wodurch auch nur ein geringer Anteil des Drehzahlfehlers durch den Reifenschlupf aufgebraucht wird.

Der Bereich, in dem mit einem Überlagerungsdifferential Moment verlagert werden kann, ist in Abb. 2-10 dargestellt. Grundsätzlich kann in allen vier Quadranten mit einem Überlagerungsdifferential gearbeitet werden. Eine Momentenverteilung zum schnelleren Rad ist nicht möglich, wenn der Drehzahlfehler DF ausgeschöpft ist. Ein ausreichend groß ausgelegter Drehzahlfehler DF schiebt diesen Bereich aber soweit nach außen, dass dieser auch bei der Fahrt sehr enger Radien nicht erreicht wird.

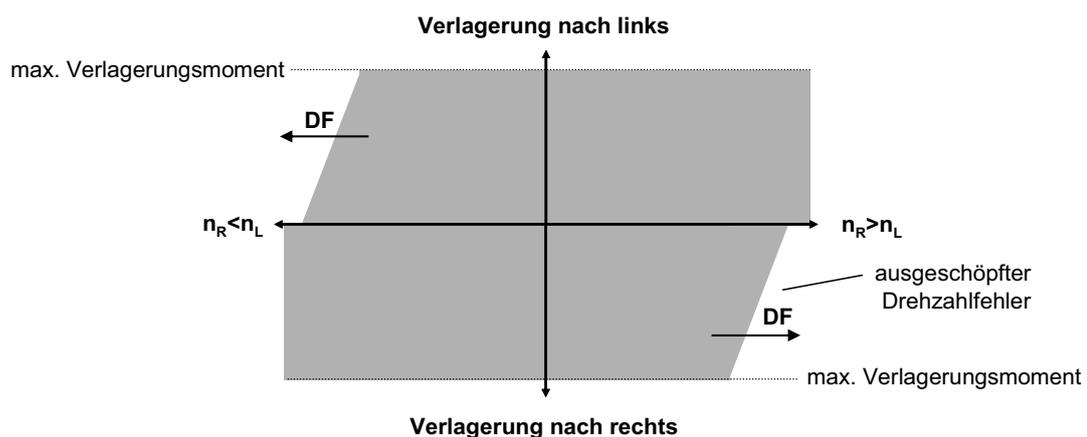


Abb. 2-10: Aktive Querverteilung mit Überlagerungsdifferential

Der Einsatz eines Überlagerungsdifferentials als Mittendifferential ist analog möglich. Es ist zu beachten, dass in Längsrichtung nur ein deutlich kleinerer Drehzahlfehler erforderlich ist, da die bei Kurvenfahrt auftretenden Differenzdrehzahlen zwischen den Achsen geringer als zwischen den Rädern einer Achse sind.

Torque Splitter

Als Torque Splitter werden Systeme bezeichnet, die mit je einer Kupplung das Eingangsmoment auf die beiden Abtriebswellen verteilen und dabei ohne Differential auskommen. Ein Torque Splitter kann als Verteilergetriebe die Momentenverteilung

zwischen Vorder- und Hinterachse ebenso wie zwischen linkem und rechtem Rad einer Achse übernehmen.

Soll mit einem Torque Splitter eine Querverteilung des Antriebsmomentes ermöglicht werden, so muss die gesamte Antriebsstrangkonfiguration betrachtet werden.

Bei einem Fahrzeug mit Standardantrieb kann mit einem Torque Splitter Antriebsmoment in allen vier Quadranten verteilt werden, indem eine Kupplung ganz oder teilweise geöffnet wird.

Wenn an einer Achse ein Torque Splitter und an der anderen Achse ein offenes Differential verbaut ist, kann dagegen bei einem Allradfahrzeug mit starrem Durchtrieb zwischen den Achsen kein Moment auf das äußere Rad verteilt werden. Ist der Torque Splitter beispielsweise an der Hinterachse verbaut, so ist das Mittel aus den Geschwindigkeiten der beiden Vorderräder bei Kurvenfahrt niedriger als die Radgeschwindigkeit hinten außen. Somit würde in diesem Fall das äußere Rad bremsen und Blindleistung durch den Antriebsstrang zur Vorderachse fließen.

Eine Abhilfemaßnahme bietet ein in die Kardanwelle integrierter Drehzahlfehler, durch den die hintere Achse immer um einen gewissen Prozentsatz schneller als die Vorderachse dreht. Dies verursacht allerdings bei Geradeausfahrt Verspannungsverluste, welche vermieden werden können, indem die Hinterachse nur bei Kurvenfahrt, nicht aber permanent angetrieben wird.

Eine weitere Möglichkeit stellt die Kombination eines Torque Splitters mit einem offenen Mittendifferential bzw. einem situationsabhängig sperrbaren Differential dar. In diesem Fall wird das Antriebsmoment in einem festen Verhältnis durch das Differential verteilt. Die unterschiedlichen Drehzahlen bei Kurvenfahrt werden durch das Differential ausgeglichen. Nachteilig ist, dass die Kupplungen des Torque Splitters nicht zusätzlich zur Regelung der Längsverteilung verwendet werden können.

Ein Torque Splitter kombiniert mit einem selbstsperrenden Mittendifferential und einem offenem Achsdifferential ergibt einen ähnlichen Effekt wie mit einem starren Durchtrieb. Das Differential verlagert bei Kurvenfahrt aufgrund der Sperrwirkung den Großteil des Antriebsmomentes zur langsamer drehenden Achse und damit bei einer Momentenverlagerung nach außen zu der Achse ohne Torque Splitter, so dass nur ein geringes eindrehendes Giermoment generiert werden kann.

Möglich wäre es, einen Torque Splitter in Längsrichtung mit einem Torque Splitter in Querrichtung sowie einem offenen Achsdifferential zu kombinieren. Allerdings könnte mit weniger Aufwand auch eine Lösung mit jeweils einem Torque Splitter an der Vorder- und

Hinterachse und einem starren Durchtrieb zwischen den Achsen umgesetzt werden. Eine solche Lösung würde sogar eine radindividuelle Momentenverteilung ermöglichen.

In Tab. 2-2 sind die hergeleiteten Zusammenhänge am Beispiel eines Torque Splitters an der Hinterachse zusammengefasst. Die Varianten, welche keine Verlagerung auf das äußere Rad ermöglichen, sind grau hinterlegt.

	Standardantrieb	starrer Durchtrieb ohne Drehzahlfehler	starrer Durchtrieb mit Drehzahlfehler	offenes Mittendifferential	selbstsperrendes Mittendifferential	Torque Splitter in der Mitte	Torque Splitter an beiden Achsen
Vorderachse	-	offenes Differential	offenes Differential	offenes Differential	offenes Differential	offenes Differential	Torque Splitter
Mitte	-	starrer Durchtrieb	starrer Durchtrieb	offenes Differential	selbstsperrendes Differential	Torque Splitter	starrer Durchtrieb
Hinterachse	Torque Splitter	Torque Splitter	Torque Splitter	Torque Splitter	Torque Splitter	Torque Splitter	Torque Splitter
Drehzahlfehler in der Kardanwelle	nein	nein	ja	nein	nein	nein	nein
Verlagern des Antriebsmomentes nach kurvenaußen	möglich	nicht möglich	möglich	möglich	nur eingeschränkt möglich	möglich	möglich

Tab. 2-2: Vergleich unterschiedlicher Konfigurationen mit Torque Splitter an der Hinterachse

Es zeigt sich also, dass beim Einsatz eines Torque Splitters der gesamte Antriebsstrang maßgeblich für den Bereich ist, in dem Moment verteilt werden kann. Da sich die einzelnen Varianten bzgl. der auftretenden Verluste deutlich unterscheiden, erfolgen in dieser Arbeit keine allgemeinen Verlustbetrachtungen für einen Torque Splitter.

Weiterhin ist zu beachten, dass der Drehzahlausgleich bei Kurvenfahrt zwischen Vorder- und Hinterachse sowie innerem und äußerem Rad durch den Torque Splitter erfolgen muss. Aufgrund des Zeitverzugs beim Ansteuern der Kupplungen können ein unharmonisches Verhalten sowie eine kurzzeitig spürbare Sperrwirkung beim Anlenken auftreten. Diese verringert die Fahrzeugagilität.

Abhängigkeit zwischen Verlagerungsmoment und Motormoment

Ein wichtiger Unterschied zwischen den Systemen besteht außerdem in ihrer Abhängigkeit vom Motormoment. Ein Torque Splitter kann nur tatsächlich vorhandenes Antriebsmoment, also das an der jeweiligen Achse anliegende Zug- und Schubmoment des Motors (anteiliges Motormoment), auf das schnellere Rad verteilen. Zum langsameren Rad kann genau wie mit einer Quersperre in jeder Situation Moment verlagert werden.

Damit stellt der Torque Splitter beim freien Rollen nur noch ein semiaktives System dar. Es kann analog zur Quersperre, vgl. Abb. 2-8, nur Moment vom schnelleren zum langsameren Rad umverteilt werden und damit nur in zwei Quadranten gearbeitet werden. Im Schubbetrieb sowie im Teillastbereich handelt es sich beim Torque Splitter dagegen um ein aktives System mit Einschränkungen bzgl. der Höhe des Verlagerungsmomentes, welches durch das anteilige Motormoment limitiert ist. Die Möglichkeiten zur Momentenverlagerung in Abhängigkeit des anteiligen Motormomentes sind in Abb. 2-11 dargestellt.

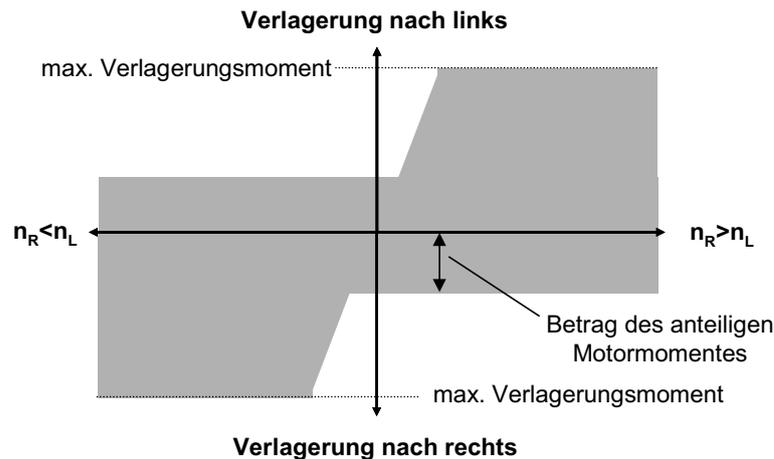


Abb. 2-11: Querverteilung mit einem Torque Splitter

Ein Überlagerungsdifferential arbeitet dagegen weitgehend unabhängig vom Eingangsmoment. Auch beim freien Rollen und im Schubbetrieb kann Moment aktiv vom langsameren zum schnelleren Rad umverteilt werden, indem das langsamere Rad gebremst wird und das schnellere Rad mit diesem Bremsmoment angetrieben wird. Ein Überlagerungsdifferential bietet daher die Möglichkeit, in allen Situationen aktiv, wie in Abb. 2-10 dargestellt, Moment zu verteilen.

Bremseneingriff

Mit Hilfe eines einseitigen Bremseneingriffs in Kombination mit einem offenen Differential kann ebenfalls in allen vier Quadranten Moment verteilt werden. Im Vergleich zum Überlagerungsdifferential treten allerdings deutlich größere Verluste auf. Das Verlagerungsmoment entspricht dem einseitigen Bremsmoment und wird mit Raddrehzahl aufgebracht. Damit ergibt sich folgende Verlustleistung für den Bremseneingriff am kurveninneren Rad:

$$P_{\text{Verl,Bemse}} = \left| 1 - \frac{\Delta n}{2} - \Delta \lambda \right| \cdot \frac{v}{r_{\text{dyn}}} \cdot \Delta M$$

Gl. 2-22

Vergleicht man nun Gl. 2-22 mit Gl. 2-19, so ergibt sich folgendes Verhältnis zwischen den Verlusten einer Bremse und denen eines Überlagerungsdifferentials:

$$P_{\text{Verl,Bremse}} = \frac{2 \cdot \left| 1 - \frac{\Delta n}{2} - \Delta \lambda \right| \cdot P_{\text{Verl,Differential}}}{|\text{DF} - \Delta n - \Delta \lambda|} \quad \text{Gl. 2-23}$$

Bei üblichen Drehzahlfehlern von ca. 20%, vgl. [SAC06a], ergibt sich damit schon bei Geradeausfahrt die zehnfache Verlustleistung für einen Bremseneingriff. Bei Kurvenfahrt steigt dieses Verhältnis noch weiter an, da der Wert des Nenners aus Gl. 2-23 bei engeren Kurvenradien stärker abnimmt als der Wert des Zählers, bis er beim Grenzradius null beträgt.

Der Bremseneingriff wird von der elektronischen Differentialsperre (EDS) zur Quer- und Längsverteilung von Antriebsmoment verwendet.

3 Stand der Technik

3.1 Patentrecherche zur aktiven Momentenverteilung

3.1.1 Überlagerungsdifferential

Verschiedenste Patente und Veröffentlichungen existieren zu Überlagerungsdifferentialen, die sich hauptsächlich in der Anordnung der Bauteile und der Realisierung des Drehzahlfehlers unterscheiden. Wenn Verzahnungsverluste vernachlässigt werden, sind die Kupplungsverluste während einer Momentenverlagerung grundsätzlich nur von der Höhe des Drehzahlfehlers, dem gefahrenen Kurvenradius sowie dem umverteilten Moment abhängig. Vom Konzept sind sie unabhängig, vgl. Kapitel 2.3.3. Die Schlepp- und Planschverluste im nicht aktuierten Zustand sind dagegen konzeptabhängig, da sich beispielsweise die Differenzdrehzahlen in den Kupplungen unterscheiden.

In Abb. 3-1 ist eine von Fiat veröffentlichte Anordnung dargestellt. Dieses Überlagerungsdifferential verlagert Moment vom Differentialeingang zu den Seitenwellen. Die Differenzdrehzahl in den im Leistungsfluss angeordneten Kupplungen entspricht dem halben Drehzahlfehler. Das Kupplungsmoment ist gleich dem Differenzmoment.

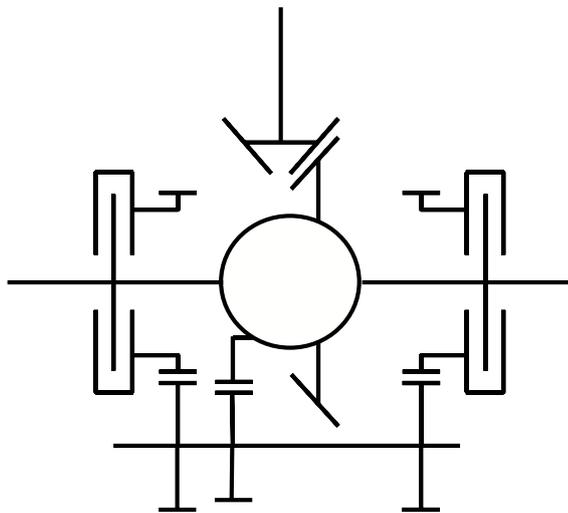


Abb. 3-1: EP 662402 A1 (Fiat)

In Abb. 3-2 ist ein Fiat-Patent mit asymmetrischem Aufbau und einem Doppelplanetendifferential dargestellt, welches die gleichen Drehzahl- und Momentenverhältnisse wie das in Abb. 3-1 dargestellte Konzept aufweist.

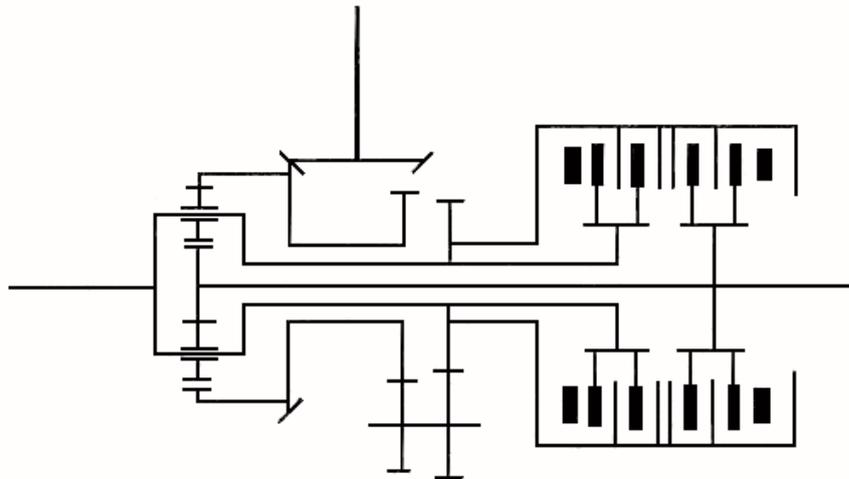


Abb. 3-2: DE 69408961 T2 (Fiat)

Der Vorteil dieses Konzeptes gegenüber dem in Abb. 3-1 dargestellten Konzept (EP 662402 A1) besteht darin, dass die Überlagerungsstufe mit weniger Bauteilen realisiert werden kann. Allerdings ist das notwendige Doppelplanetendifferential aufwendiger als ein Kugeldifferential.

In Abb. 3-3 ist das Prinzip von Mimura dargestellt, bei dem der Steg eines Stufenplaneten gebremst wird und damit der Drehzahlfehler realisiert wird. Die Kupplungen sind beim Mimura-Konzept außerhalb des Leistungsflusses angeordnet.

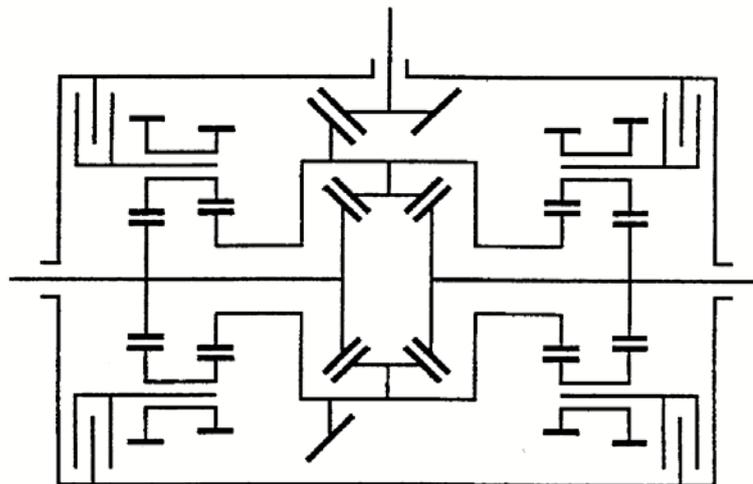


Abb. 3-3: US 6120407 A1 (Mimura)

Folgende Vorteile weist dieses Konzept auf:

- Verwendung eines Kugeldifferentials ist möglich.
- Keine Abwälzbewegungen der Verzahnung bei Geradeausfahrt, wodurch der Wirkungsgrad des Systems verbessert wird.
- Stehende Kupplungen ermöglichen intelligente Aktuatorik Konzepte bzw. können über einen stehenden Kolben aktuiert werden.
- Zwischen Kupplungsmoment und verlagertem Moment besteht eine Verstärkung:

$$V = \frac{\Delta M}{M_{\text{Kupplung}}} = \frac{2}{DF} \quad \text{Gl. 3-1}$$

So wird das Kupplungsmoment beispielsweise bei einem Drehzahlfehler von 25% mit dem Faktor 8 verstärkt, wodurch die Aktuatorik weniger leistungsfähig ausgelegt werden kann.

Nachteile des Mimura-Konzeptes sind:

- Große Differenzdrehzahl (Achsdrehzahl) in den Kupplungen bei Geradeausfahrt, wodurch nach [BEI83] größere Schleppverluste auftreten.
- Die Kupplungsdrehzahl variiert im Fahrbetrieb zwischen stehender Kupplung und Achsdrehzahl, wodurch sich der Reibwert der Lamellen ändert und damit die Regelung ungenauer wird.
- Durch den Verstärkungsfaktor zwischen Kupplungs- und Verlagerungsmoment können Ungenauigkeiten verstärkt werden. So muss beispielsweise die Kupplung bei allen Konzepten ähnlich groß ausgelegt werden, da sie bei allen Konzepten die gleiche Leistung überträgt. Hystereseeffekte, beispielsweise durch Kolbenreibung, wirken sich damit aber beim Mimura-Konzept mit dem beschriebenen Verstärkungsfaktor auf das verlagerte Moment aus.

Auf Basis des Mimura-Konzeptes entwickelte Mohan [MOH05] weitere Anordnungen für Überlagerungsdifferenziale, die sich bzgl. der Umsetzung des Planetengetriebes unterscheiden.

Im Patent US 5370588 von Mitsubishi sind verschiedene Anordnungen patentiert. In Abb. 3-4 ist die im EVO 6 und EVO 7 umgesetzte Lösung, in Abb. 3-5 die im EVO 8 und EVO 9 verbaute Lösung dargestellt.

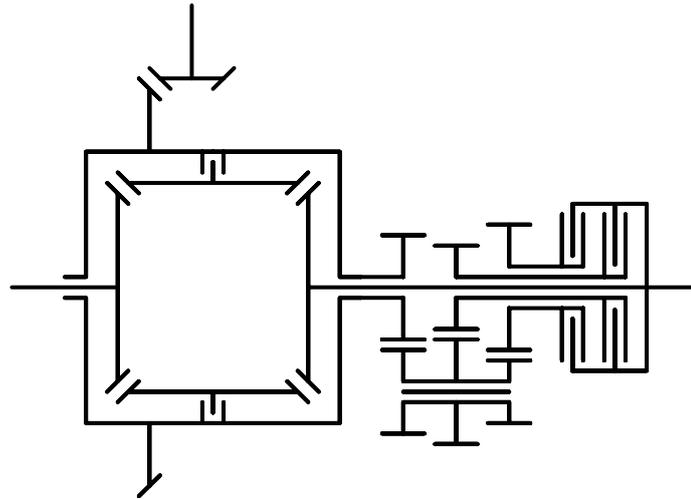


Abb. 3-4: Mitsubishi EVO 6 und EVO 7

Bei der in Abb. 3-4 dargestellten Anordnung sind die Überlagerungseinheiten asymmetrisch angeordnet. Dadurch wird die Drehzahl des Differentialkäfigs einmal ins Schnelle und einmal ins Langsame übersetzt, wodurch Moment sowohl zur rechten Flanschwellen als auch weg von dieser verlagert werden kann. Von der rechten Flanschwellen zum Käfig zurückverlagertes Moment wird wiederum vom Differential auf die linke und rechte Seite aufgeteilt, wodurch sich die Belastung des Differentials erhöht.

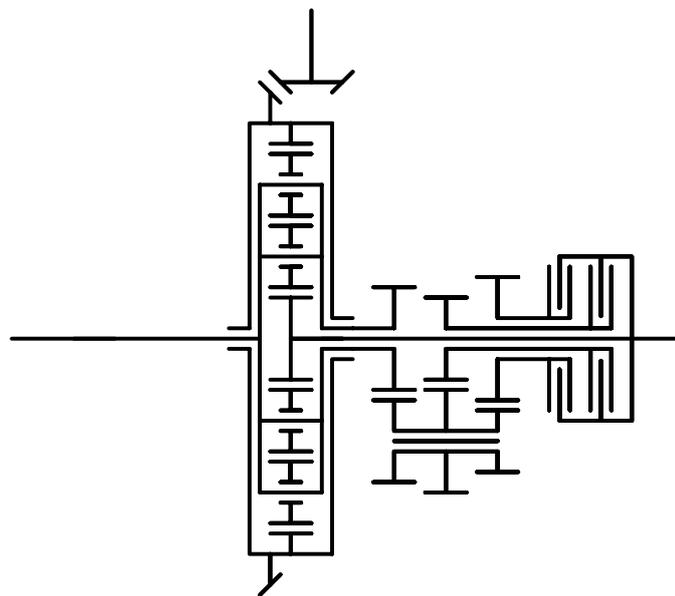


Abb. 3-5: Mitsubishi EVO 8 und EVO 9

Das Überlagerungsdifferential aus dem EVO 8 und dem EVO 9 verlagert dagegen das Moment direkt von der rechten zur linken Seitenwellen und umgekehrt. Dadurch ist das

entstehende Differenzmoment doppelt so groß wie das Kupplungsmoment. Der Schlupf der im Leistungsfluss angeordneten Kupplungen entspricht dagegen der Höhe des Drehzahlfehlers und ist damit doppelt so groß wie bei den anderen Konzepten, vgl. [USH03]. Ein solcher Kraftfluss ist mit vertretbarem Aufwand nur möglich, wenn ein Doppelplanetendifferential verwendet wird, da nur dann eine einfache Verbindung zwischen den beiden Seitenwellen durch das Differential hindurch möglich ist.

In Abb. 3-6 ist eine durch Honda patentierte Ausführung dargestellt. Der Kraftfluss entspricht dem des in Abb. 3-1 dargestellten Fiat-Patentes. Allerdings beinhaltet diese Ausführung einen zusätzlichen Zahneingriff zwischen Ritzelwelle und Tellerrad, wodurch der Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs verschlechtert wird.

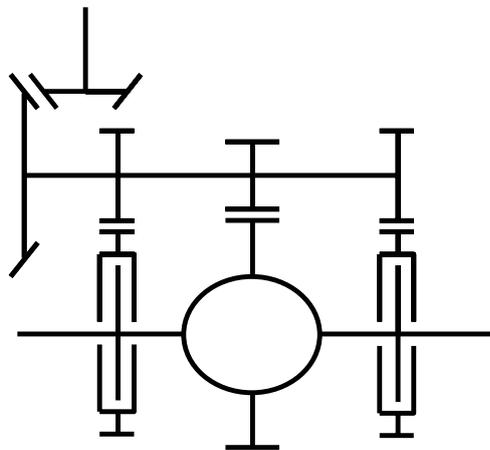


Abb. 3-6: US 4973296 (Honda)

In Tab. 3-1 sind die Kupplungsdrehzahlen und Kupplungsmomente der Konzepte in Abhängigkeit des Drehzahlfehlers DF noch einmal zusammengestellt.

Konzept	Kupplungsschlupf λ_K bei Geradeausfahrt ($n=n_l=n_r$)	Kupplungsmoment M_K für Verlagerungsmoment ΔM
Fiat 1, 2 (Abb. 3-1, Abb. 3-2) Mitsubishi EVO 7 (Abb. 3-4) Honda (Abb. 3-6)	$\lambda_K = \frac{DF}{2} \cdot n$	$M_K = \Delta M$
Mitsubishi EVO 8 (Abb. 3-5)	$\lambda_K = DF \cdot n$	$M_K = \frac{\Delta M}{2}$
Mimura (Abb. 3-3)	$\lambda_K = n$	$M_K = \Delta M \cdot \frac{DF}{2}$

Tab. 3-1: Konzeptvergleich Überlagerungsdifferentiale

Weitere Ausführungen sind aus dem Nutzfahrzeugbereich bekannt. Eine Übersicht hierzu gibt Merhof [MER82].

Die in diesem Abschnitt beschriebenen Lösungen können sowohl als Mittendifferential als auch als Achsdifferential eingesetzt werden.

3.1.2 Torque Splitter

Die Kombination aus einem Torque Splitter an der Hinterachse, bestehend aus einem Winkeltrieb sowie zwei Kupplungen zu den Rädern, mit einem offenen Differential an der Vorderachse und einer starren Verbindung zwischen Vorder- und Hinterachse ist in DE 3427725 C2 (VW) dargestellt.

Wie in Kapitel 2.3.3 hergeleitet, kann mit einem solchen System kein Moment auf das äußere Rad verteilt werden, da bei Kurvenfahrt das Mittel aus den Geschwindigkeiten der beiden Vorderräder niedriger als die Radgeschwindigkeit hinten außen ist. Der notwendige Drehzahlfehler in der Kardanwelle führt dazu, dass bei Konstantfahrt große Verluste und Verspannungen auftreten. Honda hat aus diesem Grund einen schaltbaren Drehzahlfehler entwickelt, der nur bei Kurvenfahrt die hintere Achse schneller drehen lässt, vgl. DE 4000667 C2, dargestellt in Abb. 3-7.

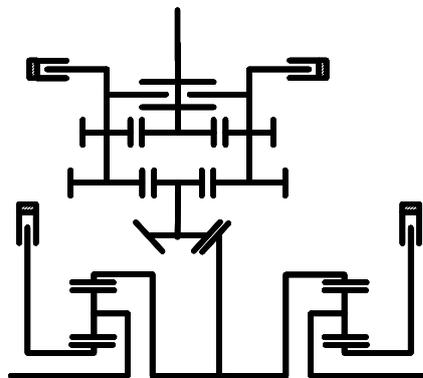


Abb. 3-7: DE 4000667 C2 (Honda)

In Abb. 3-8 ist die Kombination aus einem Torque Splitter mit einem Differential dargestellt. Bei dieser Anordnung sind im normalen Fahrbetrieb die beiden Kupplungen K3 und K4 an den Abtriebswellen durch eine Federvorspannung geschlossen und die beiden Kupplungen K1 und K2 geöffnet. Das Achsgetriebe verhält sich in diesem Fall wie ein offenes Differential und ermöglicht den Drehzahlausgleich zwischen den Rädern.

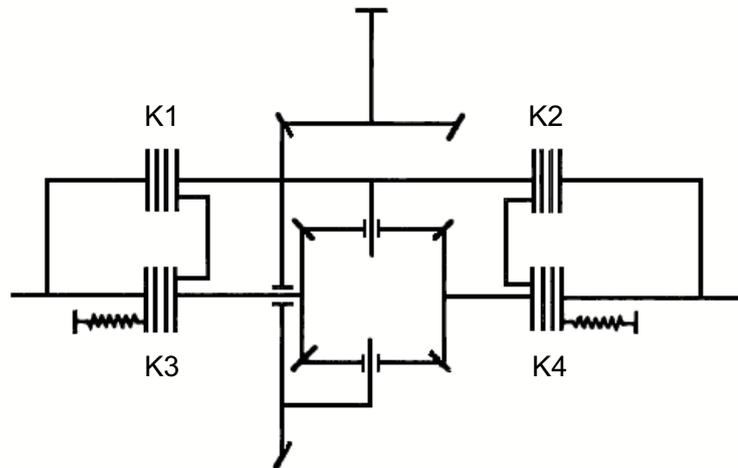


Abb. 3-8: EP 548853 B (Fiat)

Für eine asymmetrische Momentenverteilung werden eine der beiden Kupplungen K1 oder K2 ganz und eine gegebenenfalls teilweise geschlossen sowie die Kupplungen K3 und K4 geöffnet. In diesem Fall arbeitet das System wie ein Torque Splitter. Der Vorteil dieser Anordnung besteht darin, dass im normalen Fahrbetrieb der Drehzahlausgleich zwischen den Rädern ohne die in Kapitel 2.3.3 beschriebenen Nachteile durch die Zeitverzögerung der Aktuatorik geschieht.

Mit einem von der Firma Dana entwickelten Konzept kann die gleiche Wirkung mit weniger Bauteilen realisiert werden, indem eine geregelte Quersperre mit einem Torque Splitter kombiniert wird, vgl. [PAR04]. Die Kupplungen K1 und K2 in Abb. 3-8 werden bei diesem Konzept durch eine Kupplung zum Sperren des Differentials ersetzt.

Ein Torque Splitter zur Längsverteilung ist in DE 103 44 969 A1 (ZF) dargestellt. Zur Aktuierung wird nur ein Elektromotor verwendet, der beim Schließen der einen Kupplung gleichzeitig die andere Kupplung öffnet.

3.1.3 Unkonventionelle Ausführungen

Neben den hier beschriebenen Konzepten existieren verschiedene unkonventionelle Konzepte zur variablen Momentenverteilung.

Eine variable Längsverteilung mit Hilfe eines CVT-Getriebes (Continuously Variable Transmission) ohne den Einsatz eines Differentials ist in DE 19515515 A1 (Dana) dargestellt.

Von [IKU95] wird vorgeschlagen, die Übersetzungsstufe eines Überlagerungsdifferentials mittels eines CVT-Getriebes auszuführen. Der Vorteil bestünde darin, dass die Verluste auf ein Minimum reduziert werden könnten. Allerdings ist ein CVT aufgrund der hohen Kosten und des großen Bauraumbedarfs für den Einsatz in einem Überlagerungsdifferential wenig geeignet.

Die Überlagerung eines Differentials mit Hilfe eines Elektromotors, der die Funktion der Übersetzungsstufen und der Kupplungen übernimmt, ist von der Firma Ricardo in einem Fahrzeug umgesetzt, vgl. [WHE04]. Bei einer solchen Umsetzung ist der große Leistungsbedarf des Elektromotors nachteilig.

Hydrostatische Vorrichtungen zur aktiven Momentenverlagerung sind in [MER82] und [BRE02] vorgestellt. Diese Getriebe haben ihren Ursprung im Nutzfahrzeugbereich und eignen sich unter anderem aufgrund des hohen Aufwandes nicht für den Einsatz in Pkws.

In DE 4430730 A1 (Jähn) ist ein Achsgetriebe mit mehreren diskreten Schaltstellungen veröffentlicht, welches die Momentenverteilung des Achsgetriebes verstellen kann. Je nach gewählter Übersetzung stellen sich die Drehzahlen der beiden Räder in einem festen Verhältnis ein.

3.2 Fahrdynamikregelung

3.2.1 Fahrwerkregelsysteme

Elektronisches Stabilitätsprogramm – ESP

Das ESP der Firma Bosch wird in [ZAN94] umfassend mit Regelstrategie, Sensorik, Aktuatorik und Sicherheitskonzept vorgestellt.

Witte [WIT95] beschreibt ausführlich eine umgesetzte Regelung zu Stabilisierung eines Fahrzeuges in kritischen Fahrsituationen.

Grundsätzlich wird über die in Kapitel 2.2 hergeleiteten Gleichungen des Einspurmodells, Gl. 2-8 bis Gl. 2-12, aus den Eingangsgrößen Lenkwinkel und Fahrzeuggeschwindigkeit eine Soll-Gierrate berechnet, die das Sollverhalten des Fahrzeuges beschreibt. Diese Soll-Gierrate wird mit der gemessenen Gierrate verglichen. Beim Überschreiten parametrierbarer Schwellen wird aus der Gierratenabweichung ein Bremseneingriff berechnet.

Um zu vermeiden, dass eine zu große Gierrate über den Lenkwinkel eingestellt wird, bei der das Fahrzeug Schwimmwinkel aufbaut, wird die Soll-Gierrate auf den Reibwert begrenzt. Bei stationärer Kreisfahrt gilt folgender Zusammenhang zwischen Gierrate und Querschleunigung:

$$\dot{\psi} = \frac{a_y}{v} \quad \text{Gl. 3-2}$$

Setzt man nun die auf einem bestimmten Reibwert maximal mögliche Querbeschleunigung $a_y = \mu \cdot g$ in Gl. 3-2 ein, ergibt sich Gl. 3-3:

$$\dot{\psi} \leq \frac{\mu \cdot g}{v} \quad \text{Gl. 3-3}$$

Eine Reibwertschätzung kann über den ausgenutzten Reibwert, also über die Fahrzeuginnen- und Querbeschleunigung, erfolgen. Damit ergibt sich folgender Bereich, in dem der Reibwert tatsächlich liegt, wenn als maximaler Reibwertkoeffizient 1 angesetzt wird:

$$\frac{\sqrt{a_x^2 + a_y^2}}{g} \leq \mu \leq 1 \quad \text{Gl. 3-4}$$

Als Eingriffsgrenzen verwendet Witte [WIT95] keine dynamische Soll-Gierrate mit festen Schwellen, sondern berechnet die Schwellen aus einem trägen sowie einem sehr agilen Fahrzeug. Diesen Gierratenregler erweitert Witte noch um einen Regler für den Schwimmwinkel an der Hinterachse, um ein langsames Eindrehen auf Niedrigreibwert durch einen langsam anwachsenden Schwimmwinkel zu verhindern. Ein Verfahren zur Schwimmwinkelschätzung und Regelung beim Bremsen ist in DE 4030704 C2 (Bosch) dargestellt. Eine Stabilitätsregelung, die ohne Gierratensensor auskommt, ist in DE 10011779 A1 (Continental Teves) beschrieben.

Hinterachslenkung

Zur Regelung einer Hinterachslenkung geben folgende Arbeiten einen Überblick:

Stamer [STA97] leitet Zielvorgaben für das Fahrzeugverhalten aus einer Probandenstudie am Fahrsimulator ab und erarbeitet ein Regelgesetz mittels Polvorgabe im Zustandsraum. Vom Fahrer wird demnach ein möglichst verzögerungsfreies Übertragungsverhalten sowohl zwischen Lenkradwinkel und Gierrate als auch zwischen Lenkradwinkel und Querbeschleunigung gewünscht.

Senger [SEN89] gibt einen Überblick über realisierte Steuerungen. Es werden eine statische und eine dynamische Schwimmwinkelkompensation vorgestellt. Aufgrund des zusätzlichen Freiheitsgrades mit der Hinterachslenkung kann über eine Übertragungsfunktion zwischen dem Lenkwinkel vorne und dem Lenkwinkel an der Hinterachse der Schwimmwinkel sowohl stationär als auch dynamisch kompensiert werden. Eine vollständige Kompensation des Schwimmwinkels kann mit dieser einfachen Vorsteuerung aufgrund der Abweichungen

zwischen linearisiertem Einspurmodell und dem tatsächlichen Fahrzeug nicht erreicht werden. Senger zeigt, dass hierzu die Rückführung der Gierrate notwendig ist. Weiterhin wird die Möglichkeit der Seitenwindkompensation durch die Hinterachslenkung aufgezeigt. Insgesamt zeigen die Simulationsuntersuchungen von Senger, dass durch eine Hinterachslenkung folgende fahrdynamische Verbesserungen möglich sind:

- Schnellerer Gierrataufbau bei einem Lenkwinkelsprung
- Lastwechseldämpfung
- Verbesserung der Fahrstabilität beim Spurwechsel durch Schwimmwinkelkompensation

Allerdings zeigt sich, dass bei einem schnelleren Aufbau der Gierrate beim Anlenken mit Hilfe der Hinterachslenkung der Wankwinkel des untersuchten Fahrzeuges einen deutlich überschwingenden Verlauf zeigt. Hierdurch treten gegenüber einem konventionell gelenkten Fahrzeug größere Radlastdifferenzen auf, wodurch das Seitenkraftpotential des gesamten Fahrzeuges gesenkt wird.

Ahring [AHR93] beschreibt die fahrerorientierte Auslegung einer Allradlenkung und untersucht hierzu die Robustheit der bekannten Regelgesetze für Vierradlenkungen im Hinblick auf Reibwertänderungen. Es wird gezeigt, dass der für die Schwimmwinkelkompensation erforderliche gleichsinnige Lenkeinschlag insbesondere auf Niedrigreißwert untersteuernde Fahrsituationen bewirken kann. Daher wird eine klassische Gierratenregelung entwickelt, die einen Steuerungsanteil zur Kompensation von Beladungseinflüssen aufweist, die vor der Fahrt gemessen werden.

