

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

Auswirkungen einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik

Matthias Greger

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. G. Wachtmeister

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Heißing
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn

Die Dissertation wurde am 23.02.2006 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 27.07.2006 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der TU München.

Mein besonderer Dank gilt daher meinem Doktorvater Herrn Professor Dr.-Ing. Bernd Heißing. Er unterstützte mich stets durch seinen fachlichen Rat, wertvolle Anregungen und das erforderliche Maß an konstruktiver Kritik. Ebenso erwies er mir sein Vertrauen durch ein hohes Maß an Selbständigkeit. Auch meine Bearbeitung von zwei thematisch eng verzahnten Projekten ist sein Verdienst.

Herrn Professor Höhn danke ich für die Übernahme des Koreferats und Herrn Professor Wachtmeister für die Leitung der Prüfungskommission und der mündlichen Prüfung im August 2006.

Ein herzliches Dankeschön gilt meinen Kollegen und allen Mitarbeitern des Lehrstuhls und von INI.TUM für die Hilfe, die ich von Ihnen erfahren habe sowie für die Zeit, die ich mit Ihnen zusammenarbeiten durfte. Danken möchte ich Herrn Dr. Fink, der mir stets mit seinem Wissen zur Seite gestanden hat. Meinen Studenten, die in Semester- und Diplomarbeiten wichtige Beiträge zum Gelingen des Projekts leisteten, möchte ich ebenfalls danken.

Auch von außerhalb des Lehrstuhls erhielt ich zahlreiche Unterstützung. Dabei möchte ich insbesondere den Herren Babbel und Hoffmann von der VW Forschung danken, die mir die Bearbeitung des ersten Projekts ermöglichten. Die Weiterführung des Themas arrangierte Herr Dr.-Ing. Ralf Schwarz von der Audi AG, in dessen Abteilung ich tätig sein durfte, in Zusammenarbeit mit Herrn Dr.-Ing. Peter Tropschuh und Herrn Dr.-Ing. Uwe Koser - vielen Dank dafür. Ein weiterer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Bernd Weber, der durch seine Betreuung maßgeblich zum Gelingen des Projekts beigetragen hat.

Widmen möchte ich die Arbeit meinen Eltern, meinem Bruder und meiner Freundin Vroni. Sie haben mich immer unterstützt und mir das nötige Verständnis entgegen gebracht.

München, im Februar 2006

Matthias Greger

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Aufgabenstellung	1
2	Grundlagen zu Allradantrieben	4
2.1	Fahrzeugbewegung	4
2.2	Kraftübertragungsverhalten des Reifens	8
2.3	Definition wichtiger Kennwerte und Begriffe	10
2.4	Grundaufbau von Allradantrieben	12
3	Stand der Technik	14
3.1	Antriebsstrang und Allradsysteme	14
3.1.1	<i>Elemente von Baugruppen zur variablen Momentenverteilung</i>	<i>14</i>
3.1.1.1	Differenzialbauarten	14
3.1.1.2	Kupplungsarten	16
3.1.1.3	Betätigungseinrichtungen für Kupplungen	17
3.1.2	<i>Baugruppen zur Momentenverlagerung</i>	<i>18</i>
3.1.2.1	Grundsätzliche Möglichkeiten zur Momentenverlagerung	19
3.1.2.2	Sperrdifferenziale	19
3.1.2.3	Differenziale mit Überlagerungsgetriebe	21
3.1.2.4	Doppelkupplungssysteme	23
3.1.2.5	Unkonventionelle Antriebssysteme	24
3.1.2.6	Bewertung	27
3.1.3	<i>Allradantriebsstränge</i>	<i>30</i>
3.1.3.1	Möglichkeiten der Kategorisierung	30
3.1.3.2	Ausgeführte Antriebsstränge von Serienfahrzeugen	31
3.2	Fahrdynamikverbesserung durch Momentenverlagerung	34
3.2.1	<i>Fahrdynamik-Analysen von Serien-Fahrzeugen</i>	<i>34</i>
3.2.2	<i>Forschungsarbeiten</i>	<i>35</i>
3.2.3	<i>Zusammenfassung der Ergebnisse aus Veröffentlichungen</i>	<i>36</i>
3.2.4	<i>Ableitung der Untersuchungen in dieser Arbeit</i>	<i>38</i>

4	Fahrdynamisches Potenzial variabler Längs- und Quermomentenverteilung	39
4.1	Grundlagen zur Simulation	39
4.1.1	<i>Modellhierarchie in ADAMS</i>	39
4.1.2	<i>Darstellung variabler Momentenverteilung</i>	40
4.1.3	<i>Verwendete Fahrzeugmodelle</i>	42
4.1.4	<i>Einstellungen und Zielverhalten für die Manöver</i>	43
4.2	Variation der Antriebsmomentenverteilung in Längsrichtung	47
4.2.1	<i>Quasistationäre Kreisfahrt</i>	47
4.2.2	<i>Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt</i>	48
4.2.3	<i>Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt</i>	50
4.3	Variation der Antriebsmomentenverteilung in Querrichtung	51
4.3.1	<i>Quasistationäre Kreisfahrt</i>	52
4.3.2	<i>Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt</i>	53
4.3.3	<i>Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt</i>	54
4.4	Interpretation der Simulationen	55
5	Modellierung und Auslegung eines aktiven Achsdifferenzials	58
5.1	Grundlagen zur Modellierung in veDYNA	58
5.1.1	<i>Ziel der Nachbildung</i>	58
5.1.2	<i>Verwendete Software</i>	59
5.1.3	<i>Aufbau des Ersatzantriebsstrangs</i>	59
5.2	Aufbau eines Differenzialmodells	60
5.2.1	<i>Darstellung der Funktionsgleichungen</i>	60
5.2.2	<i>Modellierung der Systemdynamik</i>	63
5.2.3	<i>Validierung anhand von Messungen</i>	66
5.3	Bestimmung wichtiger Differenzialparameter	67
5.3.1	<i>Berücksichtigung von Leistungsverlusten bei der Auslegung</i>	67
5.3.2	<i>Maximales Differenzmoment</i>	69

5.3.2.1	Maximal übertragbare Antriebskraft.....	70
5.3.2.2	Nötiges Differenzmoment bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt..	73
5.3.3	<i>Übersetzung der zusätzlichen Getriebestufe</i>	76
5.3.3.1	Drehzahldifferenz ohne Berücksichtigung von Radschlupf.....	77
5.3.3.2	Drehzahldifferenz unter Berücksichtigung von Radschlupf	78
5.4	Zusammenfassung der Differenzialmodellierung und -auslegung	82
6	Analyse der Fahrdynamik mit Torque Vectoring	83
6.1	Wirkung der Momentenverlagerung je nach Antriebsart	83
6.1.1	<i>Vergleich bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt.....</i>	84
6.1.2	<i>Aufwand für neutrales Fahrverhalten.....</i>	88
6.1.3	<i>Empfehlung zum Einsatz in Fahrzeugen unterschiedlicher Antriebsart.....</i>	89
6.2	Einflussfaktoren für die Auslegung aktiver Differenziale	92
6.2.1	<i>Schwerpunkthöhe</i>	92
6.2.2	<i>Achslastverteilung.....</i>	93
6.2.3	<i>Trägheitsmoment.....</i>	94
6.2.4	<i>Radstand und Spurweite.....</i>	95
6.2.5	<i>Zusammenfassung der Parametervariationen</i>	95
6.2.6	<i>Aufwand und Eignung entsprechend der Fahrzeugkategorie.....</i>	97
6.3	Quantifizierung des Einflusses auf das Fahrverhalten.....	98
6.3.1	<i>Stationäre Kreisfahrt.....</i>	98
6.3.2	<i>Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt.....</i>	100
6.3.3	<i>Lastwechselverhalten</i>	103
6.3.4	<i>Sprungartiger Lenkeinschlag</i>	106
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	109
8	Anhang	111
9	Literatur	112

Formelzeichen, Abkürzungen und Indizes

Die Formelzeichen werden weitestgehend nach den gängigen Regeln im deutschsprachigen Raum verwendet.

Lateinische Zeichen

a	m/s ²	Beschleunigung
A	m ²	Fläche
c	N/m	Steifigkeit
d	Ns/m	Dämpfung
D	mm	Durchmesser
F	N	Kraft
F _S	N	Seitenführungskraft
F _U	N	Umfangskraft
f	Hz	Frequenz
i	-	Übersetzung
i _S	-	Lenkübersetzung
l	m	Radstand
m	kg	Masse
M	Nm	Moment
MP	-	Momentanpol
n	1/s	Drehzahl
p	bar	Druck
P	W	Leistung
r	m	Dynamischer Halbmesser des Reifens
r _H	m	Radius Hohlrad
r _{PT}	m	Radius Planetenträger
r _S	m	Radius Sonnenrad
R	m	Kreisbahnradius
R ₀	m	Bahnradius bei stationärer Kreisfahrt

Formelzeichen

s	m	Spurweite
S	%	Sperrwert
SP	-	Schwerpunkt
t	s	Zeit
V	m ³	Volumen
v	m/s	Geschwindigkeit
z	-	Zähnezahl eines Zahnrades

Griechische Zeichen

α	°	Schräglaufwinkel
β	°	Schwimmwinkel
δ_D	°	Dynamischer Bezugslenkwinkel
δ_H	°	Lenkradwinkel
η	-	Wirkungsgrad
κ	-	Konstante zur Bestimmung neutralen Fahrverhaltens
λ	-	Schlupf
λ_{xa}	-	Antriebsschlupf
λ_{xb}	-	Bremsschlupf
μ_G	-	Gleitreibungskoeffizient
μ_H	-	Haftreibungskoeffizient
μ_{high}	-	Reibwert Reifen/Straße bei hohem Kraftschlusspotenzial
μ_{low}	-	Reibwert Reifen/Straße bei niedrigem Kraftschlusspotenzial
μ_U	-	Umfangskraftschluss
μ_S	-	seitlicher Kraftschlussbeiwert
τ	°	Verdrehwinkel
ω	°/s	Winkelgeschwindigkeit
ψ	°	Gierwinkel

Indizes

0s	Zeitpunkt Null
1s	Eine Sekunde nach Zeitpunkt Null
A	Ausgang
dyn	dynamisch
E	Eingang
Fzg	Fahrzeug
H	hinten
HA	Hinterachse
L	links
max	Maximalwert
R	rechts
Rad	Rad des Fahrzeugs
ref	Referenzwert
SP	Schwerpunkt
t	Zeitpunkt
U	Umfang
V	vorne
VA	Vorderachse
x	Längsrichtung
y	Querrichtung
z	Vertikalrichtung

Kapitel 1

Einleitung und Aufgabenstellung

Allgemeine Problemstellung

Allradantriebe in Pkws existieren seit mehr als hundert Jahren. Nach den Prototypen der ersten Tage entstanden geländegängige Fahrzeuge, die vor allem für militärische Zwecke genutzt wurden. Aber auch für landwirtschaftliche Nutzfahrzeuge wurden sie konsequent weiterentwickelt [68]. Allrad-Fahrzeuge waren langsam sowie kurvenunwillig und wurden für den Geländeeinsatz abgestimmt, so dass diese Antriebsart für private Pkws lange Zeit vernachlässigt wurde. Der Subaru Leone markierte in den siebziger Jahren den Beginn des Allradantriebs in Großserien-Pkws. In den folgenden Jahren stieg die Motorleistung von Pkws rasch an, so dass es nur eine Frage der Zeit war, bis sich zwei angetriebene Achsen neben dem Personen- auch im Sportwagenbereich etablieren konnten. Der Durchbruch kam in den achtziger Jahren durch den Audi Quattro, dessen bis dato ungewohnt gute Traktion, verbunden mit neutraler Fahrdynamik Fachwelt und Kunden überzeugte [28].

Mittlerweile hat sich Allradantrieb neben Front- und Heckantrieb als dritte Antriebsvariante etabliert, Gründe sind vor allem die verbesserte Traktion und das neutralere Eigenlenkverhalten. Eine Vielzahl unterschiedlicher Allrad-Antriebssysteme existiert, jährlich erscheinen neue Konzepte. Durch die Fahrzeugkategorie der Sport Utility Vehicles (SUVs) wurde ein Trend zu Allrad-Fahrzeugen ausgelöst, so dass die Zahl der Neuzulassungen in Deutschland seit 1997 kontinuierlich steigt, **Bild 1.1**.

Seit einigen Jahren ist die Entwicklung zu erkennen, dass Allradantrieb vor allem zur Verbesserung der Fahrdynamik eingesetzt wird. Neben der nach wie vor guten Traktion kann das Eigenlenkverhalten dieser Pkws durch variable Momentenverteilung in Längs- und/oder Querrichtung gezielt beeinflusst werden. Unterhalb des Grenzbereichs kann das Fahrzeug agiler werden, im Grenzbereich kann es stabilisiert werden. Sawase [74] hat eindrucksvoll bewiesen, dass bei einem Serien-Pkw mit variabler Momentenverteilung an der Hinterachse unter anderem die maximale Querbeschleunigung erhöht werden kann.

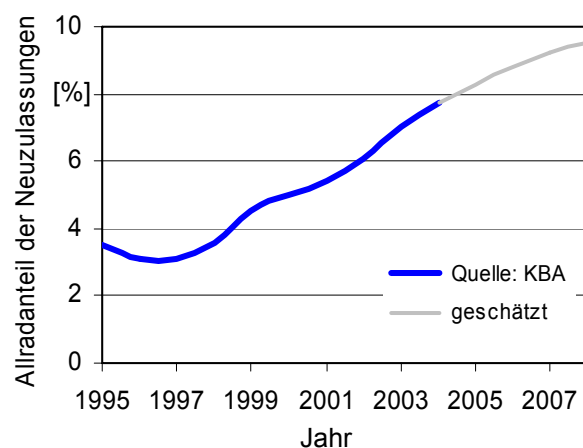


Bild 1.1: Anteil allradgetriebener Fahrzeuge an den Neuzulassungen in Deutschland; nach [41]

Ellis [15] zeigte mit Hilfe von Simulationen, dass neben der Verbesserung des Fahrverhaltens auch ein geringerer Lenkwinkelbedarf entstehen kann. Osborn und Shim [57] simulierten u.a. vollvariable Momentenverteilung und zeigten dabei, dass annähernd neutrales Fahrverhalten leichter erreicht und die Querschleunigung erhöht werden kann. Die Untersuchungen zu diesem Thema zeigen, dass das Fahrverhalten deutlich verbessert werden kann.

Zielsetzung der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit sollen die Möglichkeiten und Grenzen variabler Momentenverteilung analysiert werden. Da mit einem allradgetriebenen Fahrzeug das größte Potenzial zu erwarten ist, liegt der Schwerpunkt der Untersuchungen auf vierradgetriebenen Fahrzeugen.

Dazu wird nach der Definition maßgeblicher Begriffe ein Überblick über den Stand der Technik gegeben. Neben konventionellen Konzepten werden auch Hightech Antriebe diskutiert. Darauf aufbauend werden Konzepte zur variablen Momentenverteilung aus Patenten und Forschungsarbeiten vorgestellt. Zur Verbesserung des Fahrverhaltens mit entsprechenden Bauteilen wurden bisher einige Untersuchungen in der Simulation durchgeführt sowie Versuchsergebnisse gewonnen. Daraus wird die Vorgehensweise für die eigenen Simulationen festgelegt und gleichzeitig eine Abgrenzung dieser Arbeit zu den bisher veröffentlichten Untersuchungen vorgenommen.

Um die Leistungsfähigkeit der variablen Momentenverteilung in Längs- und Querrichtung zu vergleichen, wird mit Hilfe der Mehrkörpersimulation das Fahrzeugverhalten in verschiedenen Fahrsituationen simuliert. Weiterhin soll dargestellt werden, warum es Unterschiede gibt und wie stark diese ausgeprägt sind.