Redlich [RED94] arbeitet anhand von Probandenuntersuchungen die Erhöhung der Stabilitätsreserve bei Ausweichmanövern als Hauptnutzen einer Hinterachslenkung heraus.

Überlagerungslenkung

Baumgarten [BAU02] stellt die Regelung und die Ergebnisse für eine Überlagerungslenkung vor. Das Ergebnis besteht darin, dass in Übersteuersituationen das Fahrverhalten durch Gegenlenken und beim Anlenken die Agilität durch eine Vorhaltelenkung verbessert werden können. Weiterhin zeigt Baumgarten Möglichkeiten auf, die Überlagerungslenkung mit einem Bremseneingriff zu vernetzen.

Vernetzung

Beiker [BEI00] vergleicht das fahrdynamische Potential einer Überlagerungslenkung mit dem einer Hinterachslenkung sowie einem Bremseneingriff. Anhand von Potentialuntersuchungen zeigt er, dass die Kombination aus Hinterachslenkung und Bremseneingriff in Summe das

größte Potential besitzt, da unterschiedliche Funktionalitäten, wie Agilitätsverbesserung und Fahrzeugstabilisierung zusammen umgesetzt werden können. Mit Hilfe einer Dringlichkeitsfunktion, die den Bremseneingriff in Abhängigkeit des Stellwinkels der Hinterachslenkung zuschaltet, entwickelt er eine Regelung für die Kombination der Systeme.

3.2.2 Allradregelung

3.2.2.1 Differentialsperre

Porsche beschreibt in den Schutzrechten DE 10245032 A1 und DE 10245035 A1 Verfahren zur Regelung einer Längskupplung kombiniert mit einer geregelten Quersperre.

In DE 10245035 A1 wird eine Regelung mit den Eingangsgrößen Querbesehleunigung, Fahrzeuggeschwindigkeit und Lenkwinkel vorgestellt, um das bei Allradfahrzeugen mit Sperrdifferentialen entstehende Untersteuern zu reduzieren. Diese Regelung basiert auf einem Kennfeld, aus dem ein Soll-Lenkwinkel geschätzt wird, welcher mit dem tatsächlichen Lenkwinkel verglichen wird. Ist der tatsächliche Lenkwinkel größer als dieser Soll-Lenkwinkel, wird Untersteuern erkannt und die Sperren werden geöffnet. Das gleiche Vorgehen wird auch in Übersteuersituationen angewendet. Es handelt sich also um eine sehr einfache Form der Fahrzeugregelung ohne Verwendung eines Gierratensensors.

DE 10245032 A1 zeigt eine klassische Gierratenregelung, bei der aus den Eingangssignalen Lenkradwinkel und Fahrgeschwindigkeit eine Soll-Gierrate errechnet wird und daraus die Differenz zur gemessenen Gierrate gebildet wird. Werden festgelegte Schwellen überschritten, so wird auf eine Übersteuersituation geschlossen. In diesem Fall werden die Kupplungen bzw. Sperren geschlossen, um die Gierdämpfung des Fahrzeuges zu erhöhen.

In DE 3902259 C1 (Viscodrive) ist der Einsatz einer Visco-Quersperre an einer nicht angetriebenen Achse patentiert. Das Ziel ist die Verbesserung der Richtungs- und Fahrzeugstabilität sowie die Vermeidung eines „Schlages“, wenn das kurveninnere Hinterrad abhebt und danach wieder aufsetzt, indem die Drehzahl zwischen den Rädern gleich gehalten wird.

Naito et al. [NAI92] zeigen in ihrer Untersuchung das fahrdynamische Potential einer geregelten Quersperre an der Hinterachse bei einem Allradfahrzeug und einem Fahrzeug mit Standardantrieb auf. Ergebnis ist, dass mit der Quersperre auf Hochreibwert beim Beschleunigen in der Kurve sowie beim Anfahren auf μ -split Verbesserungen möglich sind. Weiterhin wird gezeigt, dass über eine Gierratenregelung die Fahrstabilität in Übersteuersituationen ohne die bei einem unregulierten System auftretenden Agilitätsverluste beim Anlenken verbessert werden kann.

Kondo et al. [KON02] beschreiben die Entwicklung eines kombinierten Hybrid- und Allradfahrzeuges, bei dem die Hinterachse über einen Elektromotor angetrieben wird.

Granzow et al. [GRA05] kombinieren ein Verteilergetriebe, welches Moment über eine geregelte Kupplung zur Vorderachse verteilt, mit einer geregelten Quersperre. Es wird der Algorithmus, bestehend aus Situationserkennung, Vorsteuerung und Regelung, vorgestellt. Am Beispiel eines Lastwechsels wird die stabilisierende Wirkung nachgewiesen. Zusätzlich wird ein Ausblick gegeben, wie Traktionsleistung und Stabilität durch die Vernetzung einer Quersperre mit einer Überlagerungslenkung bei Anfahrt auf μ -split verbessert werden können.

Bauer et al. [BAU06] zeigen den Vernetzungsansatz der Firma Continental Teves für eine Differentialquersperre und eine Bremse auf. Hierbei gibt das ESP der Quersperre situationsabhängig eine Obergrenze für das Sperrmoment vor. Mit der Vorgabe kein Sperrmoment stellen zu dürfen, kann damit das ESP das gleiche Antriebsstrangverhalten wie bei einem Fahrzeug mit offenen Differentials herstellen.

3.2.2.2 Torque Vectoring

In DE 10117230 A1 (Honda) ist ein Verfahren zur Regelung eines Antriebsstranges mit einem Torque Splitter an der Hinterachse, einem starren Durchtrieb zwischen Vorder- und Hinterachse und einem offenen Differential an der Vorderachse beschrieben. Diese Regelung vermeidet das Verspannen der Hinterachse und das Bremsen des äußeren Rades bei Kurvenfahrt, vgl. Kapitel 2.3.3, indem die Raddrehzahlen permanent miteinander verglichen werden und die Kupplungen gegebenenfalls geöffnet werden.

Wheals et al. [WHE04] untersuchen die Möglichkeiten des Einsatzes eines Überlagerungsdifferentials als Mittendifferential, welches das Moment durch einen Elektromotor verschiebt. Als Regler wird ein PI-Gieratenregler realisiert und die stabilisierende Wirkung beim doppelten Spurwechsel auf Niedrigreißwert in einem Versuchsfahrzeug nachgewiesen.

Motoyama et al. [MOT92] zeigen das Verbesserungspotential durch eine geregelte Querverteilung an beiden Achsen bzgl. des Eigenlenkverhaltens sowie der Gierreaktion auf Lenkbewegungen auf. Dazu wird das Moment zu je 50% auf beide Achsen verteilt und dort mit dem gleichen Faktor zwischen rechts und links verteilt. Als Regler wird ein PD-Gieratenregler verwendet. Das verwendete Versuchsfahrzeug besitzt ein Mittendifferential sowie einzelne Kupplungen zu jedem Rad, so dass nur vorhandenes Antriebsmoment verteilt werden kann.

Ellis et al. [ELL03] vergleichen die fahrdynamischen Eigenschaften verschiedener Antriebsstrangkonfigurationen. Es werden ein sperrbares Mittendifferential, Fontantrieb mit Quersperre, ein Torque Splitter an der Hinterachse sowie eine Hang-On Hinterachse miteinander verglichen. Die verschiedenen Systeme weisen in der Untersuchung von Ellis jeweils spezifische Stärken und Schwächen auf.

Ähnliche Untersuchungen mit einem modularen Allradantriebsstrangkzept in einem Versuchsträger der Marke MINI sind von Auweiler et al. [AUW05] veröffentlicht. Es werden eine Hang-On Vorderachse, eine geregelte Vorderachsquersperre, ein offenes Mittendifferential sowie ein Torque Splitter an der Vorderachse konstruktiv vorgestellt und fahrdynamisch bewertet. Die einzelnen Varianten sind in Abb. 3-9 dargestellt.

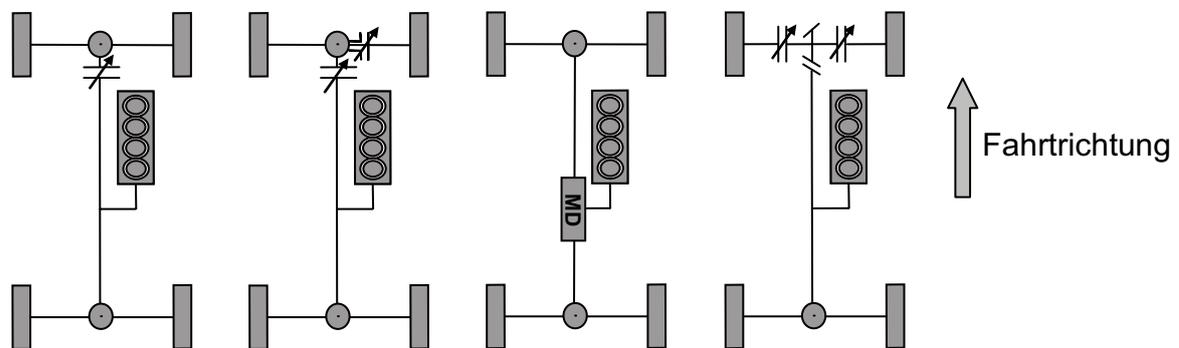


Abb. 3-9: Von Auweiler [AUW05] untersuchte Allradvarianten in einem Mini Versuchsträger

Greger [GRE06] untersucht die Modellbildung von Allradssystemen und führt Potentialanalysen in der Simulation durch. Greger und Meyer-Tuve [GRE05] zeigen anhand von Simulationen eines Sportwagens aus einem Universitätsprojekt den Bereich auf, in dem die Fahrdynamik durch variable Momentenverteilung verändert werden kann.

Pinnel et al. [PIN04] untersuchen in der Simulation anhand eines Spurwechsels und einer Seitenwindstörung die stabilisierende Wirkung eines Torque Vectoring Systems für verschiedene Fahrermodelle. Bei einem untrainierten Fahrer ist das Verbesserungspotential in dieser Untersuchung am größten.

Mohan et al. [MOH05] zeigen Simulationen eines Fahrzeuges mit variabler Momentenverteilung durch ein Überlagerungsdifferential an der Hinterachse bei Fahrt auf dem Nürburgring. Durch die variable Momentenverteilung kann mit der umgesetzten Regelstrategie der Lenkaufwand des Fahrers reduziert werden, sowie die Rundenzeit signifikant verbessert werden. Der Grund für die große Rundenzeitverbesserung von einer ganzen Minute besteht in dem sehr untersteuernd ausgelegten Grundfahrzeug, welches

Querbearbeschleunigungen von nur 0,8 g erreicht. In den Simulationen zeigt sich außerdem, dass für die engste Kurve auf dem Nürburgring ein Drehzahlfehler von 18% ausreichend ist.

Osborn et al. [OSB04] schlagen für die Regelung eines Fahrzeuges mit vollvariabler Momentenverteilung auf alle vier Räder eine kombinierte Gierraten- und Querbearbeschleunigungsregelung vor, um beide Freiheitsgrade des Fahrzeuges regeln zu können. Die Wirkung wird anhand von Simulationen nachgewiesen.

Orend [ORE05] entwirft für ein Fahrzeug mit Einzelradantrieb, -lenkung und -bremse sowie aktivem Fahrwerk über eine Optimierungsrechnung eine Steuerung, welche die Kräfte radindividuell so verteilt, dass sich die kleinstmögliche Kraftschlussausnutzung an allen vier Rädern ergibt. Dieser Regler wird in der Simulation erprobt.

Tahami et al. [TAH03] entwerfen in der Simulation eine Regelung für ein Fahrzeugmodell mit Radnabenmotoren an allen vier Rädern. Zur Regelung wird jeweils ein Fuzzy-Regler für den Radschlupf und für die Gierrate verwendet. Die Soll-Gierrate wird durch ein neuronales Netz errechnet.

Yutaka et al. [YUT92] entwickeln in der Simulation mit der H_∞ -Methode einen robusten Regler für Fahrzeuge, die sowohl mit Vierradlenkung als auch mit Vierradantrieb ausgestattet sind. Einen ähnlichen Weg beschreitet Breuer [BRE95], der einen H_∞ -Regler zur Regelung der Radmomente entwirft. Bei der H_∞ -Methode werden Unsicherheiten und Störgrößen frequenzabhängig modelliert. Durch die Minimierung des Übertragungsverhaltens der Störgrößen nach der so genannten H_∞ -Norm wird dann der gewünschte Regler ermittelt, vgl. [KIF94].

Ikushima et al. [IKU95] betrachten die Verluste der verschiedenen Systeme zur variablen Momentenverteilung und machen den Vorschlag, den Drehzahlfehler eines Überlagerungs-differentials mit einem CVT-Getriebe zu realisieren. Die mit einer solchen Anordnung und einer Gierratenregelung erzielbaren Verbesserungen der Fahrzeugagilität und Stabilität werden anhand von Simulationen aufgezeigt.

Brenninger [BRE032] untersucht Möglichkeiten der variablen Längsverteilung des Antriebsmomentes bei Traktoren. Für den Vergleich verschiedener Systeme entwickelt er Gütekriterien, die die auftretenden Drehzahldifferenzen und Verspannung zwischen den Achsen integral über der Zeit bewerten. Die Ergebnisse lassen sich aufgrund der Besonderheiten des Einsatzes im Gelände praktisch nicht auf Pkws übertragen.

Schmid und Eitzinger [SCH05] vergleichen das Potential einer Hinterachslenkung mit dem einer variablen Momentenverteilung an der Hinterachse anhand von Mehrkörper-simulationen. Es zeigt sich, dass beim Anlenken beide Systeme ein ähnliches Potential zur

Agilitätsverbesserung aufweisen. Das mit Hinterachslenkung ausgestattete Fahrzeug weist allerdings zusätzlich einen geringeren Schwimmwinkel auf. Die Hinterachslenkung baut bei einer Seitenwindkompensation mehr Schwimmwinkel im Vergleich zur variablen Momentenverteilung auf, dafür ist der Spurversatz aber geringer. Bei beschleunigter Kreisfahrt kann in dieser Untersuchung die maximale Querschleunigung durch eine variable Momentenverteilung gegenüber der Hinterachslenkung und dem konventionellem Fahrzeug gesteigert werden. Die Hinterachslenkung kann die Querschleunigung nicht steigern, es wird lediglich der Schwimmwinkel verringert.

Bremseneingriff

In DE 3245687 A1 (NSU) ist die Möglichkeit der gezielten Destabilisierung einer Achse durch einen einseitigen Bremseneingriff bei Wettbewerbsfahrzeugen mit Allradantrieb dargestellt. Das Betätigen der Handbremse würde bei einem gesperrten Mittendifferential auch die Vorderräder abbremsen. Daher wird nur ein Hinterrad abgebremst, wodurch über die Ausgleichswirkung des Differentials das andere Rad beschleunigt wird und damit die Seitenführung an beiden Rädern reduziert wird.

Leffler [LEF06] zeigt die Möglichkeit auf, Torque Vectoring durch Bremseneingriff zu realisieren. Es wird nicht nur wie bisher im fahrdynamischen Grenzbereich und bei Radschlupf über die ESP/EDS-Funktion mit der Bremse eingegriffen, sondern auch schon im Handlingbereich durch eine Vorsteuerung, wie dies auch in DE 19849508 A1 (WABCO) beschrieben ist. Die von Leffler vorgestellte Vorsteuerung bezieht das Motormoment mit ein, so dass über die bestehende ASR/MSR-Schnittstelle das Motormoment angehoben wird. Dadurch kann die Verzögerungswirkung der Bremse ausgeglichen werden, wodurch der Vortrieb des Fahrzeuges unverändert bleibt. Diese Realisierung des Torque Vectorings hat prinzipbedingt ihre Grenzen. Betrachtet man noch einmal die in Kapitel 2.3.3 hergeleiteten Verluste für einen Bremseneingriff, so zeigt sich, dass diese Art des Torque Vectoring schon aus thermischen Gründen nur auf Niedrigreibwert einen signifikanten Effekt haben kann. Die auf Hochreibwert nötigen großen Momente und die damit entstehenden Verluste würden beispielsweise bei der Fahrt auf einer Passstrasse die Bremsen schon bei der Auffahrt extrem aufheizen und damit die Grundfunktion, die Verzögerung beim Bremsen, bei der Bergabfahrt gefährden.

Weiterhin könnten die hohen erforderlichen Verlagerungsmomente, siehe z.B. die von Sackl [SAC06a] vorgeschlagenen 1200 Nm, in den meisten Fahrsituationen nicht mehr durch eine Anhebung des Motormomentes kompensiert werden, so dass der Vortrieb deutlich reduziert würde.

Grundsätzlich setzt Torque Vectoring durch Bremseneingriff ein weiterentwickeltes ESP-Hydroaggregat voraus. Damit die Funktion ohne störende Komforteinbußen sowie mit der notwendigen Dynamik dargestellt werden kann, wird eine verbesserte Pumpe mit weniger Druckpulsation benötigt. Bosch verwendet in seinem ESP-Premium beispielsweise statt der üblichen 2-Kolbenpumpe eine 6-Kolbenpumpe. Hierdurch wird die Druckpulsation um 90% reduziert, vgl. [MED05]. Eine elektrohydraulische oder elektromechanische Bremsanlage würde diese Anforderungen noch besser erfüllen.

Serienumsetzungen

Die beiden Serienfahrzeuge Honda Acura RL und Mitsubishi EVO 9 sind als derzeit einzige mit einem System ausgerüstet, welches eine variable Antriebsmomentenverteilung in Querrichtung ermöglicht. Die beiden Systeme unterscheiden sich bzgl. des Getriebe-konzeptes und der umgesetzten Funktion deutlich.

Honda Acura RL

Der Honda Acura ist mit einem Torque Splitter an der Hinterachse sowie einem schaltbaren Drehzahlfehler in der Kardanwelle ausgerüstet, siehe Abb. 3-10. Das Hinterachsgetriebe ist in Kapitel 3.1.2 beschrieben und in Abb. 3-7 dargestellt.

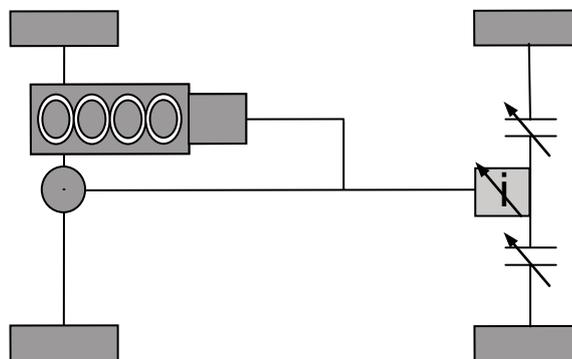


Abb. 3-10: Antriebsstrang des Honda Acura RL [ATS05]

Limitiert ist dieses Allradssystem dadurch, dass grundsätzlich nur Kardanwellenmoment durch den Torque Splitter auf das kurvenäußere Rad verteilt werden kann, siehe Kapitel 2.3.3.2. Dadurch hat die Regelung, die ähnlich der eines ESPs aufgebaut ist, nur ein begrenztes Potential und ist vom Motormoment und damit von der Fahrereingabe abhängig.

Theoretisch wäre es zwar beim freien Rollen und im Teillastbereich möglich, die Vorderachse über den Drehzahlfehler mit der Hinterachse zu verspannen und dadurch an den Vorderrädern ein Bremsmoment zu erzeugen, welches dann am kurvenäußeren

Hinterrad wieder abgegeben würde. Dieser Betriebszustand würde aber aufgrund der Blindleistung im Antriebsstrang zu starken Verspannungen führen und zusätzlich die Seitenkraft an der Vorderachse aufgrund des entstehenden Bremschlupfs senken, was ein indifferentes Fahrverhalten zur Folge hätte.

Mitsubishi EVO 9

Der Antriebsstrang des Mitsubishi EVO 9 besteht aus einem selbstsperrenden Vorderachsdifferential, einem geregelt sperrbaren Mittendifferential und einem Überlagerungsdifferential an der Hinterachse, dargestellt in Abb. 3-11.

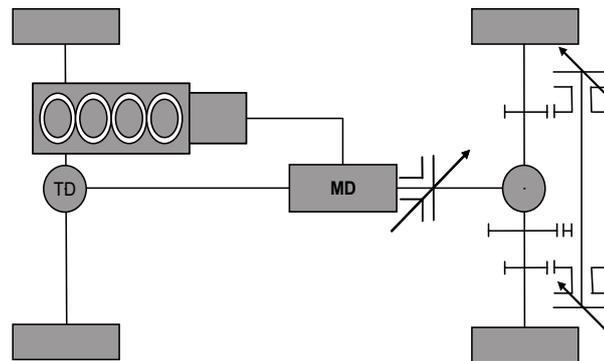


Abb. 3-11: Antriebsstrang des Mitsubishi EVO 9 [YUA04]

Die Regelstrategie besteht darin, das Antriebsmoment so zu verteilen, dass die Seitenkräfte an der Hinterachse maximiert werden. Umgesetzt wird dies mit einer Regelung der Raddrehzahlen auf Soll-Drehzahlen, die aus Lenkradwinkel und Fahrgeschwindigkeit berechnet werden. Dadurch weisen das innere und äußere Rad bei Kurvenfahrt in etwa den gleichen Schlupf auf. Hierdurch kann beim Mitsubishi EVO 9 eine höhere Querbearbeitung erreicht werden, vgl. [YUA04]. Zusätzlich wird das Überlagerungsdifferential zum Anfahren auf μ -split verwendet, da der Mitsubishi EVO 9 nicht mit einer elektronischen Differentialsperre (EDS) ausgerüstet ist, vgl. [USH03].

Im Vorgriff auf die folgenden Kapitel wird dargelegt, in welchen Punkten sich das in dieser Arbeit gewählte Konzept vom Mitsubishi EVO 9 unterscheidet und welche Funktionsvorteile es aufweist:

- In dieser Arbeit wird ein System-Lay-Out mit offenem Vorderachsdifferential und selbstsperrendem Mittendifferential mit heckbetonter Grundverteilung ausgewählt, wohingegen im Mitsubishi EVO 9 ein selbstsperrendes Vorderachsdifferential und ein geregeltes Mittendifferential mit symmetrischer Verteilung verbaut sind.

- Das gewählte Überlagerungsdifferential an der Hinterachse unterscheidet sich in der mechanischen Realisierung deutlich von dem Super-AYC-Differential des Mitsubishi, da die Kupplungen als Bremse wirken und nicht im Leistungsfluss angeordnet sind, vgl. Kapitel 3.1.1.
- Es wird ein neues Regelkonzept erarbeitet, bei dem größtenteils auf Fahrzeugebene durch Vorsteuerungen und Regelungen die Fahrdynamik verbessert wird. Laut [USH03] wird beim Mitsubishi EVO 9 der Schwerpunkt auf die Maximierung der Seitenkräfte durch Ausnutzung der Zusammenhänge des Kamm'schen Kreises gelegt.
- Ein Schwerpunkt dieser Arbeit besteht in der Analyse des Stabilisierungspotentials von Torque Vectoring Systemen in Unter- und Übersteuersituationen. Hierzu wird ein Fahrzeugaufbau mit redundanten Gierratensensoren verwendet, wodurch eine Gierratenregelung in Unter- und Übersteuersituationen ebenso wie eine Anpassung der Vorsteuerungen an die Fahrsituation möglich sind. Der Mitsubishi EVO 9 kann nur gesteuerte Funktionen realisieren, da er nicht mit einem Gierratensensor ausgerüstet ist. Die Anpassung der Funktionalität an den Reibwert erfolgt manuell über einen Schalter mit drei Schaltstellungen. In der Studie „Concept X“ wird von der Firma Mitsubishi ein Systemaufbau mit Gierratensensor vorgestellt und für den EVO 10 angekündigt. Der EVO 10 ist aber zurzeit weder am Markt verfügbar noch sind Ergebnisse des neuen Systemaufbaus mit Gierratensensor veröffentlicht (Stand Oktober 2007).
- Das im Rahmen dieser Arbeit aufgebaute Fahrzeug zur Funktionsdarstellung unterliegt nicht den Serienzwängen bzgl. Kosten und Gewicht, so dass der für eine vollständige Funktionsdarstellung notwendige Stellbereich sowie die Stelldynamik vollständig umgesetzt werden konnten. Um eine optimale Verfügbarkeit bei großem Regelanteil zu gewährleisten und damit das volle Potential eines Torque Vectoring Systems aufzeigen zu können, ist das aufgebaute Fahrzeug mit einer aktiven Kühlung für das Hinterachsdifferential ausgerüstet.

3.3 Zusammenfassung und Ableitung der Schwerpunkte für diese Arbeit

Konstruktive Umsetzungen von Überlagerungsdifferentialen und Torque Splittern zur aktiven Momentenverteilung existieren in verschiedenen Ausführungen und wurden in Kapitel 3.1 dargestellt. Für die klassischen Fahrwerkregelsysteme, wie ESP, Überlagerungslenkung und Hinterachslenkung, sind Regelalgorithmen umgesetzt worden und systematisch die fahrdynamischen Eigenschaften untersucht und bewertet worden, vgl. Kapitel 3.2.1.

In Tab. 3-2 sind noch einmal die Veröffentlichungen zu Torque Vectoring Systemen zusammengefasst, vgl. Kapitel 3.2.2.

Titel	Zusammenfassung
Simulationsuntersuchungen	
[ELL03]	Simulationsuntersuchungen mit verschiedenen Antriebsstrangkonfigurationen
[GRE06]	Modellbildung und Potentialanalyse von Torque Vectoring Systemen
[GRE05]	Simulationen zur Wirkung eines Torque Vectoring Systems in einem Sportwagen
[PIN04]	Simulation eines Fahrzeuges mit variabler Momentenverteilung unter Verwendung verschiedener Fahrermodelle
[MOH05]	Simulation einer Runde Nürburgring mit einem Überlagerungsdifferential an der Hinterachse
[OSB04]	Untersuchung einer Zustandsregelung von Gierrate und Querbesehleunigung unter Verwendung einer vollvariablen Momentenverteilung
[TAH03]	Simulationen mit einem Fahrzeug mit 4 Radnarbenmotoren
[BRE05]	H_{∞} -Regler zur Radmomentenregelung
[IKU95]	Realisierung des Drehzahlfehlers in einem Überlagerungsdifferential mit Hilfe eines CVT-Getriebes und Verlustbetrachtungen verschiedener Systeme; Simulationen zur fahrdynamischen Wirkung
Versuche im Fahrzeug	
[WHE04]	Variable Verteilung zwischen Vorder- und Hinterachse durch ein Überlagerungsgetriebe mit E-Motor
[MOT92]	Torque Splitter an beiden Achsen in einem Versuchsfahrzeug
[AUW05]	Versuche mit verschiedenen Antriebsstrangkonfigurationen (Hang-On Vorderachse, Frontquersperre, offenes Mittendifferential und Torque Splitter an der Vorderachse)
[BRE02]	Variable Längsverteilung für Traktoren
Vernetzung und Vergleich mit anderen Fahrwerkregelsystemen	
[ORE05]	Theoretische Untersuchung sowie Simulationen mit einem Fahrzeugmodell, bei dem jedes Rad einzeln angetrieben und gelenkt werden kann
[YUT92]	H_{∞} -Regler für ein Fahrzeug mit radselektiver Momentenverteilung und radselektiver Lenkung
[SCH05]	Vergleich von Hinterachslenkung und Torque Vectoring in der Simulation

Tab. 3-2: Veröffentlichungen zu Torque Vectoring Systemen

Die Umsetzung einer Regelstrategie, die das Potential von Torque Vectoring Systemen sowohl zur Agilitätsverbesserung als auch zur Verbesserung der Fahrstabilität ganzheitlich anhand eines umgesetzten Systems im Fahrzeug aufzeigt, ist bisher nicht erfolgt. Die bisherigen Untersuchungen können in zwei Klassen unterteilt werden. So sind zum einen Potentialuntersuchungen mit vereinfachten Randbedingungen und teilweise ohne Bezug zu einer möglichen mechanischen Realisierung in der Simulation durchgeführt worden. Zum

anderen existieren vereinzelte Untersuchungen von mechanisch umgesetzten Systemen, die aber entweder aufgrund der Systemauswahl oder aber aufgrund der regelungstechnischen Möglichkeiten bzw. Ausführung keine ganzheitliche Bewertung von Torque Vectoring Systemen ermöglichen.

Zusätzlich besteht der Bedarf, die verschiedenen Torque Vectoring Systeme miteinander sowie mit anderen Fahrwerkregelsystemen in ihrer Wirkung zu vergleichen. Ein Vergleich mit anderen Fahrwerkregelsystemen wurde bisher nur in einem Fall anhand von Simulationen zwischen einer Hinterachslenkung und einem Torque Vectoring System vorgenommen, vgl. [SCH05]. In zwei weiteren Fällen wurden Optimalregler für Fahrzeugmodelle entwickelt, bei denen alle Räder einzeln gelenkt und angetrieben werden, vgl. [ORE05] und [YUT92].

Der Schwerpunkt dieser Arbeit besteht daher in der Auswahl eines optimalen Torque Vectoring Systems, der Erarbeitung einer Regelstrategie für dieses System sowie dem theoretischen Potentialvergleich mit anderen Systemen. Aufbauend auf diesen Ergebnissen soll ein Ansatz skizziert werden, wie das ausgewählte Torque Vectoring System mit den schon etablierten Fahrwerkregelsystemen vernetzt werden kann.

4 Systemauswahl und -umsetzung

In diesem Kapitel werden die Auswahl und die Umsetzung eines Torque Vectoring Systems beschrieben. Nach einem Potentialvergleich zwischen Längs- und Querverteilung werden fahrdynamische Ziele aufgestellt, die mit der aktiven Querverteilung erreicht werden sollen. Aus den aufgestellten Zielen wird das am besten geeignete System zur Querverteilung ausgewählt. Untersucht wird, an welcher der beiden Achsen der Einsatz der Querverteilung die aufgestellten Ziele besser erreichen kann. Zuletzt wird ein zu den Achsdifferentials passendes System für die Längsverteilung des Antriebsmomentes ausgewählt. Die Komponenten des ausgewählten Torque Vectoring Systems sowie der Versuchsaufbau im Fahrzeug werden abschließend beschrieben.

4.1 Vergleich Längsverteilung zu Querverteilung

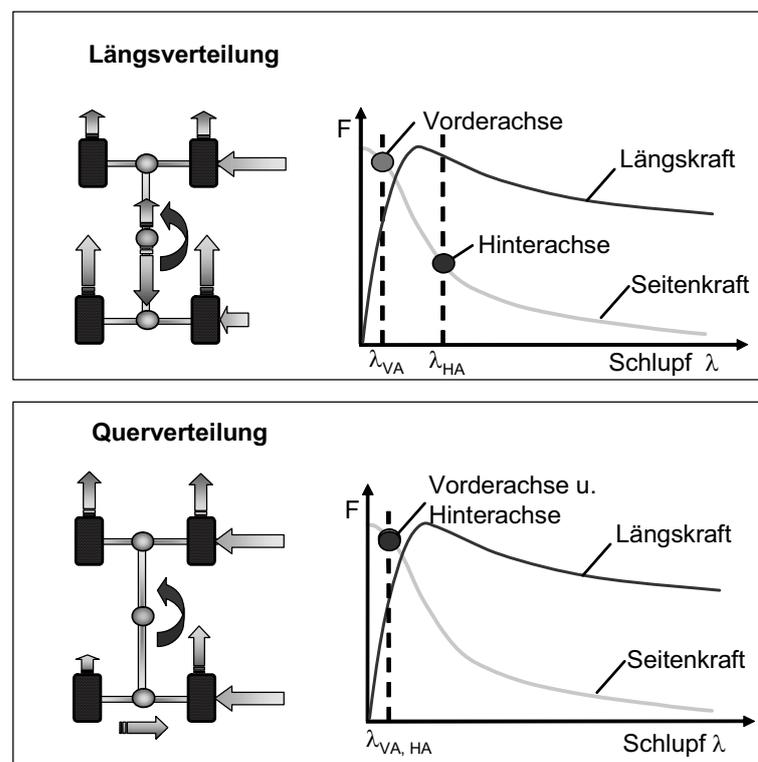


Abb. 4-1: Giermomentenaufbau bei Längs- und Querverteilung [SCH04a]

In Abb. 4-1 sind die Möglichkeiten der Fahrdynamikbeeinflussung durch eine variable Längs- und Querverteilung des Antriebsmomentes dargestellt. Zur Beeinflussung der Fahrdynamik ist es grundsätzlich erforderlich, dem Fahrzeug ein Giermoment aufzuzwingen.

Bei der Längsverteilung entsteht ein Giermoment durch Schlupf an einer der beiden Achsen und der daraus resultierenden Senkung der Seitenkraft an dieser Achse. Dieser Effekt senkt

das Seitenkraftpotential des gesamten Fahrzeuges und tritt erst dann auf, wenn die Reifen an der Kraftschlussgrenze betrieben werden. Hierzu ist insbesondere auf Hochreibwert ein großes Radmoment im Verhältnis zur Aufstandskraft erforderlich, welches vorzugsweise bei Sportfahrzeugen in den niedrigen Gängen während eines Beschleunigungsvorgangs vorhanden ist. Steht nur wenig Antriebsmoment an den Rädern zur Verfügung, kann die Fahrdynamik daher auf Hochreibwert nicht beeinflusst werden. Weiterhin kann ein Giermoment nur dann aufgebracht werden, wenn schon Seitenkräfte am Reifen aufgebaut sind. Aus der Geradeausfahrt kann folglich kein Giermoment erzeugt werden, wie es beispielsweise zur Verbesserung der Anlenkagilität oder auch zum Ausregeln von Seitenwindstörungen notwendig ist.

Mit Hilfe der Querverteilung kann durch asymmetrische Antriebskräfte an der Achse auch bei geringer Kraftschlussausnutzung der Reifen und aus der Geradeausfahrt ein Giermoment erzeugt werden. Das Seitenkraftpotential der Achse bleibt, solange die Reifen unterhalb der Kraftschlussgrenze betrieben werden, annähernd erhalten, wodurch die Beherrschbarkeit weiterhin gegeben ist.

Auf Niedrigreibwert kann dagegen nur ein geringes Giermoment durch asymmetrische Längskräfte generiert werden, ohne dass die Seitenkraft am Reifen durch Schlupf gesenkt wird. Analog zur Längsverteilung kann die Querverteilung in einer solchen Situation aber gezielt die Seitenkraft an einer Achse vermindern und damit ein Giermoment in der gewünschten Größe aufbauen.

Es kann festgehalten werden, dass auf Hochreibwert die variable Querverteilung ein deutlich größeres Potential zur Fahrdynamikbeeinflussung als die variable Längsverteilung aufweist. Das Potential auf Niedrigreibwert ist dagegen unter Last annähernd identisch. Daher wird in dieser Arbeit zuerst ein System zur Querverteilung und danach ein System zur Längsverteilung, welches optimal mit dem System zur Querverteilung harmoniert, ausgewählt.

4.2 Systemauswahl zur variablen Querverteilung

4.2.1 Fahrdynamische Ziele der variablen Querverteilung und Randbedingungen

In Kapitel 2.3.3.2 wurden die verschiedenen Möglichkeiten zur variablen Verteilung des Antriebsmomentes aufgezeigt. In diesem Kapitel werden die Anforderungen anhand der fahrdynamischen Ziele hergeleitet.

Folgende fahrdynamischen Ziele können theoretisch mit einer variablen Momentenverteilung erreicht werden:

Ziel 1: Verbesserung der Traktion

Ziel 2: Verminderung des Beschleunigungsuntersteuerns

Ziel 3: Verbesserung des Einlenkverhaltens und der Kurvenwilligkeit

Ziel 4: Steigerung der maximalen Querschleunigung

Ziel 5: Umsetzung einer Fahrdynamikregelung (Inverses ESP)

Ziel 6: Beeinflussung der Lastwechselreaktion

Aus diesen sechs Zielen werden im Folgenden die Anforderungen an ein System zur variablen Querverteilung hergeleitet.

Ziel 1: Verbesserung der Traktion

Ein Ziel dieser Arbeit besteht darin, die Traktion beim Beschleunigen aus engen Kurven zu verbessern. Bei Kurvenfahrt mit hoher Querschleunigung werden die inneren Räder entlastet, wodurch diese nur wenig Antriebsmoment absetzen können. Mit offenen Differentialen kann dann am äußeren Rad ebenfalls nur das geringe Moment des inneren Rades abgesetzt werden. Dadurch kann insbesondere in engen Kehren, die in kleinen Gängen und dementsprechend mit großem Antriebsmoment gefahren werden, nur ein begrenztes Moment abgesetzt werden. Zur Verbesserung der Traktion muss daher im Grenzbereich, wenn das innere Rad schneller als das äußere Rad dreht, Moment auf das kurvenäußere Rad verlagert werden können.

Die Verbesserung der Traktion beim Anfahren auf μ -split ist kein Ziel dieser Arbeit, da dies zum einen durch die elektronische Differentialsperre (EDS) gut gelöst ist und zum anderen keine fahrdynamische Funktionalität darstellt.

Ziel 2: Verminderung des Beschleunigungsuntersteuerns

Beim Beschleunigen aus Kurvenfahrt treten zwei unterschiedliche Effekte auf. Zum einen wird durch Schlupf an einer oder beiden Achsen die Seitenkraft vermindert. Zum anderen entsteht durch die Längsbeschleunigung eine dynamische Achslastverlagerung zur Hinterachse, wodurch das Fahrzeug untersteuert, vgl. [WAL00].

Je nach Antriebskonzept verstärken sich diese Effekte oder heben sich gegenseitig auf. Bei Frontantrieb addieren sich die Effekte, bei Standardantrieb sind sie gegenläufig und bei

Allradantrieb ist bestimmend, in welchem Verhältnis das Antriebsmoment auf die Achsen verteilt wird.

Welcher dieser beiden Effekte bestimmend ist, hängt von der Motorleistung, dem Antriebskonzept sowie vom Reibwert ab. Auf Niedrigreibwert ist üblicherweise der Seitenkraftabbau durch Schlupf bestimmend. Auf Hochreibwert ist dagegen üblicherweise die dynamische Achslastverlagerung ausschlaggebend, da im kundenrelevanten Bereich keine so großen Schlupfwerte auftreten, bei denen die Seitenkräfte signifikant gesenkt werden. Zusätzlich werden auf Hochreibwert größere Längsbeschleunigungen erreicht, was die dynamische Achslastverlagerung zur Hinterachse verstärkt.

Das Beschleunigungsuntersteuern auf Hochreibwert kann mit einer variablen Querverteilung kompensiert bzw. sogar überkompensiert werden, indem ein eindrehendes Giermoment durch Momentenverlagerung auf das kurvenäußere Rad erzeugt wird. Damit das Beschleunigungsuntersteuern in allen Situationen vermieden werden kann, muss die Momentenverlagerung nach außen auch schon unterhalb des Grenzbereichs bzw. vor dem Traktionsverlust des kurveninneren Rades möglich sein.

Ziel 3: Verbesserung des Einlenkverhaltens und der Kurvenwilligkeit

Unter Verbesserung des Einlenkverhaltens wird hier ein schnellerer und weniger überschwingender Gierratenaufbau beim Anlenken verstanden. Durch ein frühzeitiges Umverteilen des Momentes vom inneren zum äußeren Rad kann infolge des aufgebauten Giermomentes ein besseres Übergangsverhalten erreicht werden. Da beim Einlenken häufig nur wenig Antriebsmoment vorhanden ist, sollte in diesem Fall eine Umverteilung unter Last, Schub und beim freien Rollen möglich sein.

Insbesondere Allradfahrzeuge weisen häufig aufgrund der Grundsperrwirkung des Mittendifferentials (Sperrmoment im lastfreien Zustand) eine Untersteuertendenz beim Anlenken auf, da der Aufbau von Differenzdrehzahl durch die Sperrwirkung gehemmt wird. Je niedriger der Reibwert ist, desto größer wirkt sich dieser Effekt aus. Der gleiche Effekt tritt auch bei gesperrten Achsdifferentials auf, so dass ein niedriges Grundsperrmoment eine weitere Anforderung darstellt. Ein großes Grundsperrmoment wäre regelungstechnisch auch mit einer Momentenverlagerung nach außen aufgrund der Zeitverzögerungen im System nur schwer zu kompensieren und würde vom Fahrer als störend empfunden.

Ziel 4: Steigerung der maximalen Querbearchleunigung

Serienfahrzeuge sind klassischerweise untersteuernd ausgelegt und erreichen damit zuerst an der Vorderachse die Kraftschlussgrenze. Daher kann eine höhere maximale Querbearchleunigung durch das Aufbringen eines eindrehenden Gierromentes erreicht werden, welches bewirkt, dass Vorder- und Hinterachse die gleiche Kraftschlussausnutzung erfahren. Erforderlich ist hierfür grundsätzlich eine Momentenverlagerung vom kurveninneren auf das kurvenäußere Rad. Soll die maximale Querbearchleunigung in allen Fahrsituationen gesteigert werden, muss die Momentenverlagerung nach außen unabhängig vom Motormoment auch beim freien Rollen möglich sein.

Grundsätzlich könnte eine höhere maximale Querbearchleunigung auch durch eine veränderte Fahrwerksabstimmung erreicht werden. Diese würde aber das Fahrverhalten in allen Fahrsituationen in Richtung neutral verändern und würde dadurch beispielsweise bei hohen Fahrgeschwindigkeiten oder beim Lastwechsel die Fahrsicherheit vermindern.

Ziel 5: Umsetzung einer Gierratenregelung (Inverses ESP)

Analog zum ESP soll mit der variablen Querverteilung in Über- und Untersteuersituationen eine Gierratenregelung realisiert werden, indem mit Hilfe der asymmetrischen Längskräfte ein korrigierendes Gierroment erzeugt wird. Dies soll unter Last aber auch beim freien Rollen sowie im Schubtrieb möglich sein, was eine wichtige Voraussetzung zur Realisierung einer Fahrdynamikregelung analog dem ESP ist. Andernfalls wäre eine Regelung nicht möglich, da der Fahrer eine zu große Störgröße im regelungstechnischen Sinne darstellen würde. So ist es eine natürliche Reaktion, dass der Fahrer in kritischen Fahrsituationen das Motormoment reduziert und damit das Systempotential gerade dann beschneidet, wenn es am meisten benötigt wird.

Ziel 6: Beeinflussung der Lastwechselreaktion

Beim Lastwechsel treten grundsätzlich die gleichen Effekte wie beim Beschleunigen auf. Zum einen entsteht durch die auftretende negative Längsbearchleunigung eine dynamische Achslastverlagerung. Dies verursacht eine eindrehende Fahrzeugreaktion.

Zum anderen entsteht als weiterer Effekt durch das Motorschleppmoment Bremsschlupf, der die Seitenkraft an den angetriebenen Rädern verändert. In welche Richtung sich das Fahrzeugverhalten durch diesen Effekt verändert, hängt davon ab, ob der Antriebsschlupf vor dem Lastwechsel oder der Bremsschlupf nach dem Lastwechsel die Seitenkraft stärker reduziert, vgl. hierzu auch Abb. 2-1. Auf Niedrigreibwert mit eher geringen Antriebskräften ist dieser Effekt bei heckbetonten Allradfahrzeugen oder Fahrzeugen mit Standardantrieb

üblicherweise eindrehend. Auf Hochreibwert senkt dagegen das Antriebsmoment vor dem Lastwechsel üblicherweise die Seitenkräfte mehr als das Schleppmoment nach dem Lastwechsel, so dass der beschriebene Effekt in diesen Fällen stabilisierend wirkt.

Für die Stärke des Lastwechsels sind verschiedene Parameter bestimmend:

- Kraftschlussausnutzung vor dem Lastwechsel
- Verhältnis zwischen Antriebsmoment vor dem Lastwechsel und dem Motorschleppmoment nach dem Lastwechsel
- Beladung und Reifenzustand
- Achskinematik und Elastokinematik

Bei einem Fahrzeug mit variabler Querverteilung des Antriebsmomentes treten zwei zusätzliche Effekte auf:

- Die Momentenverlagerung bewirkt unter Last ein neutraleres Fahrverhalten, wodurch der folgende Lastwechsel aufgrund der größeren Kraftschlussausnutzung an der Hinterachse stärker eindrehend ausfällt. Allgemein gilt der Zusammenhang, dass das eindrehende Lastwechselverhalten überproportional mit der Querbefleunigung vor dem Lastwechsel und damit dem ausgenutzten Reibwert ansteigt. Fuchs [FUC93] konnte hierfür in seiner Arbeit einen exponentialen Zusammenhang nachweisen.
- Fällt aber das eindrehende Giermoment, welches durch die asymmetrischen Kräfte an der Hinterachse erzeugt wurde, beim Lastwechsel weg (aufgrund der Regelstrategie oder aufgrund der Systemgrenzen z.B. bei einem Torque Splitter), so entsteht relativ gesehen ein ausdrehendes Moment, welches isoliert betrachtet eine untersteuernde, ausdrehende Lastwechselreaktion zur Folge hat.

Im Extremfall kann dadurch bei Torque Vectoring Fahrzeugen ein ausdrehendes Lastwechselverhalten auftreten. Ein solches Verhalten kann nicht akzeptiert werden, da der Fahrer, wenn sein Fahrzeug Richtung Kurvenausgang schiebt, normalerweise vom Gas geht und erwartet, dass sein Fahrzeug auf einen engeren Radius fährt. Wird dieses Verhalten umgekehrt, so wird dies sowohl vom ungeübten als auch vom geübten Fahrer negativ bewertet.

Daher wird in dieser Arbeit der Fokus nicht nur auf die Dämpfung des Lastwechsels gelegt. Sondern es wird auch herausgearbeitet, wie es möglich ist, mit einem Torque Vectoring System sowohl im Handlingbereich als auch im Grenzbereich ein eindrehendes, aber in allen Situationen beherrschbares, Lastwechselverhalten zu erzeugen. Hierzu ist es erforderlich, auch im Schubbetrieb Moment nach innen und außen verlagern zu können.

Randbedingungen

Als weiteres Bewertungskriterium soll das Systemverhalten im Fehlerfall betrachtet werden. Hier besteht das Ziel darin, dass das System im Fehlerfall eine sichere Rückfallebene besitzt.

4.2.2 Auswahl eines Systems zur variablen Querverteilung

Die in Kapitel 4.2.1 hergeleiteten Anforderungen an ein Torque Vectoring System sind in Tab. 4-1 noch einmal zusammenfassend dargestellt.

	Quer-Sperre	Torque Splitter	Überl.-Diff.
Ziel 1: Verbesserung der Traktion beim Beschleunigen aus Kurven			
Momentenverlagerung auf das äußere Rad im Grenzbereich	+	+	+
Ziel 2: Verminderung des Beschleunigungsuntersteuerns			
Momentenverlagerung auf das äußere Rad im Handling- und Grenzbereich	o	+	+
Ziel 3: Agilität/Ansprechverhalten beim Einlenken			
Niedriges Grundsperrmoment	+	-	+
Momentenumverteilung nach außen unter Schub, Last und beim freiem Rollen	-	-	+
Ziel 4: Steigerung der maximalen Querbearbeitung			
Momentenumverteilung nach außen unter Schub, Last und beim freiem Rollen	-	-	+
Ziel 5: Umsetzung einer Gierratenregelung			
Momentenumverteilung unter Schub, Last und beim freiem Rollen	o	o	+
Ziel 6: Beeinflussung des Lastwechselverhaltens			
Momentenumverteilung unter Schub, Last und beim freiem Rollen	o	o	+
Randbedingungen			
Sicherheitskonzept: Bei Ausfall sicherer Zustand	+	-	+

Tab. 4-1: Vergleich der Systeme zur Querverteilung

Anhand der aufgestellten Anforderungen werden die grundsätzlich zur Querverteilung des Antriebsmomentes realisierbaren Möglichkeiten in Tab. 4-1 bewertet. Als Referenzsystem wird eine Quersperre herangezogen, die nur semiaktiv Moment verteilen kann. Als aktive Systeme werden ein Torque Splitter und ein Überlagerungsdifferential miteinander verglichen. Es wird vorausgesetzt, dass der Torque Splitter in einen Antriebsstrang integriert ist, der es dem Torque Splitter erlaubt, in allen vier Quadranten aktiv Moment zu verteilen, vgl. Kapitel 3.1.2.

In Abb. 4-2 sind noch einmal die Bereiche dargestellt, in denen mit den drei Systemen Moment verlagert werden kann, vgl. Abb. 2-8, Abb. 2-10 und Abb. 2-11. Hierbei ist der Bereich der Quersperre eine Teilmenge des Arbeitsbereiches des Torque Splitters. Dieser ist wiederum mit Ausnahme eines ausgeschöpften Drehzahlfehlers in engen Kurven eine

Teilmenge des Bereichs, in dem mit einem Überlagerungsdifferential Moment verlagert werden kann.

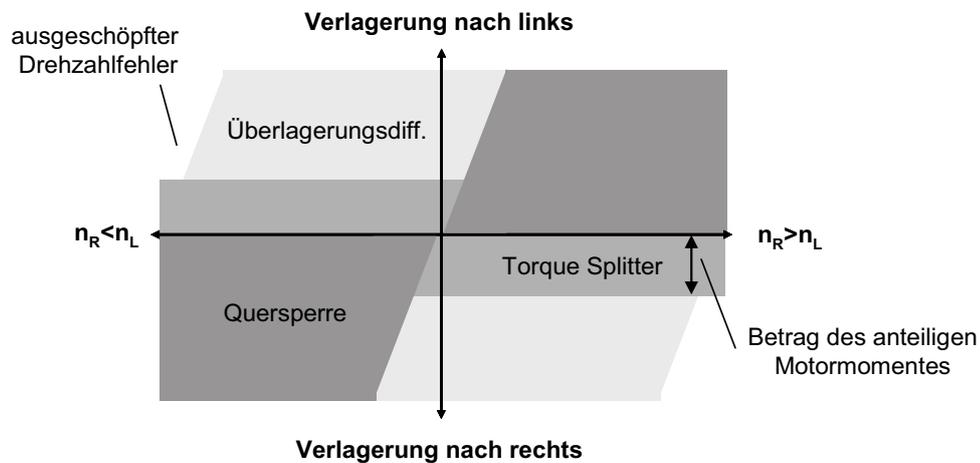


Abb. 4-2: Übersicht des Potentials der Systeme zur Querverteilung

Die Quersperre verteilt immer Antriebsmoment vom schnelleren auf das langsamere Rad, so dass bei Kurvenfahrt im Handlingbereich immer mehr Moment auf dem inneren Rad abgesetzt wird. Eine Momentenverlagerung nach außen kann beim Beschleunigen erst im Grenzbereich durch die Umkehr der Drehzahlverhältnisse erfolgen, wenn das kurveninnere Rad das Antriebsmoment nicht absetzen kann und dadurch einen größeren Schlupf als das äußere Rad aufweist. Dieser Zustand tritt bei Allradfahrzeugen im Vergleich zu einachsigen angetriebenen Fahrzeugen erst deutlich später auf, da sich das Antriebsmoment bei einem Allradfahrzeug auf zwei Achsen verteilt und damit die Kraftschlussgrenze eines Rades erst deutlich später erreicht wird. Somit dreht sich die Verlagerungsrichtung erst bei größeren Querbeschleunigungen und Motormomenten um. Das bedeutet, Ziel 1, die Traktionsverbesserung aus Kurven, kann mit einer Quersperre vollständig, das Ziel 2, die Verminderung des Beschleunigungsuntersteuerns, dagegen nur teilweise erreicht werden.

Sowohl Torque Splitter als auch Überlagerungsdifferential erfüllen die Anforderung, Moment sowohl im Handlingbereich als auch im Grenzbereich beim Beschleunigen nach außen verteilen zu können, vgl. Kapitel 2.3.3.2. Der Unterschied zwischen den Systemen besteht darin, dass das Überlagerungsdifferential immer sein maximales Differenzmoment übertragen kann, der Torque Splitter dagegen nur maximal das an der Kardanwelle anliegende Moment verteilen kann.

Um die Anlenkagilität verbessern zu können, ist es notwendig, ein eindrehendes Giermoment durch Momentenverlagerung nach außen im Schub und Lastbetrieb sowie im ausgekuppelten Fahrbetrieb generieren zu können.

Dies ist mit einer Quersperre nicht möglich. Eine aktuierte Quersperre würde durch die Momentenverlagerung vom schnelleren auf das langsamere Rad ein ausdrehendes Giermoment erzeugen und damit ein initiales Untersteuern hervorrufen.

Ein Torque Splitter kann nur tatsächlich vorhandenes Kardanwellenmoment verteilen. Die Anforderung, Moment in allen Situationen, also auch beim freien Rollen, nach außen verteilen zu können, kann daher der Torque Splitter ebenfalls nicht erfüllen. Ein weiterer Nachteil des Torque Splitters besteht darin, dass kein Drehzahlausgleich zwischen den Rädern erfolgt, wenn beide Kupplungen geschlossen sind. In diesem Fall verhält sich ein Torque Splitter wie eine voll gesperrte Achse. Kann aufgrund von Verzögerungszeiten im System nicht schnell genug auf Lenkeingaben des Fahrers mit einem teilweisen Öffnen der inneren Kupplung reagiert werden, führt dies zu Verspannungen und verschlechtert insbesondere auf Niedrigreibwert die Anlenkagilität gegenüber einem offenen Differential.

Beim freien Rollen kann nur, wie auch mit einer Quersperre, ein stabilisierendes Giermoment erzeugt werden, indem durch das Schließen beider Kupplungen das äußere Rad gebremst und das innere Rad beschleunigt wird. Damit kann zwar eine Übersteuerregelung, nicht aber eine Untersteuerregelung realisiert werden.

Mit dem Überlagerungsdifferential kann dagegen in allen Situationen ein gleich großes Differenzmoment zwischen den Rädern gestellt werden, wodurch sowohl Ziel 3, die Verbesserung der Anlenkagilität, als auch Ziel 4, die Umsetzung einer Gierratenregelung, vollständig erreicht werden können.

Sowohl Quersperre als auch Überlagerungsdifferential besitzen im Fehlerfall, wie beispielsweise einer Unterspannung des Bordnetzes, eine sichere Rückfallebene. Sind die Systeme so ausgeführt, dass die Kupplung(en) im Fehlerfall öffnen, ergibt sich das Verhalten eines offenen Differentials.

Beim Torque Splitter sind verschiedene Zustände zu unterscheiden. Im Fehlerfall könnten sich beide Kupplungen öffnen, wodurch das Fahrzeug nur noch Frontantrieb hätte bzw. beim Einsatz eines offenen Mittendifferentials liegen bleiben würde. Hierzu müssten die Kupplungen im nicht aktuierten Zustand offen sein und damit im Fahrbetrieb die meiste Zeit bestromt bzw. mit hydraulischem Druck versorgt werden. Im Fehlerfall geschlossene Kupplungen würden zu einer starren Achse führen, die das Fahrverhalten deutlich verschlechtert. Beim Ausfall nur einer Kupplung würde das gesamte Achsmoment an einem Rad abgesetzt, wodurch aufgrund des entstehenden Giermomentes eine fahrdynamisch kritische Fahrsituation entstehen würde. Somit ist der Torque Splitter den anderen Systemen aus Sicherheitssicht unterlegen.

Betrachtet man die Auswertung, vgl. Tab. 4-1, so zeigt sich, dass zur Erreichung der hergeleiteten Ziele ein Überlagerungsdifferential am besten geeignet ist. Untersucht werden muss nun noch, ob Vorder- oder Hinterachse bzw. beide Achsen mit einem Überlagerungsdifferential ausgerüstet werden sollten.

4.2.3 Überlagerungsdifferential an der Vorder- oder Hinterachse

Lenkwinkelinfluss auf das Giermoment

Zuerst soll in diesem Kapitel untersucht werden, welchen Einfluss ein Lenkwinkel an den Rädern einer Achse, an denen asymmetrische Antriebskräfte aufgebracht werden, auf das entstehende Giermoment hat. Fahrzeuge mit Frontantrieb oder Allradantrieb erzeugen mit den Antriebskräften an der Vorderachse aufgrund des Radlenkwinkels bei Kurvenfahrt ein eindrehendes Giermoment nach Gl. 4-1. Die geometrischen Zusammenhänge sind in Abb. 4-3 dargestellt.

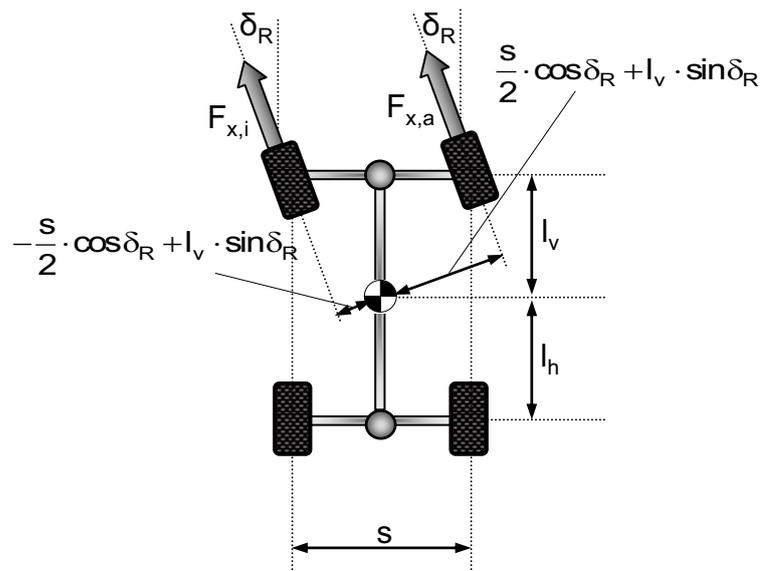


Abb. 4-3: Zweispurmodell zur Analyse des durch Antriebskräfte entstehenden Giermomentes

$$M_Z = F_{x,i} \cdot \left(-\frac{s}{2} \cdot \cos \delta_R + l_v \cdot \sin \delta_R \right) + F_{x,a} \cdot \left(\frac{s}{2} \cdot \cos \delta_R + l_v \cdot \sin \delta_R \right) \quad \text{Gl. 4-1}$$

Mit einem offenen Achsdifferential und der daraus resultierenden 50/50 Verteilung auf die beiden Räder einer Achse

$$F_{x,i} = F_{x,a} \quad \text{und} \quad F_{x,i} + F_{x,a} = F_x \quad \text{Gl. 4-2}$$

ergibt sich folgendes Giermoment:

$$M_Z = F_x \cdot l_v \cdot \sin \delta_R \quad \text{Gl. 4-3}$$

Überprüft werden soll nun, welchen Einfluss ein Radlenkwinkel auf ein durch asymmetrische Antriebskräfte erzeugtes Giermoment hat. Die Verlagerung der Kraft ΔF_x mittels eines Überlagerungsdifferentials ergibt folgende Kräfte am Rad:

$$F_{x,i} = \frac{F_x}{2} - \Delta F_x \quad \text{und} \quad F_{x,a} = \frac{F_x}{2} + \Delta F_x \quad \text{Gl. 4-4}$$

Wird Gl. 4-4 in Gl. 4-1 eingesetzt, ergibt sich folgender Ausdruck für das Giermoment:

$$\begin{aligned} M_Z &= \left(\frac{F_x}{2} - \Delta F_x \right) \cdot \left(l_v \cdot \sin \delta_R - \frac{s}{2} \cdot \cos \delta_R \right) + \left(\frac{F_x}{2} + \Delta F_x \right) \cdot \left(l_v \cdot \sin \delta_R + \frac{s}{2} \cdot \cos \delta_R \right) \\ &= F_x \cdot l_v \cdot \sin \delta_R + \Delta F_x \cdot s \cdot \cos \delta_R \end{aligned} \quad \text{Gl. 4-5}$$

Das in diesem Fall entstehende Giermoment setzt sich aus zwei Teilen zusammen. Der erste Summand $F_x \cdot l_v \cdot \sin \delta_R$ entsteht aus der Summe der Längskräfte F_x und tritt in gleicher Höhe bei einem Fahrzeug mit symmetrischer Momentenverteilung auf, vgl. Gl. 4-3. Der zweite Summand ($\Delta F_x \cdot s \cdot \cos \delta_R$) entsteht aus den asymmetrischen Längskräften und verringert sich bei gleicher Differenzkraft ΔF_x mit größer werdendem Radlenkwinkel δ_R . Dies zeigt, dass ein Lenkwinkel an den Rändern mit asymmetrischer Momentenverteilung die Wirkung der Querverteilung verringert.

Beachtet werden muss weiterhin, dass durch asymmetrische Kräfte an der Vorderachse Lenkungsrückwirkungen entstehen können. Das Versuchsfahrzeug ist allerdings mit einer Vierlenker-Vorderachse ausgestattet (vgl. Kapitel 4.5.1), die einen niedrigen Störkrafthebelarm aufweist, wodurch bei diesem Fahrzeug nur geringe Rückwirkungen zu erwarten sind, vgl. [HEI97] und [HEI00].

Für weitere Vergleiche muss das auf das Fahrzeug wirkende Giermoment in primäres und sekundäres Giermoment unterteilt werden, vgl. [WIT95]:

- **Definition primäres Giermoment:** Als primäres Giermoment wird das Moment bezeichnet, welches durch eine einseitige Längskraft am Reifen mit dem Hebelarm halber Spurweite (bzw. bei lenkenden Rädern mit dem korrigierten Hebelarm) um den Schwerpunkt entsteht.
- **Definition sekundäres Giermoment:** Wird ein primäres Giermoment aus Längskräften an den Rädern einer Achse erzeugt, so ändert sich gleichzeitig auch an diesen Rädern die Seitenkraft, die eine Funktion des Längsschlupfs und damit der Längskraft ist. Dieses

aus den veränderten Seitenkräften entstehende Giermoment wird als sekundäres Giermoment bezeichnet.

Aufbauend auf diesen Definitionen erfolgt der weitere Vergleich zwischen Vorderachse und Hinterachse.

Potential in Untersteuersituationen

Das primäre Ziel der variablen Antriebsmomentenverteilung besteht, wie dargelegt, in der Vermeidung von Untersteuersituationen. Die Vorderachse ist hierzu aber konzeptbedingt weniger geeignet als die Hinterachse. Gründe hierfür sind:

- Aufgrund des im Untersteuerfall vollständig ausgenutzten Kraftschlusses an der Vorderachse, kann an dieser im Vergleich zur Hinterachse nur ein geringeres eindrehendes Giermoment abgesetzt werden. Zusätzlich hebt das durch den Radschlupf an der Vorderachse entstehende sekundäre Giermoment das primäre Giermoment teilweise wieder auf, wohingegen sich bei einer variablen Verteilung an der Hinterachse primäres und sekundäres Giermoment überlagern. Insbesondere die Situation, dass das kurvenäußere Vorderrad durch umverteiltes Moment instabil wird, darf in keiner Situation auftreten, da dann das Untersteuern verstärkt würde. Unter einem instabilen Rad wird in dieser Arbeit verstanden, dass das Rad einen Schlupf im Bereich oberhalb des Längskraftmaximums aufweist, vgl. Abb. 2-1. Der Schlupf des Rades vergrößert sich in diesem Fall weiter und senkt damit die Seitenkraft ohne dass am Rad eine zusätzliche Längskraft abgesetzt werden kann.

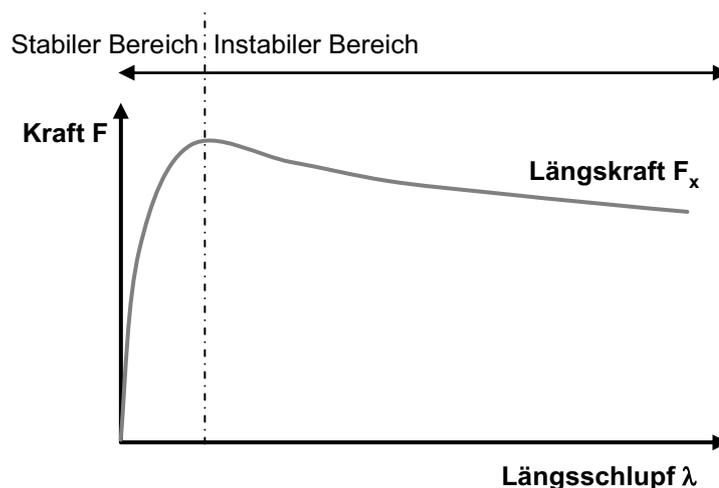


Abb. 4-4: Definition eines instabilen Rades

- Beim Beschleunigen wird das Potential des Torque Vectorings an der Vorderachse weiter gesenkt und an der Hinterachse verstärkt, da die Vorderachse dynamisch entlastet und die Hinterachse dynamisch belastet wird.

Stabilisierung

Zur Fahrzeugstabilisierung in Übersteuersituationen ist eine variable Momentenverteilung an der Vorderachse besser geeignet als an der Hinterachse, da in diesem Fall an der Vorderachse primäres und sekundäres Moment in die gleiche Richtung zeigen. Allerdings könnte eine Stabilisierung in ähnlicher Weise durch eine aktiv geregelte Quersperre an der Vorderachse erfolgen. Ein Vorteil beim Einsatz einer solchen Quersperre wäre, dass die Momentenverlagerung zum inneren Rad, die für die Stabilisierung notwendig ist, in ähnlicher Weise möglich wäre und zusätzlich durch den geringeren Schlupf in der Quersperre die Verluste vermindert würden. Eine selbstsperrende Quersperre an der Vorderachse könnte ebenfalls das Fahrzeug stabilisieren. Allerdings muss bei der Auslegung der Sperrwerte ein Kompromiss für alle Betriebsbereiche gefunden werden, so dass dadurch die Stabilisierungswirkung in Übersteuersituationen geringer ist als mit aktiv geregelten Sperren oder Torque Vectoring Systemen.

Verstärkungseffekte

Weiterhin soll noch herausgearbeitet werden, an welcher Achse das Überlagerungsdifferential effizienter arbeiten kann. Betrachtet wird hierzu die Momentenverlagerung zum kurvenäußeren Rad, da diese den Hauptbetriebspunkt darstellt.

Wird an der Vorderachse ein primäres, eindrehendes Giermoment durch Momentenverlagerung zum kurvenäußeren Rad erzeugt, verändert sich der Schlupf an den Vorderrädern, wodurch die maximale Seitenkraft an der Vorderachse reduziert wird und ein ausdrehendes sekundäres Giermoment entsteht. Folglich wird die Wirkung der asymmetrischen Kraftverteilung in diesem Fall teilweise oder vollständig durch das sekundäre Giermoment aufgehoben.

Dahingegen addieren sich primäres und sekundäres Moment, wenn an der Hinterachse ein eindrehendes Giermoment mit asymmetrischen Längskräften gestellt wird. Das Systemverhalten weist keinen Umkehrpunkt auf, bei dem sich durch ein Steigern des Differenzmomentes die Fahrzeugreaktion nicht weiter verstärkt, sondern sich entgegengesetzt verhält. Der sekundäre Effekt ist folglich an der Hinterachse bei einer Momentenverlagerung auf das kurvenäußere Rad regelungstechnisch einfacher zu beherrschen und positiv zu nutzen. Das Ergebnis ist eine stabilere Regelung.

Zusätzlich ist durch diesen Effekt ein Überlagerungsdifferential an der Hinterachse deutlich effizienter als an der Vorderachse einsetzbar, da es sich sozusagen um einen Selbstverstärkungseffekt handelt. Die verbesserte Effizienz bewirkt, dass zum Erreichen der gleichen Gierreaktion des Fahrzeuges weniger verlagertes Moment erforderlich ist. Dies kompensiert auch das bei einer frontlastigen Gewichtsverteilung aufgrund der größeren Radaufstandskräfte größere absetzbare Giermoment.

Weiterhin können die Überlagerungseinheiten durch diese verbesserte Effizienz kleiner ausgelegt werden, wodurch ein Package- und Kostenvorteil entsteht. Zusätzlich werden durch die geringeren verlagerten Momente die thermischen Verluste reduziert. Dies verbessert den Verbrauch und erhöht bei gleicher Funktionalität die Systemverfügbarkeit.

Schlussfolgerung

Die aufgeführten Zusammenhänge sind in Tab. 4-2 zusammengefasst.

	Potential gegen Untersteuern	Potential gegen Übersteuern	Einfluss Lenkwinkel	Selbstverstärkung
Querverteilung an der Vorderachse	eher gering	hoch	Lenkwinkel verringert die Wirkung	beim Übersteuern
Querverteilung an der Hinterachse	hoch	eher gering	kein Einfluss	beim Untersteuern

Tab. 4-2: Vergleich des Potentials zwischen Vorder- und Hinterachse

Aus diesen Gründen ist mit einem Überlagerungsdifferential an der Vorderachse weniger Funktionalität als mit einem Überlagerungsdifferential an der Hinterachse zu erwarten. Zusätzlich ist die Umsetzung an der Vorderachse aufgrund der Packagesituation im Vorderwagen deutlich aufwendiger. Somit ist die variable Querverteilung an der Hinterachse der an der Vorderachse vorzuziehen.

4.2.4 Potential der variablen Verteilung an beiden Achsen

Zu überprüfen ist noch, ob ein Überlagerungsdifferential an beiden Achsen gegenüber der Verwendung nur an der Hinterachse einen weiteren Vorteil bringen würde. Folgende Vorteile hätte der Einsatz eines Überlagerungsdifferentials an beiden Achsen:

- Insgesamt könnte dem Fahrzeug ein größeres Giermoment aufgezwungen werden.
- Im Übersteuerfall hat die Momentenverlagerung an der Vorderachse deutlich mehr Potential als an der Hinterachse, vgl. Kapitel 4.2.3. Allerdings reicht für diese Funktionalität auch eine Quersperre aus, welche mit deutlich weniger Aufwand und

Verlusten umgesetzt werden kann. Die Fahrzeugstabilisierung kann allerdings auch von anderen Systemen übernommen werden und ist daher nur ein untergeordnetes Ziel.

Gegen ein zusätzliches Überlagerungsdifferential an der Vorderachse sprechen:

- Annähernd doppelter Aufwand für die Realisierung zweier Überlagerungsdifferentiale.
- Aus Packagegründen ist der Einsatz an der Vorderachse in hochmotorisierten Fahrzeugen nur schwer möglich.
- Wenn das Differenzmoment an der Hinterachse ausreichend hoch dimensioniert wird, kann über den sekundären Effekt im Untersteuerfall das gleiche Ergebnis wie mit jeweils einem Überlagerungsdifferential an Vorder- und Hinterachse erreicht werden.
- Regelungstechnisch besteht ein Vorteil in einem offenen Vorderachsdifferential, da die Kenntnis der Raddrehzahlen die ohnehin schwierige Bildung einer Referenzgeschwindigkeit bei Allradfahrzeugen erleichtert bzw. überhaupt erst möglich macht.

Aus diesen Gründen wird zur Querverteilung ein Überlagerungsdifferential an der Hinterachse eingesetzt, an der Vorderachse dagegen ein offenes Differential ausgewählt.

4.3 Systemauswahl zur Längsverteilung

Das ausgewählte Überlagerungsdifferential an der Hinterachse muss nun bei der Auswahl des Systems zur Längsverteilung mitbetrachtet werden, da Wechselwirkungen zwischen der Längs- und der Querverteilung auftreten können.

Grundsätzlich kann ein Überlagerungsdifferential Differenzkräfte an den Rädern auch dann aufbauen, wenn kein Kardanwellenmoment zur Verfügung steht, indem ein Rad in Bremsschlupf gebracht wird, vgl. Kapitel 4.2.2. Bei der vorzugsweisen Verteilung nach außen bedeutet dies, dass das innere Rad in Bremsschlupf geht und Energie auf das äußere Rad umverteilt wird. Limitiert ist das maximal mögliche Differenzmoment an der Hinterachse dann aber durch das am inneren Rad absetzbare Bremsmoment. Dieses ist bei großen Querbeschleunigungen aufgrund der Entlastung des kurveninneren Rades gering. Anders verhält sich dies beim Anlenken oder auf Niedrigreibwert, wenn sich die Radlasten an der Hinterachse nur geringfügig unterscheiden. Um ein größeres fahrdynamisches Potential nutzen zu können, muss somit bei hohen Querbeschleunigungen auch Antriebsmoment an der Hinterachse anliegen, so dass das maximale Bremsmoment und das halbe Antriebsmoment von innen nach außen umverteilt werden können. Diese Anforderung wird von einer Hang-On Hinterachse aufgrund der frontbetonten Momentenverteilung nicht erfüllt.

Weiterhin ist noch einmal die Verbesserung der Fahragilität als Stärke des Torque Vectorings an der Hinterachse festzuhalten. Weniger Potential besitzt das System dagegen zur Fahrzeugstabilisierung. Daher sollte eine Stabilisierung zumindest teilweise durch die Längsverteilung erfolgen. Aus diesem Grund wird eine Hang-On Vorderachse, die in der Fahrzeugstabilisierung aufgrund der heckbetonten Momentenverteilung limitiert ist, nicht weiter betrachtet.

Folgende Systeme können die genannten Ziele grundsätzlich erreichen:

- Torque Splitter
- Überlagerungsdifferential
- Momentenfühlendes oder regelbares Sperrdifferential

Sowohl mit einem Torque Splitter als auch mit einem Überlagerungsdifferential wäre eine aktive Momentenverteilung in Längsrichtung möglich. Der Aufwand erscheint aber für den mit einer aktiven Längsverteilung zu erwartenden Zusatznutzen bei einem Fahrzeug, welches schon mit variabler Querverteilung ausgestattet ist, nicht gerechtfertigt, vgl. Kapitel 4.1.

Ein selbstregelndes momentenfühlendes Differential, wie z.B. das Torsen-Differential, weist gegenüber einem regelbaren Sperrdifferential folgende Vorteile auf:

- Es treten keine Totzeiten oder Verzögerungen auf, wie sie jedes elektronisch geregelte System zwangsweise mit sich bringt. Die hierdurch entstehenden fahrdynamischen Vorteile sind beispielsweise in [SCH04] dargestellt.
- Der Applikationsaufwand ist deutlich geringer.

In Tab. 4-3 sind diese Zusammenhänge noch einmal dargestellt.

Systeme	Ausreichend Moment zur Überlagerung an der Hinterachse	Stabilisierungspotential	Aufwand
Hang-On Vorderachse	-	+	0
Hang-On Hinterachse	+	-	0
Momentenfühlendes Sperrdifferential	0	0	+
Geregeltes Sperrdifferential	0	0	0
Torque Splitter	+	+	--
Überlagerungsdifferential	+	+	--

Tab. 4-3: Vergleich der Systeme zur Längsverteilung

Betrachtet man die Kombination aus einem Überlagerungsdifferential zur Querverteilung und einem momentenfühlenden Mittendifferential zur Längsverteilung, so ergeben sich weiterhin funktionale Synergien. Als Beispiel soll das in Kapitel 4.2.1 aufgestellte Ziel der Traktionsverbesserung beim Beschleunigen aus Kurvenfahrt herangezogen werden. Wird in engen Kehren beschleunigt, so verlieren die kurveninneren Räder an Vorder- und Hinterachse ohne Überlagerungsdifferential über die momentenfühlende Sperrwirkung des Mittendifferentials gleichzeitig die Haftung. Wird nun mit einem Überlagerungsdifferential die Traktion an der Hinterachse durch das Verlagern von Antriebsmoment auf das äußere Rad verbessert, so hätte das vordere innere Rad die Tendenz instabil zu werden und hochzudrehen, vgl. Abb. 4-4 zur Definition eines instabilen Rades. Dadurch wird aber über die momentenfühlende Sperrwirkung des Mittendifferentials mehr Moment an der hinteren Achse abgesetzt, was gleichzeitig das innere vordere Rad stabilisiert. Mit den in einem Torsen mit der Grundverteilung 40/60 üblicherweise verwendeten Sperrwerten, vgl. [SAC06], sind dies bis ca. 80% des gesamten Momentes. Durch diese Rückkopplung auf die Vorderachse werden also die beiden inneren Räder durch die variable Querverteilung an der Hinterachse stabilisiert. Dieser Effekt verbessert zusätzlich die Fahrzeugagilität, da die Vorderachse aufgrund der entstehenden Momentenverlagerung zur Hinterachse mehr Seitenkraft aufbauen kann.

Anhand dieser theoretischen Überlegungen wird ersichtlich, dass ein momentenfühlendes Mittendifferential die Wirkung der variablen Momentenverteilung an der Hinterachse verstärkt. Aus diesem Grund sowie aufgrund der Bewertungen aus Tab. 4-3 wird zur Längsverteilung ein momentenfühlendes Sperrdifferential ausgewählt. Aufgrund der beschriebenen Notwendigkeit, ausreichend Antriebsmoment an der Hinterachse abzusetzen, wird ein Torsen-Differential mit der Grundverteilung 40/60 verwendet, vgl. [SAC06].

4.4 Integration zu einem Gesamtsystem

Die einzelnen Schritte, anhand derer das Allradsystem ausgewählt wurde, sind in Abb. 4-5 noch einmal zusammengefasst.