Zur Detaillierung der Einflüsse und Möglichkeiten mit ungleich verteiltem Antriebsmoment wird das Modell eines aktiven Differenzials beispielhaft aufgebaut und ausgelegt. Anhand der Ergebnisse aus Prüfstandsversuchen erfolgt eine Validierung des Zeitverhaltens des Differenzialmodells. Das aufgebaute Differenzialmodell wird als Vorder- und Hinterachsdifferenzial mit einer neuen Antriebsstrangkombination in die Gesamtfahrzeugumgebung integriert. Anhand der Auslegung wichtiger Differenzial-Kennwerte werden Effekte variabler Momentenverteilung auf die Differenzialeinheit gezeigt. Die Untersuchungen werden mit dem Fahrndynamik-Simulationstool veDYNA durchgeführt.

Durch Variation des Antriebskonzepts sowie wichtiger Fahrzeugparameter soll deren Einfluss auf die Wirkung von Torque Vectoring dargestellt werden. Anschließend wird gezeigt, in welchen Grenzen eine Veränderung des Fahrzeugverhaltens durch Momentenverlagerung möglich ist und welcher Aufwand betrieben werden muss, um ein neutrales Fahrverhalten zu erreichen.

Um die Fahrdynamik so stark wie möglich beeinflussen zu können, ist eine komplett variable Momentenverteilung zwischen den Achsen sowie auch zwischen den Rädern der beiden Achsen wünschenswert, **Bild 1.2**. Mit dieser Arbeit soll beantwortet werden, wie und wie viel Antriebsmoment in verschiedenen Fahrsituationen verlagert werden muss, damit neutrales Fahrverhalten - als gut nachvollziehbare Grenze - erreicht werden kann und welche Effekte bei der Auslegung solcher Komponenten zu beachten sind.

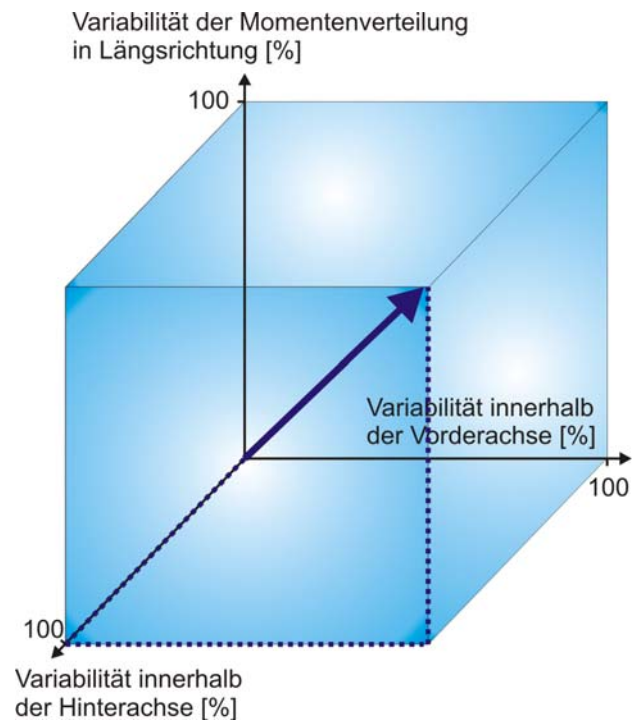


Bild 1.2: Wunschvorstellung der möglichen Momentenverteilung

Kapitel 2

Grundlagen zu Allradantrieben

Die Möglichkeiten variabler Momentenverteilung zur Beeinflussung des Fahrverhaltens lassen sich am besten mit vier angetriebenen Rädern darstellen, weshalb der Schwerpunkt der Untersuchungen auf allradgetriebene Fahrzeuge gelegt wird.

Die zum Verständnis hilfreichen Definitionen werden in diesem Kapitel erläutert, weiterhin wird ein Einblick in die Theorie der Fahrdynamik gegeben sowie typische Allradkonzepte dargestellt.

2.1 Fahrzeugbewegung

Das fahrdynamische Verhalten wird beschrieben durch die Längs-, Quer- und Vertikalbewegung des Fahrzeugs. Vertikaldynamische Vorgänge beeinflussen die Radaufstandskräfte und damit auch die von Reifen übertragbaren Horizontalkräfte. Sie werden in diesem Kapitel nicht berücksichtigt, da variable Momentenverteilung hierauf kaum einen Einfluss hat. Zur Beschreibung der horizontalen Fahrzeugbewegung sind demzufolge das Momentengleichgewicht um die z -Achse sowie die Kräftegleichgewichte in Längs- und Querrichtung zu betrachten. Die dafür nötigen Kräfte und Größen sind im Zweispurmodell in **Bild 2.1** enthalten.

Unter Vernachlässigung der Schräglaufwinkel, der Hub- und Nickbewegungen sowie des Reifennachlaufs und weiterer geometrischer Kennwerte der Radkinematik ergeben sich die in den Formeln (2.1) und (2.2) dargestellten Gleichgewichte in Fahrzeuglängs- und -querrichtung.

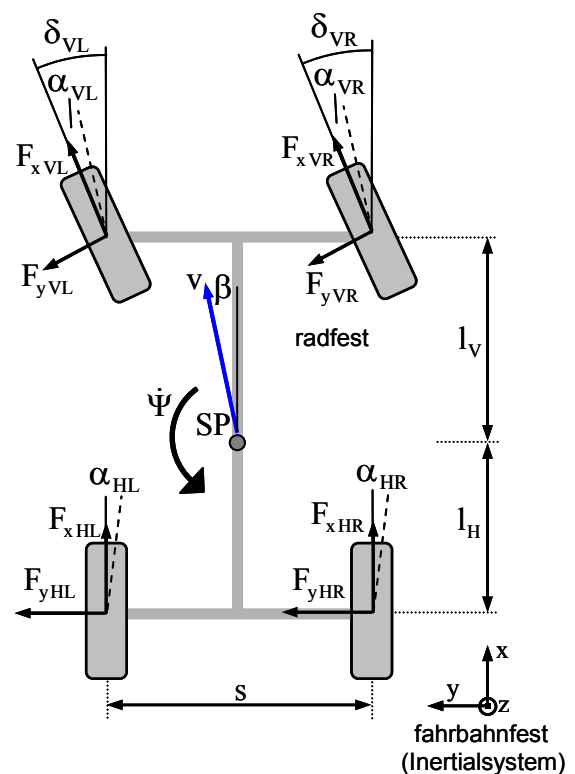


Bild 2.1: Zweispurmodell: Giermoment durch Differenzmomente an Vorder- und Hinterachse

Kräftegleichgewicht in Fahrzeuginnenrichtung

$$F_{xVL} \cos \delta_{VL} - F_{yVL} \sin \delta_{VL} + F_{xVR} \cos \delta_{VR} - F_{yVR} \sin \delta_{VR} + F_{xHL} + F_{xHR} = m \dot{v} \cos \beta - m \frac{v^2}{R} \sin \beta \quad (2.1)$$

Kräftegleichgewicht in Querrichtung

$$F_{yVL} \cos \delta_{VL} + F_{xVL} \sin \delta_{VL} + F_{yVR} \cos \delta_{VR} + F_{xVR} \sin \delta_{VR} + F_{yHL} + F_{yHR} = m \dot{v} \sin \beta + m \frac{v^2}{R} \cos \beta \quad (2.2)$$

Aus den Längs- und Querkräften, den Abständen des Schwerpunktes zu Vorder- bzw. Hinterachse und den Spurweiten lässt sich die Winkelbeschleunigung um die Fahrzeughochachse berechnen. Der Ausdruck für die Kräfte der Vorderräder, beschrieben in den ersten beiden Zeilen in Formel (2.3), ist aufgrund der Einbeziehung des Einschlagwinkels komplexer.

Momentengleichgewicht um die Hochachse

$$\begin{aligned} & \left(-F_{xVL} \cos \delta_{VL} \cdot \frac{s}{2} + F_{xVL} \sin \delta_{VL} \cdot l_V + F_{yVL} \cos \delta_{VL} \cdot l_V + F_{yVL} \sin \delta_{VL} \cdot \frac{s}{2} \right) \\ & + \left(F_{xVR} \cos \delta_{VR} \cdot \frac{s}{2} + F_{xVR} \sin \delta_{VR} \cdot l_V + F_{yVR} \cos \delta_{VR} \cdot l_V - F_{yVR} \sin \delta_{VR} \cdot \frac{s}{2} \right) \quad (2.3) \\ & - (F_{xHL} \cdot \frac{s}{2} + F_{yHL} \cdot l_H) + (F_{xHR} \cdot \frac{s}{2} - F_{yHR} \cdot l_H) = J_Z \cdot \ddot{\Psi} \end{aligned}$$

Bewertungsgrößen des Fahrverhaltens

Um das Fahrverhalten zu beurteilen, stehen verschiedene Bewertungsgrößen zur Verfügung. Bei Verwendung der **Giergeschwindigkeit** kann für einige Manöver neutrales Fahrverhalten berechnet werden. Neutral verhält sich ein Fahrzeug, bei dem der aufzuwendende Lenkwinkel für eine Kreisfahrt mit gleich bleibendem Kreisbahnradius konstant ist, unabhängig von der Fahrzeuginnenrichtungsgeschwindigkeit. Aus Formel (2.4) geht die Referenzgiergeschwindigkeit zum Zeitpunkt t hervor, die ein neutrales Eigenlenkverhalten repräsentiert.

$$\dot{\Psi}_{\text{ref},t} = \frac{v_{x,t}}{R_0} \cdot \frac{180}{\pi} \quad (2.4)$$

So kann das Eigenlenkverhalten bei Beschleunigung oder Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt auf eine neutrale Größe bezogen werden. Ist die aktuelle Giergeschwindigkeit größer als der Referenzwert, so übersteuert das Fahrzeug. Bei Untersteuern ist die Giergeschwindigkeit kleiner. **Bild 2.2** zeigt einen beispielhaften Verlauf.

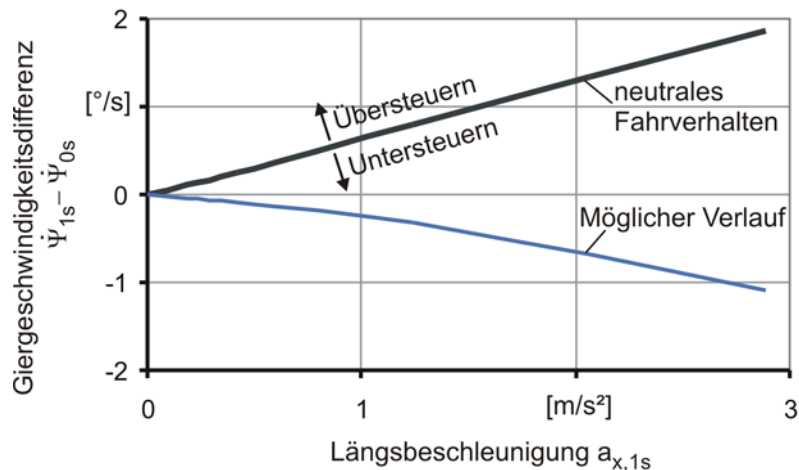


Bild 2.2: Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt: Typischer Verlauf der Giergeschwindigkeitsdifferenz über der Längsbeschleunigung, als Referenz dient die Linie neutralen Fahrverhaltens

Unter- bzw. Übersteuern kann auch mit Hilfe des **Eigenlenkgradienten** (EG) definiert werden, Formel (2.5). Er beschreibt den Verlauf des Lenkwinkelbedarfs für eine Kreisfahrt mit konstantem Radius und zunehmender Querbeschleunigung [97]. Er ist eine der meist verwendeten Größen, um das subjektive Empfinden des Fahrverhaltens durch objektive Werte abzubilden.

$$\text{EG} = \frac{d\delta_H}{da_y} \cdot \frac{1}{i_S} - \frac{d\delta_D}{da_y} \quad \begin{array}{l} > 0 \text{ untersteuernd} \\ = 0 \text{ neutral} \\ < 0 \text{ übersteuernd} \end{array} \quad (2.5)$$

Da mit zunehmender Querbeschleunigung bei untersteuerndem Fahrzeug der Lenkwinkelbedarf zunimmt und das Fahrzeug stärker über die Vorderachse nach kurvenaußen schiebt, ist der Eigenlenkgradient größer als Null.

Serien-Pkws sind aus Sicherheitsgründen meist untersteuernd ausgelegt. Angestrebt wird ein neutrales Fahrverhalten, in manchen Situationen auch ein geregeltes, kontrolliertes Übersteuern. Übersteuern ist schwieriger zu regeln als Untersteuern, da der Lenkradeinschlag zur Korrektur des Übersteuerns verringert werden muss, d.h. es ist ein Einschlag in der entgegengesetzten Richtung nötig. Da dies oft als sportlicher und agiler empfunden wird, ist es trotzdem ein Ziel, das Fahrverhalten in bestimmten Fahrsituationen in Richtung Leistungsübersteuern auszulegen, so auch in dieser Arbeit. Der Eigenlenkgradient ist in diesen Fällen kleiner Null, die Giergeschwindigkeitsdifferenz ist größer als die eines neutralen Fahrzeugs.

Eine weitere Größe zur Untersuchung des Fahrverhaltens ist die **Schräglaufwinkeldifferenz** zwischen den beiden Achsen. Der Schräglaufwinkel einer Achse wird dabei als Mittelwert der Schräglaufwinkel (siehe **Bild 2.1**) der beiden Räder gebildet. Je größer der Schräglaufwinkel einer Achse wird, desto größer ist deren Geschwindigkeitsanteil in Querrichtung. Wird der Schräglaufwinkel der Hinterachse bei konstantem Vorderachsschräglaufwinkel immer größer, so tendiert das Fahrverhalten in Richtung Übersteuern.

Eine weitere Größe zur Beurteilung der Fahrzeugstabilität ist der **Schwimmwinkel**. Hierbei wird die Fahrzeugquergeschwindigkeit mit der Längsgeschwindigkeit ins Verhältnis gesetzt, Formel (2.6), ähnlich der Berechnung des Schräglaufwinkels.

$$\beta = \arctan \frac{\dot{y}_{SP}}{\dot{x}_{SP}} \quad (2.6)$$

Ziele mit variabler Momentenverteilung

Durch variable Momentenverteilung werden die Reifenumfangkräfte geändert, was Einfluss auf die maximal übertragbaren Querkräfte und damit auf die Schräglaufwinkel, den Schwimmwinkel und auch die Giergeschwindigkeit hat. Das Fahrverhalten wird unter- oder übersteuernder. Daraus ergeben sich folgende Möglichkeiten:

- Neutrales Eigenlenkverhalten
- Agileres Einlenken
- Erhöhte Traktion durch optimierten Reifenschlupf
- Steigerung der maximalen Querbeschleunigung
- Stabilisierung des Fahrzeugs

2.2 Kraftübertragungsverhalten des Reifens

Die Einflussnahme auf das Fahrverhalten wird ausschließlich über die Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn umgesetzt. Entsprechend den drei Bewegungsrichtungen des Aufbaus können diese in Längs-, Quer- und Vertikalkräfte unterteilt werden, wobei die längs und quer wirkenden Kräfte den größten Einfluss auf die Querdynamik haben.

Längskräfte entstehen erst, wenn eine Relativbewegung zwischen Reifen und Fahrbahn auftritt. Der Reifen verformt sich dabei und „haftet“ an der Fahrbahnoberfläche. Diese Relativbewegung wird Schlupf genannt und durch Antriebsmomente, Bremsmomente oder Kurvenfahrt ausgelöst. Dementsprechend wird der Schlupf für die Fälle Antreiben und Bremsen getrennt definiert, Formeln (2.7) und (2.8).

$$\lambda_{xa} = \frac{\omega_{\text{Rad}} \cdot R_0 - v_{\text{Fzg}}}{\omega_{\text{Rad}} \cdot R_0} \quad (\text{Antreiben}) \quad (2.7)$$

$$\lambda_{xb} = \frac{\omega_{\text{Rad}} \cdot R_0 - v_{\text{Fzg}}}{v_{\text{Fzg}}} \quad (\text{Bremsen}) \quad (2.8)$$

Das angetriebene Rad dreht sich folglich schneller, als es für die Fahrzeuggeschwindigkeit erforderlich ist. Bei geringem Antriebsschlupf ergibt sich eine nahezu lineare Steigerung des Reifenschlupfs mit zunehmender Längskraft. Bei größeren Werten ist der Zusammenhang nichtlinear, denn nach dem Maximum beim Übergang zwischen Haften und Gleiten nimmt die maximal übertragbare Kraft wieder ab, **Bild 2.3**.