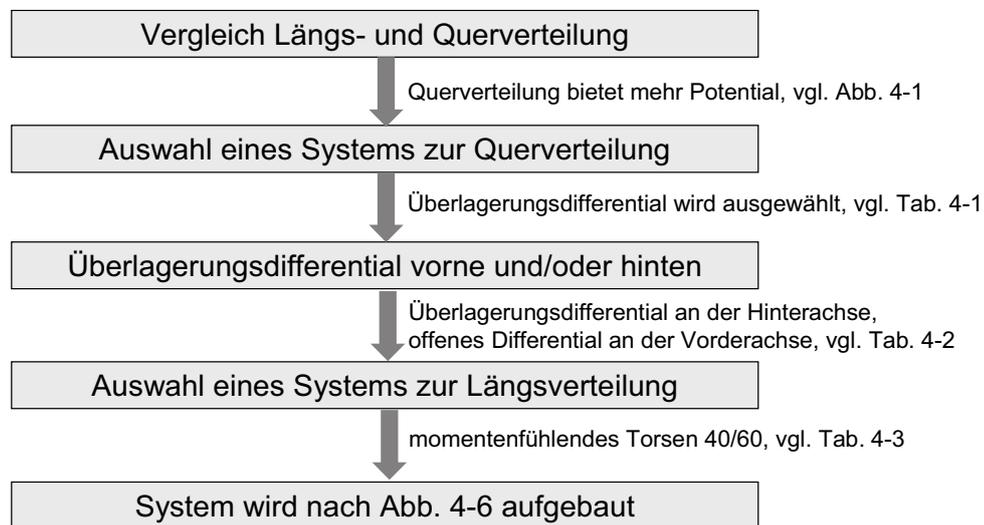


Abb. 4-5: Vorgehen bei der Auswahl des Allradsystems

Damit ergibt sich die in Abb. 4-6 dargestellte Antriebsstrang-Konfiguration.

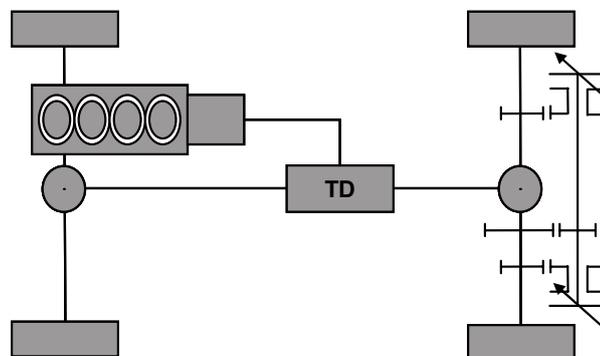


Abb. 4-6: Ausgewählte Antriebsstrang-Konfiguration

An der Vorderachse wird ein offenes Differential, an der Hinterachse ein Überlagerungsdifferential und als Mittendifferential ein momentenfühlendes Torsen-Differential verbaut.

4.5 Systemausführung

4.5.1 Versuchsfahrzeug

Als Versuchsfahrzeug für das im Rahmen dieser Arbeit umzusetzende Allradsystem wird eine Audi S4 Mittelklasselimousine mit folgenden Daten verwendet:

- Leergewicht 1660 kg und Achslastverteilung von ungefähr 60:40
- Ottomotor mit 344 PS und 410 Nm Motormoment
- Handschaltgetriebe

Als Referenz für die fahrdynamischen Bewertungen der variablen Querverteilung wird ein identisches Fahrzeug mit offenem Hinterachsdifferential und ansonsten gleicher Konfiguration verwendet.

4.5.2 Überlagerungsdifferential

In Kapitel 3.1 wurden verschiedene Konzepte für ein Überlagerungsdifferential zur Momentenquerverteilung vorgestellt. Es soll ein Differential mit möglichst guten Eigenschaften bzgl. der darzustellenden fahrdynamischen Funktionen und einem nur geringen technischen Risiko für das in dieser Arbeit aufzubauende Fahrzeug ausgewählt werden.

Grundsätzlich sollten folgende Punkte bei der Auswahl eines Überlagerungsdifferentials beachtet werden:

- Stellgenauigkeit und Stelldynamik
- Gewicht und Bauraum
- Kosten
- Wirkungsgrad
- Entwicklungsrisiko

Für das Versuchsfahrzeug wird ein Überlagerungsdifferential nach dem Mimura-Prinzip ausgewählt. Neben dem geringen Bauraumbedarf kann durch die in Kapitel 3.1.1 beschriebene Verstärkung zwischen Kupplungs- und Verlagerungsmoment eine weniger leistungsfähige Aktuatorik verwendet werden. Dies bedeutet, dass bei gleichen Leistungsdaten der Aktuatorik eine bessere Systemdynamik erreicht bzw. bei festgelegter Systemdynamik eine Aktuatorik mit geringeren Leistungsdaten eingesetzt werden kann. Alle mechanischen Bauteile sind aus anderen Anwendungen bekannt, so dass das

technologische Risiko bei der Funktionsdarstellung gering ist. Vorteilhaft ist auch, dass der Kraftfluss nicht durch das Differential verläuft, siehe Kapitel 3.1.1, sondern die Leistungsverzweigung vor dem Differential stattfindet. Hierdurch wird die Belastung des Differentials nicht erhöht, wodurch ein Seriendifferential für diese Anwendung übernommen werden kann. In Abb. 4-7 ist das mit der Firma Magna Steyr umgesetzte Hinterachsgetriebe dargestellt.

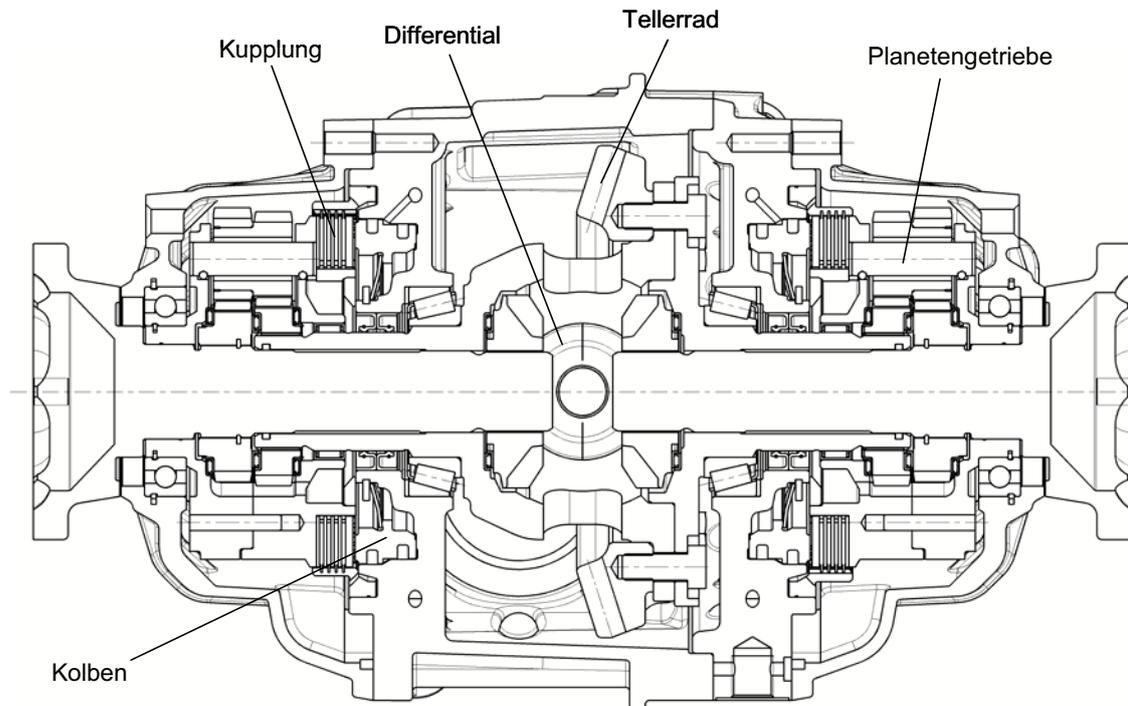


Abb. 4-7: Mimura Überlagerungsdifferential

4.5.3 Aktuierung des Überlagerungsdifferentials

Grundsätzlich bestehen folgende Möglichkeiten zur Aktuierung der Kupplungen in einem Überlagerungsdifferential:

- Hydraulisch
- Elektromotorisch
- Elektromagnetisch
- Unkonventionelle Ausführungen, wie elektro- oder magnetorheologische Bremsen oder Kupplungen, vgl. hierzu das Schutzrecht GB 2385100 (Ricardo) sowie [ROS05]

Ein Vergleich anhand der wichtigsten funktionalen Kriterien ist in Tab. 4-4 vorgenommen, vgl. hierzu auch [ISE99] und [AMA05].

Kriterium	Hydraulische Aktuierung	Elektromotorische Aktuierung	Elektromagnetische Aktuierung
Regelgenauigkeit	+	o	o
Dynamik	+	o	o
Schnelles Öffnen der Kupplungen im Fehlerfall	+	-	+
Energieübertragung über Entfernung	+	-	-
SUMME	++++	--	o

Tab. 4-4: Vergleich der verschiedenen Aktuierungsmöglichkeiten

Der über eine Druckmessung geschlossene Regelkreis einer hydraulischen Aktuierung kann eine bessere Regelgenauigkeit als lagegeregelter elektromotorischer oder stromgeregelter elektromagnetischer Aktuierungen erreichen. Durch die Verwendung eines Druckspeichers kann weiterhin mit einer hydraulischen Aktuierung eine bessere Dynamik realisiert werden als mit magnetisch oder elektromotorisch aktuierten Systemen.

Sowohl hydraulisch als auch elektromagnetisch aktuierte Systeme öffnen im Fehlerfall, wenn kein Strom anliegt, die Kupplungen schnell. Bei elektromotorisch aktuierten Systemen ist dies nicht zwangsläufig gegeben und hängt von der Systemauslegung sowie der auftretenden Reibung im System ab. Zusätzlich ermöglicht eine hydraulische Aktuierung die Energieübertragung über Entfernungen. Aufgrund dieser Vorteile wird im Versuchsfahrzeug eine hydraulische Aktuierung verwendet. Es wird eine modifizierte EHB-Anlage der Firma Continental Teves verwendet, deren Schaltplan in Abb. 4-8 dargestellt ist.

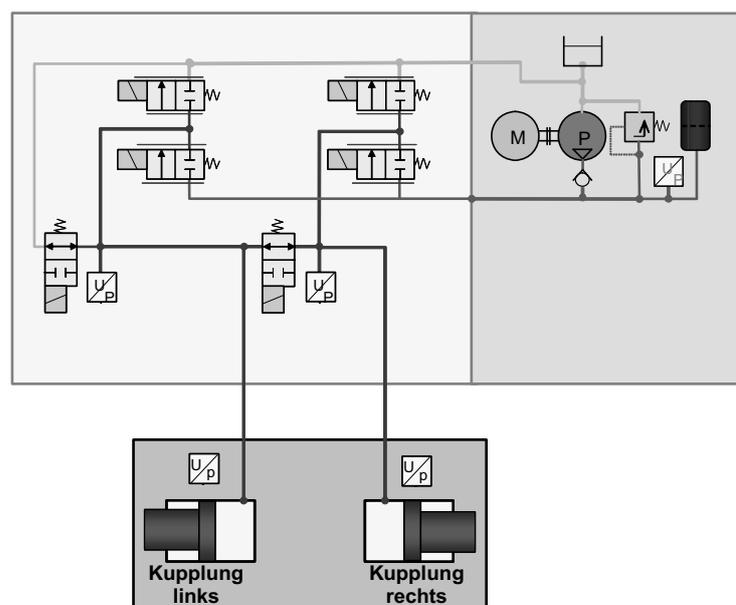


Abb. 4-8: Hydraulikschaltplan

Der durch die Motor/Pumpe-Einheit erzeugte Volumenstrom wird in einem Druckspeicher gespeichert, dessen Speicherdruck über das verbaute Überdruckventil begrenzt wird. Wenn der Speicherdruck größer als der Pumpendruck ist, trennt ein Rückschlagventil die Pumpe vom Speicher. Ein Drucksensor misst den Druck am Druckspeicherausgang und lässt ab einer Druckuntergrenze die Pumpe fördern. Jeweils ein proportionalisiertes Schaltventil pro Kupplung, welches stromlos geschlossen ist, dient als Regelventil für den Druckaufbau. Ebenfalls zwei proportionalisierte stromlos geschlossene Schaltventile sind als Druckabbauventil ausgeführt und leiten das Fluid geregelt zum Tank ab, aus welchem die Pumpe saugt. Die beiden Drucksensoren arbeiten redundant und haben eine integrierte Temperaturmessung. Aus der Temperatur kann die Viskosität des Hydraulikfluids berechnet werden und für die Regelung verwendet werden. Zwei stromlos offene Schaltventile gewährleisten, dass bei einem Systemausfall der Druck abgebaut wird.

4.5.4 Elektronikarchitektur

Im Versuchsfahrzeug wird das beschriebene Hydraulik-Power-Pack über eine MicroAutoBox der Firma dSPACE angesteuert. Auf einer separaten AutoBox wird die Fahrdynamikregelung implementiert. Eine Momentenschnittstelle zwischen AutoBox und MicroAutoBox ist über einen Private-CAN implementiert.

4.5.5 Komponentenregler

Im Komponentenregler auf der MicroAutoBox werden die getriebe-nahen Softwarefunktionen zusammengefasst. Dies sind unter anderem:

- Temperaturmodell zur Überwachung der Lamellentemperatur
- Kennlinie zwischen Kupplungsdruck und Überlagerungsmoment
- Diagnose des Systems

4.5.6 Sicherheitsanforderungen

Fahrwerkregelsysteme können im Fehlerfall eine kritische Fahrzeugreaktion hervorrufen. Folgende Fehlerzustände sind bei einer variablen Momentenverteilung vorstellbar:

- Zu wenig oder kein verlagertes Moment, obwohl eine Momentenverlagerung fahrdynamisch erforderlich wäre
- Zu viel verlagertes Moment oder verlagertes Moment, wenn kein Moment verlagert werden soll
- Blockieren der Hinterachse

Wird zu wenig oder überhaupt kein Moment verlagert, kann dies für den Fahrer ungewohnt sein, da er seine Fahrweise an das Fahrzeugverhalten mit intaktem System adaptiert hat. Wenn überhaupt kein Moment mehr verlagert wird, verhält sich das Fahrzeug allerdings immer noch wie ein Allradfahrzeug mit offenen Achsdifferentialen. Dies stellt eine sichere Rückfallebene dar. Wird dagegen zu viel Moment gestellt, kann hierdurch das Fahrzeug destabilisiert werden, was folglich den kritischeren Fall darstellt. Insbesondere wenn durch einen Fehleingriff und den daraus resultierenden Schlupf die Hinterräder deutlich an Seitenkraft verlieren, ist die Beherrschbarkeit des Fahrzeuges verringert.

Die Hinterachse kann blockieren, wenn beide Kupplungen gleichzeitig angesteuert werden. Betrachtet man noch einmal das ausgewählte Mimura-Getriebe, so arbeiten die Kupplungen als Bremsen. Werden nun beide Bremsen gleichzeitig aktuiert, so werden die Hinterräder mit dem gestellten Bremsmoment gebremst. Eine Übersetzung zwischen Bremsmoment und Radmoment ist in diesem Fall aber nicht mehr vorhanden. Daher ergibt sich insgesamt nur ein geringes Bremsmoment, welches bei fehlerhafter Ansteuerung nur auf sehr geringem Reibwert zu einem Blockieren der Hinterachse führen kann.

Die Ursachen für die beiden als kritisch eingestuften Fehlerzustände sind anhand der skizzierten Fehlerbäume in Abb. 4-9 und Abb. 4-10 hergeleitet. Zwischen den einzelnen Fehlern bestehen in allen Fällen ODER-Verknüpfungen.

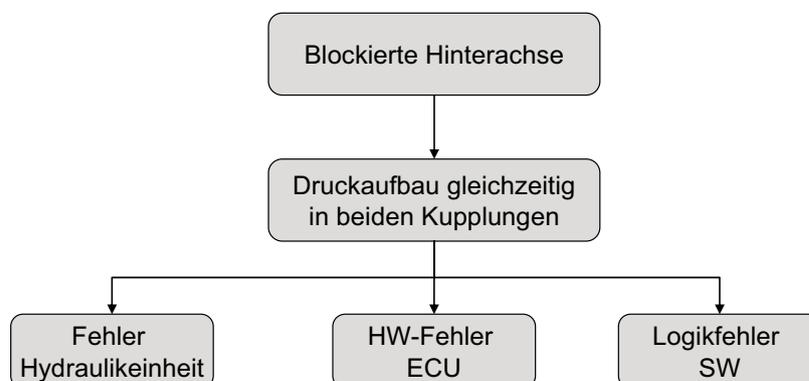


Abb. 4-9: Fehlerbaum für den Fehler „Blockierte Hinterachse“

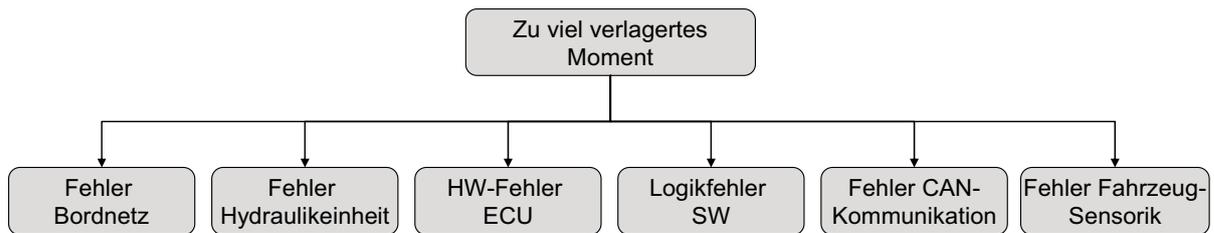


Abb. 4-10: Fehlerbaum für den Fehler „Zu viel verlagertes Moment“

In Tab. 4-5 sind die zur Vermeidung bzw. Erkennung dieser Fehler umgesetzten Maßnahmen aufgeführt.

Fehler	Maßnahmen
Druckaufbau in beiden Kupplungen	
Fehler Hydraulikeinheit	<ul style="list-style-type: none"> • Redundante Drucksensoren (vgl. 4.5.3) • Stromlos offene Sicherheitsventile (vgl. 4.5.3)
HW-Fehler ECU	Diversitärer Abschaltpfad, der sicherstellt, dass immer nur in einer Kupplung Druck anliegt.
Logik-Fehler SW	Diversitärer Abschaltpfad, der sicherstellt, dass immer nur in einer Kupplung Druck anliegt.
Zu viel verlagertes Moment	
Fehler Bordnetz	Stromlos offene Sicherheitsventile (vgl. 4.5.3)
Fehler Hydraulikeinheit	<ul style="list-style-type: none"> • Redundante Drucksensoren (vgl. 4.5.3) • Stromlos offene Sicherheitsventile (vgl. 4.5.3)
HW-Fehler ECU	Gegenseitige Überwachung zwischen dem Komponentenregler auf der MicroAutoBox und dem Fahrdynamikregler auf der AutoBox über Life-Counter und Wertebereichsüberwachung.
Logik-Fehler SW	SW-Tests
Fehler CAN-Kommunikation	Mit Checksumme und Botschaftszähler abgesicherte Botschaften
Fehler Fahrzeug-Sensorik	<ul style="list-style-type: none"> • Redundante Gierraten- und Querschleunigungssensoren • Modellgestützte Signalplausibilisierung aller Eingangsgrößen

Tab. 4-5: Maßnahmen zur Vermeidung und Erkennung der kritischen Fehler

Zusätzlich wird der Fahrer bei einem Systemausfall durch einen Warnhinweis informiert und kann das System durch einen „Not-Aus-Schalter“ deaktivieren.

Diese Maßnahmen ermöglichen es, das Versuchsfahrzeug sicher auf abgesperrten Prüfgeländen bewegen zu können. Für eine Straßenfreigabe bzw. eine Straßenzulassung sind weitergehende Maßnahmen erforderlich. Je nach Sicherheitseinstufung des Systems sind umfangreiche Anforderungen an den Entwicklungsprozess, die Absicherung und die Komponenten zu erfüllen. Sicherheitskonzepte für komplexe elektronische Kfz-Systeme sind in [MAH00] beschrieben. Weitere Überlegungen zum Thema Sicherheit für das Allradsystem eines Traktors sind in [BRE02] enthalten.

4.5.7 Kühlung

In Kapitel 2.3.3 wurden die Kupplungsverluste eines Überlagerungsdifferentials während der Aktuierung hergeleitet. Sind diese Verluste im Durchschnitt größer als die aus dem Differential über Konvektion abgeführte Wärme, heizt sich das Getriebe auf, wodurch das System nach einer endlichen Zeit abgeschaltet werden muss. Dies kann vermieden werden, indem die Funktionalität so reduziert wird, dass weniger Moment verlagert wird und damit geringere Verluste auftreten. Um keinen Kompromiss zwischen Funktionalität und Verfügbarkeit des Systems eingehen zu müssen und die volle Funktionsdarstellung im Fahrzeug gewährleisten zu können, wurde das Allradsystem um eine externe Kühlung erweitert, welche das Öl der Überlagerungseinheiten kühlt.

4.5.8 Prüfstandsergebnisse des Torque Vectoring Systems

In Abb. 4-11 sind die Ergebnisse eines Prüfstandsversuchs dargestellt. Es wurde ein Prüfstand mit einem Verbrennungsmotor und zwei Elektromotoren verwendet. Der Verbrennungsmotor gibt ein Differentialeingangsmoment vor. Die beiden Elektromotoren stellen eine konstante Drehzahldifferenz zwischen den Differentialabtriebswellen ein und messen die Abtriebsmomente. Anhand der Prüfstandsversuche kann die grundsätzliche Funktionsweise des Torque Vectoring Systems nachgewiesen, sowie die Systemdynamik und Stellgenauigkeit untersucht werden. In Abb. 4-11 ist ein rampenförmige Momentenverlagerung auf das äußere Rad in einer am Prüfstand nachgebildeten Links- und einer Rechtskurve dargestellt. Die schon im drucklosen Zustand vorhandene Momentenverlagerung zum langsameren Rad resultiert aus der Grundsperrwirkung des Differentials.

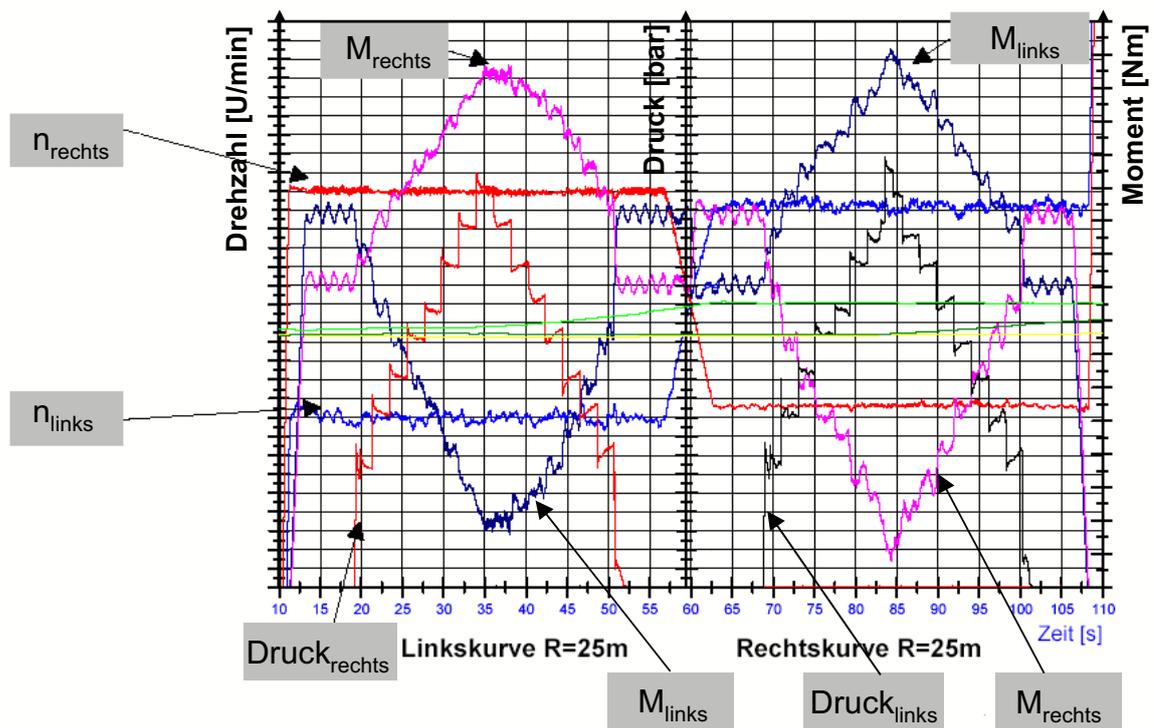


Abb. 4-11: Prüfstandsergebnisse (rampenförmiger Druckauf- und Abbau auf linker und rechter Seite zur Verlagerung vom langsameren zum schnelleren Rad)

5 Regelungskonzept für das Überlagerungsdifferential

In diesem Kapitel wird die Regelstrategie für das Überlagerungsdifferential entwickelt. Zuerst wird anhand theoretischer Untersuchungen mit Hilfe des Einspurmodells der Einfluss der variablen Querverteilung sowohl stationär als auch dynamisch untersucht. Aus diesen theoretischen Überlegungen werden dann einzelne Funktionen für die in Kapitel 4.2.1 beschriebenen fahrdynamischen Ziele hergeleitet.

5.1 Theoretische Analyse anhand des Einspurmodells

Das in Kapitel 2.2 vorgestellte Einspurmodell wird nun um ein Giermoment erweitert, welches aufgrund einer asymmetrischen Kraftverteilung an der Hinterachse entsteht. Das primäre Giermoment um die Fahrzeughochachse errechnet sich folgendermaßen:

$$M_z = \Delta F_x \cdot \frac{s}{2} = \frac{\Delta M}{r_{\text{dyn}}} \cdot \frac{s}{2}, \quad \text{Gl. 5-1}$$

wobei s die Spurweite und r_{dyn} den dynamischen Radrollradius bezeichnen. Das zusätzlich entstehende sekundäre Giermoment durch Radschlupf wird in dieser theoretischen Analyse vernachlässigt. Gl. 2-5 und Gl. 2-6 des Einspurmodells können wie folgt um dieses Giermoment erweitert werden:

$$\dot{\beta} = \left(-\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} \right) \cdot \beta + \left(1 + \frac{l_v \cdot c_{sv} - l_h \cdot c_{sh}}{m \cdot v^2} \right) \cdot \dot{\psi} - \left(\frac{c_{sv}}{m \cdot v} \right) \cdot \delta \quad \text{Gl. 5-2}$$

$$\ddot{\psi} = \left(\frac{l_v \cdot c_{sv} - l_h \cdot c_{sh}}{J_z} \right) \cdot \beta + \left(-\frac{l_v^2 \cdot c_{sv} + l_h^2 \cdot c_{sh}}{J_z \cdot v} \right) \cdot \dot{\psi} + \left(\frac{l_v \cdot c_{sv}}{J_z} \right) \cdot \delta_F + \frac{M_z}{J_z} \quad \text{Gl. 5-3}$$

Auf den Schwerpunktsatz hat das zusätzliche Giermoment nur indirekt einen Einfluss, wohingegen der Drallsatz um dieses Moment erweitert werden muss. Durch Umformen und Einsetzen, analog dem Vorgehen in Kapitel 2.2, entsteht folgende Übertragungsfunktion:

$$\begin{aligned} \dot{\psi}(s) = & \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_F} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1 + T_z \cdot s}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \cdot \delta(s) \\ & + \left(\frac{\dot{\psi}}{M_z} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1 + T_{Mz} \cdot s}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \cdot M_z(s) \end{aligned} \quad \text{Gl. 5-4}$$

Durch einen Koeffizientenvergleich ergeben sich die Zählerzeitkonstante T_{Mz} und die stationäre Übertragungsfunktion zu:

$$T_{Mz} = \frac{m \cdot v}{c_{sh} + c_{sv}} \quad \text{Gl. 5-5}$$

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{M_z} \right)_{\text{stat.}} = \frac{v}{l \cdot \left(1 + \frac{v^2}{v_{\text{char}}^2} \right)} \cdot \frac{c_{sh} + c_{sv}}{c_{sh} \cdot c_{sv} \cdot l} \quad \text{Gl. 5-6}$$

Es zeigt sich, dass diese Übertragungsfunktion ebenfalls vom PDT2-Typ, vgl. [RAK98], und damit vom gleichen Typ wie die Übertragungsfunktion zwischen Lenkradwinkel und Gierrate ist. Der homogene Teil der Differentialgleichung, also der Nenner in der Übertragungsfunktion, bleibt unverändert, da dieser die Eigenschwingungen des Systems charakterisiert (vgl. Kapitel 2.2 für die Koeffizienten).

Der Zähler der Übertragungsfunktion bzw. der inhomogene Teil der Differentialgleichung ändert sich wie dargestellt bzgl. der Koeffizienten. Werden nun folgende Annahmen für die Schräglaufsteifigkeiten und die Schwerpunktslage getroffen:

$$c_{sh} \approx c_{sv}, \quad l_v \approx l_h \quad \text{Gl. 5-7}$$

ergeben sich folgende Beziehungen zwischen den Koeffizienten des inhomogenen Teils:

$$T_{Mz} = T_z \quad \text{Gl. 5-8}$$

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{M_z} \right)_{\text{stat.}} = \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_F} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{2}{c_{sv} \cdot l} \quad \text{Gl. 5-9}$$

Mit den Annahmen aus Gl. 5-7 und den Prämissen des hier verwendeten linearen Einspurmodells ergibt sich eine identische statische und dynamische Fahrzeugreaktion auf Lenkwinkel an der Vorderachse und Differenzmomente eines Überlagerungsdifferentials. Der Ausdruck $\frac{2}{c_{sv} \cdot l}$ rechnet lediglich den Lenkradwinkel in ein Gierrmoment um.

Ein unterschiedliches Verhalten zwischen Vorderachslenkung und Überlagerungsdifferential ergibt sich, wenn das Einspurmodell um die Reifensättigung und um Nichtlinearitäten erweitert wird. So ist z.B. in [BEI00] die Erweiterung der linearen Schräglaufcharakteristik um eine Begrenzung beschrieben, welche die Sättigung der Schräglaufsteifigkeit für das Einspurmodell berücksichtigt, dargestellt in Abb. 5-1.

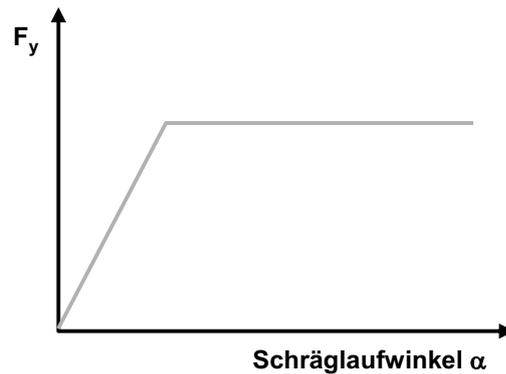


Abb. 5-1: Seitenkraft über Schräglaufwinkel [BEI00]

Diese Erweiterung bildet den Zusammenhang nach, dass ab einem bestimmten Lenkwinkel kein zusätzliches Giermoment mehr durch eine Lenkwinkelvergrößerung erzeugt werden kann, da sich mit steigendem Schräglaufwinkel keine zusätzliche Seitenkraft mehr am Reifen aufbaut. Erweitert man das Einspurmodell um Nichtlinearitäten, ergibt sich der in Abb. 5-2 dargestellte Verlauf für die Seitenkraft.

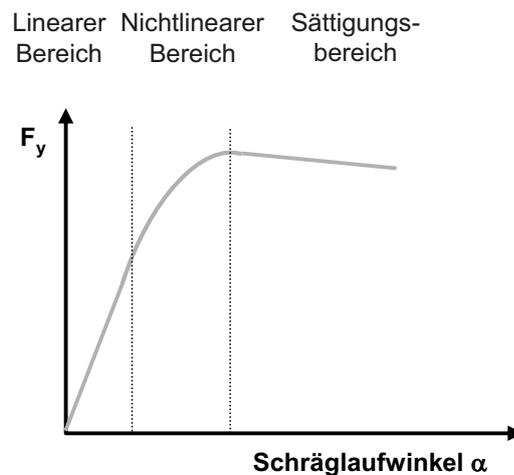


Abb. 5-2: Seitenkraft über Schräglaufwinkel [BAU02]

Grundsätzlich kann das in Abb. 5-2 dargestellte Verhältnis zwischen Seitenkraft und Schräglaufwinkel in folgende drei Bereiche unterteilt werden:

- **Linearer Bereich:** Linearer Zusammenhang zwischen Seitenkraft und Schräglaufwinkel wie im klassischen Einspurmodell.
- **Nichtlinearer Bereich:** In diesem Bereich steigt die Seitenkraft mit steigendem Schräglaufwinkel weiter an, der Zusammenhang ist aber nicht mehr linear sondern degressiv.

- Sättigungsbereich: In diesem Bereich kann mit steigendem Schräglaufwinkel keine Erhöhung der Seitenkraft mehr erzielt werden. Stattdessen reduziert sich üblicherweise die Seitenkraft mit steigendem Schräglaufwinkel wieder.

Der Normalfahrer ist an die Zusammenhänge des linearen Bereiches gewöhnt. Kommt sein Fahrzeug beispielsweise aufgrund einer Reibwertänderung der Fahrbahn in den nicht-linearen Bereich oder in den Sättigungsbereich, so ist die Beherrschbarkeit des Fahrzeuges durch den Normalfahrer stark eingeschränkt, vgl. [BAU02].

Die Einflussmöglichkeiten der variablen Querverteilung in einer solchen Situation sollen im Folgenden untersucht werden. Betrachtet man noch einmal Gl. 2-1 und Gl. 2-2 bzw. Gl. 5-2 und Gl. 5-3 und vereinfacht diese für den Sonderfall der stationären Kreisfahrt, bei der Schwimmwinkel und Gierrate konstant sind, ergeben sich folgende Ausdrücke:

$$m \cdot v \cdot \dot{\psi} = c_{sv} \cdot \alpha_v + c_{sh} \cdot \alpha_h \quad \text{Gl. 5-10}$$

$$0 = l_v \cdot c_{sv} \cdot \alpha_v - l_h \cdot c_{sh} \cdot \alpha_h + M_z \quad \text{Gl. 5-11}$$

Anhand von Gl. 5-11 zeigt sich, dass durch das Aufbringen des Gierrmomentes M_z der Schräglaufwinkel an der Vorderachse reduziert werden kann. Somit verbleibt also durch das Aufbringen eines Gierromentes an der Hinterachse mit einem Torque Vectoring System mehr Reserve, Gierramente durch einen Lenkwinkel an der Vorderachse zu erzeugen. Hierdurch kann der Bereich linearen Fahrzeugverhaltens nach oben verschoben und dadurch die Beherrschbarkeit auch für den Normalfahrer erhöht werden.

Weiterhin soll theoretisch noch bewiesen werden, dass mit Hilfe der variablen Querverteilung eine höhere Querbeschleunigung erreicht werden kann, vgl. die Zielsetzung in Kapitel 4.2.1. Heutige Fahrzeuge, die üblicherweise untersteuernd ausgelegt sind, erreichen ihr Kraftschlussmaximum zuerst an der Vorderachse. Die Seitenkraft an der Vorderachse $F_{yv} = c_{sv} \cdot \alpha_v$ nimmt also bei stationärer Kreisfahrt mit maximaler Querbeschleunigung ihr Maximum $F_{yv,max} = \max(c_{sv} \cdot \alpha_v)$ an.

Damit ergibt sich die Seitenkraft an der Hinterachse aus Gl. 5-11 zu:

$$F_{yh} = c_{sh} \cdot \alpha_h = \frac{l_v \cdot \max(c_{sv} \cdot \alpha_v)}{l_h} + \frac{M_z}{l_h} \quad \text{Gl. 5-12}$$

Setzt man Gl. 5-12 in Gl. 5-10 ein, so ergibt sich mit der Beziehung $a_y = v \cdot \dot{\psi}$ folgender Ausdruck für die maximale Querbeschleunigung:

$$a_{y,\max} = \frac{\max(c_{sv} \cdot \alpha_v) \cdot \left(1 + \frac{l_v}{l_h}\right) + \frac{M_z}{l_h}}{m} \quad \text{Gl. 5-13}$$

Gl. 5-13 zeigt also, dass durch ein externes Giermoment, wie es mit einer variablen Antriebsmomentenverteilung generiert werden kann, bei einem untersteuernd ausgelegten Fahrzeug eine größere Querbeschleunigung erreicht werden kann. Die maximale Querbeschleunigung wird bei maximaler Seitenkraftausnutzung an der Hinterachse und damit bei folgendem Giermoment M_z erreicht:

$$M_z = \max(c_{sh} \cdot \alpha_h) \cdot l_h - \max(c_{sv} \cdot \alpha_v) \cdot l_v \quad \text{Gl. 5-14}$$

Abschließend soll noch der Vergleich mit einer Hinterachslenkung vorgenommen werden. Der Schräglaufwinkel an der Hinterachse kann mit einer Hinterachslenkung folgendermaßen verändert werden, vgl. [RED94]:

$$\alpha_h = \delta_h + \beta + \frac{\dot{\psi} \cdot l_h}{v} \quad \text{Gl. 5-15}$$

Da bei einem untersteuernd ausgelegten Fahrzeug die Seitenkraft an der Vorderachse limitierend ist, stellt sich ohne ein externes Giermoment die Seitenkraft bzw. der Schräglaufwinkel an der Hinterachse nach Gl. 5-16 ein:

$$c_{sh} \cdot \alpha_h = \frac{l_v \cdot \max(c_{sv} \cdot \alpha_v)}{l_h} \quad \text{Gl. 5-16}$$

Eine Änderung des Schräglaufwinkels an der Hinterachse verändert daher in diesem Fall nur den Lenkwinkel an der Vorderachse über die entstehende Schwimmwinkeländerung, so dass durch die Hinterachslenkung die maximal erreichbare Querbeschleunigung nicht gesteigert werden kann. Diese ergibt sich dann wie bei einem konventionell gelenkten Fahrzeug zu:

$$m \cdot a_y = \max(c_{sv} \cdot \alpha_v) \cdot \left(1 + \frac{l_v}{l_h}\right) \quad \text{Gl. 5-17}$$

Statt mit einem externen Giermoment durch die variable Momentenverteilung kann die maximale Querbeschleunigung auch gesteigert werden, indem die Schräglaufsteifigkeiten der Achsen verändert werden. Dies kann mit einem geregelten Stabilisator, vgl. [OET02], oder einer aktiven Kinematik geschehen, die z.B. den Sturz verändert.

5.2 Umsetzung der Regelstrategie

5.2.1 Softwarestruktur

In Abb. 5-3 ist die grundlegende Softwarestruktur des im Versuchsfahrzeuges verwendeten Regelalgorithmus dargestellt.