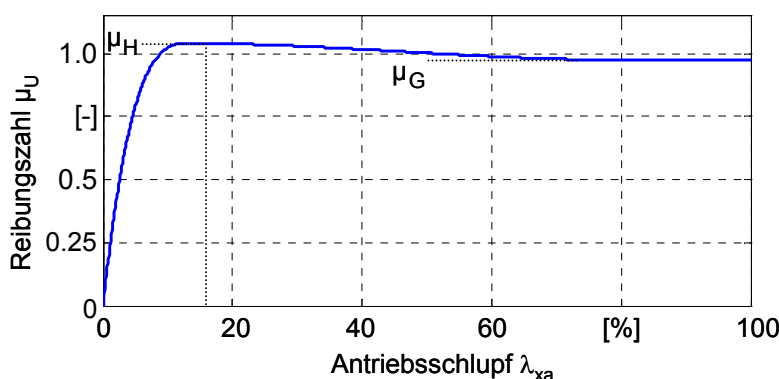


Bild 2.3: Beispielhafter Verlauf von Umfangskraftschluss und Reifenschlupf; nach [67]

Bei einer Bewegung des Reifens in Querrichtung entstehen zusätzlich Seitenkräfte. Es resultiert ein Querschlupf λ_y , der sich aus der Quer- und Längsgeschwindigkeit des Rades berechnet, Formel (2.9). Zwischen der Radlängsachse und der Bewegungsrichtung des Rades liegt der Schräglaufwinkel, der ebenfalls aus diesen Größen berechnet werden kann.

$$\lambda_y = \frac{V_{y,\text{Rad}}}{V_{x,\text{Rad}}} = \tan(\alpha) \quad (2.9)$$

Zwischen Längs- und Querkraft des Reifens besteht ebenfalls ein Zusammenhang, der für das Fahrverhalten von großer Bedeutung ist. So wird die Summe dieser beiden Kräfte durch die Radaufstandskraft sowie durch den Reibwert zwischen Reifen und Straße begrenzt. Näherungsweise ergibt sich folgender Zusammenhang, Formel (2.10).

$$F_z \cdot \mu_H \geq \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (2.10)$$

Anhand des Kamm'schen Kreises ist dieser Zusammenhang in **Bild 2.4** dargestellt. Ein Vorteil des Allradantriebs ist die gleichmäßigere Aufteilung der Antriebskräfte auf die beiden Achsen. Da die antreibenden Räder im Vergleich zum Einachs Antrieb jeweils nur eine reduzierte Radumfangskraft übertragen, könnten auch die Seitenkräfte gleichmäßiger verteilt werden. Daraus resultiert besonders auf Fahrbahnoberflächen mit niedrigen Reibwerten ein neutraleres Fahrverhalten.

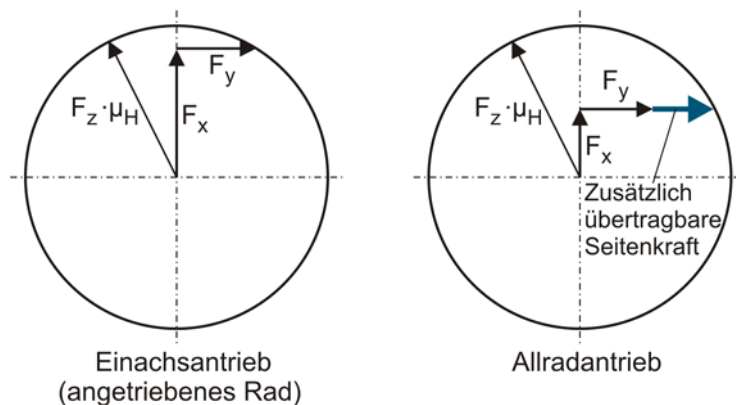


Bild 2.4: Kamm'scher Kreis: Begrenzung der Längs- und Seitenkraft durch Normalkraft und Haftbeiwert

Mit variabler Momentenverteilung können die Radumfangskräfte (F_x) geändert werden. Bei entsprechender Regelung kann der Reifen die maximal übertragbare Radumfangskraft absetzen, so dass das Reifenpotenzial voll ausgeschöpft wird.

2.3 Definition wichtiger Kennwerte und Begriffe

Differenzial

Differenziale lassen sich gemäß der Funktion in Längs- und Querdifferenziale gliedern. Ein Längsdifferenzial verteilt das Moment zwischen den Achsdifferenzialen und wird auch Verteilerdifferenzial, oder entsprechend der Einbaulage Mitten- bzw. Zentralfdifferenzial genannt. Ein Achsdifferenzial übersetzt das Antriebsmoment der Längswelle auf die Achse und teilt es zwischen den beiden Rädern auf. Es wird deshalb auch Querdifferenzial genannt.

Sperrwert

Differenziale ohne Sperreinrichtungen, sogenannte offene Differenziale, verteilen das Antriebsmoment stets in einem festen Verhältnis auf die Abtriebswellen. Mit Hilfe von Differenzialsperrern kann der Drehzahlausgleich zwischen den Abtriebswellen unterbrochen werden. Es ergibt sich ein Sperrmoment, das aus der Differenz der beiden Abtriebsmomente berechnet wird. Das Verhältnis der beiden Abtriebsmomente wird meist in Form des Sperrwerts S angegeben. Das auf das Gesamtmoment M bezogene Differenzmoment ΔM kann als dimensionslose Größe, wie in Formel (2.11), oder in Prozent definiert werden. Im englischen Sprachraum wird der Sperrwert als Locking Effect (LE) bezeichnet.

$$S = \frac{\Delta M}{M} = \frac{|M_L - M_R|}{|M_L + M_R|} \quad \text{nach [47]} \quad (2.11)$$

Torque Bias Ratio

Eine weitere gebräuchliche Definition ist das Torque Bias Ratio - kurz TBR. Es ist als Momentenverhältnis des Rades auf μ_{high} zum Rad auf μ_{low} definiert und kann Formel (2.12) direkt aus dem Sperrwert berechnet werden.

$$\text{TBR} = \frac{M_{\mu_{\text{high}}}}{M_{\mu_{\text{low}}}} = \frac{1+S}{1-S} \quad (2.12)$$

Torque Vectoring

Charakteristisch für Differenzialsperrern ist die durch Drehzahldifferenzen verursachte Verschiebung von Antriebsmoment zur langsamer drehenden Seite. Bei Systemen mit variabler Momentenverteilung kann auch das schneller laufende Rad mit dem größeren Drehmoment angetrieben werden. Der Begriff Torque Vectoring stammt von Ricardo und bezeichnet die variable Verteilung des Moments zwischen den beiden Abtriebswellen eines Differenzials [91], wird aber auch systemunabhängig als Ausdruck für variable Momentenverteilung verwendet.

Um dies zu realisieren, gibt es zwei Hauptkonzepte. Zum einen kann ein Differenzial um ein Überlagerungsgetriebe erweitert werden, welches beispielsweise mit Kupplungen zugeschaltet wird, **Bild 2.5**. Diese Variante wird gewöhnlich mit **Torque Vectoring** bezeichnet.

Die zweite Möglichkeit besteht in der Verwendung eines Doppelkupplungssystems. Die Ankopplung der Räder bzw. Achsen über einzelne Kupplungen stellt zwar eine Art des Torque Vectoring dar, wird aber gewöhnlich als **Torque Splitter** bezeichnet.

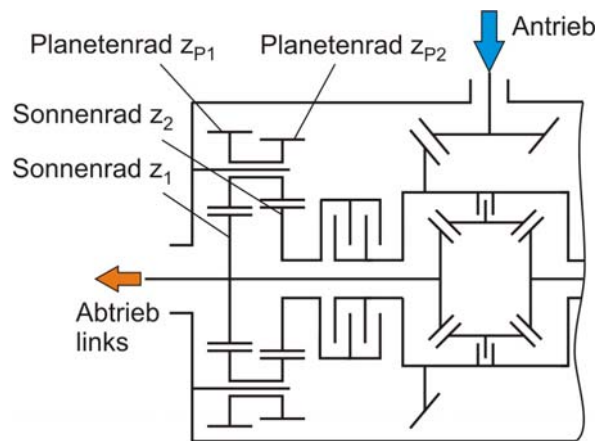


Bild 2.5: Schematischer Aufbau eines symmetrisch aufgebauten Differenzials mit Überlagerungsgetriebe; nach [75]

Differenzmoment

Charakteristische Größen für die Auslegung eines Torque Vectoring Differenzials sind die Übersetzung durch die zusätzliche Getriebestufe und das erreichbare Differenzmoment. Das maximal übertragbare Differenzmoment ΔM , angegeben in Nm, bezeichnet bei Achsdifferenzialen die Differenz der Radantriebsmomente, Formel (2.13). Das dafür in der Kupplung aufzubringende Moment kann einen anderen Betrag aufweisen, da es von der Bauart der Kupplung und den durch die Kupplung verbundenen Bauteilen abhängt.

$$\Delta M = M_1 - M_2 = M_L - M_R \quad (2.13)$$

Übersetzung / Drehzahldifferenz

Maßgeblich für die Leistungsverluste der Differenzialeinheit nach **Bild 2.5** ist die Übersetzung der zusätzlichen Getriebestufe im Differenzial, die in Formel (2.14) für ein solches Achsdifferenzial mit Überlagerungsgetriebe definiert ist.

$$i = \frac{z_1}{z_{P1}} \cdot \frac{z_{P2}}{z_2} \quad (2.14)$$

Die Drehzahldifferenz der Räder Δn_{Rad} wird in Prozent definiert und aus dem Quotienten der Differenz der Raddrehzahlen und der Drehzahl des Differenzialkorbs nach Formel (2.15) berechnet.

$$\Delta n_{\text{Rad}} = \frac{|n_1 - n_2|}{\frac{n_1 + n_2}{2}} \cdot 100\% \quad (2.15)$$

Haftet die Kupplung, so kann die Übersetzung der Getriebestufe auch aus dem Drehzahlverhältnis berechnet werden, den Zusammenhang beschreibt Formel (2.16).

$$i = \frac{2}{\Delta n_{\text{Rad}} / 100 + 2} \quad (2.16)$$

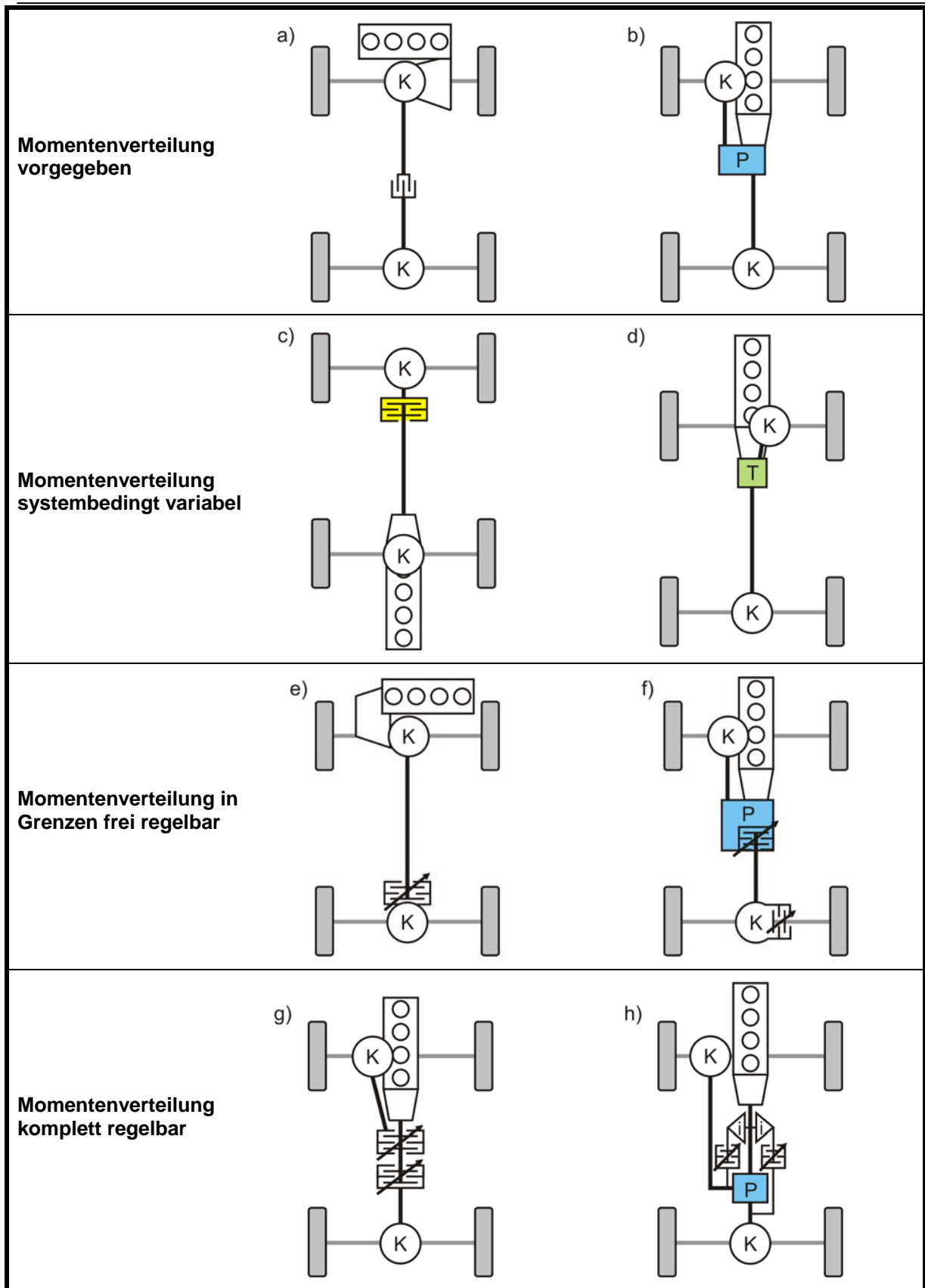
Da solche Systeme nicht immer symmetrisch aufgebaut sind wird an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass ein System auch zwei unterschiedliche Übersetzungen haben kann [92].

2.4 Grundaufbau von Allradantrieben

Allradantrieb kann auf mehrere Arten realisiert werden. Die Gliederung in **Bild 2.6** gemäß der Variabilität der Leistungsverzweigung entsprechend Braess / Seiffert [7] gibt einen Überblick. Die dargestellten Antriebe sind in vier Gruppen geordnet, innerhalb derer die Möglichkeit der Momentenverlagerung stets zunimmt, von einer festen bis hin zur komplett regelbaren Verteilung.

Heute kaum mehr verbreitet ist der standardmäßige Antrieb nur einer Achse und das Zuschalten der zweiten Achse mit einer Klauenkupplung, **Bild 2.6 a**. Der zuschaltbare Allradantrieb wird vor allem bei Fahrzeugen eingebaut, bei denen die Traktion im Vordergrund steht, z.B. bei einfachen Geländewägen oder Pick-Ups. Hier wirkt sich der Allradantrieb negativ auf die Fahrdynamik aus. Heute wird in Pkws permanenter Allradantrieb eingesetzt, d.h. spätestens bei Drehzahldifferenz zwischen den Achsen werden beide Achsen angetrieben, **Bild 2.6 b** bis **Bild 2.6 f**. Bei Vorhandensein eines Zentraldifferenzials kann einer Fahrzeugachse bis zu 80 % des Antriebsmoments zugewiesen werden. Ist die sekundäre Achse durch eine Visco- oder Lamellenkupplung mit dem Antriebsstrang verbunden, so kann sie auch komplett abgekoppelt werden.

Die Konzepte aus **Bild 2.6 g** und **Bild 2.6 h** zeigen eine komplett variable Momentenverteilung mit zwei Kupplungen bzw. mit einem Differenzial, das um ein Überlagerungsgetriebe und Kupplungen ergänzt wurde. Im Serienfahrzeugbau wurden diese Konfigurationen bisher nur innerhalb der Hinterachse realisiert [3], [92]. Dem erhöhten Aufwand hinsichtlich der Regelung und der Bauteile steht hier die Möglichkeit gegenüber, das Fahrverhalten stark zu beeinflussen und zu verbessern.



- (K) Kegelraddifferenzial
- [P] Planetenraddifferenzial
- [T] Torsendifferenzial
- ▷ Übersetzung
- [Visco] Visco-Kupplung
- [Lamellen] Lamellenkupplung, geregelt
- [Klauen] Klauenkupplung

Bild 2.6: Allrad-Konzepte, gegliedert nach der Variabilität der Leistungsverzweigung

Kapitel 3

Stand der Technik

Es werden die Elemente eines Pkw-Antriebsstrangs erörtert, durch deren Kombination sich leistungsfähige Differenzialeinheiten und schließlich komplette Antriebsstränge ergeben. Der Schwerpunkt liegt auf Komponenten mit variabler Momentenverteilung, wofür stellvertretend ein Differenzial mit Überlagerungsgetriebe und ein Doppelkupplungssystem ausführlich erläutert werden. Diese beiden Varianten stellen die aussichtsreichsten Lösungen zur Umsetzung variabler Momentenverteilung dar. Es folgt eine Übersicht wichtiger veröffentlichter Untersuchungen zur Fahrdynamikverbesserung mit Hilfe einer Momentenverlagerung, womit die weitere Vorgehensweise und die Abgrenzung dieser Arbeit festgelegt werden.

3.1 Antriebsstrang und Allradsysteme

3.1.1 Elemente von Baugruppen zur variablen Momentenverteilung

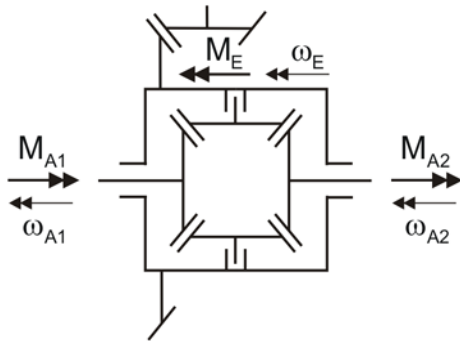
Um das Antriebsmoment an eine Achse oder direkt an die Räder weiterzuleiten, werden Differenziale oder Kupplungen benötigt. Eine variable Momentenverteilung innerhalb weiter Grenzen kann jedoch nur dargestellt werden, wenn diese Elemente miteinander kombiniert werden.

3.1.1.1 Differenzialbauarten

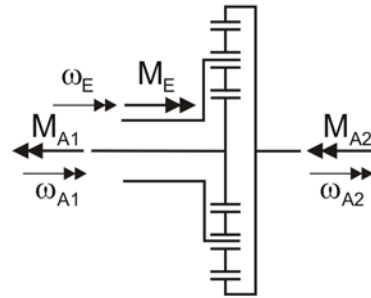
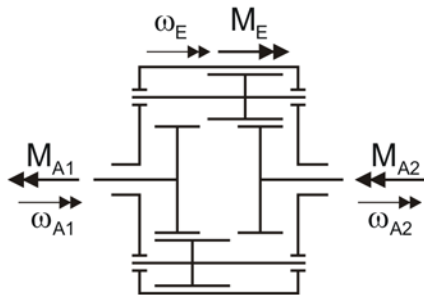
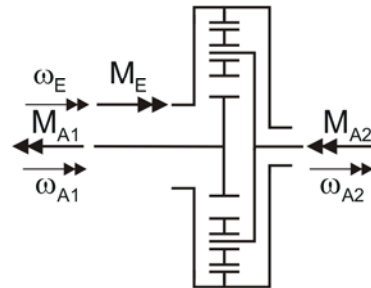
Die Räder eines Fahrzeugs legen während einer Kurvenfahrt sowie auch geradeaus, bei Achslastunterschieden, Differenzen im Reifenluftdruck oder bei Fertigungstoleranzen unterschiedliche Wegstrecken zurück. Um Verspannungen im Antriebsstrang zu vermeiden, ist ein Drehzahlausgleich zwischen den Rädern bzw. Achsen nötig. Neben dem Drehzahlausgleich ermöglichen Differenziale auch die Aufteilung des Antriebsmoments in einem vorgegebenen Verhältnis. **Bild 3.1** zeigt verschiedene Bauarten von Differenzialen, die vor allem im Verhältnis der Momentenaufteilung und im Bauraum variieren.

Das **Kegelraddifferenzial** ist ein offenes Differenzial, welches das Antriebsmoment im Verhältnis 50 / 50 weiterleitet und meist als Achsdifferenzial eingesetzt wird, **Bild 3.1 a**. Der benötigte Drehzahlausgleich wird durch die rotierenden Ausgleichskegelräder nicht erschwert. Da die antreibenden Kräfte immer zu gleich großen Teilen weitergeleitet werden, kann die Fahrdynamik damit nicht aktiv verändert werden.

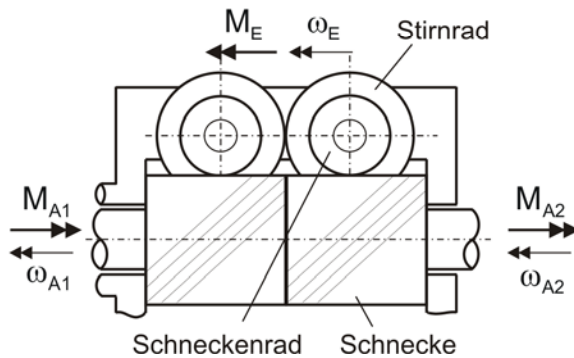
a) Kegelraddifferenzial



b) Planetenraddifferenzial

c) Stirnraddifferenzial,
Abtrieb über Sonnenräderd) Stirnraddifferenzial,
Abtrieb über Steg und Sonnenrad

e) Differenzial mit Schneckenrädern

**Bild 3.1:** Prinzipbilder verschiedener Differenzialbauarten

Planetenraddifferenziale sind aus einem Sonnenrad, Planetenrädern, die über einen Träger verbunden sind sowie einem Hohlrad aufgebaut. Unterschiedlich große Wirkradien ermöglichen die Übertragung unterschiedlicher Antriebsmomente, d.h. über die konstruktive Gestaltung kann Einfluss auf das Fahrverhalten genommen werden, **Bild 3.1 b**.

Als Sonderform des Planetenraddifferenzials werden die Antriebskräfte beim **Stirnraddifferenzial** im Verhältnis 50 / 50 verteilt. In **Bild 3.1 c** wird der Differenzialkorb angetrieben, in dem Zahnradpaare drehbar gelagert sind. Bei dieser Bauart ist ein Planetenrad mit dem jeweils anderen Planetenrad sowie mit einem Sonnenrad in Eingriff. **Bild 3.1 d** zeigt eine

Ausführung als Plusgetriebe mit Standübersetzung 2. Angetrieben wird das Hohlradd, der Abtrieb erfolgt über das Sonnenrad und den Steg.

Durch Verdrehen der Planetenräder um 90° und den Einsatz von Schrägverzahnungen lässt sich aus einem Stirnraddifferenzial nach **Bild 3.1 c** ein **Schneckendifferenzial** entwickeln. Das Torsen-Differenzial vom Typ A in **Bild 3.1 e** stellt den bekanntesten Vertreter dieser Differenzialart dar. Der Differenzialkorb nimmt die über Stirnräder formschlüssig verbundenen Schneckenräder mit, die wiederum in Eingriff mit den Schnecken stehen. Bei unterschiedlichen Abtriebsdrehzahlen wälzen die Stirnräder aufeinander ab und ermöglichen eine Drehzahldifferenz [73].

Werden zwei Differenzialbauformen kombiniert, so kann sich ein Doppeldifferenzial ergeben, das die Momentenverteilung in Längs- und Querrichtung bewerkstelligt. Beispielsweise kann durch zwei Planetenstufen mit einem gemeinsamen Hohlradd die Momentenverteilung innerhalb der Vorderachse sowie zwischen den Achsen gesteuert werden [59], **Bild 3.2**. Ein weiteres Beispiel ist die Kombination eines Schneckenrad-Planetentraddifferenzials mit einem Kegelraddifferenzial [73]. Vorteile kann es besonders hinsichtlich des Bauraumbedarfs geben. Fahrdynamisch hat dies, bis auf eine eventuell geänderte Achslastverteilung als Nebeneffekt, keine Auswirkung.

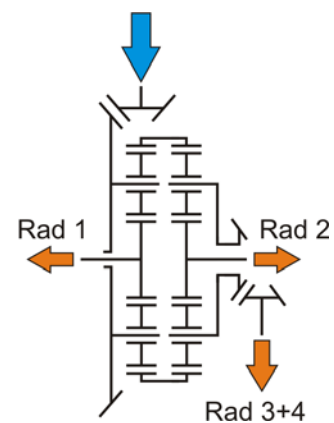


Bild 3.2: Doppeldifferenzial; nach [59]

3.1.1.2 Kupplungsarten

Im Allradantriebsstrang werden Kupplungen meist eingesetzt, um die zweite Achse oder auch die einzelnen Räder einer Achse an den Antriebsstrang zu koppeln. Außerdem können sie verwendet werden, um den Drehzahlausgleich in Differenzialen zu sperren, weshalb sie auch als Sperren bezeichnet werden.

Bei einer **Klauenkupplung** wird Moment über starre, formschlüssige Kraftübertragungselemente übertragen. Das Sperrmoment richtet sich nach den Schlupfbedingungen der Achsen bzw. Reifen, die Drehzahlen der verbundenen Wellen sind identisch. Die 100 %-Sperrung des Drehzahlausgleichs kann Verspannungen im Antriebsstrang verursachen. Außerdem muss die ABS-Tauglichkeit durch einen zusätzlichen Freilauf gewährleistet werden. Diese robuste und kostengünstige Kupplung ist vor allem für gute Traktion im Gelände einsetzbar. Ansonsten ist das Prinzip der Klauenkupplung technisch überholt und fahrdynamisch nicht akzeptabel.

Eine **Visco-Kupplung** verteilt das Moment abhängig von der Differenzdrehzahl. Abwechselnd sind mit der Welle bzw. mit dem Gehäuse verbundene Lamellenscheiben angeordnet, die mit der An- bzw. Abtriebsseite verbunden sind. Das Gehäuse dieses kleinen und leichten Bauteils ist mit Silikon-Öl gefüllt. Im Gegensatz zur Lamellenkupplung wird das Moment hier nicht durch eine reibschlüssige Verbindung der Lamellen übertragen, sondern durch Rei-

bung über das Fluid [9]. Es resultiert bei geringer Belastung ein degressiver Zusammenhang zwischen dem übertragenen Drehmoment und der Differenzdrehzahl innerhalb der Kupplung [61]. Bei länger anhaltender Belastung erwärmt sich das Öl und der Druck innerhalb der Kupplung steigt an. Die Visco-Kupplung erreicht schließlich den „Hump“ genannten Zustand, in dem sie nahezu verblockt ist und bei geringer Differenzdrehzahl ein großes Moment überträgt. Bei geringem Gewicht und Bauraum kann die Traktion mit dieser Kupplung deutlich verbessert werden. Üblicherweise wird eine Visco-Kupplung selbstregelnd betrieben, es wurde aber auch schon eine regelbare Visco-Kupplung in Serien-Fahrzeugen verbaut [44].

Lamellenkupplungen stellen die am häufigsten verwendete Kupplungsart im Antriebsstrang dar. Innenverzahnte, mit einer Welle verbundene Lamellen wechseln sich mit außen verzahnten, mit dem Gehäuse verbundenen Lamellen ab. Die Scheiben sind axial verschiebbar und werden durch eine Betätigungseinheit zusammengepresst. Durch den Reibschluss wird Moment über die Lamellen von der Antriebs- zur Abtriebsseite übertragen, die Drehzahldifferenz zwischen den Lamellen sinkt. Maßgeblich für die fahrdynamische Bedeutung von Lamellenkupplungen ist die Art der Betätigung.

3.1.1.3 Betätigungseinrichtungen für Kupplungen

Um mit einer Kupplung einen möglichst großen Einfluss auf das Fahrverhalten zu nehmen, sollte das übertragene Moment unabhängig von den Schlupfbedingungen an den Reifen variiert werden können. Die wichtigsten Betätigungsarten für Kupplungen und deren geeignete Einsatzgebiete zeigt **Tabelle 3.1**.

Tabelle 3.1: Wichtige Betätigungsarten für Kupplungen

Betätigungsart [Beispiel]	Geeigneter Kupplungstyp			Regelungsart	
	Lamellenk.	Visco-K.	Klauenk.	intern	extern
Hydraulik [31]	X	X	X	X	X
Elektromagnet [10]	X		X		X
Elektrisches Feld [11]		X			X
Elektromotor [17]	X		X		X
Mechanisch [37]	X		X	X	X

Die **hydraulische** Betätigung ist die am häufigsten angewandte Art und wird meist in Form einer externen Regeleinheit für Lamellenkupplungen, aber auch für Klauenkupplungen eingesetzt. Sie agiert schnell und kann dabei große Momente generieren. Über den Öldruck kann bei Lamellenkupplungen beispielsweise die Anpresskraft der Kupplung variiert werden, wovon wiederum das übertragene Moment abhängt.

Die **pneumatische** ist ähnlich aufgebaut wie die hydraulische Betätigung, wobei hier Luft als Druckmedium eingesetzt wird, was umwelttechnisch weniger problematisch ist. Negativ

sind der Wirkungsgrad, die aufwendige Abdichtung sowie die Gefahr von Schwingungsproblemen der Pneumatikventile. Die hohe Kompressibilität des verwendeten Mediums verschlechtert das dynamische Verhalten. Weiterhin verursacht das niedrige Druckniveau einen großen Platzbedarf.

Die Betätigung von Kupplungen und Sperren kann auch durch **Elektromagnete** erfolgen, hier jedoch ausschließlich extern betätigt. Die bei elektronischer Schaltung kurzen Einschalt- und Regelzeiten sind fahrdynamisch gut, auch das automatische Öffnen der Kupplung bei Systemausfall oder der hohe Wirkungsgrad sind positive Aspekte. Andererseits ist wegen Hystereseeffekten und Restmagnetismus eine aufwändige Regelung notwendig, so dass das übertragene Moment meist über die Ein- bzw. Ausschaltzeiten geregelt wird. Der bei geringer Gestaltungsfreiheit große Bauraum sowie die schweren Bauteile sind weitere Herausforderungen dieser Kupplungsbetätigung.

Elektromotoren erzeugen bauraum- und massespezifisch ein sehr hohes Drehmoment, aber nicht genug für eine direkte Kupplungsbetätigung. Eine Umwandlung der Drehung in eine translatorische Bewegung ist deshalb unabdingbar. Der Einrückvorgang wird hier durch einen Elektromotor ausgelöst, dessen Drehzahl die Dauer des Kupplungsvorgangs bestimmt. Eine elektromechanische Betätigung hat den Vorteil, schnell und gezielt Einfluss auf eine Kupplung und damit auf die Fahrdynamik nehmen zu können.

Ausschließlich für die Betätigung von Visco-Sperren bzw. -Kupplungen geeignet ist die Veränderung des Übertragungsverhaltens mit Hilfe eines **elektrischen Felds**. Das Kupplungsgehäuse ist dabei mit einer elektrorheologischen Flüssigkeit gefüllt. Durch Änderung der Viskosität, verursacht durch ein elektrisches Feld, ändert sich auch die Scherwirkung zwischen den Lamellen, die wiederum das Sperrverhalten beeinflusst.

Eine weitere Möglichkeit um den Kraftschluss zu verändern stellt die **mechanische** Betätigung dar, die in selbstregelnde Systeme und extern regelbare Systeme gegliedert werden kann. Selbstregelnd arbeitet beispielsweise ein Torsen-Differenzial. Vor allem in der Vergangenheit wurde die vom Fahrer ausgehende Betätigung per Schaltmuffen verwendet. Gegenüber anderen Betätigungssystemen ist dieses Konzept einfach und ausfallsicher. Neben den genannten Arten gibt es noch weitere Möglichkeiten der Kupplungsbetätigung [88], die für Serien-Pkws aber eine untergeordnete Rolle spielen.