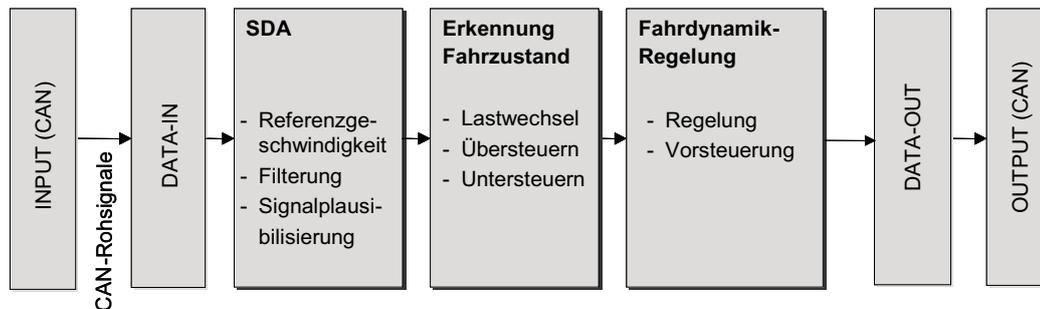


Abb. 5-3: Softwarestruktur des Regelalgorithmus

Nach einem Block zum Einlesen der CAN-Signale folgt die Signaldatenaufbereitung (SDA). In dieser werden die Eingangssignale rudimentär auf Plausibilität geprüft. Daneben wird aus den redundanten Sensoren ein Mittelwert gebildet und eine Filterung der Signale vorgenommen. Zur Filterung werden ausschließlich Tiefpassfilter 1. Ordnung verwendet.

Einen wichtigen Bestandteil der SDA stellt die Referenzgeschwindigkeitsberechnung dar. Auf Hochreibwert ist in den meisten Fällen eine einfache Mittelung der Raddrehzahlen ausreichend genau. Reichel [REI01] beschreibt grundsätzliche Konzepte zur Referenzgeschwindigkeitsberechnung bei ABS-Bremungen. Ein Verfahren zur Bildung der Referenzgeschwindigkeit ohne zusätzliche Sensorik ist in DE4024815 A1 beschrieben. Hierzu wird neben den Raddrehzahlensignalen noch ein geschätzter Bremsdruck verwendet. Ein Problem der Referenzbildung besteht beim Beschleunigen auf Niedrigreibwert, wenn bei einem Allradfahrzeug Schlupf an allen vier Rädern auftritt. Ein mögliches Konzept um in einer solchen Situation die Fahrgeschwindigkeit richtig schätzen zu können, besteht darin, diese mit Hilfe eines Längsbeschleunigungssensors zu extrapolieren, wenn eine unrealistisch hohe Radbeschleunigung auftritt, vgl. [CON06].

Der nächste Schritt in der Signalkette ist die Fahrzustandserkennung, die die verschiedenen Fahrzustände aus den Fahrzeuggrößen detektiert. Es werden Unter- und Übersteuerfahrzustände ebenso wie das Auftreten eines Lastwechsels erkannt.

Aus diesen Zuständen wird dann im Block Fahrdynamikregelung durch eine Vorsteuerung und Regelung ein Soll-Differenzmoment errechnet, welches auf dem CAN-Bus ausgegeben wird.

5.2.2 Umsetzung des Regelalgorithmus

In diesem Abschnitt werden die einzelnen Funktionen vorgestellt, die die in Kapitel 4.2.1 genannten Ziel verwirklichen. Zuerst werden grundlegende Anforderungen genannt. Weiterhin erfolgt ein Vergleich zwischen Vorsteuerungen und Regelungen sowie eine Beschreibung der Hierarchieebenen bei einer Torque Vectoring Funktionalität.

Wichtige Randbedingungen, die bei der Funktionsentwicklung beachtet werden müssen und auch in dieser Arbeit berücksichtigt sind, führt Baumgarten [BAU02] auf:

- Die Regelung muss für den Fahrer eine subjektiv erkennbare Verbesserung ermöglichen.
- Die Regelung muss ohne Schwimmwinkelsignal sowie ohne gemessenen Reibwert auskommen, da diese Größen zurzeit weder zuverlässig geschätzt noch durch Sensoren in Serienanwendungen gemessen werden können.
- Die Regelung muss auf allen Reibwerten funktionieren und stabil gegenüber unterschiedlichen Reifen und Beladungszuständen sein.

Vorsteuerung versus Regelung

Grundsätzlich kann die Berechnung einer Soll-Momentenvorgabe für Torque Vectoring Systeme mit einer Vorsteuerung oder einer Regelung erfolgen. Eine Vorsteuerung berechnet aus den Eingangsgrößen der Regelstrecke Fahrzeug, wie z.B. dem Lenkradwinkel, das Stellmoment. Eine Regelung verwendet dagegen zur Berechnung des Stellmomentes die Ausgangsgrößen der Regelstrecke Fahrzeug, die mit dem Stelleingriff beeinflusst werden, wie z.B. die Gierrate, vgl. [RAK98]. Sowohl Vorsteuerung als auch Regelung weisen spezifische Vor- und Nachteile auf. Vorteile einer Vorsteuerung im Vergleich zu einer Regelung sind:

- Es kann proaktiv, also vor dem Auftreten einer Regelabweichung eingegriffen werden. Regelungen sind häufig erst zeitverzögert spürbar, da immer erst eine Regelabweichung auftreten muss, die danach ausgeregelt wird. Insbesondere bei der Implementierung zeigen sich Abweichungen gegenüber Simulationsuntersuchungen, da Regelschwellen überschritten werden müssen und dadurch dieses Problem verstärkt wird.
- Störende Regelbewegungen aufgrund von Sensorungenauigkeiten können vermieden werden.

Nachteile einer Vorsteuerung im Vergleich zu einer Regelung sind:

- Der Einsatz einer klassischen Vorsteuerung ist hauptsächlich im linearen Bereich möglich, da das Fahrzeugverhalten im Grenzbereich nicht analytisch vorhergesagt werden kann.
- Funktionsbeeinträchtigungen auf unterschiedlichen Reibwerten können auftreten.

Aufgrund dieser Nachteile ist die Verwendung einer reinen Vorsteuerung nicht sinnvoll. Damit eine Vorsteuerung unter allen Bedingungen ein sicheres Fahrverhalten gewährleistet, müsste diese für die ungünstigsten Randbedingungen ausgelegt werden. Eine Auslegung für Niedrigreibwert würde aber beispielsweise auf Hochreibwert, wenn deutlich mehr Momentenverlagerung erforderlich ist, keine fahrdynamischen Verbesserungen bringen. Eine reine Regelung reagiert dagegen immer erst auf Abweichungen, wodurch insbesondere im kundenrelevanten Bereich, also im Bereich des linearen Reifenverhaltens, keine Verbesserungen möglich wären.

In dieser Arbeit wird daher eine Kombination aus Vorsteuerung und Regelung umgesetzt, indem eine Vorsteuerung für schnelle Eingriffe verwendet wird und eine Regelung zur Adaption an die Umgebungsbedingungen und zum Ausregeln von verbleibenden Abweichungen eingesetzt wird.

Hierarchie des Reglers

Analog zum ESP/ABS, vgl. z.B. [RIE01], kann die Torque Vectoring Funktionalität auf zwei verschiedene Ebenen aufgeteilt werden. Unter Funktionen auf Fahrzeugebene wird die Beeinflussung der Fahrzeuggrößen, also z.B. der Gierrate oder Querschleunigung verstanden. Diese Ebene entspricht derjenigen des ESPs. Auf Radebene werden dagegen der Schlupf und die Kräfte der Räder verändert. Eingangsgrößen für einen Regelkreis auf Radebene sind hauptsächlich Raddrehzahlen. ABS- und EDS sind Systeme, die auf dieser Ebene regeln.

Grundsätzlich sollte die Fahrdynamikregelung eines Torque Vectoring Systems auf Fahrzeugebene realisiert werden. Wird ausschließlich oder mit höherer Priorität auf Radebene die Traktion optimiert, vgl. z.B. die Regelphilosophie von Orend [ORE05], so kann nur ein kleiner Teil des Systempotentials einer variablen Momentenverteilung ausgenutzt werden. Grundsätzlich kann eine optimale Traktionsleistung auch mit sperrbaren Differentialen realisiert werden. Insbesondere momentenfühlende Sperrn verteilen das Moment so, dass der Kraftschluss an den Rädern gleichmäßig ausgenutzt wird. Um wirklich Momente frei verteilen zu können, müssen an den Rädern unterschiedliche Schlupfzustände

erzeugt werden, welche ein reiner Traktionsregler nicht zulassen würde. Daher muss ein unterlagerter Radschlupfregelkreis so ausgeführt werden, dass die Momentenvorgaben auf Fahrzeugebene nicht wieder weggeregelt werden.

Der in dieser Arbeit realisierte Regler ist daher größtenteils auf Fahrzeugebene angesiedelt. Auf Radebene wird ausschließlich der Schlupf überwacht, um instabile Zustände der Räder, vgl. Abb. 4-4, beim Verlagern von Moment zu verhindern.

5.2.2.1 Vorsteuerung beim Beschleunigen

Eine Vorsteuerung, die beim Beschleunigen aktiv ist, soll das Beschleunigungsuntersteuern reduzieren, die Traktion beim Beschleunigen aus Kurven verbessern sowie eine höhere Querschleunigung beim Beschleunigen ermöglichen.

Dazu wird zuerst ein klassischer Ansatz vorgestellt und bewertet. Aus den Schwächen dieses Ansatzes wird eine eigene Vorsteuerung abgeleitet.

Vorsteuerung – Verteilung nach Radaufstandskraft

Der Regelungsansatz von Orend [ORE05] besteht darin, die Seitenkräfte über die Zusammenhänge des Kamm'schen Kreises zu optimieren. Näherungsweise kann dies durch eine Verteilung des Antriebsmomentes proportional zur Radaufstandskraft umgesetzt werden. Die Radaufstandskraft kann aus der auf das Fahrzeug wirkenden Querschleunigung errechnet werden.

Mit einer Verteilung nach Radaufstandskraft wird zum einen ein eindrehendes Giermoment erzeugt und zum anderen die Seitenkraft an der Hinterachse maximiert. Weiterhin kann durch eine solche Verteilung nach der Aufstandskraft der Räder an der Hinterachse das Ziel der Traktionsverbesserung beim Beschleunigen aus Kurven vollständig erfüllt werden, da die Reifen eine ähnliche Ausnutzung des Kraftschlusses erfahren. Die Verteilung nach Radlast bildet das Verhalten, das eine momentenfühlende oder aktiv geregelte Quersperre im Grenzbereich erzeugen würde, ähnlich nach. Eine Quersperre überträgt allerdings immer erst dann Moment vom inneren zum äußeren Rad, wenn das innere Rad die Tendenz zu mehr Schlupf aufweist. Mit einem Überlagerungsdifferential könnte die Verteilung nach Radaufstandskraft dagegen schon im Handlingbereich erfolgen.

Folgende Schwächen weist diese Vorsteuerung auf:

- Im Grenzbereich wird nur die Wirkung einer momentenfühlenden Quersperre erzielt, wodurch das Beschleunigungsuntersteuern nicht vollständig kompensiert werden kann.

- Die Radlastdifferenz, in deren Abhängigkeit das Moment verteilt wird, entsteht durch eine auf das Fahrzeug wirkende Querschleunigung, die sich immer zeitverzögert zu einer Lenkwinkeländerung aufbaut. Dies stellt eine zusätzliche Zeitverzögerung neben der Verzögerungszeit der Aktuierung dar.
- Im Sättigungsbereich steigert sich die Querschleunigung nicht mehr weiter durch eine Vergrößerung des Lenkwinkels, so dass in diesem Fall die Vorsteuerung das Differenzmoment aufgrund der Abhängigkeit zur Querschleunigung ebenfalls nicht weiter anhebt und damit die Fahrzeugreaktion auf Lenkeingaben im Sättigungsbereich nicht verbessert wird.

Da die Verteilung nach Radaufstandskraft ausschließlich auf Radebene wirkt, werden wie dargelegt auf der Fahrzeugebene suboptimale Ergebnisse erzielt. Mehr Potential für eine solche Funktion besteht im Verbund mit weiteren Fahrwerkregelsystemen, wenn die Seitenkräfte aller Räder optimiert werden sollen.

Vorsteuerung nach Motormoment

In dieser Arbeit wird das Beschleunigungsuntersteuern über eine kennfeldbasierte Vorsteuerung kompensiert. Aus den Eingangsgrößen Motormoment, Fahrgeschwindigkeit und Lenkradwinkel wird das notwendige Giermoment zur Kompensation der dynamischen Achslastverlagerung und dem daraus entstehenden Untersteuern errechnet.

Eine Verminderung des Beschleunigungsuntersteuerns bzw. sogar ein leicht eindrehendes Fahrzeugverhalten wird mit dieser Vorsteuerung insbesondere im niedrigen Geschwindigkeitsbereich angestrebt und umgesetzt. Gründe hierfür sind:

- Die Gierdämpfung nimmt bei hohen Fahrgeschwindigkeiten ab, siehe Kapitel 2.2, so dass bei hohen Fahrgeschwindigkeiten eher Gierdämpfung erforderlich ist.
- Der Normalfahrer erreicht bei niedrigeren Fahrgeschwindigkeiten deutlich höhere Querschleunigungen, vgl. [FUC93], wodurch bei niedrigeren Geschwindigkeiten der nichtlineare und der Sättigungsbereich häufiger erreicht werden.

Zusätzlich steigt die Verlustleistung eines Überlagerungsdifferentials bei gleichem Kurvenradius und verlagertem Moment proportional zur Fahrgeschwindigkeit, so dass auch aus energetischer Sicht eine Strategie, die mit steigender Fahrgeschwindigkeit weniger Moment verlagert, sinnvoll ist. Bei größeren Radien, wie sie bei höheren Geschwindigkeiten gefahren werden, vergrößern sich die Verluste zusätzlich, vgl. Kapitel 2.3.3.

Neben der Kompensation des Beschleunigungsuntersteuerns und einer damit einhergehenden höheren erreichbaren Querschleunigung verbessert die entworfene

Vorsteuerung auch die Traktion beim Beschleunigen aus Kurven. Dies geschieht, indem schon aufgrund der Ziele auf Fahrzeugebene Moment vom inneren zum äußeren Rad verlagert und damit auch die Traktion auf Radebene verbessert wird. Da die umgesetzte Vorsteuerung Moment annähernd proportional zum Motormoment nach außen verlagert, treten Situationen nicht auf, in denen das innere Rad das Moment nicht absetzen kann und dadurch instabil wird.

5.2.2.2 Vorsteuerung beim Anlenken

Beim Anlenken soll der Gierratenaufbau schneller erfolgen und das Überschwingen der Gierrate verringert werden. Um dieses Ziel zu erreichen, wird ein agileres Sollverhalten über ein inverses Fahrzeugmodell vorgesteuert. In Untersuchungen von Stamer [STA97] hat sich eine lineare Fahrzeugreaktion ohne Zeitverhalten als optimal herausgestellt. Dieses Verhalten wird in der vorliegenden Steuerung durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung mit einer niedrigen Zeitkonstante T näherungsweise abgebildet. Werden nun Sollverhalten und tatsächliches Systemverhalten gleichgesetzt, siehe Gl. 5-18, so kann durch Auflösen nach dem Gierrmoment M_z das erforderliche Stellmoment berechnet werden:

$$\begin{aligned} \dot{\psi}(s)_{\text{Soll}} &= \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_F} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1}{1+T \cdot s} \cdot \delta(s) \\ &= \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_F} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1+T_z \cdot s}{1+\frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \cdot \delta(s) + \left(\frac{\dot{\psi}}{M_z} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1+T_{Mz} \cdot s}{1+\frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \cdot M_z(s) \end{aligned} \quad \text{Gl. 5-18}$$

Bei dieser Funktion ist eine Analogie zu der bei Lenkungen mit Winkelüberlagerung bekannten Vorhaltelenkung zu erkennen, vgl. [PAU00] und [BAU02]. Mit einer Vorhaltelenkung wird beim Anlenken in Abhängigkeit der Lenkgeschwindigkeit ein zusätzlicher Radlenkwinkel gestellt, wodurch ein schnellerer Aufbau der Gierrate erfolgt. Ein darauf folgendes dämpfendes Gegenlenken verhindert ein zu starkes Überschwingen der Gierrate. Problematisch bei dem Torque Vectoring System an der Hinterachse ist, dass ein dämpfender Eingriff im Vergleich zu einer Überlagerungslenkung nur wenig Potential besitzt. Erschwerend kommt hinzu, dass zu Beginn des Eingriffs keine Informationen zu den Umgebungsbedingungen vorliegen. Durch eine schnelle Übersteuererkennung muss daher der Eingriff zumindest frühzeitig beendet werden, wenn das Fahrzeug beispielsweise auf Niedrigreibwert zu stark eindreht. Hier hätte ein System mit größerem Stabilisierungspotential den Vorteil, dass es das Fahrzeug im Falle einer zu großen Agilitätserhöhung besser wieder stabilisieren könnte. Abhilfe könnte eine Vernetzung des Überlagerungsdifferentials mit einem System schaffen, welches mehr Stabilisierungspotential bietet, vgl. Kapitel 8.2.

5.2.2.3 Gierratenregelung

Eine Gierratenregelung wird umgesetzt, um die Fahrstabilität in Über- und Untersteuer-situationen zu verbessern. Zusätzlich können mit Hilfe der Gierratenregelung die entwickelten Vorsteuerungen an den Reibwert und an Änderungen der Regelstrecke Fahrzeug adaptiert werden, indem die Gierratenregelung und die Vorsteuerungen in einem bestimmten Bereich überlagert werden, vgl. Kapitel 5.2.2.6.

Bei der Umsetzung einer Gierratenregelung besteht eine der Herausforderungen in der Erkennung der Fahrzustände und der Bildung der Soll-Gierrate. Bei der Soll-Größenbildung ist zwischen Fahrerwunsch und Fahrzeugpotential zu unterscheiden. So kann eine unbegrenzte Soll-Gierrate aus dem Lenkradwinkel, Gl. 5-19, und eine auf den Reibwert begrenzte Gierrate, Gl. 5-20, berechnet werden:

$$\dot{\psi}_{\text{Soll}}(s) = \left(\frac{\dot{\psi}_V}{\delta_F} \right)_{\text{stat.}} \cdot \frac{1 + T_z \cdot s}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \cdot \delta_F(s) \quad \text{Gl. 5-19}$$

$$\dot{\psi}_{\text{Soll,begrenzt}} = \min \left(\frac{\mu \cdot g}{v}, \dot{\psi}(s) \right) \quad \text{Gl. 5-20}$$

Mit der Reibwertschätzung aus Gl. 3-4 ergibt sich folgender Ausdruck für die begrenzte Gierrate:

$$\dot{\psi}_{\text{Soll,begrenzt}} = \min \left(\frac{\sqrt{a_x^2 + a_y^2}}{v}, \dot{\psi}(s) \right) \quad \text{Gl. 5-21}$$

Wird eine Übersteuersituation erkannt, erfolgt immer die Regelung auf die begrenzte Gierrate, da es sich unter der Voraussetzung, dass der maximale Vektor aus Längs- und Querschleunigung erreicht wird, um die gerade noch stabil fahrbare Gierrate handelt.

In Untersteuersituationen kann bei anderen Fahrwerkregelsystemen teilweise die aus dem Lenkradwinkel berechnete unbegrenzte Soll-Gierrate als Regelgröße verwendet werden. Dies ist zum Beispiel bei der Antriebsschlupfregelung (ASR) oder einem symmetrischen Bremseneingriff des ESP möglich, da in diesem Fall die Soll-Gierrate durch eine Reduzierung der Geschwindigkeit erreicht wird. Nicht möglich ist dies bei einem asymmetrischen Bremseneingriff, da dieser das Fahrzeug bei überzogener Lenkung ins Übersteuern bringen würde. Die variable Momentenverteilung mit Überlagerungsdifferential verhält sich ähnlich, entzieht dem Fahrzeug aber im Gegensatz zum Bremseneingriff keine Energie.

Die in dieser Arbeit für Untersteuersituationen verwendete Lösung besteht in einer auf den ausgenutzten Reibwert begrenzten Gierrate, die aber in bestimmten Situationen künstlich angehoben wird. Das Stellmoment wird dann in Über- und Untersteuersituationen anhand von Gl. 5-22 errechnet:

$$\Delta M = P \cdot (\dot{\psi}_{\text{Soll,begrenzt}} - \dot{\psi}_{\text{Ist}}) \quad \text{Gl. 5-22}$$

Vergleicht man das Potential des Überlagerungsdifferentials an der Hinterachse mit dem anderer Fahrwerkregelsysteme, so ist die stabilisierende Wirkung in Übersteuersituationen begrenzt, da an der Hinterachse in diesem Fall die Kraftschlussgrenze erreicht ist. Systeme, die aktiv an der Vorderachse eingreifen können, sind natürlich im Vorteil. Weiterhin ist zum Stabilisieren eine Momentenverlagerung auf das innere Rad notwendig, welches aber aufgrund der geringen Radlast kaum Moment absetzen kann. Es kann aber dennoch eine dämpfende Wirkung ähnlich wie mit einer Quersperre an der Hinterachse, vgl. [NAI92], erreicht werden.

Dagegen kann in Untersteuersituationen ein deutlich größeres Giermoment generiert werden als dies mit einem Bremseneingriff möglich ist. Bei einem Bremseneingriff ist das maximale Giermoment durch die Radlast und durch das damit absetzbare Moment am inneren Rad limitiert. Ein Überlagerungsdifferential verteilt dieses Bremsmoment zusätzlich auf das äußere Rad und kann damit im Vergleich zum Bremseneingriff beim freien Rollen ein doppelt so großes Giermoment erzeugen. Dieser Zusammenhang ist in Abb. 5-4 noch einmal skizziert.



Abb. 5-4: Potentialvergleich zwischen Bremseneingriff und Torque Vectoring für einen Untersteuereingriff in einer Rechtskurve beim freien Rollen (ausgekuppelt)

5.2.2.4 Lastwechselbeeinflussung

In Kapitel 4.2.1 wurde dargelegt, dass sich die eindrehende Lastwechselreaktion bei einem Torque Vectoring Fahrzeug verringern und im Handlingbereich sogar eine ausdrehende Lastwechselreaktion auftreten kann. Um die Agilität beim Lastwechsel im Handlingbereich zu erhalten, wird daher das vor dem Lastwechsel gestellte Differenzmoment durch die entwickelte Vorsteuerung nicht schlagartig, sondern über einen gewissen Zeitraum langsam reduziert. Im Grenzbereich erfolgt ein schlagartiges Öffnen der Kupplungen, wodurch relativ gesehen ein ausdrehendes stabilisierendes Gierrmoment entsteht. Eine zusätzliche Lastwechseldämpfung könnte durch die Gierratenregelung übernommen werden.

5.2.2.5 Schlupfüberwachung

Aufgrund der Reibwertverhältnisse treten Situationen auf, in denen das mit den Vorsteuerungen und Regelungen errechnete Differenzmoment nicht abgesetzt werden kann und dadurch die Seitenkraft an der Hinterachse verringert wird. Im Extremfall, wenn die Kupplungen übersperrt sind, entsteht eine Differenzdrehzahl, die genau dem Drehzahlfehler entspricht. Es würde ein Zustand erreicht, bei dem aus dem Druck in den Kupplungen nicht mehr auf das wirklich übertragene Moment geschlossen werden kann und sich im Extremfall die Richtung der Momentenverlagerung umdrehen könnte. Der gleiche Effekt tritt bei der Fahrt sehr enger Kurvenradien auf, wenn der Drehzahlfehler ausgeschöpft ist, vgl. Kapitel 2.3.3.2 zur Auslegung des Drehzahlfehlers.

Daher wird in der umgesetzten Fahrdynamikregelung ein Soll-Schlupf zwischen den Rädern aus dem gefahrenen Kurvenradius berechnet und mit dem Ist-Schlupf verglichen. Überschreitet die Differenz aus den beiden Schlüpfen eine Schwelle oder nähert sich die Differenzdrehzahl dem Drehzahlfehler an, wird das Moment linear bis auf Null reduziert. Eine Überwachung der absoluten Radschlupfwerte ist mit diesem Vorgehen nicht mehr notwendig.

5.2.2.6 Zusammenspiel der Funktionen und Funktionsübersicht

Abschließend muss betrachtet werden, wie die entwickelten Funktionen zu einer Gesamtfunktionalität integriert werden können.

Die agilitätsverbessernden Vorsteuerungen und ein Untersteuereingriff können grundsätzlich überlagert werden, da diese Funktionen das Fahrverhalten in die gleiche Richtung, in Richtung neutral, verändern. Eine verringerte Seitenkraft an der Hinterachse durch Schlupf an den Hinterrädern verstärkt die Wirkung dieser Funktionen, so dass die Schwellen des Traktionsreglers aufgeweitet werden.

In Übersteuersituationen müssen die Agilitätsvorsteuerungen dagegen reduziert bzw. ganz zurückgenommen werden. Dies geschieht stufenlos über einen größeren Bereich und beginnt schon im Bereich neutralen Fahrens. Im Übersteuerfall ist es weiterhin wichtig, den Differenzschlupf an der Hinterachse zu begrenzen, um nicht durch das Stellen eines zu großen Momentes die Seitenkraft an der Hinterachse weiter zu senken. Dies geschieht, indem die Schlupfüberwachung mit engeren Grenzen betrieben wird.

Das in diesem Abschnitt beschriebene Zusammenspiel der einzelnen Funktionen ist in einem Arbitrierer umgesetzt. In Abb. 5-5 ist die Struktur des umgesetzten Regelalgorithmus dargestellt.

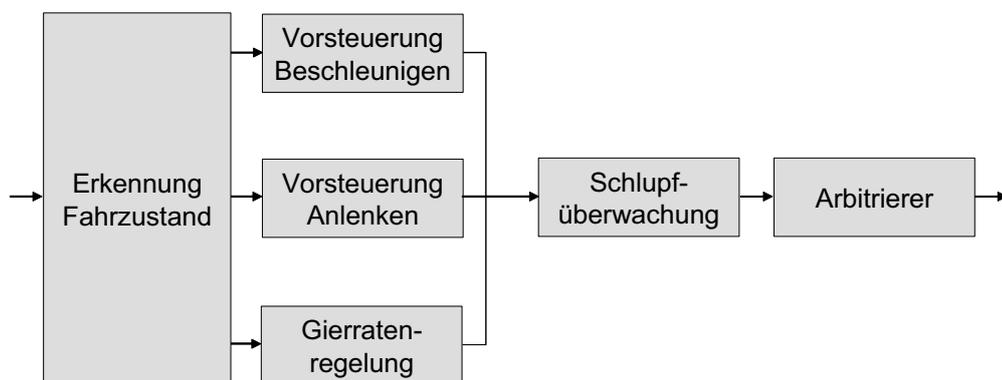


Abb. 5-5: Struktur des Regelalgorithmus

In Tab. 5-1 ist zusammengefasst, durch welche Funktionen die jeweiligen fahrdynamischen Ziele aus Kapitel 4.2.1 realisieren.

Fahrdynamische Ziele	Vorsteuerung Beschleunigen	Vorsteuerung Anlenken	Gierratenregelung	Schlupfüberwachung
Ziel 1: Verminderung des Beschleunigungsuntersteuerns	x			
Ziel 2: Traktionsverbesserung beim Beschl. aus Kurven	x			x
Ziel 3: Agilität/Ansprechverhalten beim Einlenken		x		
Ziel 4: Umsetzung einer Gierratenregelung			x	
Ziele 5: Beeinflussung der Lastwechselreaktion	x			
Ziel 6: Steigerung der maximalen Querschleunigung	x		x	

Tab. 5-1: Zuordnung der fahrdynamischen Ziele zu Funktionen

6 Simulation

6.1 Grundlagen

6.1.1 Einsatz der Simulation

Für eine erste Überprüfung und Bewertung der entwickelten Regelung wird eine Gesamtfahrzeugsimulation eingesetzt. Vorteile beim Einsatz der Simulation zur Reglerentwicklung sind:

- Schnellerer Vergleich verschiedener Konzepte.
- Virtuelle Reglerentwicklung, bevor Hardware zur Verfügung steht.
- Objektivere Vergleiche, da Fahrereingaben reproduzierbar sind. Im Fahrversuch müssen hierzu aufwendigere Techniken, wie z.B. eine Lenkmaschine verwendet werden.
- Neben Sensorgrößen stehen in der Simulation alle anderen Fahrzeuggrößen als Entwicklungsgrößen zur Verfügung.

Folgende Nachteile der Simulation bestehen:

- Subjektive Bewertung ist nicht direkt möglich, was insbesondere ein Problem bei Systemen darstellt, die Fahrspaß erzeugen.
- Teilweise unzureichende Abbildung der Fahrzeugquerdynamik im Grenzbereich

In Abb. 6-1 ist die in dieser Arbeit verwendete Aufteilung der Entwicklungstätigkeiten zwischen Simulation und Versuch dargestellt.



Abb. 6-1: Einsatz der Simulation in der Funktionsentwicklung

Die Konzeptentwicklung sowie eine Vorabstimmung des Reglers erfolgen in der Simulation. Nach einer Überprüfung im Fahrzeug gibt es rekursive Phasen, in denen Änderungen wiederum in der Simulation bewertet werden. Nach der Applikation im Fahrzeug kann der Regler für weitere Untersuchungen in der Simulation genutzt werden. So können in der Simulation Vergleichsuntersuchungen und Sensitivitätsanalysen mit geringerem Aufwand und einer hohen Reproduzierbarkeit durchgeführt werden.

Aufgrund der genannten Vorteile erfolgt ein Teil der objektiven Bewertung der in dieser Arbeit umgesetzten Regelstrategie anhand von Simulationsergebnissen.

6.1.2 Simulationsumgebung

Die Simulationen sowie die Reglerentwicklung erfolgen mit dem Programmpaket MATLAB/Simulink der Firma Mathworks. Zur Gesamtfahrzeugsimulation wird das Programm veDYNA der Firma TESIS verwendet. Dieses Programm enthält ein parametrierbares Gesamtfahrzeugmodell, welches in MATLAB/Simulink eingebunden ist. Das Reifenverhalten wird durch das Reifenmodell TM-Easy beschrieben, vgl. [RIL94]. Weitere Untersuchungen von geregelten Allradsystemen mit dem Simulationsprogramm veDYNA sind in [ELL03] und in [PIN04] beschrieben.

Für die vorliegenden Untersuchungen wurde das verwendete Versuchsfahrzeug, vgl. Kapitel 4.5.1, abgebildet. Erweitert wurde das bestehende Fahrzeugmodell mit offenen Differentialen um ein Überlagerungsdifferential. Das dynamische Verhalten des Überlagerungsdifferentials ist mit einer Totzeit sowie einem Verzögerungsglied 1. Ordnung nachgebildet. Als Mittendifferential ist das momentenfühlende Torsen-Sperrdifferential nachgebildet. Hierzu wird beim Sperrgrad nach folgenden vier Lastfällen unterschieden, vgl. [SAC06]:

- Zug, Momentenverlagerung zur Vorderachse
- Zug, Momentenverlagerung zur Hinterachse
- Schub, Momentenverlagerung zur Vorderachse
- Schub, Momentenverlagerung zur Hinterachse

Es wurde außerdem eine Schnittstelle zur Einbindung des Fahrdynamikreglers geschaffen. Auf Sensormodelle wurde hierbei verzichtet, so dass die Modellgrößen des Fahrzeuges als Eingangssignale für den Fahrdynamikregler verwendet werden können. Aus diesem Grund wird der Block Signaldatenaufbereitung nicht mit in die Simulation eingebunden. Eine Filterung der Eingangssignale erfolgt aber trotzdem, um den entstehenden Phasenverzug auch in der Simulation mit abzubilden.

6.1.3 Fahrmanöver und objektive Bewertungskriterien

Für die Beurteilung und den Vergleich des Fahrzeugverhaltens bei bestimmten Fahrmanövern sind geeignete Bewertungskriterien erforderlich. Im Fahrversuch wird häufig eine subjektive Bewertung durch Versuchsfahrer herangezogen. Weiterhin kann in Probandenuntersuchungen eine Bewertung durch eine größere Zahl von Normalfahrern vorgenommen werden. Probandenstudien eignen sich insbesondere für die Sicherheitsseinstufung von Systemen oder die Bewertung von bestimmten Komfortfunktionen. So wurde z.B. in einer Probandenstudie das Sicherheitskonzept der Überlagerungslenkung von BMW validiert, vgl. [NEU03]. Für querdynamische Untersuchungen und die Funktionsentwicklung sind Probandenuntersuchungen in der Regel nicht geeignet.

Zur Beurteilung von Simulationsergebnissen und Messdaten aus dem Fahrversuch wurden objektive Bewertungskriterien entwickelt, die eine fahrdynamische Einordnung und Bewertung eines Fahrzeuges zulassen. Diese Methoden können allerdings nicht das subjektive Empfinden des Fahrers bewerten bzw. ersetzen. Ein Beispiel hierfür ist der 1s-Wert, der für die Bewertung von Lastwechselreaktionen herangezogen wird. Unter anderem ist dieses Zeitfenster von 1 s zu kurz, um das Empfinden des Fahrers vollständig in einem Kennwert abzubilden. Auf den Fahrversuch kann daher und zur Validierung der Simulationsmodelle nicht verzichtet werden. Für die Entwicklung eines Reglerkonzeptes und eine erste Grobabstimmung sind die objektiven Bewertungskriterien aber gut geeignet.

Im Folgenden werden die für die variable Quermomentenverteilung relevanten Fahrmanöver vorgestellt. Dabei wird auf die möglichen Bewertungskriterien und Zielgrößen eingegangen. Vgl. [HEI02], [HEI77] und [ROM84] zu subjektiven und objektiven Bewertungskriterien.

Grundsätzlich kann bei Fahrmanövern zwischen Open Loop und Closed Loop Manövern unterschieden werden, vgl. [WAL00]. Bei Open Loop Manövern ist die Fahrereingabe, also z.B. der Lenkwinkel eine vorgegebene Funktion der Zeit. Ein Beispiel hierfür ist ein Lenkwinkelsprung. Regelungstechnisch handelt es sich also um eine reine Vorsteuerung der Regelstrecke Fahrzeug.

Bei Closed Loop Manövern ist dagegen der Regelkreis Fahrer – Fahrzeug geschlossen. Der Fahrer agiert hierbei als Regler, der das Fahrverhalten, das sich durch seine Aktionen einstellt, als Eingangsgröße für seine Fahreingaben verwendet. Klassisches Beispiel hierfür ist ein doppelter Spurwechsel.

Im Vergleich der Manöver zueinander haben Open Loop Manöver den Vorteil, dass eine bessere Vergleichbarkeit der Ergebnisse gegeben ist, da der Fahrereinfluss eliminiert ist.

Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt

Dieses Manöver nimmt eine zentrale Stellung in dieser Arbeit ein, da die Verminderung des Beschleunigungsuntersteuerns eines der Hauptziele ist, vgl. Kapitel 4.2.1.

Klassischerweise wird das Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt als Open Loop Manöver mit konstantem Lenkradwinkel gefahren. Das bedeutet, es wird aus stationärer Kreisfahrt bei einer festzulegenden Ausgangsquerverbeschleunigung das Lenkrad festgehalten und das Fahrzeug mit definierter Längsbeschleunigung beschleunigt, vgl. [ROM84].

Zur Bewertung gibt es verschiedene Möglichkeiten. Weit verbreitet ist es, die Differenz aus der Gierrate vor dem Beschleunigen und der Gierrate nach 1 s zu vergleichen und über verschiedenen Längsbeschleunigungen aufzutragen. Das Ziel dieser Arbeit besteht in einem möglichst neutralen Verhalten, welches in dem 1s-Diagramm als Gerade eingezeichnet werden kann, vgl. Abb. 6-2.

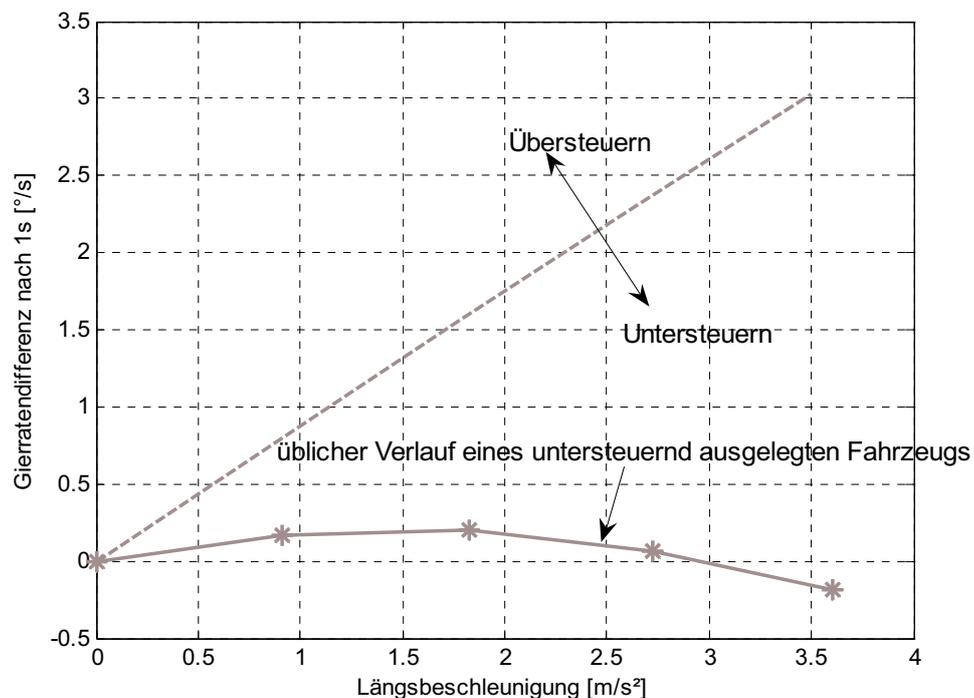


Abb. 6-2: 1s-Wert zur Bewertung des Gierratenverlaufs

Nachteilig am 1s-Wert ist, dass geregelte Systeme unter Umständen ein problematisches Zeitverhalten aufweisen, welches mit der hier beschriebenen Darstellung nicht analysiert werden kann. Aus diesem Grund sollte auch immer der Gierratenverlauf über der Zeit analysiert werden.

In verschiedenen Untersuchungen, z.B. den Simulationsuntersuchungen von Sackl und Mohan [SAC06a], wird das Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt aber auch als Closed Loop Manöver mit dem Ziel der Kurshaltung auf konstantem Kurvenradius realisiert. In diesem Fall dient der Lenkwinkelverlauf als Bewertungsgröße. Ein solches Vorgehen erscheint in dieser Arbeit weniger geeignet, da der Vorteil eines Open Loop Manövers, die Eliminierung des Fahrereinflusses, verloren gehen würde.

Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt

Bei einem Torque Vectoring System sollte der Lastwechsel nicht nur aus stationärer Kreisfahrt sondern auch aus beschleunigter Fahrt untersucht werden. Der Grund besteht in den beschriebenen Zusammenhängen, dass je nach Regelstrategie das durch die Momentenverlagerung entstehende Gierrmoment schlagartig wegfallen kann und dadurch das Lastwechselverhalten des Fahrzeuges verändert wird. Daher werden in dieser Arbeit die beiden Fahrmanöver Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt und Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt zu einem Fahrmanöver zusammengefasst.