3.1.2 Baugruppen zur Momentenverlagerung

Die Kombinationsmöglichkeiten von Differenzialen, Kupplungen und Betätigungseinrichtungen erschließen eine Vielzahl von Antriebssystemen, die sich hinsichtlich ihrer Einsatzmöglichkeiten für Fahrdynamik und Traktion deutlich voneinander unterscheiden.

3.1.2.1 Grundsätzliche Möglichkeiten zur Momentenverlagerung

Die einfachste Art, unterschiedliche Antriebsmomente an den Rädern zu erzeugen, ist ein Bremseneingriff, **Bild 3.3 a**. Nachteilig ist die Reduzierung des Antriebsmoments und der Energieeintrag in die Bremse. Mit geringeren Leistungseinbußen arbeitet ein Sperrdifferenzial, **Bild 3.3 b**. Hier wird Moment von der schneller drehenden zur langsamer drehenden Welle verlagert, das Fahrzeug wird kurvenunwilliger. Ein Differenzial mit Überlagerungsgetriebe und Betätigungseinrichtungen (Torque Vectoring) ermöglicht es, auch dem schneller drehenden Rad das größere Antriebsmoment zuzuweisen, was fahrdynamisch von hoher Bedeutung ist. Ein Momentenbetrag wird von der Antriebs- oder einer Abtriebswelle weggenommen und der anderen Abtriebswelle zugewiesen, relativ unabhängig von den Raddrehzahlen, **Bild 3.3 c**. Bei Verwendung von Kupplungen als Betätigungseinrichtungen ergibt sich durch deren schlupfenden Zustand stets eine Minderung des Antriebsmoments. Wird ein großes Differenzialmoment zwischen den Abtriebswellen erzeugt, können auch ein positives und ein negatives Moment an den Rädern übertragen werden.

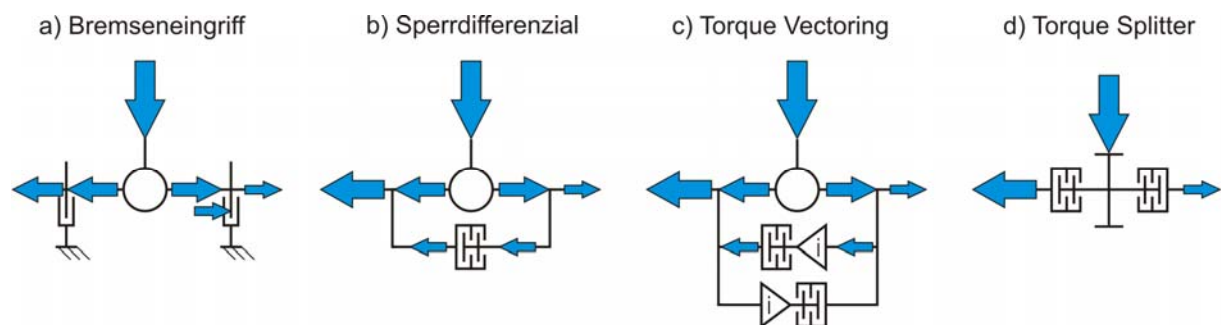


Bild 3.3: Möglichkeiten zur Erzeugung ungleicher Antriebsmomente

Auch bei Verzicht auf ein Differenzial und Anbindung der Räder über radindividuelle Kupplungen können ungleiche Momente übertragen werden, **Bild 3.3 d**. Es besteht jedoch nicht die Möglichkeit, Abtriebsmomente unterschiedlichen Vorzeichens zu erzeugen. Weiterhin können die Abtriebswellen nicht schneller drehen als der Antrieb in Form der inneren Halbwellen. Dies ist beim kurvenäußeren Rad wichtig um ein eindrehendes Giermoment zu generieren. Deshalb ist der Verbau einer zusätzlichen Übersetzung in Längsrichtung für einen Torque Splitter empfehlenswert [3].

3.1.2.2 Sperrdifferenziale

Offene Differenziale verteilen das Moment in einem festen Verhältnis an die beiden Abtriebswellen, die Seite mit dem kleineren Kraftschluss bestimmt das Moment der anderen Seite. Um diesen Nachteil zu eliminieren, werden Sperrdifferenziale eingesetzt, indem zusätzliche Kupplungen oder selbstsperrende Differenziale verwendet werden. In beiden Fällen wird der Drehzahlausgleich durch Reibung erschwert, wobei eine Abtriebswelle mit der Antriebswelle bzw. der anderen Abtriebswelle verbunden wird.

Eine Sperrung des Drehzahlausgleichs kann auf folgende Arten erreicht werden:

- Zusätzliche Kupplung, parallel zum Differenzial geschaltet
- Gezielte Auslegung des Differenzials mit Reibpaarungen
- Bremsengriff

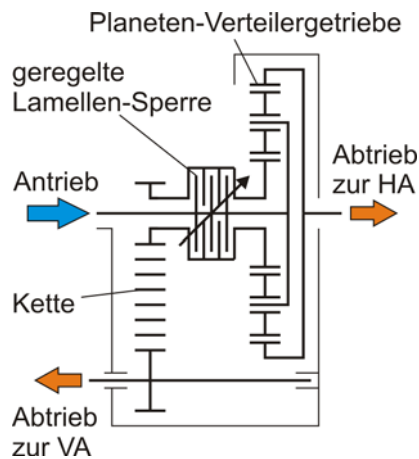


Bild 3.4: Planetenraddifferenzial mit Lamellensperre

Sehr verbreitet zur Sperrung eines Differenzials ist die Verwendung von **Kupplungen**, **Bild 3.3 b**. Da in den meisten Fällen das Zentralfdifferenzial als erstes der drei Differenziale mit einer Sperreinrichtung versehen wird, ist in **Bild 3.4** beispielhaft ein Planetenraddifferenzial mit Lamellensperre dargestellt. Die Lamellenkupplung verbindet in diesem Fall den Planetenträger als Eingang mit dem Sonnenrad als einem der Ausgänge. Im gesperrten Zustand hängt die Verteilung vor allem vom Schlupf der Achsen ab. Von der Achse mit höherer Drehzahl wird Moment zur langsamer drehenden Achse geleitet. So ist es möglich, dass beispielsweise beim Einlenken der Hinterachse zusätzlich Moment zugeführt wird, da - gemäß der Ackermann-Bedingung - die mittlere Drehzahl der Hinterräder in dieser Situation kleiner der der Vorderräder ist.

Durch gezielte Auslegung des Differenzials mit **Reibpaarungen** kann ohne zusätzliche Kupplungen und ohne externe Regelung ein großes Sperrmoment erzielt werden. Dabei kann zwischen unterschiedlichen Grundverteilungen sowie verschiedenen Sperrwerten gewählt werden [73]. Anhand des Torsens Typ A werden im Folgenden die Wirkweise sowie die Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik beschrieben. Bei Tendenz zu Drehzahldifferenzen zwischen den Abtriebswellen kommt es aufgrund von Axialkräften zum Aufbau von Reibmomenten zwischen verschiedenen Flächenpaarungen. Maßgeblich für das Sperrmoment ist die Reibung zwischen den Stirnflächen der beiden Schnecken sowie zwischen der Stirnfläche der Schnecke und dem Differenzialgehäuse, **Bild 3.5**.

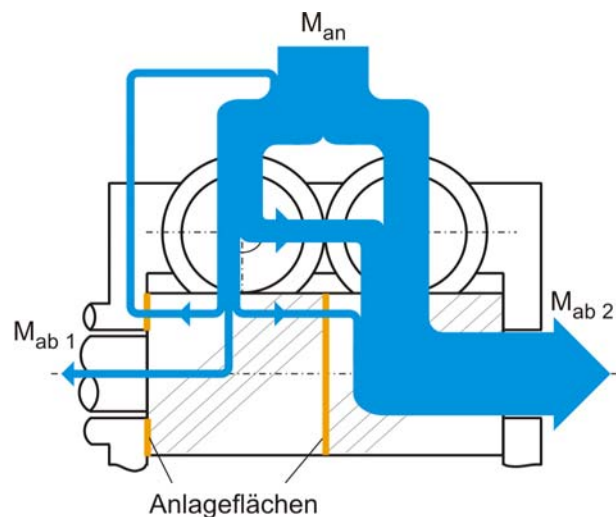


Bild 3.5: Momentenverteilung des Torsens Typ A im Zugbetrieb, Abtrieb 1 dreht schneller als Abtrieb 2

Im Zustand Zug erhält die langsamer drehende Welle das größere Moment, im Schub wird mehr (Brems-)Moment zur schneller drehenden Welle verlagert. Es handelt sich um ein kompaktes, selbstregelndes Differenzial, das gute Traktion ermöglicht.

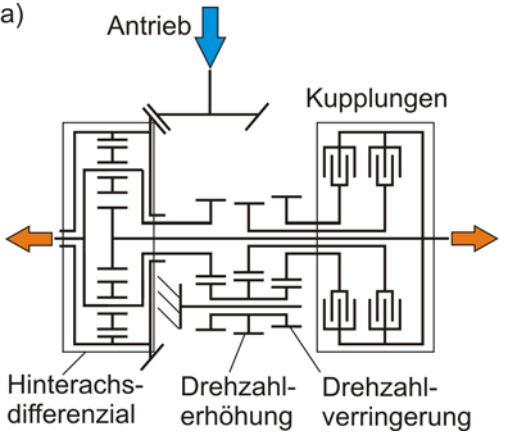
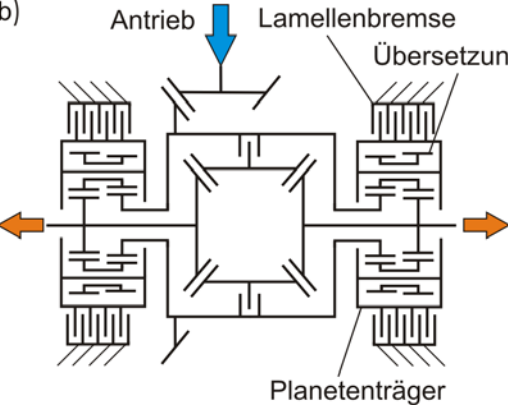
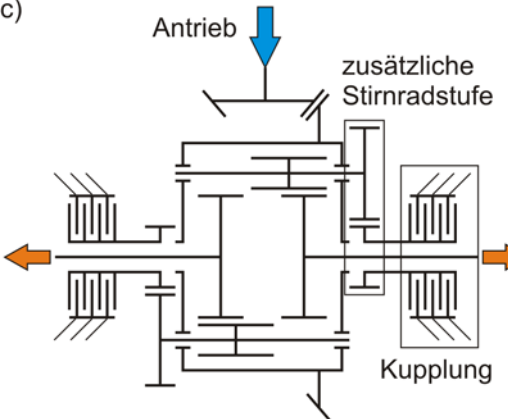
Eine kostengünstige Art den Drehzahlausgleich eines Differenzials zu sperren, stellt der **Bremseingriff** dar, auch elektronische Differenzialsperre (EDS) genannt, **Bild 3.3 a**. Gewöhnlicherweise wird das Rad auf Niedrigreibwert gebremst, so dass das andere Rad ein Antriebsmoment von der Höhe des Bremsmoments und der Reifenreibung aufbringt. Durch ABS und ESP sind die für einen Breseingriff nötigen Sensoren und Betätigungseinrichtungen vorhanden, so dass mit verhältnismäßig geringem zusätzlichem Aufwand die Traktion deutlich verbessert werden kann. Durch die Verringerung des Antriebsmoments und die Erhitzung der Bremsen sind Breseingriffe für den Dauereinsatz zur Beeinflussung der Fahrdynamik nicht optimal.

3.1.2.3 Differenziale mit Überlagerungsgetriebe

Neben der bisher in Serie gebauten Differenzialeinheit existieren zahlreiche Differenziale mit aktiver Momentenverteilung als Prototypen von Zulieferern aus dem Antriebsstrangbereich sowie viele Patente. Aufbau und Funktionsweise interessanter weiterer Lösungen werden im Folgenden dargestellt. Wichtige Merkmale einer solchen Differenzialeinheit sind die Bauart des Differenzials und die Funktion der Kupplungen. Deren Variation beeinflusst das durch die Kupplung zu übertragende Moment und die Drehzahldifferenz in der Kupplung.

Bisher in Serie ausgeführt ist ein Stirnraddifferenzial entsprechend **Bild 3.1 d** mit vier Zahnradpaaren, **Tabelle 3.2 a**. Angetrieben wird das Hohlrad, der Abtrieb zum linken Rad erfolgt in Form des Planetenträgers, der über eine feststehende Zwischenwelle mit den innen verzahnten Lamellen zweier Kupplungen gekoppelt ist. Die außen verzahnten Lamellen sind über das Kupplungsgehäuse fest mit der rechten Abtriebswelle verbunden [85]. Mit der Stirnradstufe kann die Drehzahl des Planetenträgers ins Schnelle oder ins Langsame übersetzt werden. Bei Betätigung einer Kupplung, beispielsweise der mit Drehzahlerhöhungsgrad, wird Moment von der linken Abtriebswelle auf die rechte Abtriebswelle umverteilt. Die Drehzahlen der Räder sind über das Differenzial gekoppelt, d.h. dreht die beschleunigte Welle schneller als der Differenzialkorb, so rotiert die andere Abtriebswelle entsprechend langsamer. Die Übersetzungen sind so gewählt, dass bis zu einer Drehzahldifferenz von 20 % zwischen den Rädern, bezogen auf die Drehgeschwindigkeit des Differenzialkorbs, Moment umverteilt werden kann [74], was einem Grenzradius von 7,5 m entspricht (siehe **Bild 5.19**, S.77).

Tabelle 3.2: Ausführungsmöglichkeiten für Differenziale mit zusätzlichen Übersetzungsstufen und Kupplungen

Skizze	Beschreibung	Kupplungsmom. Differenzdrehzahl Leistungsverlust (Differenzmoment 1000 Nm, Raddreh- zahlen 100 rad/s, Übersetzung 25%)	Quelle
<p>a)</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Stirrad-differenzial ▪ Kupplungen ver- binden die beiden Abtriebswellen ▪ Unsymmetrischer Aufbau 	<p>500 Nm</p> <p>25 rad/s</p> <p>12,5 kW</p>	<p>[85]</p>
<p>b)</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Kegelrad-differenzial ▪ Lamellen bremsen den Planetenträger der Übersetzungs- stufe gegen das Gehäuse ▪ Symmetrischer Aufbau 	<p>125 Nm</p> <p>100 rad/s</p> <p>12,5 kW</p>	<p>[53]</p>
<p>c)</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Stirraddifferenzial ▪ Planeten werden gegen das Gehäu- se gebremst ▪ Symmetrischer Aufbau 	<p>125 Nm</p> <p>100 rad/s</p> <p>12,5 kW</p>	<p>[53]</p>

Eine symmetrisch aufgebaute Hinterachseinheit mit einem Kegelraddifferenzial als Basis zeigt die Skizze aus **Tabelle 3.2 b** [53]. Fest mit dem Differenzialkorb verbunden sind zwei Zahnräder, zu jeder Seite eines. Über eine Planetenstufe ist der Differenzialkorb mit den Abtriebswellen gekoppelt. Um Moment variabel zu verteilen, wird der Planetenträger mit Hilfe der Lamellen gegen das Gehäuse gebremst. Dadurch wird die Übersetzung wirksam, so dass die entsprechende Antriebswelle das größere Moment erhält. Durch die Bremsung des Planetenträgers ergeben sich ein geringes Stegmoment und hohe Differenzdrehzahlen.

Hohe Drehzahldifferenzen und geringe Kupplungsmomente ergeben sich auch bei dem Konzept aus **Tabelle 3.2 c**. Die Stirnräder des Stirnraddifferenzials besitzen auch außerhalb des eigentlichen Differenzialgehäuses ein Stirnrad, das über eine weitere Getriebestufe zum Gehäuse gebremst werden kann [53].

Mehrere Zulieferer entwickeln und erproben Differenziale mit variabler Momentenverteilung [60], [90]. Die funktionalen Unterschiede beschränken sich dabei auf die Drehzahldifferenz, das in der Kupplung übertragene Moment und die Art der Kupplungsbetätigung.

3.1.2.4 Doppelkupplungssysteme

Die zweite Möglichkeit, den Rädern einer Achse unterschiedliche Antriebsmomente zuzuführen, stellen Systeme mit radindividuellen Kupplungen dar, **Bild 3.3 d**. Hierbei soll dem kurvenäußeren Rad unter Verzicht auf ein Achsdifferenzial das größere Moment zugeschlagen werden.

Die einfachste Möglichkeit ein **extern betätigtes Doppelkupplungssystem** umzusetzen besteht darin, die beiden Räder mit individuellen Kupplungen an den Antriebsstrang zu koppeln, ohne weitere Getriebe oder Übersetzungen. Beispielsweise können die Hinterräder über elektronisch betätigte Lamellenkupplungen an den Antriebsstrang angebunden werden [98]. Ohne zusätzliche Übersetzung zwischen den Achsen ist der Einfluss auf das Fahrverhalten stark begrenzt. Das System ist kompakt und einfach, da weder Längs- noch Achsdifferenzial vorhanden sind, weshalb es vor allem zur Traktionsverbesserung verwendet wird.

Um mit einem Torque Splitter das Handling deutlich zu verbessern ist eine **zusätzliche, schaltbare Übersetzung** zwischen den Achsen sinnvoll. Nur so kann das kurvenäußere Hinterrad schneller drehen als das Achsdifferenzial der Vorderachse und ein eindrehendes Giermoment erzeugen. Die Hinterachseinheit aus **Bild 3.6** wird über einen Kegeltrieb angetrieben, der das Moment auf die Hohlräder zweier Planetengetriebe leitet [3]. Die Planetenträger sind mit den Abtriebswellen verbunden, die Sonnenräder sind mit den Innenlamellen der Kupplungen gekoppelt. Über elektromagnetisch betätigte Lamellenkupplungen können die Hinterräder an den Antriebsstrang angebunden werden, wobei das Sonnenrad gegen das Gehäuse gebremst wird.

Über einen Planetenradsatz in der Längswelle kann eine Übersetzung zugeschaltet werden [35], welche die Hinterachse um 5 % schneller drehen lässt. Falls die Planetenradsätze verblockt umlaufen, sind die Drehzahlen von Vorder- und Hinterachse gleich. Mit Hilfe eines hydraulischen Aktuators kann der Planetenträger mit dem Differenzialgehäuse verblockt werden, so dass die Übersetzung wirksam wird und die Hinterachse schneller läuft. Um ein großes Giermoment zu erzeugen, besteht die Möglichkeit, nur ein Rad an den Antriebsstrang zu koppeln.

Doppelkupplungssysteme können auch durch eine auftretende **Differenzdrehzahl** betätigt werden. Beispielsweise kann Öl durch eine Gerotorpumpe verdrängt werden, sobald eine Differenzdrehzahl zwischen Rad und Hinterachsantrieb auftritt.

Dadurch wird ein Druck erzeugt, der über Kolbenbewegungen die Lamellen der Kupplungen zusammenpresst und so den Drehzahlausgleich erschweren kann [100]. Über Ventile wird der Druck begrenzt, so dass die Hinterachse schwächer dimensioniert werden kann.

3.1.2.5 Unkonventionelle Antriebssysteme

Das Konzept mit stufenloser Variation der Momentenverteilung per **Umschlingungsgetriebe** basiert auf einem Kegelraddifferenzial, über das die beiden Abtriebswellen verbunden sind. Eine parallel laufende Welle ist mit einer Abtriebswelle über das Umschlingungsmittel verbunden, über Stirnräder steht sie mit der anderen Abtriebswelle in Eingriff, **Bild 3.7**. Durch Variation des Abstandes der Kegelradscheiben wird das Drehzahlverhältnis zwischen den Abtriebswellen verändert. Die Fahrodynamik kann damit deutlich beeinflusst werden [74]. Dieses Konzept ist sowohl für Längs- als auch Querdifferenziale geeignet, benötigt jedoch einen großen Bau- raum.

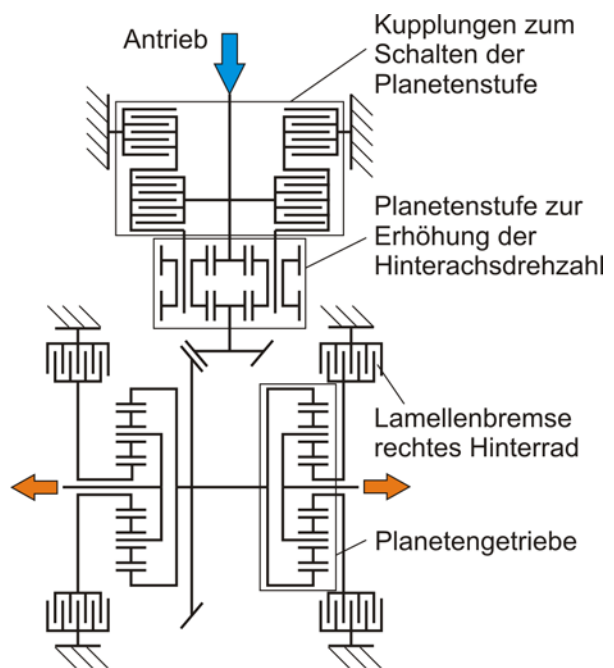


Bild 3.6: Hinterachseinheit mit Doppelkupplungssystem und zusätzlicher Übersetzung zwischen den Achsen; nach [3]

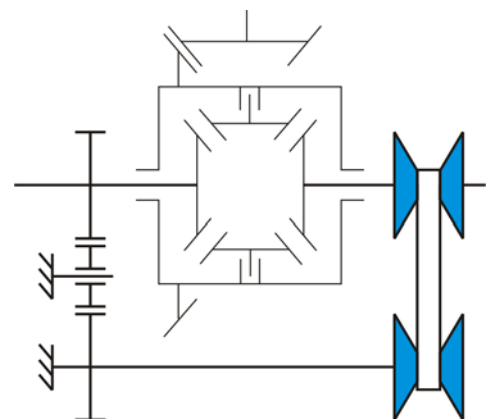


Bild 3.7: Überlagerung durch ein Umschlingungsgetriebe; nach [74]

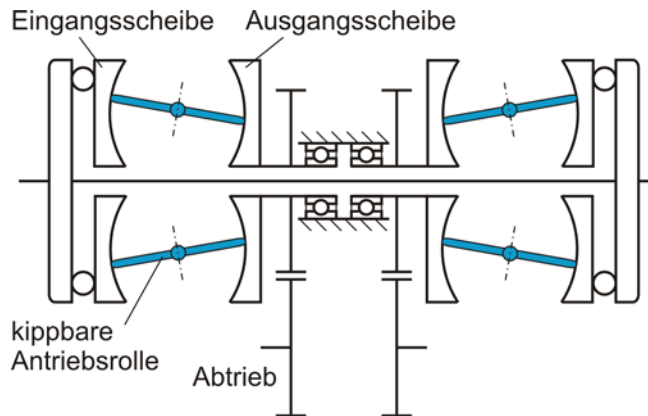


Bild 3.8: Schema eines Toroidgetriebes; nach [36]

Variable Abtriebsmomente können weiterhin durch **mechanische Getriebe ohne Differenzialfunktion** erzeugt werden [33]. Der Antrieb kann beispielsweise auf ein Hohlrad erfolgen, das zwei Planetenradgetriebe antreibt, über die Sonnenräder erfolgt der Abtrieb. Die beiden Planetenradträger können von zwei Elektromotoren überlagert werden, **Bild 3.9**. Damit können die Abtriebsdrehzahlen in einem beliebigen Verhältnis zueinander stehen. Die Regelung ist aufwändig, da die Drehzahlbedingung eines Differenzials nicht mehr gilt. Durch Koppelung der beiden Planetenträger über eine zusätzliche getriebestufe könnte bei variabler Momentenverteilung ein Elektromotor gespart werden.

Durch unterschiedliche **Gestaltung des Kegelritzels** und zusätzliche Betätigungseinrichtungen können ebenfalls verschieden hohe Momente ausgegeben werden. Jähn [38] hat in einem seiner zahlreichen Patente ein Differenzial mit ballig geformten Ausgleichskegelrädern entworfen. Über eine Verkippereinheit kann die Drehachse des Kegelrades angestellt werden, so dass die Antriebskegelräder auf unterschiedlicher Höhe mit dem ballig geformten Kegelritzel in Eingriff stehen. Außerdem könnten die Anzahl und der Durchmesser der Kegelritzelstufen verändert werden. Beispielsweise entwickelte Jähn ein dreistufiges Kegelritzel, dessen Abtriebswellen mit unterschiedlichen Kegelritzeln in Eingriff gebracht werden können [39]. Eine Herausforderung stellen der nötige Bauraum und die auf drei Stufen begrenzte Regelung dar.

Eine ebenfalls stufenlose Übersetzung ermöglicht ein **Toroidgetriebe**. Das Antriebsmoment wird über Eingangsscheiben eingeleitet, die über kippbare Antriebsrollen mit den Ausgangsscheiben verbunden sind. Durch die unterschiedlich angestellten Antriebsrollen können die Drehzahlen und damit auch die übertragenen Momente beeinflusst werden, **Bild 3.8**. Bisher ist ein Toroidgetriebe in Serienfahrzeugen nur von Nissan als Wechselgetriebe eingesetzt worden.

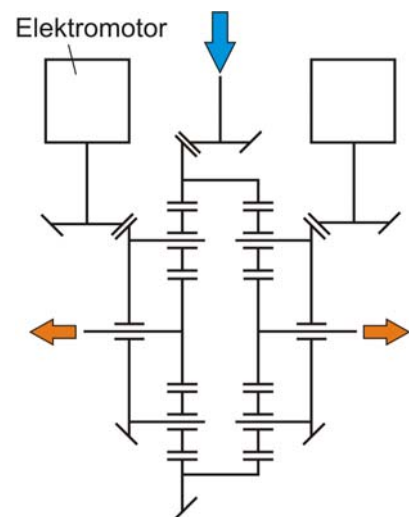


Bild 3.9: Variable Momentenverteilung durch Überlagerung mit Elektromotoren; nach [33]

Neben der mechanischen Verbindung der beiden Achsen besteht auch die Möglichkeit, die zweite Antriebsachse **elektromotorisch** anzutreiben. Besonders bei Hybridfahrzeugen, die bereits einen Elektromotor besitzen, bietet sich dieser Antrieb an. Er stellt aber auch eine gute Möglichkeit dar, die Traktion kleiner Fahrzeuge zu verbessern, wie es beispielsweise beim Nissan Micra in der Ausführung für Asien umgesetzt wurde [48]. Ein Generator versorgt den Elektromotor mit Strom, über eine Reduktionsstufe erfolgt schließlich der Antrieb der Hinterräder. Dabei wird vorrangig die Traktion bei Anfahr- oder Beschleunigungsvorgängen verbessert. Durch die Möglichkeit, die Achsen mit ungleichen Momenten zu beaufschlagen oder mit radindividuellen Elektromotoren die Räder einer Achse unterschiedlich anzutreiben, kann auf einfache Weise Einfluss auf die Fahrdynamik genommen werden. Ein mechanischer Durchtrieb zur zweiten Achse ist nicht mehr nötig. Um die Fahrdynamik deutlich zu beeinflussen, ist große Leistung notwendig, weshalb dieses Antriebslayout bei entsprechender Dimensionierung ein hohes Zusatzgewicht mit sich bringt.

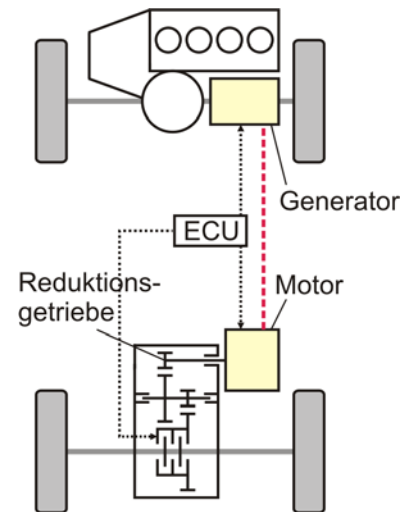


Bild 3.10: Elektromotorischer Antrieb der zweiten Achse

Hydrostatisch angetriebene Räder gibt es besonders im Nutzfahrzeugbereich, z.B. bei Gartentraktoren, Staplern oder Straßenbaumaschinen [68], im Pkw-Bereich findet diese Antriebsart bisher keine Anwendung. Der Aufbau eines möglichen Antriebsstranges ist in **Bild 3.11** dargestellt. Die beiden Hinterräder werden mit Radnabenmotoren angetrieben. Beispielsweise können durch die Verstellung der Schrägscheiben bei Axialkolbenmotoren verschieden große Antriebsdrehzahlen erzeugt werden, wodurch unterschiedliche Momente entstehen. Die nötige Energie wird hier über das Vorderachsdifferenzial vom Motor abgezweigt. Bei Verwendung von Serienkomponenten für Antriebswellen, Hydromotoren, Pumpe, Regelventil und die weiteren Aggregate ergibt sich ein zusätzliches Gewicht von 70 - 100 kg, das für einen Einsatz im Serienfahrzeugbau noch verringert werden könnte. Positiv sind das hohe Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen und die freiere Lage der Druckleitung im Fahrzeug. Für den Einsatz im hohen Geschwindigkeitsbereich müsste zusätzlich eine Übersetzungsstufe integriert werden.

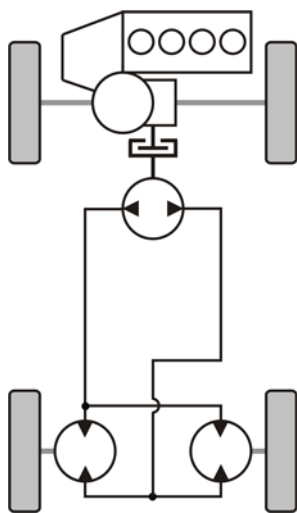


Bild 3.11: Hydrostatischer Antrieb der Hinterräder

3.1.2.6 Bewertung

In den Kapiteln 3.1.2.2 bis 3.1.2.5 wurden in Serie ausgeführte Komponenten sowie unkonventionelle Konzepte erläutert, die eine variable Momentenverteilung ermöglichen. Einen Überblick gibt **Bild 3.12**.

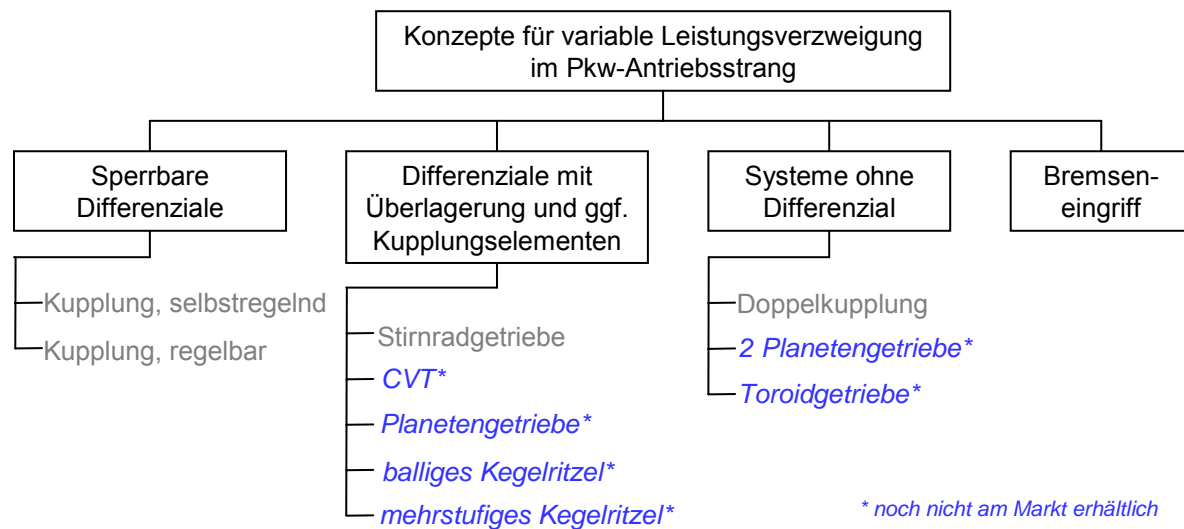


Bild 3.12: Gliederung der Möglichkeiten zur Erzeugung variabler Momentenverteilung

Die teils in Serie ausgeführten Systeme oder als Patente angemeldeten Konzepte sind hier in vier Gruppen unterteilt. Außer mit Sperrdifferenzialen kann mit allen Konzepten die schnellerdrehende Abtriebswelle mit dem größeren Moment angetrieben werden. Zahlreiche Konfigurationen sind im Serienfahrzeugbau noch nicht realisiert.