Analog zum Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt wird der Lastwechsel als Open Loop Manöver durchgeführt und der Lenkradwinkel konstant gehalten. Zur Bewertung werden ebenfalls die gleichen Kriterien wie beim Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt herangezogen.

Lenkwinkelsprung

Der Lenkwinkelsprung eignet sich zur Untersuchung der Anlenkagilität. Es handelt sich um ein Open Loop Manöver, bei dem üblicherweise vorab der zu stellende Lenkwinkel aus der gewünschten Querbeschleunigung errechnet wird.

Als Beurteilungskriterien können verschiedene Größen aus dem Gierratenverlauf abgeleitet werden. Als Peak-Response-Time wird die Zeit bis zum Erreichen der maximalen Gierrate bezeichnet. Die Überschwingweite der Gierrate über den stationären Endwert wird in Prozent der stationären Gierrate angegeben. Die beiden Kriterien Peak-Response-Time und Überschwingweite sind in Abb. 6-3 dargestellt, vgl. [MIT90].

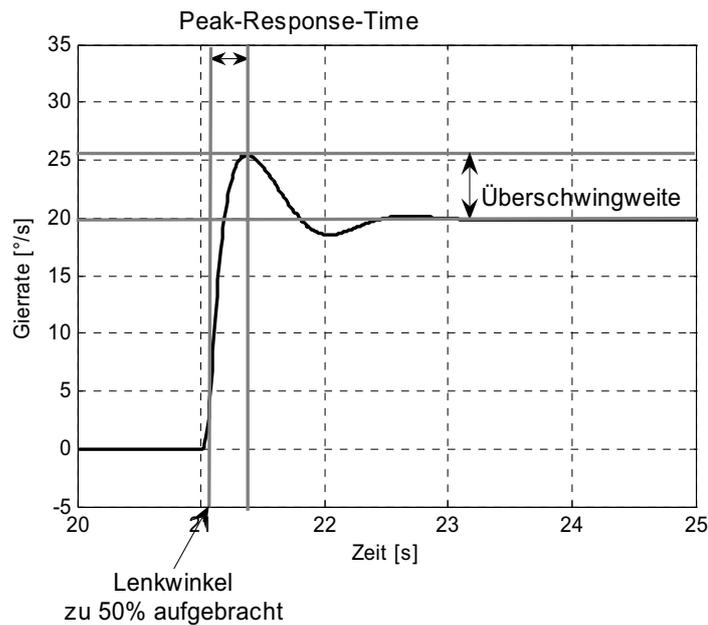


Abb. 6-3: Bewertungskriterien Lenkwinkelsprung [MIT90]

Grundsätzlich ist eine niedrige Peak-Response-Time, also ein schnelles Ansprechen des Fahrzeuges auf Lenkbewegungen sowie ein geringes Überschwingen, also ein stabiles Fahrverhalten, gewünscht. Untersuchungen von Stamer [STA97] haben ergeben, dass ein Fahrzeugverhalten welches dem Lenkwinkel rein proportional folgt, von Fahrern am besten beurteilt wird.

Als zusammengesetzter Wert aus dem stationären und dynamischen Verhalten wurde der TB-Wert als Produkt aus Peak-Response-Time und stationärem Schwimmwinkel definiert, vgl. [LIN73]. Für den TB-Wert ist ebenfalls ein niedriger Wert gewünscht. Für die variable Querverteilung mit Überlagerungsdifferential erscheint dieser Wert aber als weniger geeignet, da stationär das Fahrverhalten grundsätzlich nicht verändert werden soll.

Spurwechsel

Der Spurwechsel dient zur Untersuchung der Fahrzeugstabilität. Kriterien sind hierbei der Lenkaufwand, die maximale Fahrgeschwindigkeit, mit der der Spurwechsel gefahren werden kann, sowie der Verlauf der Gierrate und des Schwimmwinkels über der Zeit.

Eine hohe Ein- und Ausfahrgeschwindigkeit sowie wenig Lenkaufwand zum Korrigieren von Gierüberschwingern zeichnen ein stabiles Fahrzeug aus. Ein niedriger Schwimmwinkel verbessert die Beherrschbarkeit des Fahrzeuges.

6.2 Simulationsergebnisse

6.2.1 Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt mit anschließendem Lastwechsel

In Abb. 6-4 ist das Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt mit einer Anfangsquerbeschleunigung von 4 m/s^2 dargestellt. In dieser Arbeit wird die Vorzeichenkonvention verwendet, dass alle Fahrzeuggrößen bei Fahrt einer Linkskurve positiv sind. Die Momentenverlagerung des Überlagerungsdifferentials ist nach links mit positiven, nach rechts mit negativen Werten belegt. Für alle Manöver werden im Folgenden die wichtigsten Größen zur Beschreibung des Fahrmanövers und Fahrzeugverhaltens über der Zeit dargestellt. Dies sind der Lenkwinkel, die Gierrate, die Querbeschleunigung, die Fahrgeschwindigkeit sowie das durch das Überlagerungsdifferential verlagerte Moment. Je nach Fahrmanöver wird zusätzlich noch der Schwimmwinkel oder das Motormoment angegeben. Bei allen Manövern wird das Fahrzeug mit variabler Querverteilung (schwarze Linie) mit einem passiven Fahrzeug mit offenen Achsdifferentials (graue Linie) verglichen.

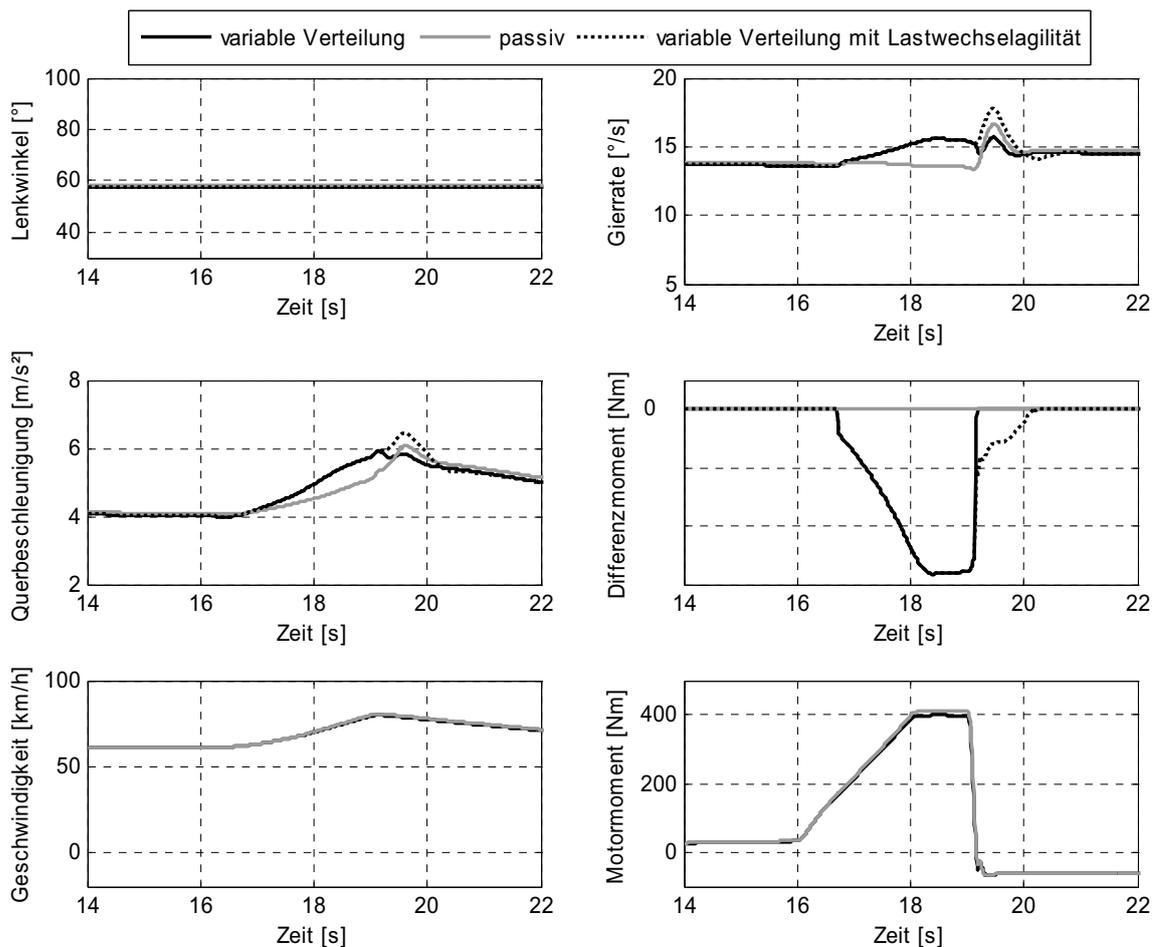


Abb. 6-4: Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt im Handlingbereich (Radius=70 m, Ausgangsquerbeschleunigung= 4 m/s^2 , trockener Asphalt)

In Abb. 6-4 zeigt sich, dass das Fahrzeug mit variabler Momentenverteilung an der Hinterachse während des Beschleunigens eine größere Gierrate und Querbewegung aufbaut und damit bei gleicher Fahrgeschwindigkeit einen engeren Radius fährt.

Anhand des Gierraten- und Querbewegungsverlaufs kann erkannt werden, dass die eindrehende Lastwechselreaktion bei 19 s des Fahrzeuges mit variabler Querverteilung (schwarze Linie) gegenüber dem des passiven Fahrzeuges (graue Linie) stark verringert ist. Dieser Effekt entsteht durch das beim Lastwechsel wegfallende eindrehende Giermoment, wenn die Vorsteuerung Moment proportional zum Motormoment verlagert. Diese verringerte Lastwechselreaktion im Handlingbereich würde dem Fahrer das Gefühl eines weniger sportlichen Fahrzeuges vermitteln. Verhindern lässt sich dies, indem nach dem Lastwechsel noch für eine bestimmte Zeit ein eindrehendes Moment aufrechterhalten wird, welches dann langsam reduziert wird. Dieses Vorgehen ist in Abb. 6-4 als Variante der variablen Verteilung durch eine gepunktete Linie dargestellt und mit Lastwechselagilität bezeichnet.

In Abb. 6-5 ist das neutralere Fahrverhalten mit variabler Momentenverteilung noch einmal anhand des in Kapitel 6.1.3 hergeleiteten 1s-Wertes dargestellt. Es zeigt sich, dass das unregulierte Fahrzeug bei allen Längsbeschleunigungen deutlich untersteuert. Das Fahrzeug mit variabler Momentenverteilung erreicht das gewünschte neutrale Verhalten.

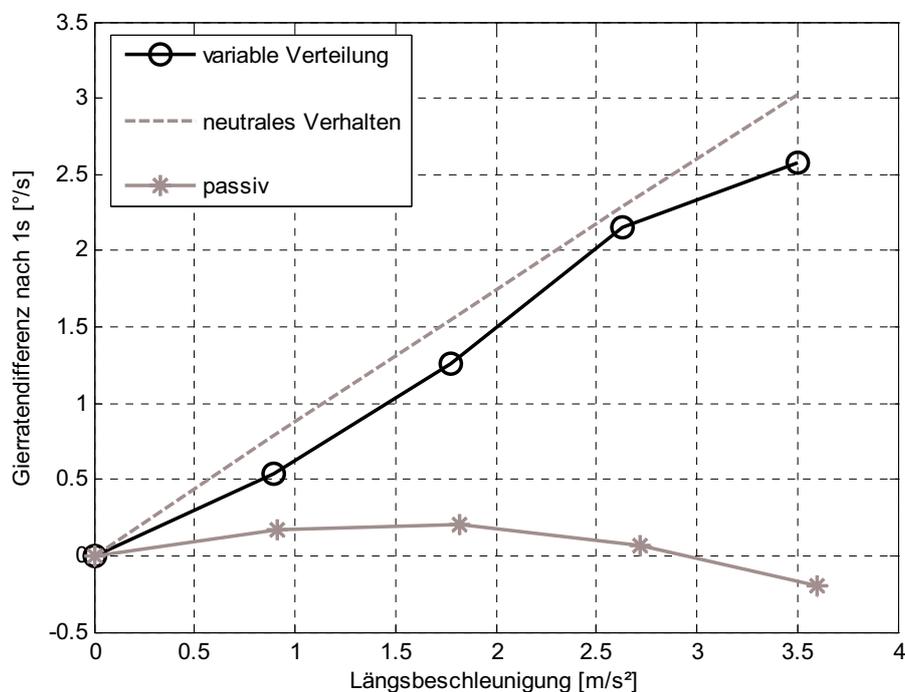


Abb. 6-5: 1s-Wert beim Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt im Handlingbereich (Radius=70 m, Ausgangsquersbeschleunigung=4 m/s², trockener Asphalt)

Das Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt mit einer Anfangsquerbeschleunigung von 7 m/s^2 bis in den Grenzbereich ist in Abb. 6-6 dargestellt.

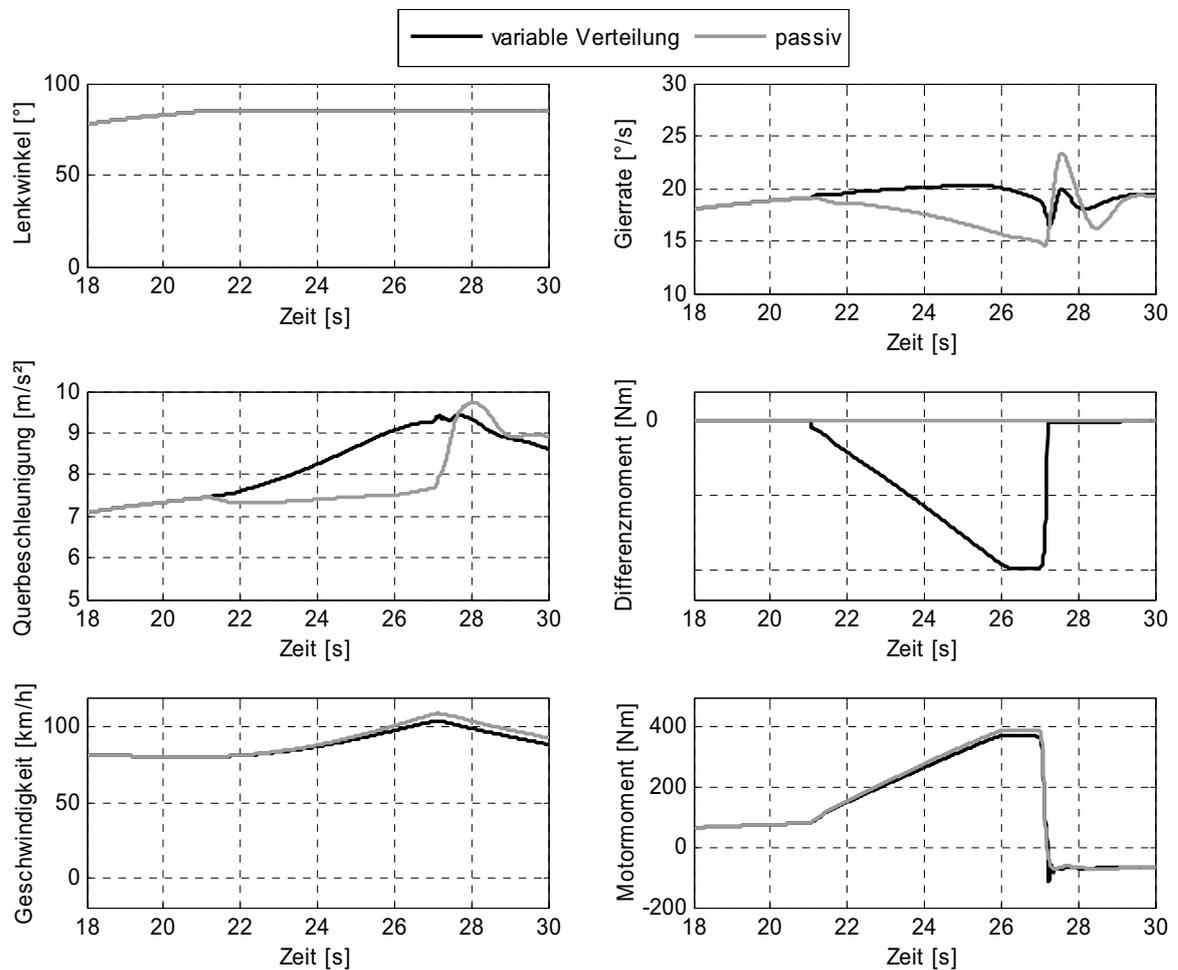


Abb. 6-6: Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt im Grenzbereich (Radius=70 m, Ausgangsquerbeschleunigung= 7 m/s^2 , trockener Asphalt)

Auch bei diesem Manöver zeigt sich, dass das Beschleunigungsuntersteuern deutlich reduziert werden kann. Gegenüber dem passiven Fahrzeug kann mit der variablen Momentenverteilung eine größere Gierrate sowie mehr Querbeschleunigung aufgebaut werden. So steigert das Fahrzeug mit variabler Momentenverteilung während dem Beschleunigen kontinuierlich die Querbeschleunigung bis auf über 9 m/s^2 . Die Querbeschleunigung des passiven Fahrzeuges verbleibt dagegen konstant bei ca. $7,5 \text{ m/s}^2$. Zusammen mit der steigenden Fahrgeschwindigkeit zeigt dies, dass sich der gefahrene Kurvenradius des passiven Fahrzeuges vergrößert, das Fahrzeug also nach kurvenaußen schiebt.

Der Lastwechsel des Fahrzeuges mit variabler Momentenverteilung (bei 27 s) ist auch im Grenzbereich genau wie im Handlingbereich gegenüber dem passiven Fahrzeug weniger eindrehend und nachschwingend, wodurch im Grenzbereich eine Verbesserung der Fahr-sicherheit erreicht wird. Auf eine Verstärkung des Lastwechsels, wie diese im Handlingbereich umgesetzt ist, wird daher im Grenzbereich verzichtet.

Erwähnenswert ist noch, dass das passive Fahrzeug eine geringfügig höhere Längsbeschleunigung und damit Fahrgeschwindigkeit erreicht. Hierfür sind neben den Kupplungsverlusten die Reifenverluste verantwortlich, die mit steigender Kraftschlussausnutzung der Hinterachse und damit steigender Querbewegung des Fahrzeuges zunehmen.

6.2.2 Lenkwinkelsprung

In Abb. 6-7 sind die Ergebnisse eines 90° Lenkwinkelsprungs aus 80 km/h dargestellt.

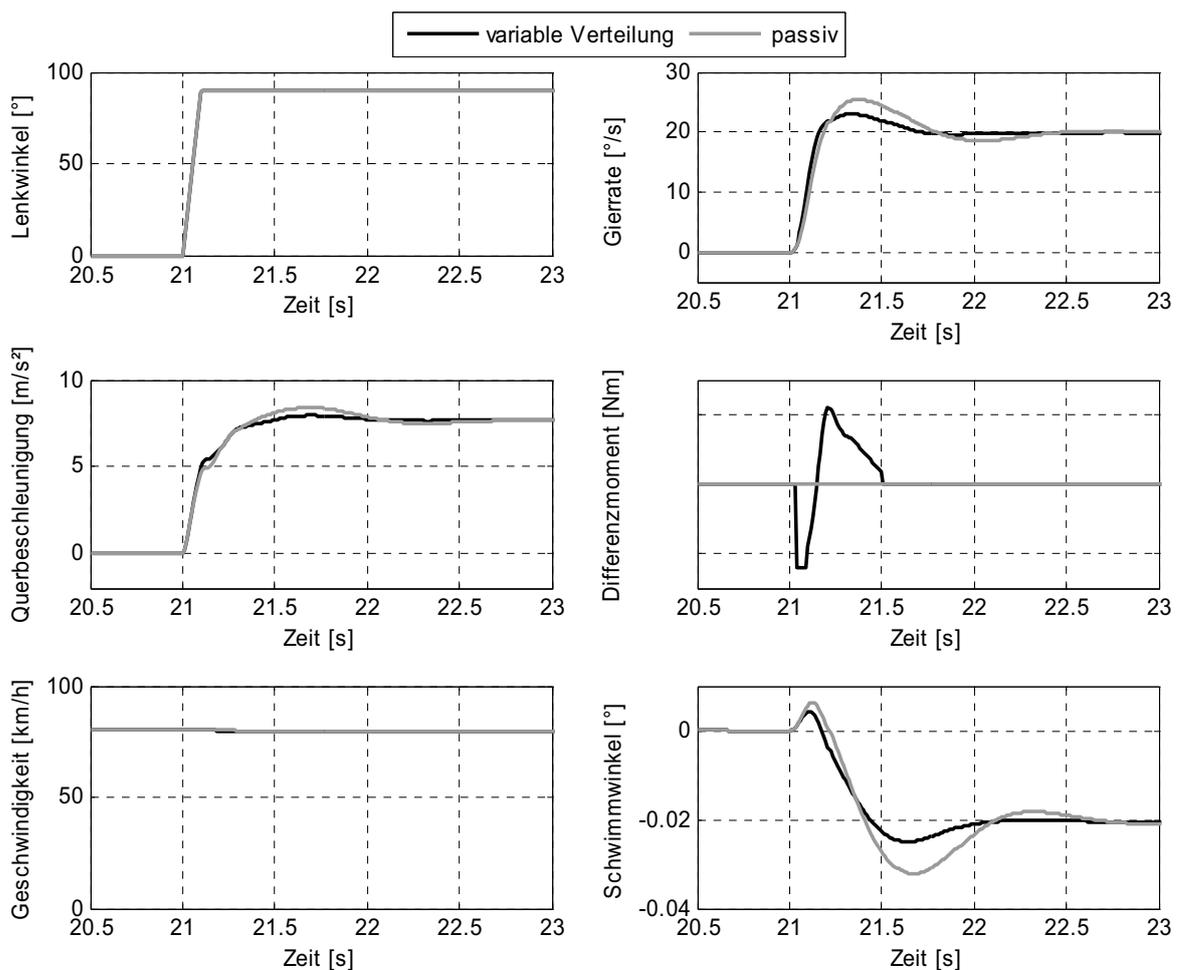


Abb. 6-7: 90° Lenkwinkelsprung (Querbewegung=7,5 m/s², trockener Asphalt)

Es wird eine stationäre Querbeschleunigung von $7,5 \text{ m/s}^2$ erreicht. Der Gierratenaufbau ist zusätzlich in Abb. 6-8 vergrößert dargestellt. Es zeigt sich, dass der Gierratenaufbau durch die Momentenverteilung nach außen schneller erfolgt und damit die Peak-Response-Time verkürzt werden kann. Weiterhin kann durch den nachfolgenden Übersteuereingriff mit einer Momentenverlagerung auf das innere Rad das Überschwingen und Nachschwingen der Gierrate gegenüber dem passiven Fahrzeug verringert werden. Der maximal auftretende Schwimmwinkel kann hierdurch ebenfalls verringert werden.

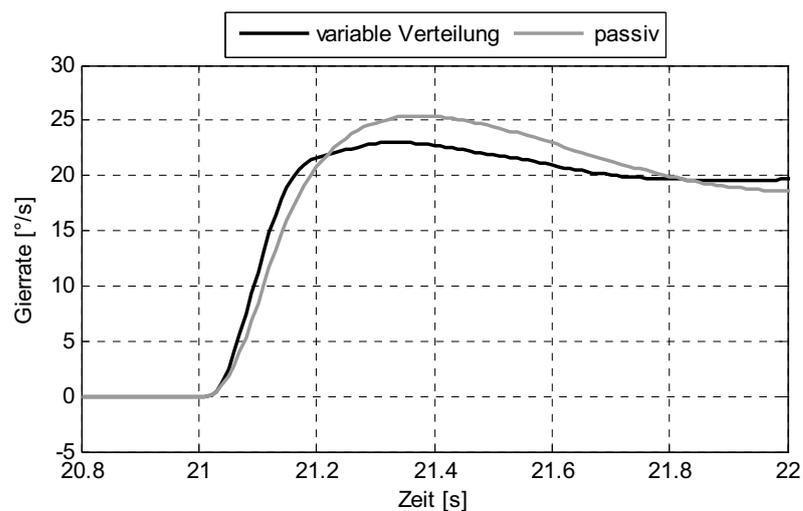


Abb. 6-8: Gierratenaufbau beim 90° Lenkwinkelsprung (Endquerbeschleunigung= $7,5 \text{ m/s}^2$, trockener Asphalt)

6.2.3 VDA-Spurwechsel

In Abb. 6-9 ist die Fahrstrecke des simulierten VDA-Spurwechsels dargestellt.

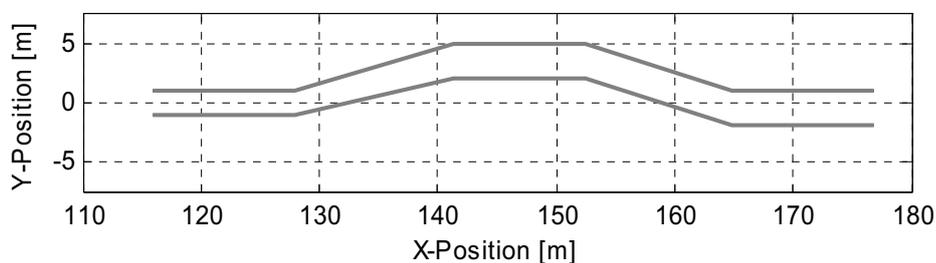


Abb. 6-9: VDA-Spurwechsel [ISO3888]

Die Ergebnisse des VDA-Spurwechsels bei einer Einfahrgeschwindigkeit von 60 km/h sind in Abb. 6-10 zusammengestellt.

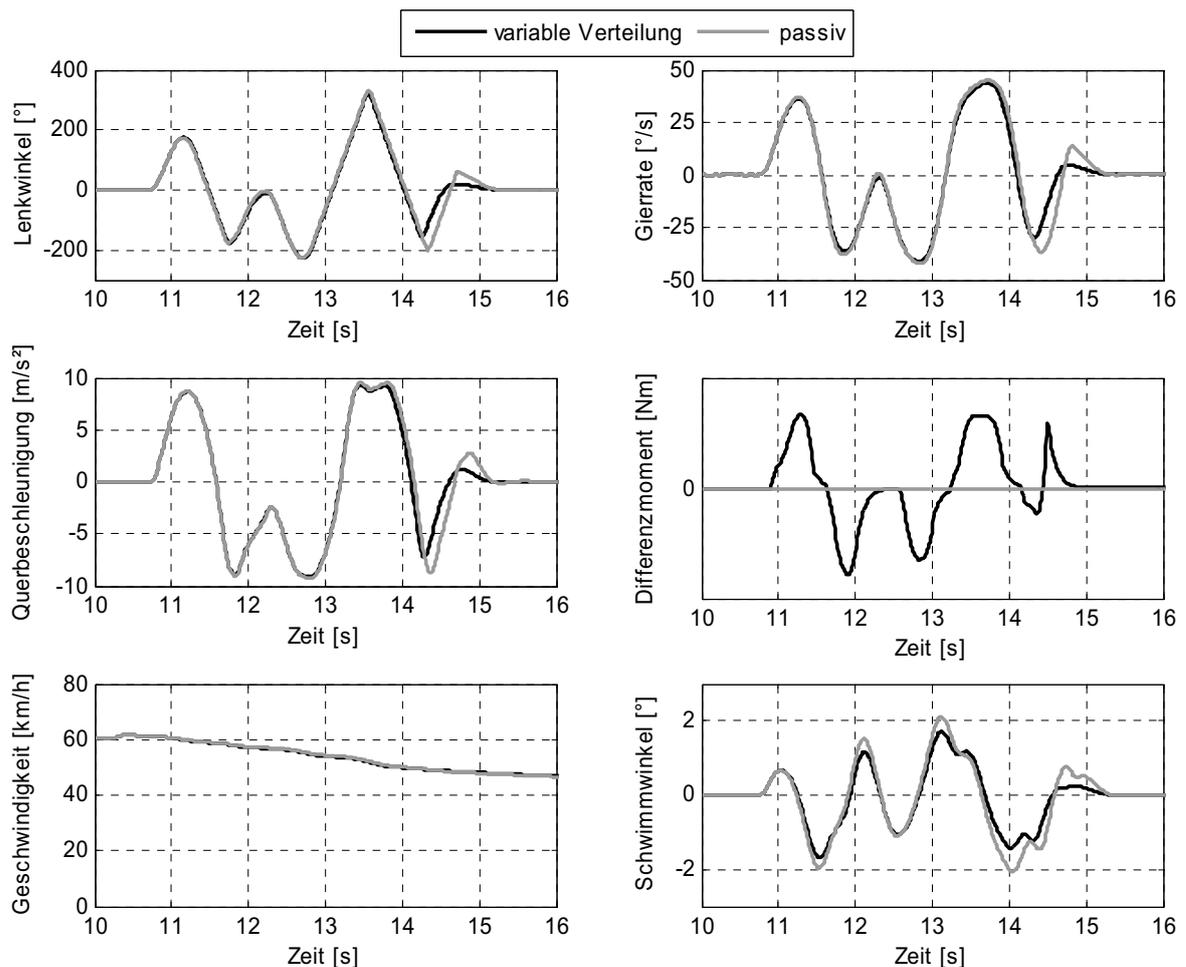


Abb. 6-10: Ergebnisse VDA-Spurwechsel (Einfahrtsgeschwindigkeit=60 km/h, Ausfahrtsgeschwindigkeit=47 km/h, trockener Asphalt)

Als Fahrermodell für dieses Closed Loop Manöver wurde das eines schnell reagierenden, aber ruhig lenkenden Fahrers verwendet.

Es zeigt sich, dass die Fahrzeugstabilisierung durch die variable Momentenverteilung unterstützt werden kann. So baut sich insbesondere in der dritten Gasse (zwischen 14 s und 15 s) ein geringerer Schwimmwinkel auf und der Lenkaufwand zum Ausregeln des Nachschwingens des Fahrzeuges kann verringert werden. Im Gegensatz zum ESP wird dem Fahrzeug durch das Torque Vectoring System keine Energie entzogen, so dass die Ausfahrtsgeschwindigkeit mit und ohne variabler Momentenverteilung gleich ist.

Ingesamt kann diese Stabilitätsregelung den Fahrer aber nur unterstützen. So ist das Gegenlenken des Fahrers weiterhin erforderlich. Verglichen mit anderen Fahrwerkregelsystemen wie ESP oder Überlagerungslenkung ist die Wirkung in einer solchen

Situation als eher gering einzustufen, da aufgrund der hohen Kraftschlussausnutzung der Hinterräder nur begrenzt stabilisierende Kräfte abgesetzt werden können, vgl. 5.2.2.3.

6.3 Erkenntnisse aus der Simulation

In der Simulation konnte gezeigt werden, dass mit dem entwickelten Regelalgorithmus die in Kapitel 4.2.1 aufgestellten Ziele erreicht werden können. So sind Agilitätsverbesserungen sowohl beim Beschleunigen als auch beim Anlenken möglich.

Beim Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt verbleibt das Fahrzeug auf einem engeren Radius und baut daher schneller Gierrate und Querb beschleunigung auf. Auch die maximal erreichbare Querb beschleunigung kann signifikant gesteigert werden. Die Fahrzeugreaktion auf Lenkbewegungen erfolgt schneller und weniger überschwingend.

Geringere Verbesserungen im Vergleich zu den Agilitätssteigerungen konnten bei der Fahrzeugstabilisierung während eines Spurwechsels nachgewiesen werden.

In Tab. 6-1 sind die Erkenntnisse aus der Simulation zusammengefasst.

Fahrmanöver	Abbildung	Erkenntnis
Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt im Handlingbereich	Abb. 6-4, Abb. 6-5	<ul style="list-style-type: none"> • Schnellerer Aufbau von Gierrate und Querb beschleunigung. • Fahrzeug verbleibt auf engerem Radius. • Lastwechselerhalten kann gezielt beeinflusst werden.
Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt im Grenzbereich	Abb. 6-6	<ul style="list-style-type: none"> • Schnellerer Aufbau von Gierrate und Querb beschleunigung. • Fahrzeug verbleibt auf engerem Radius. • Eine höhere maximale Querb beschleunigung wird erreicht. • Zusätzliche Lastwechseldämpfung ist nicht erforderlich.
Lenkwinkelsprung	Abb. 6-7, Abb. 6-8	Schnellerer Gierratenaufbau bei geringerem Überschwingen.
VDA-Spurwechsel	Abb. 6-9, Abb. 6-10	<ul style="list-style-type: none"> • Verringerung des Schwimmwinkels. • Stabilisierungspotential ist deutlich geringer als das Potential zur Agilitätssteigerung.

Tab. 6-1: Zusammenfassung der Erkenntnisse aus der Simulation

7 Fahrversuch

Die grundsätzliche Funktionsweise des Regelalgorithmus ist mit Hilfe der Simulation aufgezeigt worden. Anhand von exemplarischen Fahrversuchen soll nun nachgewiesen werden, dass die simulierten positiven Fahreigenschaften im Fahrzeug ebenfalls vorhanden sind. Zusätzlich wird die fahrdynamische Wirkung auf Niedrigreibwert dargestellt.

7.1 Hochreibwert

Das Manöver Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt wird für den Fahrversuch ausgewählt, weil es als Open Loop Manöver einen Vergleich zur Simulation zulässt. Das Ziel besteht nicht darin, identische Ergebnisse zu erzielen, vgl. Kapitel 6.1.1 bzgl. der Grenzen der Simulation, sondern zu zeigen, dass die in der Simulation dargestellten fahrdynamischen Verbesserungen durch die variable Antriebsmomentenverteilung im Fahrzeug in vergleichbarer Weise vorhanden sind.

Außerdem soll mit einer Handlingkursfahrt gezeigt werden, dass Verbesserungen nicht nur bei synthetischen Manövern möglich sind. Für die Bewertung sind, neben den in Kapitel 6.1.3 aufgestellten, zusätzliche Kriterien erforderlich. Anhand des Geschwindigkeits- und Querschleunigungsverlaufs über dem Weg und der Zeit kann dargestellt werden, welche Vorteile sich bei Kurvenfahrt erzielen lassen und welche Auswirkung dies auf die Rundenzeit hat. Weiterhin wird als Maß für den Lenkaufwand der Betrag des Lenkwinkels über der Zeit integriert. Die Handlingkursfahrten werden sowohl mit aktiviertem als auch mit deaktiviertem ESP gefahren. Ohne ESP kann die reine Systemperformance bewertet werden. Mit ESP kann überprüft werden, ob wirklich ein Zusatznutzen mit Torque Vectoring als weiterem Regelsystem erzielt werden kann.

7.1.1 Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt

In Abb. 7-1 ist das aus der Simulation bekannte Manöver Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt mit einer Anfangsquerschleunigung von 4 m/s^2 dargestellt. Es zeigen sich die gleichen Effekte wie auch in der Simulation, vgl. Abb. 6-4 in Kapitel 6.2.1. Das Fahrzeug mit variabler Querverteilung baut mehr Gierrate und Querschleunigung auf und kann so das Beschleunigungsuntersteuern reduzieren.

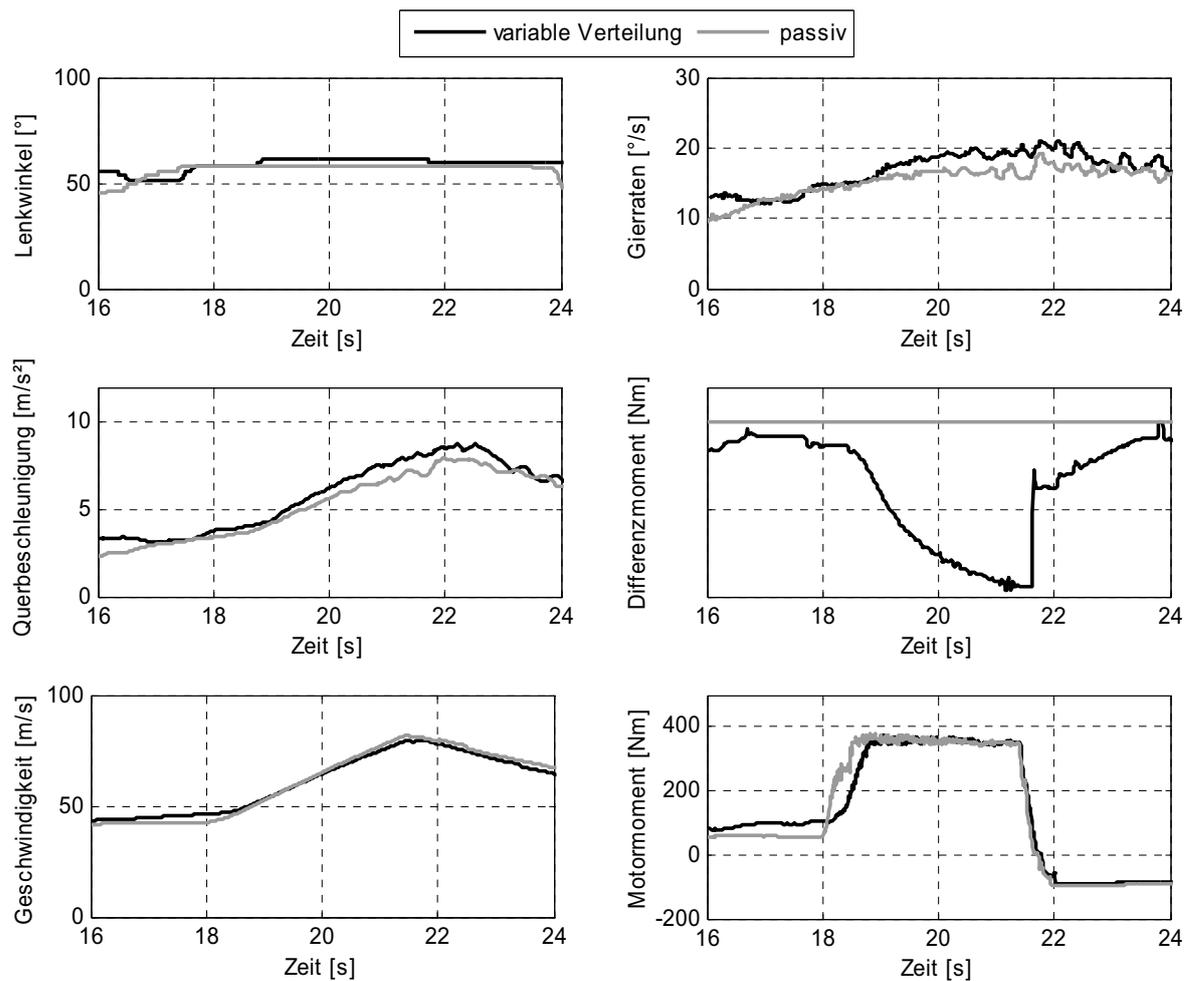


Abb. 7-1: Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt im Handlingbereich (Radius=50 m, Ausgangsquerbeschleunigung=4 m/s², trockener Asphalt)

In Abb. 7-2 ist eine beschleunigte Kreisfahrt bis in den Grenzbereich dargestellt. Es zeigt sich analog zur Simulation, vgl. Abb. 6-6, dass mit der variablen Querverteilung auch im Grenzbereich das Beschleunigungsuntersteuern vermindert und eine höhere Querbeschleunigung erreicht werden kann.