Um einen Überblick über die Vor- und Nachteile der wichtigsten Systeme zu geben, werden die besten am Markt erhältlichen Bauteile aus den Kapiteln 3.1.2.2 bis 3.1.2.4 verglichen. Die Kriterien sind in Fahrdynamik, Traktion, Systemsicherheit, Komfort, Package und Wirtschaftlichkeit unterteilt. Die Bewertung entstand anhand der Erfahrungen aus Literaturstudien und Simulationen. Die Gewichtung macht den großen Stellenwert der Fahrdynamik deutlich, die möglichst gut zu beeinflussen sein sollte und in weitere Teilbereiche gegliedert ist.

In der Kategorie Fahrdynamik, in der das querdynamische Verhalten bewertet wird, ergeben sich mit variabler Momentenverteilung deutlich mehr Möglichkeiten als mit einem sperrbaren Differenzial. Es besteht die Möglichkeit, das schneller drehende Rad mit dem höheren Antriebsmoment zu beaufschlagen, wodurch das Fahrzeug agiler wird. Das Kurven- und Anlenkverhalten wird dadurch stark verbessert. Bei Betätigung der Sperre eines konventionellen Differenzials verhält sich das Fahrzeug meist kurvenunwilliger, es entsteht der entgegengesetzte Effekt. Positiv wirkt sich die Drehzahlgleichheit der Abtriebswellen auf den Geradeauslauf aus.

Auch beim Übergangverhalten haben die Systeme mit variabler Momentenverteilung Vorteile. Da einem Torque Vectoring Differenzial das erzeugte Differenzmoment in etwa proportional zum Kupplungsdruck ist, ist die Regelung der Abtriebsmomente hier einfacher

als bei einem System mit radindividuellen Kupplungen ohne Achsdifferenzial. Mit einem Doppelkupplungssystem müssen beide Raddrehzahlen komplett über die Kupplungen geregelt werden, was durch unterschiedliche Reibwertverhältnisse zusätzlich erwert wird. Ein negatives Radmoment während Zugbetrieb des Motors, wie es mit Differenzial und Überlagerungsgetriebe möglich ist, kann hier nicht dargestellt werden. Außerdem kann nur bei einem Differenzial mit Überlagerungsgetriebe während eines radindividuellen Bremsengriffs Moment verlagert werden. Differenzialsperren bzw. die Kupplungen des Doppelkupplungssystems müssten geöffnet werden, um verschiedene Raddrehzahlen zu ermöglichen. **Tabelle 3.3** zeigt die Ergebnisse der Bewertung.

Tabelle 3.3: Bewertung verschiedener Bauelemente mit variabler Momentenverteilung

Kategorie		Gewicht	Extern sperrbares Differenzial	Differenzial mit Überlagerungs- getriebe	Doppelkupplungs- system mit zusätzlicher Übersetzung	
Fahrdynamik	Gerade- ausfahrt	Richtungsstabilität	1	5	4	5
		Anlenken	2	2	5	4
	Kurven- verhalten	Eigenlenkverhalten im Normalbereich	3	2	5	4
		Eigenlenkverhalten im Grenzbereich	3	3	5	4
		Bremsverhalten	2	3	4	4
	Über- gangs- verhalten	Lenkwinkelsprung- antwort	2	2	5	4
		Gierdämpfung	2	4	5	5
	Regel- verhalten	Regelgüte	2	5	5	3
		Einsatzdauer	2	5	3	4
		Kompatibilität mit Regelsystemen	2	2	4	2
	Auswertung Fahrdynamik			66	96	81
Weitere Kriterien	Traktion	3	5	5	5	
	Sicherheit	2	4	3	3	
	Komfort	1	4	3	3	
	Package	2	3	2	3	
	Wirtschaftlichkeit	2	4	2	3	
Auswertung weiterer Kriterien			41	32	36	
Gesamtauswertung			107	128	117	

Bewertung: 1 sehr schlecht 2 schlecht 3 mittel 4 gut 5 sehr gut
Gewichtung: 1 gering 2 mittel 3 hoch

Hinsichtlich Traktion ist ein Sperrdifferenzial ähnlich leistungsfähig wie ein System mit Momentenverlagerung. Bei einer vollständigen Sperre des Differenzials drehen beide Räder gleich schnell, außerdem wird das Antriebsmoment nahezu komplett auf die Räder übertragen und die Antriebskraftverteilung stellt sich entsprechend dem Radschlupf ein. Mit einer zusätzlichen Überlagerungsstufe ergeben sich hingegen Vorteile, wenn es um die Traktion in Kurven geht. Eine Herausforderung für den Einsatz dieser Systeme ist die Vorsorge gegen fehlerhaft gestellte Differenzmomente. Bei einem plötzlichen Momentenunterschied der Räder einer Achse kann ein starkes Giermoment erzeugt werden. Bei einem Stellfehler zwischen den Achsen wird das Fahrverhalten weit weniger geändert, so dass der erstgenannte Fall der weitaus kritischere ist. Das wichtigste Ergebnis der Bewertung ist, dass Systeme mit variabler Momentenverteilung für exzellente Fahrdynamik und deren Beeinflussung äußerst gut geeignet sind.

Die Bewertung macht auch deutlich, dass die bisher in Serienfahrzeugen realisierten Antriebsstränge mit Differenzial und per Kupplung zugeschalteter Übersetzungsstufe bzw. mit radindividuellen Kupplungen in manchen Eigenschaften noch Verbesserungspotenzial aufweisen. Die Wirtschaftlichkeit in Anschaffung und Betrieb ist schlechter als bei einem herkömmlichen Sperrdifferenzial. Die sehr gute Traktion mit einem Differenzial mit Überlagerungsgetriebe und Kupplungen kann auf Fahrbahnen mit Niedrigreibungswerten hinsichtlich der Leistungsverluste weiter verbessert werden, indem noch eine zusätzliche Differenzialsperre realisiert wird, so dass die Antriebsdrehzahlen der Hinterräder in diesem Fall gleich sind. Auch die Unabhängigkeit von einer maximal erreichbaren Drehzahldifferenz der Räder wäre wünschenswert, um bei jedem Bahnradius das Moment wie gewünscht verlagern zu können, beispielsweise auch in Passkehren. Diese Unabhängigkeit würde ein System mit variabler Momentenverteilung dann auch für den Geländeeinsatz interessanter machen, wo der Radschlupf und die auftretenden Raddrehzahldifferenzen im Normalfall größer sind als auf ausgebauten Straßen.

3.1.3 Allradantriebsstränge

3.1.3.1 Möglichkeiten der Kategorisierung

Um die Vielzahl der existierenden Antriebskonzepte zu gliedern, gibt es mehrere Wege. Eine etablierte Darstellung ist die Unterteilung gemäß dem Bereich der Leistungsverzweigung [7], wie sie bereits in Kapitel 2.4 verwendet wurde. Die Aussagekraft dieser Gliederung hängt stark vom Bewertungskriterium ab. Für optimale Traktion beispielsweise ist eine starre Kopplung der Achsen sehr gut geeignet, während bei Fokussierung auf die Fahrdynamik dadurch Nachteile in Kauf genommen werden müssen.

Um die Aussagekraft für die Bewertung der Fahrdynamik zu steigern, könnte diese Einteilung noch verbessert werden, indem bei der Leistungsverzweigung in Längs- und Querrichtung unterschieden wird. Korrekterweise ergibt sich so ein dreidimensionaler Raum wie in **Bild 1.2**, da die Verbindung der beiden Achsen sowie die beiden Achsdifferenziale bewertet werden müssen. Da nur in äußerst seltenen Fällen ein Bauteil mit variabler Momentenverteilung innerhalb beider Achsen verbaut wird, wird die Gliederung nach Braess und Seiffert [7] lediglich soweit aufgebrochen, dass sich ein zweidimensionaler Bewertungsraum ergibt, **Bild 3.13**. Das neue Diagramm zeigt exemplarisch wichtige Vertreter der einzelnen Gruppen.

Momentenverteilung quer \ längs	Vorgegeben 1	Variabel, systembedingt 2	in Grenzen frei regelbar 3	komplett frei regelbar 4
Vorgegeben 1	Mercedes C 4matic [99]	Porsche 911 C4 [80] Audi A4 Quattro [26]	BMW X3 [17] Porsche Cayenne [4]	-
Variabel, systembedingt 2	-	-	-	-
in Grenzen frei regelbar 3	-	-	Porsche Cayenne [4]	-
komplett regelbar 4	-	-	Mitsubishi EVO [92] Honda Legend [3]	-

Bild 3.13: Detaillierte Einteilung von Allradantrieben hinsichtlich der Leistungsverzweigung in Längs- und Querrichtung mit Beispielen aus dem Serienfahrzeugbau

In die Auswertung der Leistungsverzweigung quer sollte das leistungsfähigere der beiden Achsdifferenziale eingehen. Diese differenzierte Betrachtung der Momentenverteilung in Längs- und Querrichtung lässt eine genauere Aussage über die Leistungsfähigkeit der Systeme zu. Ob die Gliederung ausreichend genau ist, um die Fahrdynamik zu beurteilen und wie die Verteilungsrichtungen gegeneinander gewichtet werden sollten, wird im weiteren Verlauf der Arbeit erläutert.

Die in **Bild 3.13** enthaltenen Beispiele aus dem Serien-Fahrzeugbau zeigen, dass es viele Allradantriebe mit in Grenzen variabler Momentenverteilung zwischen den Achsen gibt. Da Bremseingriffe heute radindividuell und schnell vorgenommen werden können, wird nur manchmal eine Quersperre verbaut, weshalb die Felder mit variabler Leistungsverzweigung quer oft ohne Inhalt sind. Auch ein Fahrzeug mit komplett variabler Leistungsverzweigung in Längsrichtung wurde bisher noch nicht gebaut. Ob eine entsprechende Momentenverteilung sinnvoll ist, wird ebenfalls im weiteren Verlauf der Arbeit geklärt. Eine große Variationsbreite des Antriebsmoments bietet das Konzept des Mitsubishi EVO mit einem aufwändigen Hinterachsdifferenzial. Aber auch der Honda Legend, mit Doppelkupplungssystem und zusätzlicher Übersetzung zwischen den Achsen, ermöglicht individuelle Momente an den Hinterrädern.

3.1.3.2 Ausgeführte Antriebsstränge von Serienfahrzeugen

Basierend auf der Unterteilung von Antriebssträngen nach **Bild 3.13** werden im Folgenden die wichtigsten am Markt erhältlichen Allradantriebsstränge erläutert. Nach kurzer Beschreibung verbreiteter Systeme werden die beiden im Moment fahrdynamisch interessantesten Antriebsstränge erläutert.

Weit verbreitet sind Antriebsstränge mit Zentraldifferenzial oder einer Kupplung zur Ankopplung der zweiten Achse, siehe Kapitel 2.4. Innerhalb der Achsen sind meist offene Differenziale verbaut, eine Sperrwirkung kann durch Bremseingriffe erzielt werden. Damit ergeben sich relativ einfache Systeme mit guter Traktion, die durch unterschiedliche Auslegung der Momentenverteilung, der Sperrcharakteristik und der Betätigungsart auf alle Antriebs- und Fahrzeugkonfigurationen adaptierbar sind.

Zur Verbesserung der Traktion werden Sperrdifferenziale oder zusätzliche Differenzialsperren eingebaut. Meist wird nur eine Sperre für das Mittendifferenzial eingebaut. Bei Geländefahrzeugen ist oft eine Differenzialsperre an der Hinterachse, in seltenen Fällen auch noch an der Vorderachse verfügbar. Alle dabei verwendeten Bauteile sind in den Kapiteln 3.1.1 und 3.1.2 beschrieben. Diese Antriebsstränge sind aufwändiger, gewährleisten aber eine sehr gute Traktion. Besonders mit regelbaren Kupplungen, die zur Verbindung der Achsen oder zur Sperre eines Differenzials eingesetzt werden, ist eine spürbare Beeinflussung der Fahrdynamik möglich, vor allem im Grenzbereich. Um die Agilität eines Allradfahrzeugs deutlich darüber hinaus zu steigern, ist eine variable Momentenverteilung in Längs- und Querrichtung hilfreich. Derzeit gibt es zwei fahrdynamisch leistungsfähige Antriebsstränge die Momente in Querrichtung verlagern können.

Der in Serie ausgeführte Antriebsstrang aus **Bild 3.14** wird über das in Kegelradbauweise ausgeführte Zentraldifferenzial an der Vorderachse angetrieben. Das linke Antriebskegelrad treibt das selbstsperrende Vorderachsdifferenzial vom Typ Torsen B an. Über eine Hohlwelle, einen Differenzialkorb und einen Kegelradtrieb erfolgt der Abtrieb zur Hinterachse. Der Drehzahlausgleich zwischen den Achsen kann durch eine hydraulisch betätigte, extern regelbare Lamellensperre gesperrt werden. An der Hinterachse kommt das bereits in Kapitel 3.1.2.3 beschriebene Differenzial in Planetenradbauweise zum Einsatz, einschließlich des Überlagerungsgetriebes und der Kupplungen.

Dieses Allradsystem erzeugt durch das Sperrdifferenzial der Vorderachse, das sperrbare Mittendifferenzial und das Hinterachsdifferenzial mit variabler Momentenverteilung außerordentlich gute Traktion sowie eine deutliche Verbesserung der Fahrdynamik [74]. Durch Aufbau eines Differenzmoments zwischen den Hinterrädern wird ein zusätzliches Giermoment erzeugt, welches dem Fahrzeug höhere Querschleunigungen ermöglicht, besonders in Kombination mit Längsbeschleunigungen.

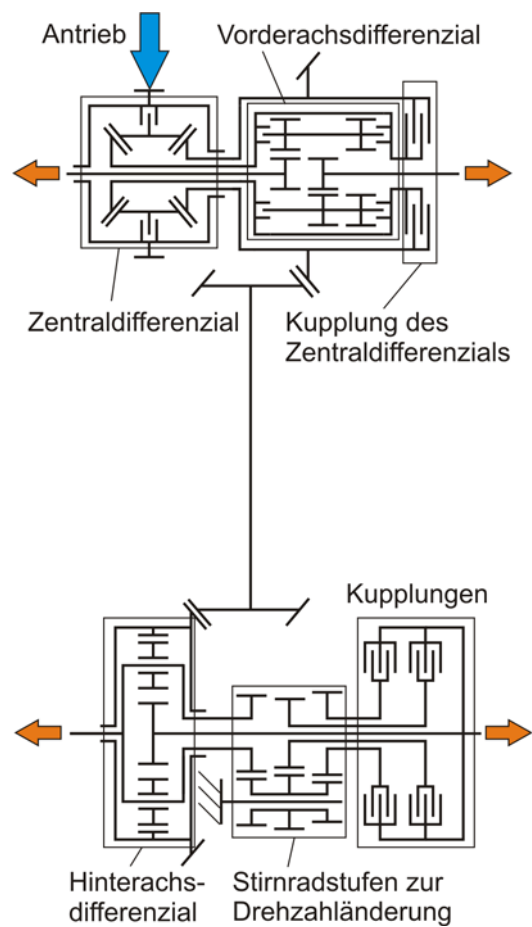


Bild 3.14: Antriebsstrang mit selbstsperrendem Vorderachsdifferenzial, extern sperrbarem Zentraldifferenzial und einem Hinterachsdifferenzial mit variabler Momentenverteilung; nach [75]

Die in Kapitel 3.1.2.4 beschriebene Hinterachseinheit mit zwei Kupplungen und einer zusätzlichen Übersetzung in Längsrichtung ist Teil des Antriebsstrangs des Honda Legend. Sie erlaubt eine große Variabilität des Antriebsmoments zwischen den Achsen und auch zwischen den Hinterrädern [3]. Vom Getriebeausgang wird das Moment auf den Korb des Vorderachsdifferenzials geleitet. Dadurch wird zum einen das Kegelraddifferenzial der Vorderachse angetrieben, weiterhin erfolgt über ein Verteilergetriebe der direkte Durchtrieb zur Hinterachse, **Bild 3.15**.