Der Fahrversuch bestätigt weiterhin, dass eine zusätzliche Lastwechseldämpfung nicht erforderlich ist. So ist die eindrehende Lastwechselreaktion (nach 22 s) des Fahrzeuges mit variabler Momentenverteilung aufgrund des wegfallenden eindrehenden Giermomentes des Überlagerungsdifferentials weniger ausgeprägt als beim passiven Fahrzeug.

Analog zur Simulation zeigt sich anhand des Geschwindigkeitsverlaufs, dass das Fahrzeug mit variabler Momentenverteilung aufgrund der Getriebe- und Reifenverluste bei gleichem Motormoment langsamer beschleunigt.

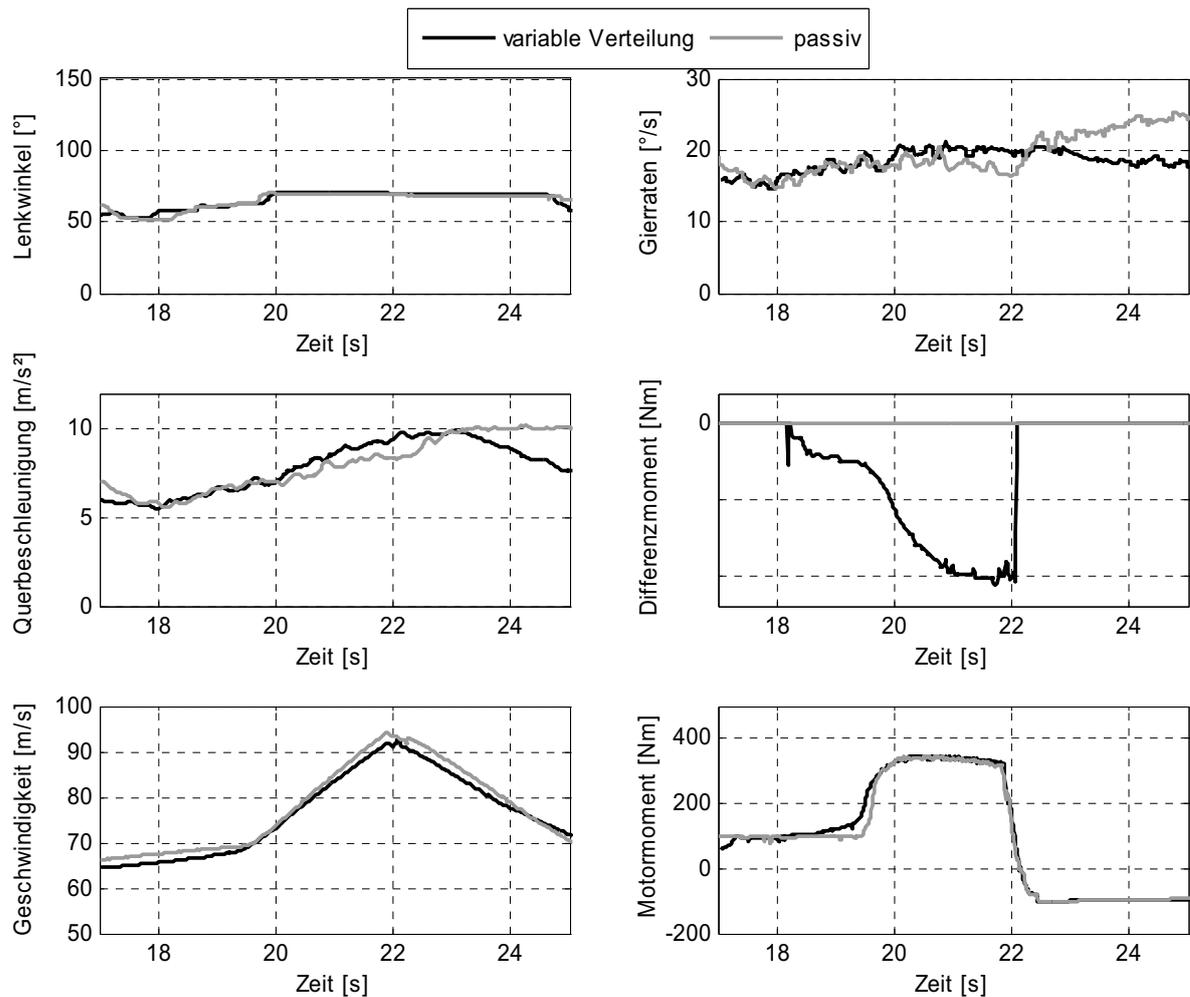


Abb. 7-2: Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt im Grenzbereich (Radius=50 m, Ausgangsquerbeschleunigung=7 m/s², trockener Asphalt)

Zusammenfassen lässt sich, dass diese Versuchsergebnisse die Simulationsergebnisse bestätigen. Sowohl in der Simulation als auch im Fahrversuch treten beim Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt die gleichen Effekte auf.

7.1.2 Handlingkursfahrt

Es handelt sich um einen engen Handlingkurs, der im 2. und 3. Gang gefahren wird. Der engste Radius beträgt ca. 16 m. Der Asphalt war für die Messungen trocken. Es wurde ein geübter Fahrer ausgewählt.

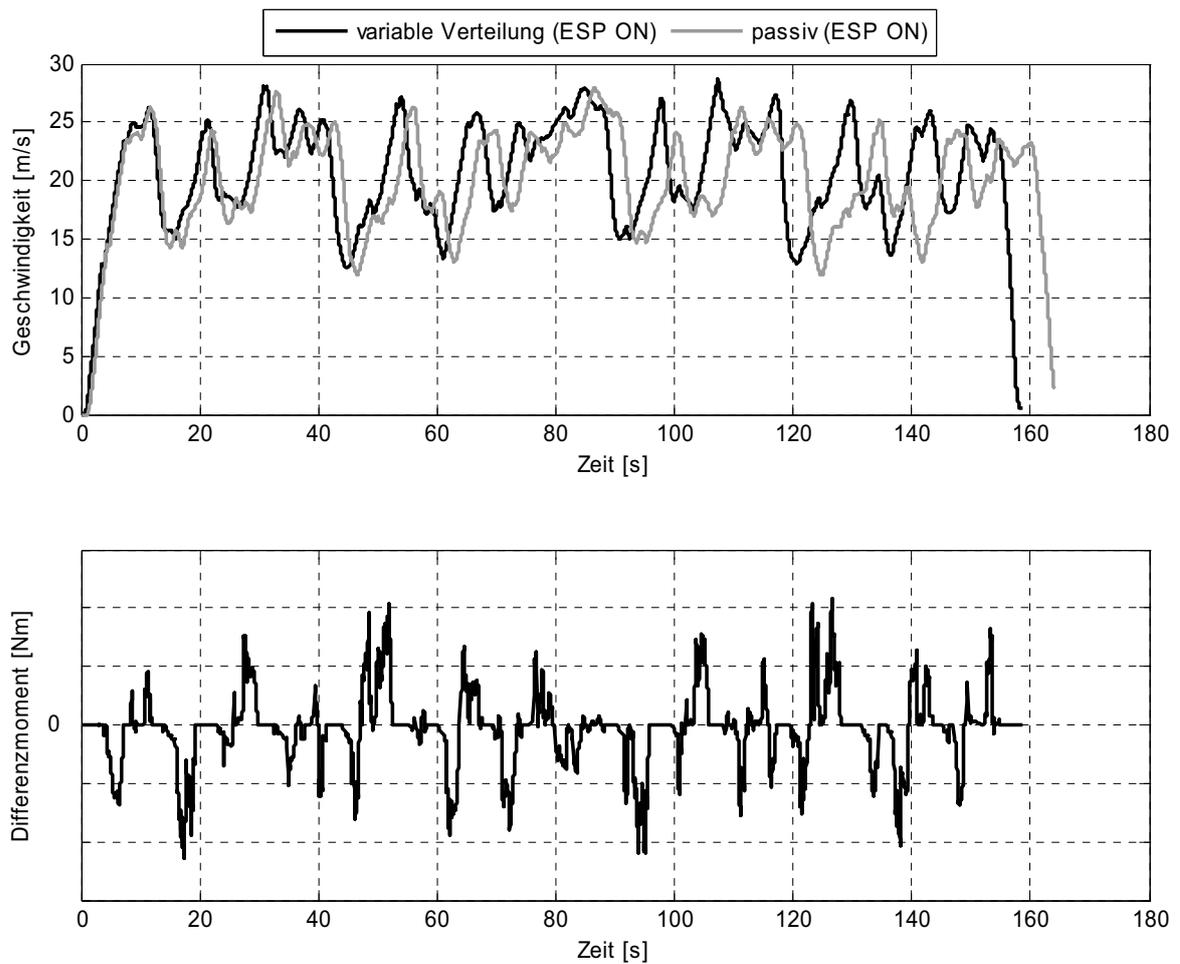


Abb. 7-3: Handlingkurs mit ESP aufgetragen über der Zeit (trockener Asphalt)

Es zeigt sich in Abb. 7-3 anhand der über der Zeit aufgetragenen Geschwindigkeit, dass ein solcher Handlingkurs mit variabler Momentenverteilung und aktiviertem ESP schneller als ohne variable Momentenverteilung befahren werden kann (hier 7 s auf zwei Runden). Neben der Fahrgeschwindigkeit ist das Differenzmoment dargestellt. In Abb. 7-4 sind die Fahrgeschwindigkeit und die Querschleunigung zusätzlich über dem Weg aufgetragen. Hierbei zeigt sich, dass mit der variablen Momentenverteilung tatsächlich höhere Querschleunigungen erreicht werden können. Daneben resultiert die bessere Rundenzeit aus dem neutraleren Fahrverhalten und der besseren Traktion in Kurven, wodurch schon mit der unveränderten ESP-Serienabstimmung deutlich weniger Motoreingriffe der Antriebschlupfregelung (ASR) auftreten.

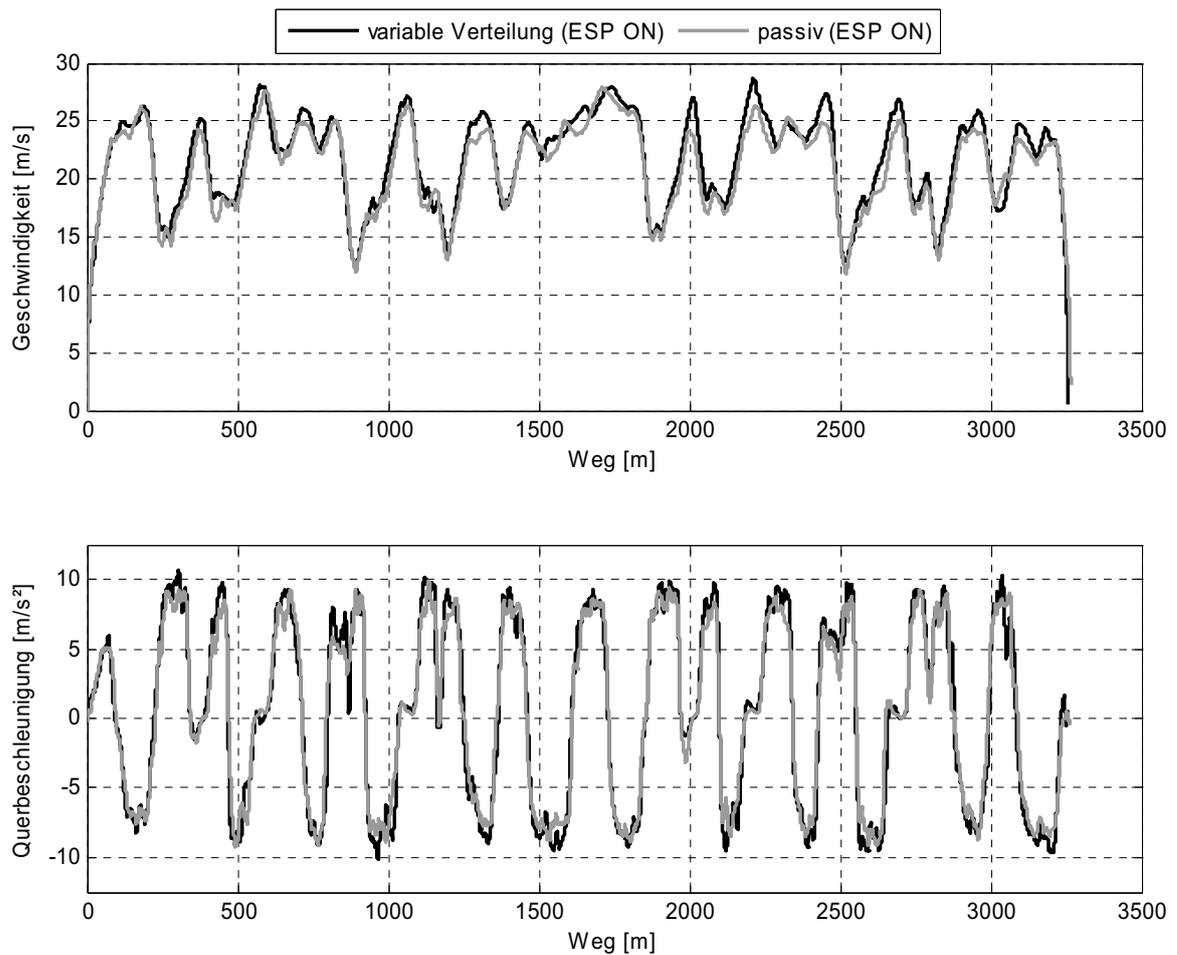


Abb. 7-4: Handlingkurs mit ESP aufgetragen über dem Weg (trockener Asphalt)

In Abb. 7-5 und Abb. 7-6 ist der Vergleich noch einmal ohne ESP dargestellt. Der Vorteil der variablen Momentenverteilung in der Rundenzeit fällt ohne ESP geringer aus als mit ESP (hier 4 s auf zwei Runden), da nun auch das passive Fahrzeug nicht mehr durch die ASR-Motoreingriffe im Vortrieb beim Beschleunigen aus Kurven beeinträchtigt wird. Diese Eingriffe konnten durch das neutralere Fahrverhalten mit variabler Momentenverteilung auch schon mit aktiviertem ESP und damit aktivierter ASR stark reduziert werden, vgl. Abb. 7-3 und Abb. 7-4. Ein Vorteil entsteht aber dennoch durch die gesteigerte maximale Querbeschleunigung.

Bei einem Fahrzeug, welches in der Grundabstimmung des Fahrwerks deutlich untersteuernder ausgelegt ist, kann mit einer variablen Momentenverteilung eine noch größere Verbesserung der Rundenzeit erzielt werden, vgl. die Simulationen von Mohan et al. [MOH05].

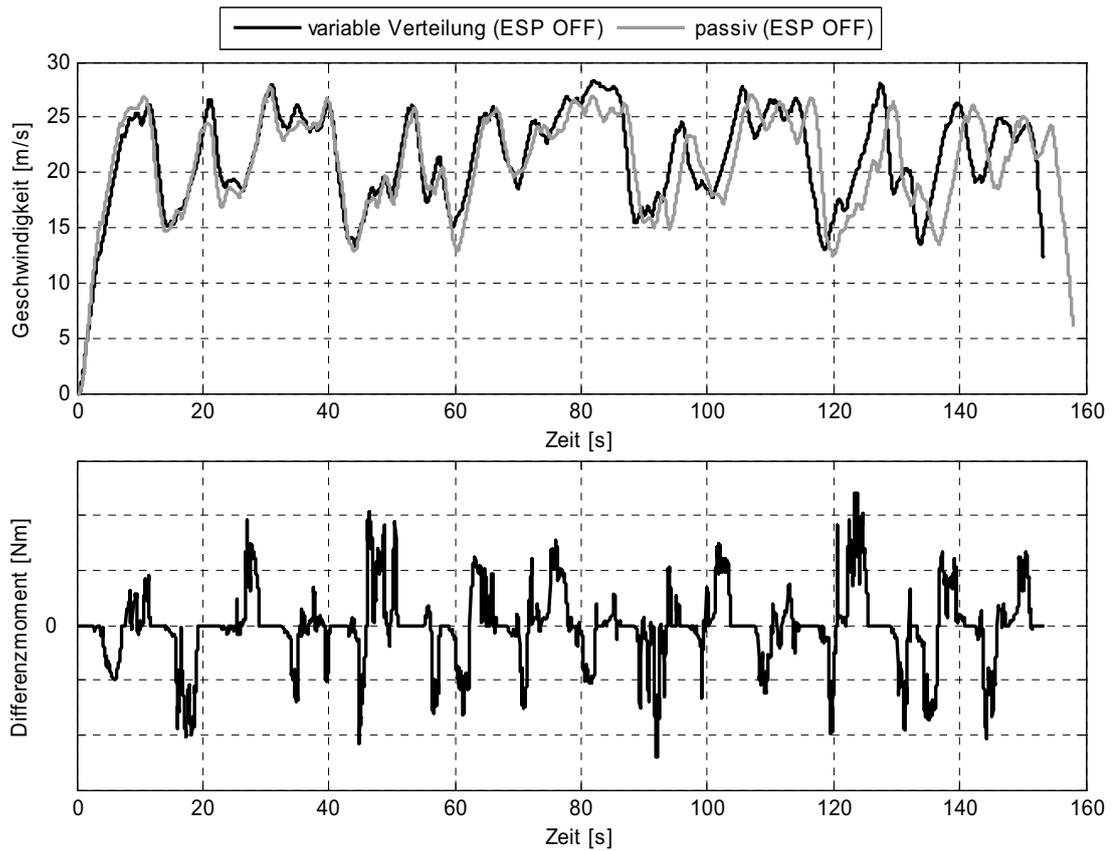


Abb. 7-5: Handlingkurs ohne ESP aufgetragen über der Zeit (trockener Asphalt)

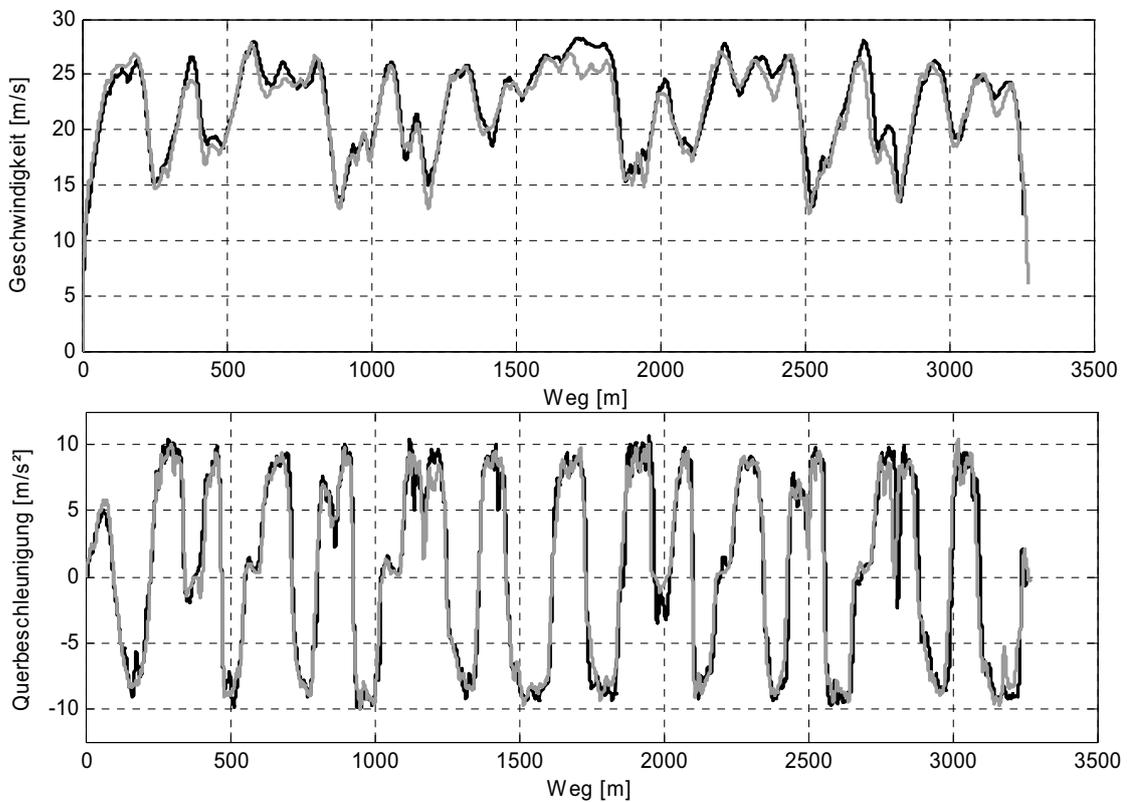


Abb. 7-6: Handlingkurs ohne ESP aufgetragen über dem Weg (trockener Asphalt)

Weiterhin verringert sich durch das neutralere Fahrzeugverhalten der Lenkaufwand. Als Maß hierfür wird der RMS-Wert verwendet, welcher auch als Effektivwert bezeichnet wird, vgl. [MIT97]:

$$z_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T z^2(t) dt} \quad \text{Gl. 7-1}$$

Der auf das passive Fahrzeug mit ESP normierte RMS-Wert ist in Abb. 7-7 aufgetragen.

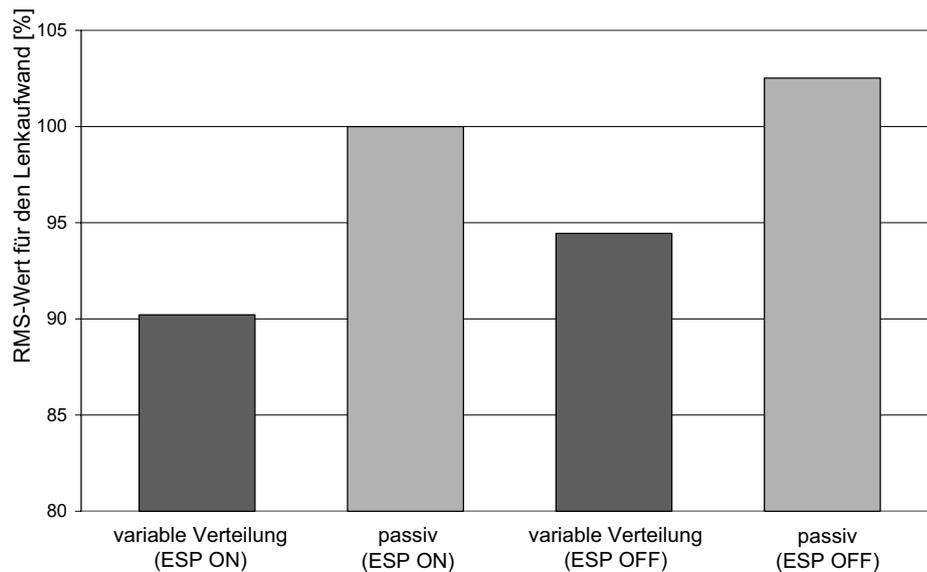


Abb. 7-7: Vergleich des Lenkaufwandes bei Handlingkursfahrt (trockener Asphalt)

Es zeigt sich, dass sowohl bei der Fahrt mit ESP als auch ohne ESP der Lenkaufwand durch die variable Momentenverteilung um ca. 10% reduziert wird. Die variable Momentenverteilung hat weiterhin einen deutlich größeren Einfluss auf den Lenkaufwand als das ESP.

7.2 Niedrigreibwert

Die Wirkung des Überlagerungsdifferentials soll weiterhin auf Niedrigreibwert untersucht werden. Beschleunigungsuntersteuern tritt auf diesem Reibwert mit der hecklastigen 40/60 Auslegung des eingesetzten Torsen-Mittendifferentials ohnehin nicht auf. Dennoch sind Verbesserungen durch die variable Momentenverteilung an der Hinterachse beim Einlenken sowie bzgl. der Fahrzeugstabilität möglich. Die in Kapitel 6.1.3 vorgestellten Bewertungskriterien werden auch zur Beurteilung des Fahrzeugverhaltens auf Niedrigreibwert verwendet.

7.2.1 Einfacher Spurwechsel

In Abb. 7-8 ist ein an der Stabilitätsgrenze mit einer Fahrgeschwindigkeit von 75 km/h durchgeführter einfacher Spurwechsel dargestellt.

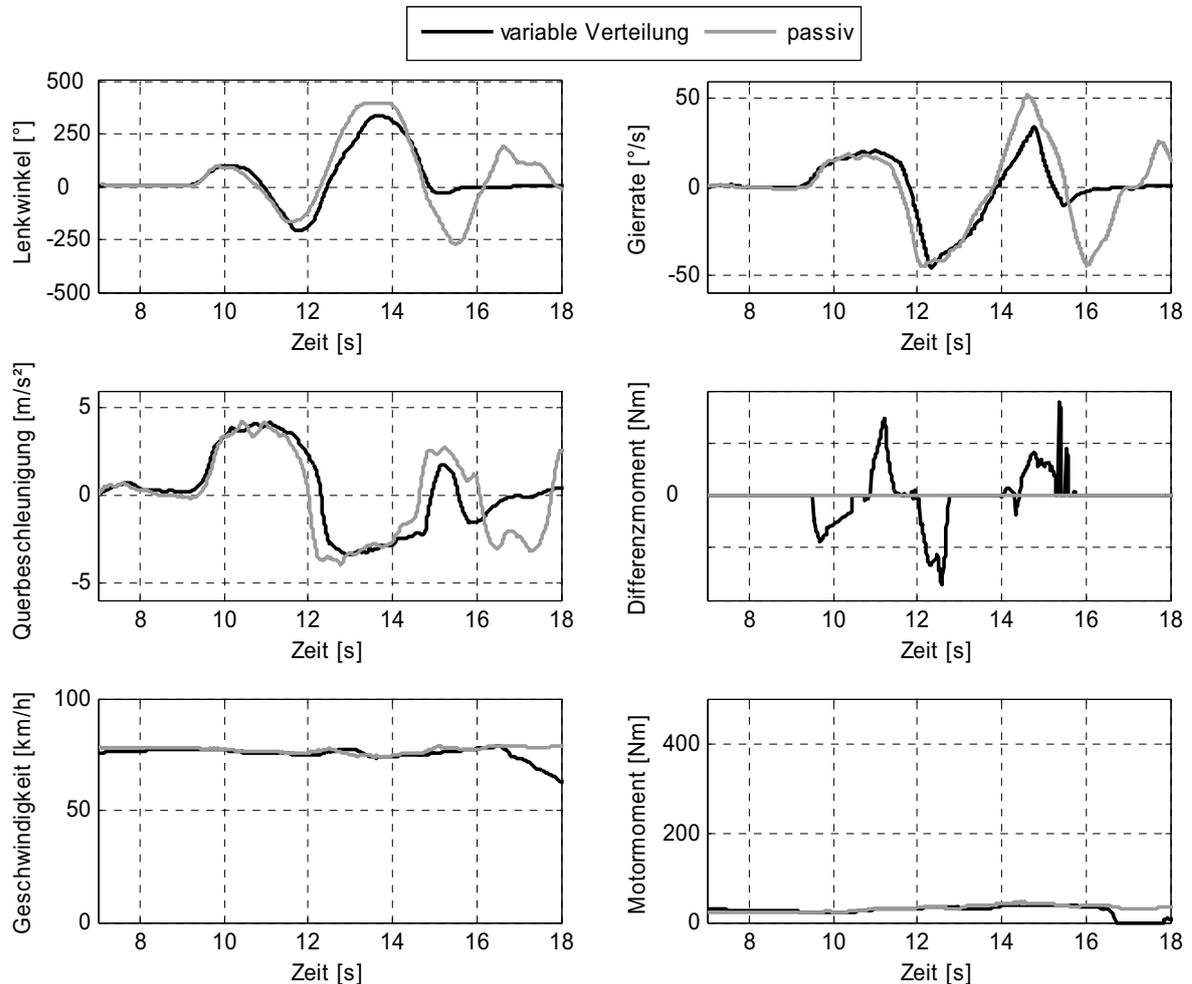


Abb. 7-8: Einfacher Spurwechsel (Geschwindigkeit=80 km/h, Niedrigreibwert $\mu \approx 0,4$)

Hierbei zeigt sich, dass durch die Gierratenregelung die Fahrzeugstabilität auf Niedrigreibwert deutlich verbessert werden kann. Sowohl das Gegenlenken als auch das Nachschwingen des Fahrzeuges können durch die Regelung erheblich reduziert werden.

Wie bereits beschrieben ist die stabilisierende Wirkung der variablen Momentenverteilung an der Hinterachse grundsätzlich aber eingeschränkt. Die aufgezeigte positive Wirkung beim Spurwechsel ergibt sich dadurch, dass bei diesem Fahrmanöver ein Bereich durchfahren wird, in dem der Schräglaufwinkel der Hinterachse einen Nulldurchgang aufweist. In dieser Phase kann dann durch die Momentenverteilung an der Hinterachse das Fahrzeug stabilisiert werden.

Eine Stabilisierung in einer Fahrsituation, bei der das Heck nach kurvenaußen ausbricht, ist nicht möglich, da in einer solchen Situation keine stabilisierenden Kräfte an der Hinterachse abgesetzt werden können. Es besteht dann lediglich die Möglichkeit, den Fahrer beim Abfangen des Gegenpendlers zu unterstützen. Dieser Gegenpendler stellt insbesondere für den durchschnittlichen Fahrer eine kritische Fahrsituation dar. Aus diesem Grund kann die beschriebene Funktion als Verbesserung der Fahrsicherheit angesehen werden.

7.2.2 Einlenken

In Abb. 7-9 ist das Abbiegen an zwei 90° Ecken dargestellt. Dieses Manöver wird bewertet, da es sich um eine auf Niedrigreibwert häufig auftretende Fahrsituation handelt. Es zeigt sich, dass diese Kurve durch eine Momentenverlagerung mit deutlich geringerem Lenkwinkel gefahren kann, wodurch das Fahrzeug agiler wirkt.

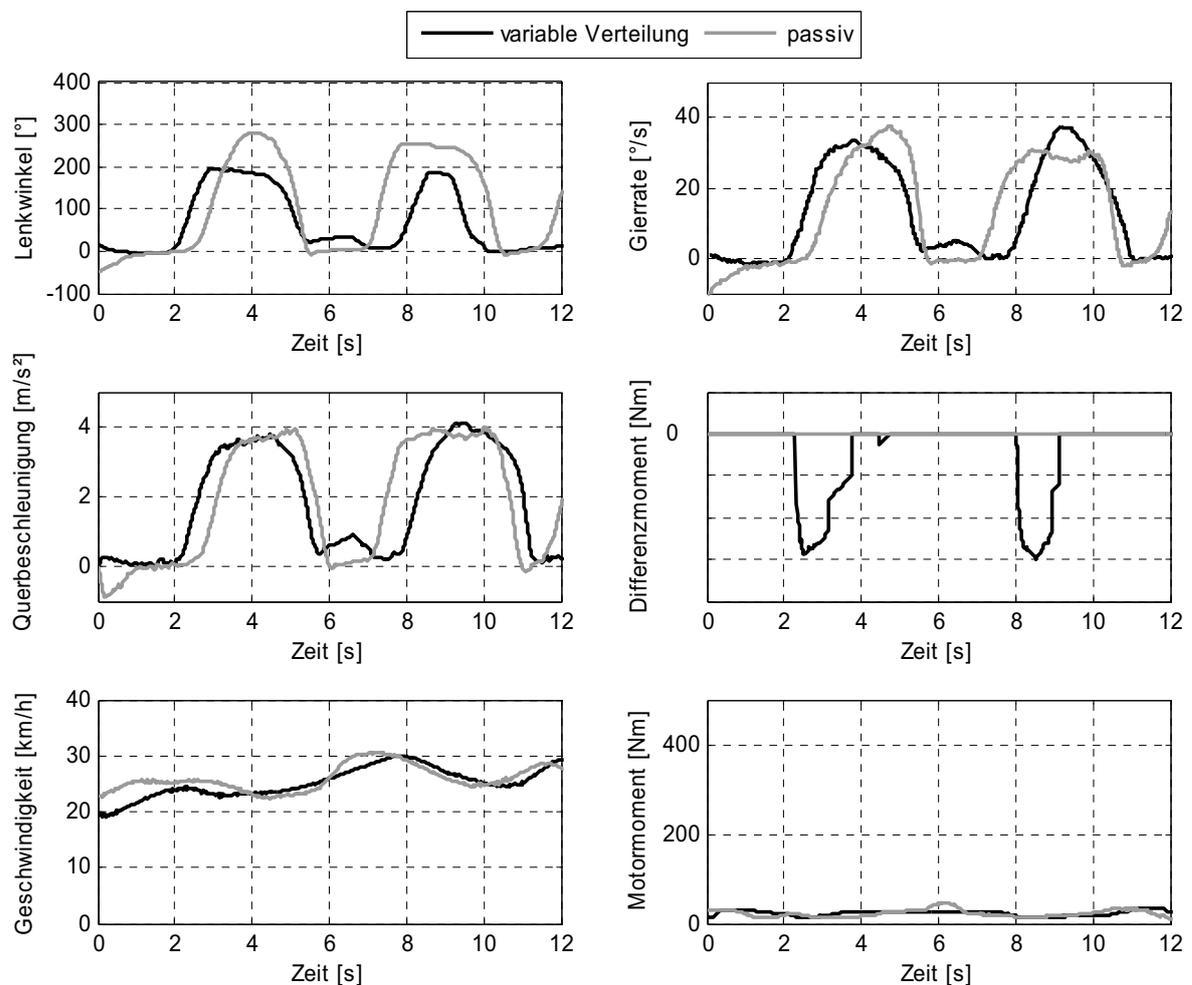


Abb. 7-9: 90° Abbiegen (Geschwindigkeit=25-30 km/h, Niedrigreibwert $\mu \approx 0,4$)

In Abb. 7-10 ist ein Lenkwinkelsprung dargestellt. Es zeigt sich, dass durch die beschriebene Steuerung eine größere Gierrate aufgebaut werden kann und damit Untersteuersituationen frühzeitig vermieden werden können. Allerdings kann beim Zurücklenken im Zeitbereich von 4 s bis 6 s ein Nachschwingen des Fahrzeuges beobachtet werden, welches aber subjektiv als agiles und eindeutiges Verhalten durch den Fahrer wahrgenommen wird.

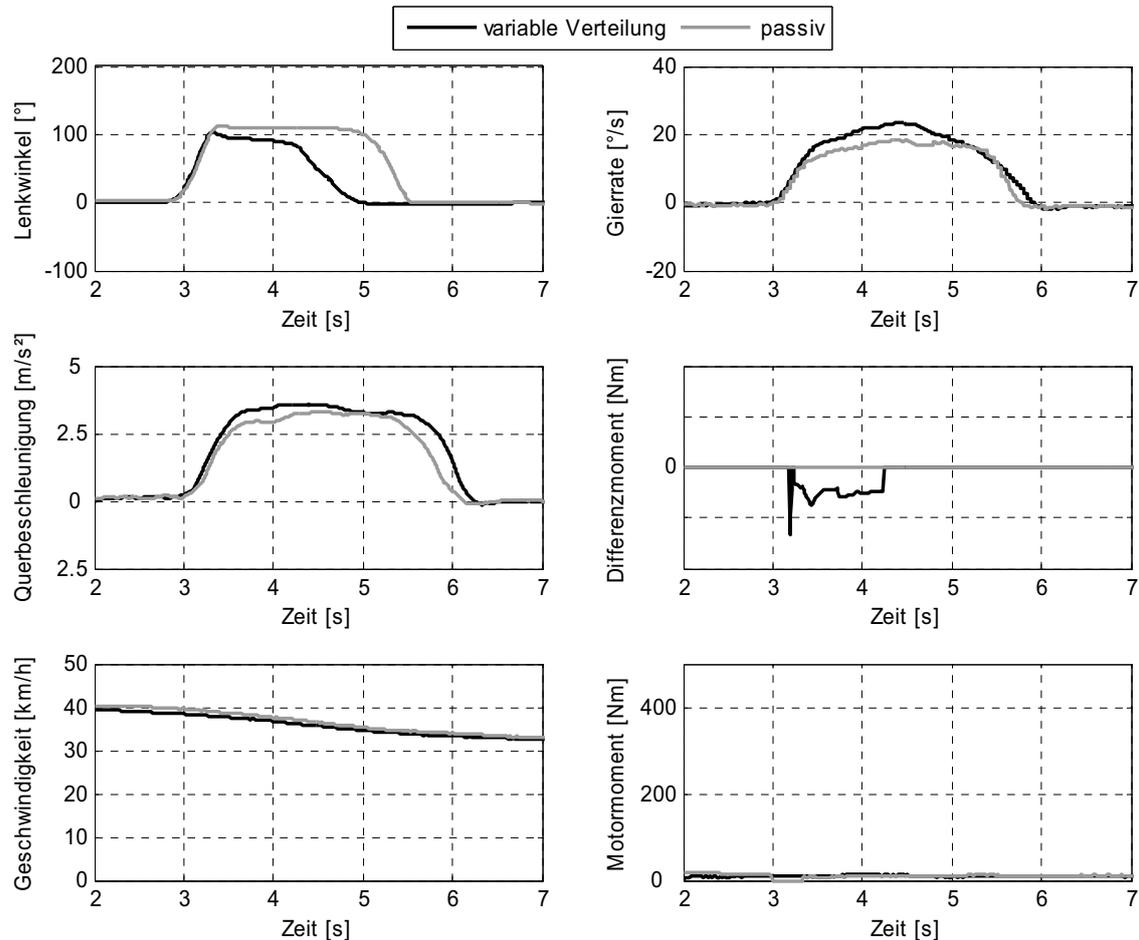


Abb. 7-10: Kurve mit 90° Lenkwinkel (Geschwindigkeit=40 km/h, Niedrigreibwert $\mu \approx 0,4$)

Die umgesetzte Vorsteuerung führt in dieser Situation zum Aufbau von Schwimmwinkel, da die eingestellte Gierrate, die oberhalb der in Gl. 5-20 hergeleiteten Gierrate liegt, nicht mehr stabil gefahren werden kann. Dadurch dreht das Fahrzeug ein und muss durch Zurücklenken wieder abgefangen werden. Der Schwimmwinkel ist in Abb. 7-10 nicht dargestellt. Der Aufbau von Schwimmwinkel ergibt sich aber daraus, dass die Gierrate bei konstanter Querbeschleunigung ansteigt.

Ein weitaus größeres Potential bestünde für das System beim Anlenken folglich im Verbund mit einem System, welches mehr Potential in der Stabilisierung des Fahrzeuges besitzt. Geeignete Systeme wären das ESP und insbesondere eine Überlagerungslenkung.

Kombiniert mit einer Überlagerungslenkung könnte beispielsweise durch die hier dargestellte Momentenverteilung die Gierrate weiter angehoben werden und das darauf folgende Überschwingen mit Hilfe eines Stabilisierungseingriffes der Lenkung abgefangen werden, wie dies auch bei der von Baumgarten [BAU02] weiterentwickelten Vorhaltelenkung geschieht. Wenn der beschriebene Schwimmwinkelaufbau nicht gewünscht ist und keine Vernetzung mit anderen Systemen vorgenommen wird, kann ein Schwimmwinkelaufbau über eine Gierratenregelung ohne Vorsteueranteil verhindert werden. In Abb. 7-11 ist das Fahrzeugverhalten unter Verwendung einer reinen Gierratenregelung dargestellt. Durch die Regelung wird die maximal stabil fahrbare Gierrate eingeregelt und eine höhere Querbeschleunigung erreicht. Ein Nachschwingen des Fahrzeuges wird hierdurch ebenfalls verhindert. Der kurze Anstieg der Gierrate bei ca. 9 s ist auf den Ausstieg des Tempomaten und dem daraus resultierenden Lastwechsel zurückzuführen. Im Vergleich zu einer Vorsteuerung ist der Eingriff der Gierratenregelung allerdings langsamer, da sich erst eine Regeldifferenz aufbauen muss.

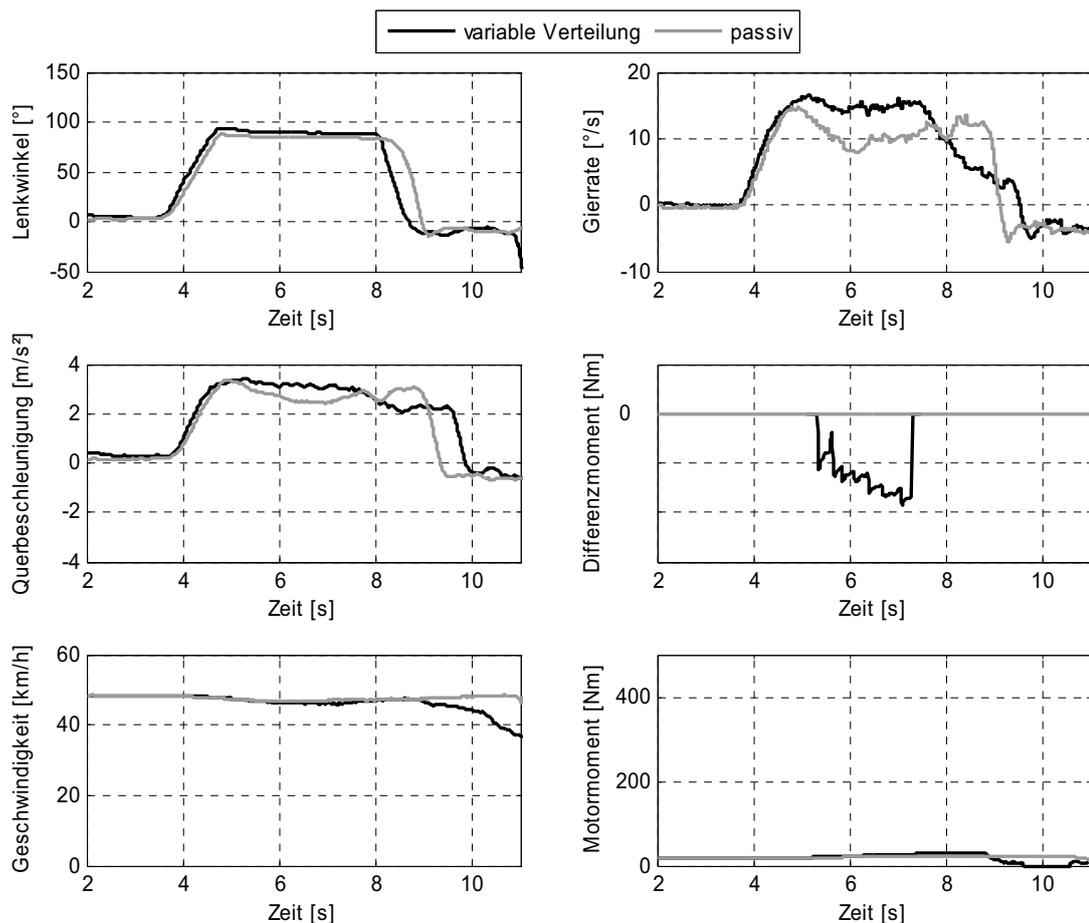


Abb. 7-11: Kurve mit 90° Lenkwinkelsprung und Gierratenregelung
(Geschwindigkeit=50 km/h, Niedrigreibwert $\mu \approx 0,4$)

7.3 Erkenntnisse aus dem Fahrversuch

Das in der Theorie und Simulation vorhandene Potential zur Verbesserung der Fahragilität und der Fahrstabilität konnte im Fahrversuch ebenfalls nachgewiesen werden. Es konnte bestätigt werden, dass das Überlagerungsdifferential ein großes Potential in allen Untersteuersituationen besitzt. Das Stabilisierungspotential in Übersteuersituationen ist aber begrenzt. Ein Unterschied zeigte sich hier zwischen Hoch- und Niedrigreibwert. So ist auf Niedrigreibwert aufgrund der geringeren Radlastdifferenz an der Hinterachse ein größeres Stabilisierungspotential vorhanden. Weiterhin bestätigte sich im Fahrversuch die Erkenntnis aus der Simulation, dass eine zusätzliche Lastwechseldämpfung nicht notwendig ist, da das Lastwechselverhalten gegenüber einem passiven Fahrzeug ohnehin gedämpft ist. Bei einer Handlingkursfahrt konnten die Anzahl der ESP/ASR-Eingriffe sowie der Lenkaufwand deutlich reduziert und die Rundenzeit gesteigert werden.

In Tab. 7-1 sind die Erkenntnisse aus dem Fahrversuch zusammengefasst.

Fahrmanöver	Abbildung	Erkenntnis
Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt im Handlingbereich	Abb. 7-1	<ul style="list-style-type: none"> • Schnellerer Aufbau von Gierrate und Querschleunigung. • Fahrzeug verbleibt auf engerem Radius.
Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt im Grenzbereich	Abb. 7-2	<ul style="list-style-type: none"> • Schnellerer Aufbau von Gierrate und Querschleunigung. • Fahrzeug verbleibt auf engerem Radius. • Eine höhere maximale Querschleunigung wird erreicht. • Lastwechseldämpfung ist nicht erforderlich.
Handlingkurs	Abb. 7-3, Abb. 7-4, Abb. 7-5, Abb. 7-6, Abb. 7-7	<ul style="list-style-type: none"> • Schnellere Rundenzeit durch höhere Querschleunigung. • Reduzierter Lenkaufwand.
Spurwechsel (Niedrigreibwert)	Abb. 7-8	Das Stabilisierungspotential ist auf Niedrigreibwert größer als auf Hochreibwert.
Lenkwinkelsprung (Niedrigreibwert)	Abb. 7-9, Abb. 7-10, Abb. 7-11	Das Anlenkverhalten kann deutlich durch eine Vorsteuerung und Gierratenregelung verbessert werden.

Tab. 7-1: Zusammenfassung der Erkenntnisse aus dem Fahrversuch

8 Vergleich und Vernetzung mit anderen Fahrwerkregelsystemen

8.1 Potentialvergleich mit anderen Fahrwerkregelsystemen

Abschließend sollen die durch eine variable Querverteilung möglichen Verbesserungen der Fahrzeugquerdynamik in Relation zum Potential anderer Fahrwerkregelsysteme gesetzt werden.

In Tab. 8-1 ist das Potential der verschiedenen Fahrwerkregelsysteme anhand einer Matrix für verschiedene Fahrsituationen bewertet. Je größer die Kreise sind, desto mehr Potential besitzt das jeweilige System in der spezifischen Situation. Das Potential der bekannten Fahrwerkregelsysteme ist im Stand der Technik in den Kapiteln 1.2 und 3.2.1 beschrieben.

Diese Tabelle bewertet nur das querdynamische Potential der Systeme. Nicht berücksichtigt sind beispielsweise die Wendekreisreduzierung mit einer Hinterachslenkung, die Traktionsverbesserungen durch Allradssysteme, die variable Lenkübersetzung einer Überlagerungslenkung sowie der Wankausgleich mit einem geregelten Stabilisator. Beim Bremseneingriff wird nur das heute im ESP genutzte Potential bewertet.

Der Torque Splitter ist der Vollständigkeit halber aufgeführt. Die Schwächen eines Torque Splitters im Vergleich zum Überlagerungsdifferential wurden in Kapitel 4.2.2 hergeleitet.

	Agilität beim Beschleunigen		Anlenkagilität		Stabilität		Steigerung der max. Querbeschleunigung	
	μ -high	μ -low	μ -high	μ -low	μ -high	μ -low	μ -high	μ -low
Überlagerungsdifferential								
Torque Splitter								
variable Längsverteilung								
Bremseneingriff								
Hinterachslenkung								
Überlagerungslenkung								
geregelte Stabilisatoren								

Tab. 8-1: Systempotential Fahrwerkregelsysteme

Es zeigt sich, dass das Potential eines Überlagerungsdifferentials in den einzelnen Fahrsituationen auch durch jeweils andere Systeme erreicht werden kann. Kein anderes System weist aber alle Eigenschaften des in dieser Arbeit vorgestellten Torque Vectoring

Systems mit Überlagerungsdifferential an der Hinterachse gleichzeitig auf. So kann das Eigenlenkverhalten (Agilität beim Beschleunigen und Steigerung der maximalen Querbeschleunigung) auf Hochreibwert durch eine geregelte Wankstabilisierung und auf Niedrigreibwert durch eine geregelte Längsverteilung in ähnlicher Weise verbessert werden. Die Anlenkagilität kann durch eine Hinterachslenkung ebenfalls verbessert werden.

Zur Fahrzeugstabilisierung haben sowohl der Bremseneingriff als auch die Überlagerungslenkung ein deutlich größeres Potential. Auch die Hinterachslenkung kann durch die Schwimmwinkelkompensation die Fahrzeugstabilität deutlich verbessern.

Die Fahrzeugstabilisierung und damit die Fahrzeugsicherheit ist aber mit dem heute in fast allen Fahrzeugen serienmäßig verbauten ESP sehr gut gewährleistet, so dass weitere Stabilisierungssysteme nur noch wenig Zusatznutzen bringen können. Betrachtet man noch einmal die vom ESP nicht abgedeckten Agilitätsfunktionalitäten, so zeigt sich, das Torque Vectoring mit einem Überlagerungsdifferential hier den größten Bereich abdecken kann und damit den größten Zusatznutzen gegenüber einem Fahrzeug bietet, das nur mit ESP ausgerüstet ist.

Somit kann die eingangs in dieser Arbeit aufgeworfene Frage, ob Torque Vectoring Systeme als weitere geregelte Systeme einen Zusatznutzen liefern, positiv beantwortet werden.

8.2 Vernetzungsansätze

Weiterhin kann Tab. 8-1 bei der Beantwortung der Frage nach einem Vernetzungsansatz für ein Überlagerungsdifferential mit anderen Fahrwerkregelsystemen helfen. Schwarz und Rieth stellen in [SCH03] ein Global Chassis Control (GCC) Konzept mit einem Arbitrierer vor, der das aus einem Gierratenregler errechnete Soll-Giermoment auf verschiedene Aktuatoren verteilt. Ein Ansatz, der die Aktuatoren Überlagerungslenkung, Hinterachslenkung, geregelter Stabilisator und Bremse integriert, wird von Köhn et al. [KOE06] vorgestellt.

Vernetzung mit stabilisierenden Systemen

Betrachtet man noch einmal Tab. 8-1, so zeigt sich, dass die Stärken der Momentenquerverteilung in anderen Bereichen als die der Bremse und der Überlagerungslenkung liegen. Aus diesem Grund ist eine Vernetzung eines Überlagerungsdifferentials mit Bremse und/oder Überlagerungslenkung nicht zwingend notwendig, da das Überlagerungsdifferential an der Hinterachse dann die Fahrdynamik verbessert, wenn die anderen Systeme ohnehin kaum Potential besitzen. Durch den frühzeitigen Einsatz der variablen Momentenverteilung können Untersteuersituationen weitgehend verhindert werden, so dass

Untersteuereingriffe der Bremse gar nicht erst notwendig werden und damit auch keine Überschneidungen der Systeme auftreten.

Allerdings kann die Vernetzung eines Überlagerungsdifferentials mit Systemen zur Stabilisierung, wie in Kapitel 7.2.2 beschrieben, eine erweiterte Funktionalität ermöglichen, indem die variable Momentenverteilung zum Aufbau von Gierbeschleunigung und ein stabilisierendes System zum Abbau der Gierbeschleunigung und damit zur Dämpfung beim Anlenken verwendet wird.

Vernetzung mit agilitätssteigernden Systemen

Anders verhält es sich aus Vernetzungssicht bei der Integration eines Torque Vectoring Systems mit geregelten Stabilisatoren oder einer Hinterachslenkung. Diese Systeme verbessern das Fahrzeugverhalten in ähnlichen Fahrsituationen in Richtung agileres Fahrzeug. Sowohl ein aktiver Stabilisator als auch Torque Vectoring können beispielsweise beide die maximale Querschleunigung steigern. Unabhängige Funktionalitäten der beiden Systeme könnten nun gleichzeitig ein in Summe zu stark eindrehendes Giermoment stellen, welches das Fahrzeug ins Übersteuern bringen würde. Insbesondere bei Vorsteuerungen erfolgt in diesem Fall keine Anpassung über eine Rückkopplung der Fahrzeuggrößen, so dass keine Kompensationsmöglichkeit besteht. Aber auch Regelungen können durch gleichzeitige Eingriffe aufgrund des veränderten Verhaltens der Regelstrecke Fahrzeug in ihrer Wirkung beeinträchtigt oder instabil werden. Zusätzlich beachtet werden muss, dass sich die Systeme auch auf Radebene gegenseitig beeinflussen, indem die Systeme Radkräfte beeinflussen, zwischen denen Wechselwirkungen bestehen. So verändert ein aktiver Stabilisator die Aufstandskraft, die Hinterachslenkung den Schräglaufwinkel und damit die Seitenkraft und Torque Vectoring die Längskraft am Rad.

Diese vorhandenen Nachteile bei einer Funktionsüberlagerung der Systeme könnten durch einen zentralen Regler in Kombination mit einem Arbitrierer verhindert werden.

Zusammengefasst werden kann, dass die Vernetzung eines Überlagerungsdifferentials mit stabilisierenden Systemen nicht notwendig ist, aber Zusatzfunktionalitäten ermöglichen kann. Dahingegen erscheint eine Vernetzung mit agilitätssteigernden Systemen aufgrund der funktionalen Überschneidungen notwendig.

Vernetzungsbeispiel

In Tab. 8-2 ist aufbauend auf diesen Erkenntnissen ein Ansatz zur Vernetzung der Systeme Überlagerungsdifferential an der Hinterachse, ESP, Überlagerungslenkung und Hinterachs-

lenkung dargestellt. Die eingetragenen Zahlen beschreiben die Reihenfolge, in der die einzelnen Systeme in den jeweiligen Situationen eingesetzt werden.

	Beschleunigen	stationäres Untersteuern	Anlenken	Spurwechsel	Übersteuern
Ziel	Traktion, neutrales Verhalten	neutrales Verhalten	schnelleres Ansprechverhalten	Schwimmwinkel-Kompensation	Stabilisierung
Überlagerungsdifferential	1	1	1		
Bremseneingriff	2	2	2	3	2
Hinterachslenkung			1	1	
Überlagerungslenkung				2	1

Tab. 8-2: Vernetzungsansatz für die Systeme Überlagerungsdifferential an der Hinterachse, ESP, Überlagerungslenkung und Hinterachslenkung

Dieser Ansatz basiert auf einer Erkennung der jeweiligen Fahrsituation. Die Reihenfolge, in der die Systeme in der jeweiligen Situation eingesetzt werden, richtet sich zum einen nach dem Potential des Systems, vgl. Tab. 8-1, und zum anderen nach der Spürbarkeit des Systems für den Fahrer. Der von einem Fahrer durch Geschwindigkeitsverlust und Geräuschbildung spürbare Bremseneingriff wird daher nur vorgenommen, wenn die anderen Systeme ihr Potential schon voll ausgeschöpft haben.

So werden in einer Untersteuersituation ebenso wie beim Beschleunigen zuerst das Überlagerungsdifferential und erst danach ein Bremseneingriff eingesetzt.

Beim Anlenken kann die Agilität sowohl durch eine Hinterachslenkung als auch durch ein Überlagerungsdifferential verbessert werden. In dieser Situation sollte daher das System eingesetzt werden, welches die höhere Stelldynamik aufweist. Soll das Potential beider Systeme genutzt werden, ist wie hergeleitet ein Arbitrierer notwendig.

Bei einem Spurwechsel kann schon, bevor eine instabile Fahrsituation auftritt, der Schwimmwinkel mit Hilfe einer Hinterachslenkung reduziert werden. Tritt dennoch eine übersteuernde Fahrzeugreaktion auf, kann zuerst mit der Überlagerungslenkung und danach mit einem Bremseneingriff stabilisiert werden. Der Einsatz des Überlagerungsdifferentials zur Stabilisierung erscheint im Verbund mit den hier untersuchten Systemen mit mehr Stabilisierungspotential nicht notwendig. Zur Reduzierung der Komplexität wird daher in diesem Ansatz darauf verzichtet. In einem Fahrzeug, welches neben einem Überlagerungsdifferential zusätzlich nur mit ESP ausgestattet ist, sollte aber die in Kapitel 6.2.3 und Kapitel 7.2.1 hergeleitete Stabilisierungswirkung genutzt werden, um die Anzahl von ESP-Eingriffen zu verringern.

9 Zusammenfassung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit bestand darin nachzuweisen, welches Funktionspotential Torque Vectoring Systeme bei Nutzung aller heute im Fahrzeug serienmäßig verfügbaren Sensoren und mit neuartigen Regleransätzen haben und wie solche Systeme im Vergleich zu anderen Fahrwerkregelsystemen einzustufen sind.

In bisher veröffentlichten Untersuchungen ist das theoretische Potential von Torque Vectoring Systemen beim Einsatz in Pkws anhand von Simulation mit vereinfachten Randbedingungen untersucht worden, sowie für einzelne Antriebsstrangkonfigurationen im Fahrzeug dargestellt worden. Das in dieser Arbeit realisierte Torque Vectoring System bewirkt bisher noch nicht erreichte fahrdynamische Verbesserungen. So kann mit dem ausgewählten Überlagerungsdifferential in jeder Fahrsituation, also auch im Schub und beim freien Rollen, Moment verlagert werden. Hierdurch kann gegenüber so genannten Torque Splittern eine deutliche Verbesserung der Fahrdynamik erreicht werden. Im Vergleich zu bisher untersuchten oder in Serie umgesetzten Überlagerungsdifferentialen wurden neue Vorsteueralgorithmen und auf Gierraten- und Querschleunigungssensoren basierende geregelte Funktionen entwickelt. Diese ermöglichen die vollständige Ausnutzung des Funktionspotentials von Torque Vectoring Systemen.

In dieser Arbeit wurden im ersten Schritt die verschiedenen Möglichkeiten zur variablen Momentenverteilung eingeordnet und systematisch verglichen. Nach der Festlegung von fahrdynamischen Zielen und daraus abgeleiteten Anforderungen an das Antriebssystem wurde ein Überlagerungsdifferential zur Querverteilung an der Hinterachse ausgewählt. Dieses wurde zusammen mit einem offenen Vorderachsdifferential und einem momentenfühlenden Torsen-Mittendifferential in einem Versuchsfahrzeug verbaut. Eine Fahrdynamikregelung für das ausgewählte Torque Vectoring System wurde entworfen und umgesetzt. Anhand dieser Regelung wurden systematisch das Potential und die Grenzen des Systems in verschiedenen Fahrsituationen aufgezeigt.

Es wurde theoretisch hergeleitet, dass ein Torque Vectoring System an der Hinterachse ein großes Potential in Untersteuersituationen, aber nur ein geringes Potential in Übersteuersituationen besitzt. Diese Abschätzungen bestätigten sich sowohl in den in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen als auch im Fahrversuch. So kann durch die variable Momentenverteilung mit Überlagerungsdifferential das Beschleunigungsuntersteuern vermindert, der Lenkaufwand reduziert und das Ansprechverhalten auf Lenkbewegungen verbessert werden. In Übersteuersituationen kann der Fahrer bei der Fahrzeugstabilisierung unterstützt werden.

Weiterhin wurde gezeigt, dass eine asymmetrische Momentenverteilung beim Beschleunigen auch das Lastwechselverhalten verändert. Eine geeignete Regelstrategie, um das gewünschte, beherrschbar eindrehende Lastwechselverhalten sowohl im Handling- als auch im Grenzbereich umsetzen zu können, wurde erarbeitet.

Abschließend wurde anhand eines Vergleichs mit anderen Fahrwerkregelsystemen eine Bewertung des Überlagerungsdifferentials an der Hinterachse vorgenommen. Es zeigte sich, dass das Spektrum der fahrdynamischen Verbesserungen mit dem in dieser Arbeit untersuchten System von keinem anderen Fahrwerkregelsystem abgedeckt wird.

Aufbauend auf dem Potentialvergleich wurden Vernetzungsansätze für das Zusammenspiel eines Torque Vectoring Systems mit anderen Fahrwerkregelsystemen diskutiert. Eine Vernetzung mit agilitätssteigernden Systemen, wie einem aktivem Stabilisator und einer Hinterachslenkung bei gleichzeitigem Einsatz im Fahrzeug erscheint aufgrund der Funktionsüberschneidungen notwendig.

Dagegen erscheint eine Vernetzung mit den stabilisierenden Systemen Bremse und Überlagerungslenkung nicht notwendig, da die funktionalen Überschneidungen eher gering sind. Eine Vernetzung dieser Systeme könnte aber funktionale Vorteile, beispielsweise bei der Steigerung der Anlenkagilität, bringen.

10 Formelzeichen und Indizes

10.1 Abkürzungen

ABS	Anti-Blockier-System
ASR	Antriebsschlupfregelung
CVT	Continuously Variable Transmission: stufenlos verstellbares Getriebe
EDS	Elektronische Differentialsperre
EHB	Elektrohydraulische Bremse
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
EPS	Electric Power Steering: elektrische Lenkung mit Momentenüberlagerung
GCC	Global Chassis Control
MRF	magnetorheologische Flüssigkeit
MSR	Motorschleppmomentenregelung

10.2 Formelzeichen

a	Beschleunigung
c_s	Schräglaufsteifigkeit
C_L	Lenkungselastizität
D	Dämpfungskonstante
DF	Drehzahlfehler
F	Kraft
ΔF_x	Differenzlängskraft am Reifen aufgrund asymmetrischer Momentenverteilung
J	Trägheitsmoment
i	Übersetzung in einem Überlagerungsdifferential
l	Radstand
l_h	Hebelarm Hinterachse zum Schwerpunkt
l_v	Hebelarm Vorderachse zum Schwerpunkt
m	Masse
M	Moment

ΔM	Differenzmoment
n	Raddrehzahl
n_R	Reifennachlauf
Δn	Drehzahlunterschied zwischen den Rädern einer Achse bei Kurvenfahrt
P	Leistung
r_{dyn}	dynamischer Radrollradius
R	Kurvenradius
R_{Grenz}	Kurvengrenzradius, bei dem gerade kein Moment mehr mit einem Überlagerungs differential verlagert werden kann
s	Spurweite
t	Zeit
T	Zeitkonstante
T_{Mz}	Zeitkonstante D-Anteil Einspurmodell Moment zu Gierrate
T_z	Zeitkonstante D-Anteil Einspurmodell Lenkwinkel zu Gierrate
v	Geschwindigkeit
V	Verstärkungsfaktor zwischen Kupplungs- und Verlagerungsmoment beim Mimura-Konzept
α	Schräglaufsteifigkeit
β	Schwimmwinkel
δ	Lenkwinkel
δ_R	Radlenkwinkel
λ	Radschlupf
$\Delta\lambda$	Differenzschlupf durch Momentenverlagerung
λ_K	Kupplungsschlupf
μ	Reibwert
ω	Eigenkreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit
ψ	Gierwinkel

10.3 Indizes

a, i kurvenäußeres, kurveninneres Rad

K Kupplung

v, h vorne, hinten

x, y, z Koordinatenrichtung: längs, quer, hoch

11 Literatur

- [AHR94] Ahring, E.
Fahrerorientierte Auslegung einer Allradlenkung
Werl, 1994
- [AMA05] Amann, N.; Ketteler, K.; Müller, A.
Elektromotorische Aktuatorik
Anforderungen und Trends
VDI-Tagung Automotive Electronics II, 2005
- [AMS05] ESP-Ausrüstungsrate in Deutschland
Auto-Motor-Sport, Heft 7, S. 5, 2005
- [ATS05] Atsumi, Y.
Development of SH-AWD (Super Handling-All Wheel Drive) System
Vehicle Dynamics Expo 2005, Stuttgart, 2005
- [AUW05] Auweiler, M.; Höck, M.; Nett, H.
Das Allrad-Antriebssystem für den Getrag-Twinster
ATZ, Band 07/08, Jahrgang 107, 2005
- [BAU06] Bauer, R.; Raste, T; Semmler, S.; Rieth, P.
Global Chassis Control – Vernetzung am Beispiel ESP und elektronisch
regelbares Differential
VDI-Berichte 1931
VDI-Verlag, Düsseldorf, 2006
- [BAU02] Baumgarten, G.
Active Front Steering (AFS)
Fahrdynamische Regelung und Integration des Bremseneingriffs
IIR-Fachkonferenz, Stuttgart, 24.05.2002
- [BEI00] Beiker, S.
Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch
zusammenwirkende Regelsysteme
VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000

- [BEI83] Beisel, W.
Untersuchungen zum Betriebsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen
Berlin, 1983
- [BRE02] Brenninger, M.
Stufenlos geregelter Allradantrieb für Traktoren
VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003
- [BRE95] Breuer, W.
Radmomentenregelung bei Pkw
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995
- [ELL03] Ellis, S.; Dornhege, J.; Greul, R.; Wey, T.
Comparison of the Dynamic Performance of Electronically Controlled All Wheel
Drive Systems
Simulation in der Fahrzeugtechnik
Haus der Technik, Essen, 2003
- [FUC93] Fuchs, J.
Beitrag zum Verhalten von Fahrer und Fahrzeug bei Kurvenfahrt
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993
- [GRA05] Granzow, C.; Gruhle, W.; Pelchen, C.; Spieß, M.; Thies, A.
Allradantrieb
Elektronisch vernetzte Fahrzeugfunktion mit Längsverteiler und Quersperre
ATZ, Nr. 9, Jahrgang 107, 2005
- [GRA02] Grazer, F.
Kupplung oder Differential – Antriebsstrangkonzeppte für Allradfahrzeuge
3. Grazer Allradkongress, Graz, 2002
- [GRE06] Greger, M.
Auswirkungen einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik
TU München, München, 2006

- [GRE05] Greger, M.; Meyer-Tuve, H.
Fahr-dynamik- und Sicherheitspotential mit variabler Momentenverteilung
6. Grazer Allradkongress, Graz, 2005
- [HEI02] Heißing, B.; Brandl, H.
Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens
Vogel, Würzburg, 2002
- [HEI00] Heißing, B.; Block, M.
Der neue A4
Fahrwerk und Antriebsstrang
ATZ/MTZ Sonderausgabe, Nr. 11, 2000
- [HEI97] Heißing, B.; Müller, A.
Der neue A6
Das Fahrwerk des neuen A6
ATZ Sonderausgabe, 1997
- [HEI77] Heißing, B.
Ein Beitrag zur objektiven Bewertung des fahrdynamischen Verhaltens von Pkw
auf der Grundlage einer Fahrzeugsimulation
Westdeutscher Verlag, Opladen, 1977
- [HER04] Herlin, U.
Mechanical vs. electronical intelligence for safety on-road
5. Grazer Allradkongress, Graz, 2004
- [IKU95] Ikushima, Y.; Sawase, K.
A Study on the Effects of the Active Yaw Moment Control
SAE Paper 950303, 1995
- [ISE99] Isermann, R.
Mechatronische Systeme
Grundlagen
Springer Verlag, Heidelberg, 1999

- [KIF94] Kiffmeier, U.
Ein Verfahren zum Entwurf von H_{∞} -optimalen Folgereglern im Frequenzbereich
Fortschritt-Berichte VDI
VDI Verlag, Düsseldorf, 1994
- [KOE06] Köhn, P.; Eckrich, M.; Smakman, H.; Schaffert, A
Integrated Chassis Management:
Introduction into BMW's Approach to ICM
SAE 2006-01-1219, 2006
- [KON02] Kondo, K.; Sekiguchi, S.; Tsuchida, M.
Development of an Electrical 4WD System for Hybrid Vehicles
SAE 2002-01-1043, 2002
- [LAN03] Lanzer, H.
Was leisten die Allradsysteme
4. Grazer Allradkongress, Graz, 2003
- [LEF06] Leffler, H.
BMW 3er und 5er mit xDrive+
7. Grazer Allradkongress, Graz, 2006
- [LIN73] Lincke, W.; Richter, B.; Schmidt, R.
Simulation and Measurement of Driver Vehicle Handling Performance
SAE Paper 730489, 1973
- [MAH00] Mahmoud, R.
Sicherheits- und Verfügbarkeitsanalyse komplexer Kfz-Systeme
Universität Siegen, Siegen, 2000
- [MED05] Meder, K.
Innovative Bremsregelsysteme –
Verbindung von Sicherheit, Dynamik und Komfort
Vortrag zum 57. Internationalen Motorpressekolloquium, Boxberg, Juni 2005

- [MER82] Merhof, W.; Hackbarth, E.
Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge
Leuchtturm-Verlag, 1982
- [MIT97] Mitschke, M.
Dynamik der Kraftfahrzeuge
Band B: Schwingungen
Springer, Berlin et al., 1997
- [MIT90] Mitschke, M.
Dynamik der Kraftfahrzeuge
Band C: Fahrverhalten
Springer, 2. Auflage, Berlin et al., 1990
- [MOH05] Mohan, S.; Sharma, A.; Mizon, R.; Burns, T.
Torque Vectoring Systems: Architecture, Stability Performance, and Efficiency
Considerations
6. Grazer Allradkongress, Graz, 2005
- [MOT92] Motoyama, S.; Uki, H.; Isoda, K.; Yuasa, H.
Effect of Traction Force Distribution Control on Vehicle Dynamics
AVEC 1992
- [MUE06] Mueller, A.
Systeme für die Fahrwerksregelung
VDI-Berichte 1931
VDI-Verlag, Düsseldorf, 2006
- [NAI92] Naito, G.; Yaguchi, E.; Ozaki, K.
Improving Vehicle Dynamics by Torque Split Control System
AVEC 1992

- [NEU03] Neukum, A.; Krüger, H.
Fahrerreaktion bei Lenksystemstörungen – Untersuchungsmethodik und
Bewertungskriterien
VDI-Berichte 1791
VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003
- [OET02] Öttgen, O.; Bertram, T.
Influencing Vehicle Handling through Active Roll Moment Distribution
6th International Symposium on Advanced Vehicle Control
AVEC 02, Hiroshima, Japan
- [ORE05] Orend, R.
Steuerung der ebenen Fahrzeugbewegung mit optimaler Nutzung der
Kraftschlusspotentiale aller vier Räder
Automatisierungstechnik 53, Oldenbourger Verlag, 2005
- [OSB04] Osborn, R.; Shim, T.
Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution
SAE Automotive Dynamics, Stability & Controls Conference, Michigan, 2003
- [PAR04] Park, J.; Kroppe, W.
Dana Torque Vectoring Differential Dynamic Trak
SAE 2004-01-2053, 2004
- [PAU00] Pauly, A.
Active Front Steering, Teil 1
IIR-Fachkonferenz: Innovative Sicherheitssysteme, Stuttgart, 24.05.2002
- [PIN04] Pinnel, A.; Butz, T.; Ehmann, M.; Fan, H.
Vehicle Dynamics Simulation with Active Yaw Control Using Variable Drive
Torque Distribution
SAE Paper 20045411, 2004

- [RAK98] Rake, H.
Regelungstechnik A und B
Vorlesungsskript RWTH Aachen
Institut für Regelungstechnik, 22. Aufl., Aachen, 1998
- [RED94] Redlich, P.
Objektive und subjektive Beurteilung aktiver Vierradlenkstrategien
Verlag Shaker, Aachen, 1994
- [REI01] Reichel, H.
Elektronische Bremssysteme
Vom ABS zum Brake-by-Wire
expert-Verlag, Renningen-Memmingen, 2001
- [RIC90] Richter, B.
Schwerpunkte der Fahrzeugdynamik
Fahrzeugschwingungen, Kurshaltung, Vierradlenkung, Allradantrieb
TÜV Rheinland, Köln, 1990
- [RIL94] Rill, G.
Simulation von Kraftfahrzeugen
Verlag Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 1994
- [RIE01] Rieth, P.; Drumm, S.; Harnischfeger, M.
Elektronisches Stabilitätsprogramm: die Bremse, die lenkt
Die Bibliothek der Technik Bd. 223
Moderne Technik, Landsberg/Lech, 2001
- [ROM84] Rompe, K.; Heißing, B.
Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen
Verlag TÜV-Rheinland GmbH, Köln, 1984
- [ROS05] Rosenow, J.
Magnetischer Allrad
Automobil-Industrie 50, 2005

- [SAC06] Sacchetti, P.
TORSEN Center Differential
7. Grazer Allradkongress, Graz, 2006
- [SAC06a] Sackl, W.; Mohan, S.
Simulation and Definition of an Active Yaw Control Device
7. Grazer Allradkongress, Graz, 2006
- [SCH05] Schmid, M.; Eitzinger, S.
Analyse zweier aktiver mechatronischer Systeme zu Verbesserung von Agilität
und Stabilität mittels Simulation
6. Grazer Allradkongress, Graz, 2005
- [SCH04] Schuermans, R.
Development of the Transfer Unit for the Toyota Land Cruiser
5. Grazer Allradkongress, Graz, 2004
- [SCH04a] Schwarz, R.; Meißner, T.; Fuchs, J.
Integration von Allradsystemen im Fahrwerkregelverbund –
Potential für mehr Fahrdynamik und Fahrsicherheit
3. Internationales CTI-Symposium Innovative Fahrzeug-Getriebe, Würzburg,
2004
- [SCH03] Schwarz, R.; Rieth, P.
Global Chassis Control – Systemvernetzung im Fahrwerk
Automatisierungstechnik 51, Oldenbourg Verlag, München, 2003
- [SEN89] Senger, K.
Dynamik und Regelung allradgelenkter Fahrzeuge
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989
- [STA97] Stamer, N.
Ermittlung optimaler Pkw-Querdyamik und ihre Realisierung durch
Allradlenkung
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997

- [STO04] Stockmar, J.
Das große Buch der Allradtechnik
Pietsch Verlag, Stuttgart, 2004
- [TAH03] Tahami, F.; Kazemi, R.; Farhanghi S.
Direct Yaw Control of an All-Wheel-Drive EV Based
on Fuzzy Logic and Neural Networks
SAE 2003-01-0956, 2003
- [USH03] Ushiroda, Y.; Sawase, K.; Takahashi, N.; Suzuki, K.; Manabe, K.
Development of Super AYC
Technical Review No.15, 2003
- [WAL00] Wallentowitz, H.
Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen
Vorlesungsskript Fahrzeugtechnik 2
fka, Aachen, 2000
- [WHE04] Wheels, J.; Baker, H.; Ramsey, K.; Tuner, W.
Torque Vectoring AWD Driveline: Design, Simulation, Capabilities and Control
SAE 2004-01-0863, 2004
- [WIT95] Witte, B.
Stabilisierung der Gierbewegung eines Kraftfahrzeuges in kritischen
Fahrsituationen
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995
- [YUA04] Yuasa, H.
Torque Vectoring, applied in the EVO Vehicles
5. Grazer Allradkongress, Graz, 2004
- [YUT92] Hirano, Y.; Sato, Y.; Takanami, K.
Integrated Control Systems of 4WS and 4WD by H^∞ Control
AVEC 1992

[ZAN94] van Zanten, A.; Erhardt, R.; Pfaff, G.
FDR – Die Fahrdynamikregelung von Bosch
ATZ Automobiltechnische Zeitung 96, Stuttgart, 1994

[ZOM91] Zomotor, Adam
Fahrwerktechnik: Fahrverhalten
Vogel, 2. Auflage, Würzburg, 1991

Internetquellen:

[CON06] ESP Sensorcluster
http://www.conti-online.com/generator/www/de/de/cas/cas/themen/produkte/elektbrrems_und_sicherheit/sensorik_und_elektronik/esp_sensorcluster_de.html

[AUD04] ESP im Audi A6
<http://www.autosieger.de/Autokatalog481.html>

Normen:

[ISO3888] ISO 3888-2
Passenger Cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre
15.11.2002

Vorveröffentlichungen:

[SCH06] Schwarz, R.; Meißner, T.; Gies, S.
quattro – Konsequente Weiterentwicklung einer Innovation
5. Internationales CTI-Symposium Innovative Fahrzeug-Getriebe, Berlin, 2006

12 Schutzrechte**Fahrdynamik**

DE 3245687 A1	10.12.1982	NSU	Destabilisierung der Hinterachse zur Verbesserung der Agilität
DE 3902259 C1	26.01.1989	Viscodrive	Quersperre an nicht angetriebenen Achsen
DE 4024815 A1	04.08.1990	Bosch	Referenzgeschwindigkeitsbildung
DE 4030704 C2	28.09.1990	Bosch	Schwimmwinkelregelung
DE 19849508 A1	27.10.1998	WABCO	Untersteuerbremseneingriff im Handlingbereich
DE 10011779 A1	10.03.2000	Conti Teves	Gierratenregelung ohne Gierratensensor
DE 10117230 A1	06.04.2001	Honda	Regelung Torque Splitter quer
DE 10245032 A1	26.09.2002	Porsche	Ansteuerung Quersperre
DE 10245035 A1	26.09.2002	Porsche	Ansteuerung Quersperre

Überlagerungsdifferential

DE 69408961 T2	29.12.1993	Fiat	Überlagerungsdifferential
EP 662402 A1	29.12.1993	Fiat	mit Doppelplanetendifferential
US 4973296	27.11.1990	Honda	mit zusätzlichem Zahneingriff
US 5370588	06.12.1994	Mitsubishi	Überlagerungsdifferential
US 6120407	19.09.2003	Mimura	Kupplungen außerhalb des Leistungsflusses

Torque Splitter

DE 3427725 C2	27.07.1984	VW	Torque Splitter quer
DE 103 44 969 A1	27.09.2003	ZF	Torque Splitter längs
DE 4000667 C2	11.01.1990	Honda	Torque Splitter mit Drehzahlfehler
EP 548853 B1	18.12.1992	Fiat	Torque Splitter mit Differential

Sonstiges

DE 4430730 A1	30.08.1994	Jähn	variable Momentenverteilung mit diskreten Schaltstellungen
DE 19515515 A1	27.04.1995	Dana	Längsverteilung über CVT
GB 2385100	16.01.2002	Ricardo	Aktuierung mit MRF