Vor dem Doppelkupplungssystem der Hinterachse befindet sich ein Doppelplanetengetriebe, das es ermöglicht, die Drehzahl der Hinterachse relativ zur Vorderachse um 5 % zu erhöhen. Bei Geradeausfahrt dreht der Doppelplanetensatz mit der Antriebswelle, so dass Vorder- und Hinterräder gleich schnell drehen. Wird eine Kurve durchfahren, so wird der Planetenträger gegen das feststehende Gehäuse gebremst und die Übersetzung wird wirksam.

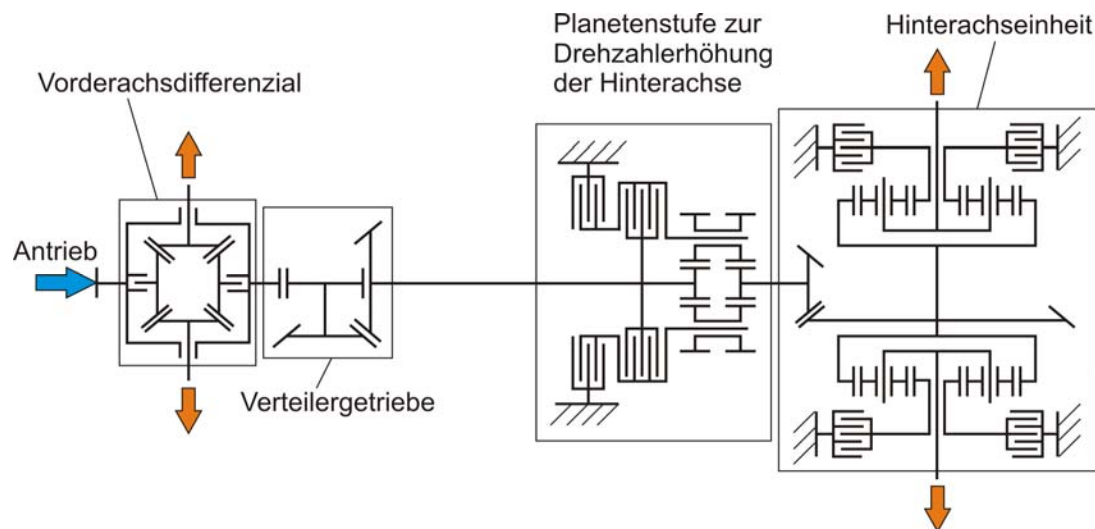


Bild 3.15: Schema des SH-AWD-Antriebsstrangs des Honda Legend; nach [35]

Durch die einzelne Ankopplung der Hinterräder an den Antriebsstrang kann das Fahrverhalten damit auch in Richtung Übersteuern verändert werden. Die Momentenverteilung an der Hinterachse wird dabei zwischen 0 / 100 und 100 / 0 variiert. Die Verteilung des Antriebsmoments in Längsrichtung beträgt im Normalfall 70 / 30 und kann sich bis hin zu 30 / 70 ändern, beispielsweise bei starkem Beschleunigen [101]. Bei Bremsen in der Kurve wird das Moment am kurvenäußeren Rad verringert, so dass sich das Fahrzeug stets stabil verhält.

Für die beiden beschriebenen Antriebsstränge ist ein großer Aufwand für Konstruktion, Fertigung und Regelung notwendig, so dass bisher nur wenige solcher Systeme realisiert wurden. Deren Einfluss auf die Fahrdynamik soll im Folgenden geklärt werden.

3.2 Fahrdynamikverbesserung durch Momentenverlagerung

Als Ausgangssituation für die weiteren Arbeitsinhalte ist neben der Betrachtung der Antriebskonzepte auch eine Analyse der bisherigen Mess- und Simulationsergebnisse nötig. Da zahlreiche Serien-Fahrzeuge mit variabler Momentenverteilung in Längsrichtung existieren und dementsprechend viele Untersuchungen durchgeführt wurden, werden ausschließlich Dokumente zu Torque Vectoring quer behandelt. Die Veröffentlichungen sind hier in Untersuchungen von Serien-Fahrzeugen und Forschungsarbeiten gegliedert. Daraus leiten sich die zu analysierenden Sachverhalte und die Tätigkeiten für den weiteren Verlauf der Arbeit ab.

3.2.1 Fahrdynamik-Analysen von Serien-Fahrzeugen

Yuasa [92] erklärt die fahrdynamischen Fortschritte mit einem Hinterachsdifferenzial mit zusätzlichen Übersetzungsstufen und Kupplungen (vgl. Kapitel 3.1.2.3 und 3.1.3.2) im Vergleich zur vorherigen Version bzw. zu einem passiven Fahrzeug ohne spezielles Querdifferenzial. Ein Fahrzeug mit Torque Vectoring innerhalb der Hinterachse wird meist in der Simulationsumgebung untersucht, in die auch ein Fahrdynamikregler integriert ist. Durch die zusätzlichen Getriebestufen kann eine Drehzahldifferenz von $\Delta n_{\text{Rad}} = 20\%$ zwischen den Hinterrädern erzeugt werden, über das maximal erreichbare Differenzmoment oder den Fahrdynamikregler sind keine weiteren Angaben aufgeführt.

Mit diesem Torque Vectoring System kann die absetzbare Horizontalkraft eines Reifens verbessert werden, so dass das Fahrzeug mit einer höheren Querbeschleunigung um eine Kurve fahren kann, **Bild 3.16**. Die Differenz zwischen den beiden Bauformen mit Überlagerungsstufe ergibt sich durch die Verbindung unterschiedlicher Wellen. Bei Verwendung eines Stirnrad-Differenzials wird Moment direkt von einer Abtriebswelle zur anderen verlagert (vgl. **Tabelle 3.2**). Dadurch kann bei gleichem Kupplungsmoment das doppelte Differenzmoment erzeugt werden. Bei stationärer Kreisfahrt kann der Lenkwinkelbedarf ab einer Querbeschleunigung von ca. 6 m/s^2 verringert werden, einhergehend mit einer Erhöhung der erreichbaren Querbeschleunigung. Auch die Längsdynamik in Form der Traktion wird gesteigert, bei einer μ_{split} -Beschleunigung kann über die Hinterachse ein größeres Moment abgesetzt werden.

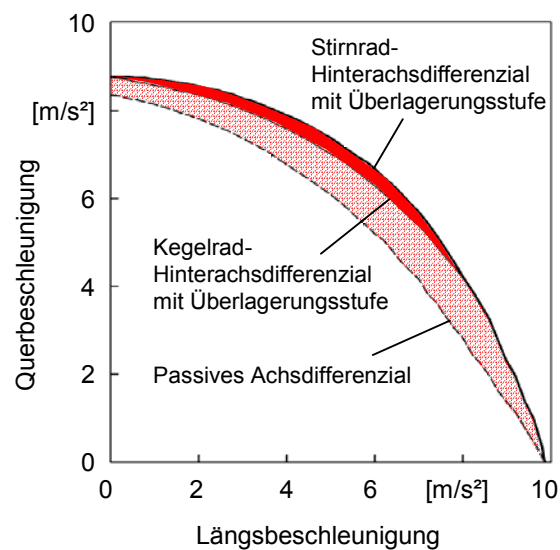


Bild 3.16: Erhöhung der Querbeschleunigung durch variable Momentenverteilung innerhalb der Hinterachse; nach [92]

Atsumi [3] beschreibt, wie das Fahrverhalten mit einem extern betätigten Doppelkupplungssystem an der Hinterachse und einer zusätzlichen Übersetzung zwischen den Achsen (siehe Kapitel 3.1.2.4 und 3.1.3.2) verbessert werden kann, verglichen mit einem konventionellen Allradantrieb. Die Testergebnisse zeigen, dass bei stationärer Kreisfahrt die maximale Querbeschleunigung von $6,6 \text{ m/s}^2$ auf 9 m/s^2 erhöht wird. Weiterhin wird bei Querbeschleunigungen über 5 m/s^2 der Lenkradwinkel reduziert. Bei einer Slalom-Fahrt kann die Gierrate gedämpft werden.

3.2.2 Forschungsarbeiten

Zur variablen Momentenverteilung in Querrichtung sind zahlreiche Forschungsarbeiten vorhanden. Da Simulationen bereits weit vor der Fahrt mit Prototypen oder gar Serienfahrzeugen eingesetzt werden können, überrascht es nicht, dass das Fahrverhalten in den meisten Veröffentlichungen ausschließlich mit Software untersucht wurde.

Schmid und Eitzinger [76] vergleichen in einer Untersuchung die Wirkung eines Torque Vectoring Differenzials innerhalb der Hinterachse mit dem Einfluss einer Hinterradlenkung. Dazu werden Simulationen mit einem aktiven Achsdifferenzial durchgeführt, die zum einen die Eignung der Systeme für bestimmte Einsatzgebiete zeigen sollen, zum anderen dazu dienen, die Simulation der Hinterachslenkung anhand von Testergebnissen zu überprüfen. Anhand eines Fahrspurwechsels wird gezeigt, dass die Gierreaktion gedämpft und die Agilität gesteigert werden kann, denn die Gierbewegung und die Querbeschleunigung werden schneller aufgebaut. Auch bei Seitenwind kann die Abweichung vom Soll-Kurs in Querrichtung mit jedem dieser aktiven Systeme verringert werden. Bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt kann besonders mit Torque Vectoring die maximal erreichbare Querbeschleunigung erhöht werden.

Die von Pelchen und Kollegen durchgeführten Versuche und Simulationen [60] haben das Ziel, die Fahrdynamik- und Fahrsicherheitsverbesserung mit Hilfe variabler Momentenverteilung zu zeigen. Weiterhin soll die Betriebsstrategie des implementierten Reglers getestet werden. Getestet wird ein Fahrzeug mit Doppelkupplungssystem an der Hinterachse, die Längsverteilung des Antriebsmoments kann durch eine Hang-On-Kupplung zur Vorderachse verändert werden. Innerhalb der Hinterräder wird der kurvenäußeren Seite mehr Moment zugeteilt. Die entsprechende Kupplung ist in diesem Fall geschlossen, während die Kupplung zur kurveninneren Seite im schleifenden Zustand betrieben wird. Die Ergebnisse zeigen eine Dämpfung der Gierreaktion bei sprunghafter Lenkwinkelvorgabe. Bei stationärer Kreisfahrt wird der Lenkradwinkelbedarf verringert, für diesen Fall ist auch der Verlauf der Momentenverteilung dargestellt.

Osborn und Shim [57] simulieren mit dem Ziel, die Fahrdynamik durch komplett variable Momentenverteilung zu verbessern. Für die Verteilung des Antriebsmoments in Längsrichtung wird ein Regler integriert, der die Giergeschwindigkeit als wichtigste Größe nutzt. Eine Achse kann hier bis zu 100 % des Antriebsmoments zugeteilt bekommen. Die Querverteilung

wird in Abhängigkeit der Querbewegung geregelt, sie ist an beiden Achsen gleich und variiert zwischen 20 / 80 und 80 / 20. Die Regelung wird anhand des Modells einer sportlichen Limousine getestet, wobei eine Sensitivitätsanalyse den Einfluss der Kontrollparameter zeigt. Als Vergleich dienen Antriebsstränge mit Front-, Heck- oder passivem Allradantrieb (Längs- wie Querverteilung 50 / 50). Bei der durchgeführten Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt zeigt das Fahrzeug mit variabler Längsverteilung ein ähnlich gutes, relativ neutrales Fahrverhalten wie die Variante mit Querverteilung. In beiden Fällen konnte annähernd neutrales Eigenlenkverhalten erreicht werden, mit sehr geringer Untersteuertendenz.

Ikushima und Sawase liefern mit ihren Simulationen [74] einen wichtigen Beitrag zur Entwicklung der variablen Momentenverteilung. Ziel ist die Verbesserung der Agilität mit Torque Vectoring an der Hinterachse und der Test des integrierten Fahrdynamikreglers. Die Momentenverlagerung soll durch Überlagerung mittels eines CVT-Getriebes geschehen (vgl. **Bild 3.7**). Das Eigenlenkverhalten wird durchweg neutraler, d.h. bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt verringert sich das Untersteuern, bei Lastwechsel das übersteuernde Verhalten. Bei nahezu stationärer Kreisfahrt kann die maximale Querbewegung um ca. 1 m/s^2 erhöht sowie der Lenkwinkelbedarf bei Querbewegungen von mehr als 6 m/s^2 verringert werden, **Bild 3.17**. Auch bei einem Spurwechsel ist ein geringerer Lenkwinkel nötig. Für jedes Manöver ist der Verlauf des durch die Hinterachseinheit erzeugten Giermoments dargestellt, so dass die Tätigkeit des Fahrdynamikreglers eingeschätzt werden kann.

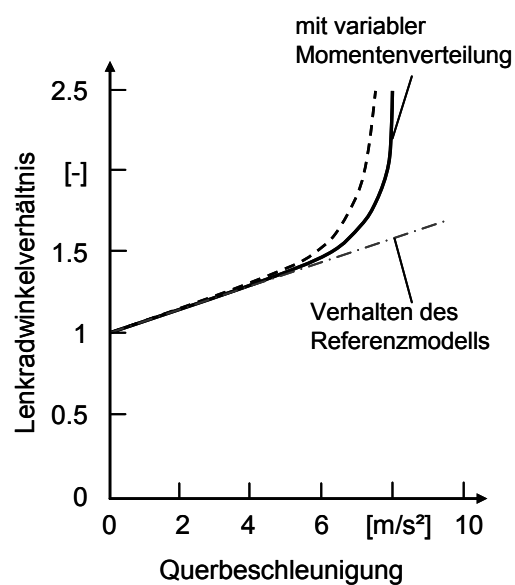


Bild 3.17: Veränderung der maximalen Querbewegung und des Lenkwinkels bei quasistationärer Kreisfahrt ($R = 50 \text{ m}$, $a_x = 0,1 \text{ m/s}^2$); nach [74]

3.2.3 Zusammenfassung der Ergebnisse aus Veröffentlichungen

Allen Untersuchungen ist gemeinsam, die Fahrdynamikverbesserung zum Ziel zu haben, d.h. die Agilität steigern zu wollen, mit oder ohne Fahrdynamikregler. Weitere Effekte wie die Dämpfung der Fahrzeugreaktion werden ebenfalls oft analysiert. Während ausschließlich Zulieferer oder OEMs Hardware-Versuche durchgeführt haben, steht die Simulation einem breiteren Anwenderspektrum zur Verfügung und bildet deshalb die Basis vieler Veröffentlichungen. Stets konnte bewiesen werden, dass die maximale Querbewegung erhöht und das Eigenlenkverhalten neutraler abgestimmt werden kann.

Einen Überblick über wichtige Veröffentlichungen gibt **Tabelle 3.4**. Viele Untersuchungen sind relativ neu, da das Thema seit ca. vier Jahren in der Automobilbranche wieder aktuell ist.

Tabelle 3.4: Beispiele für Untersuchungen zur Verbesserung des Fahrverhaltens mit Torque Vectoring in Querrichtung

Titel [Quelle]						Wichtige Inhalte Ziel Durchführung Ergebnis
	Simulationen	Versuche	Torque Vectoring	Torque Splitter	ohne System	
Development of SH-AWD [3]		X		X		<ul style="list-style-type: none"> Verbesserungen mit SH-AWD zu konventionellem AWD Torque Splitter an HA, zusätzliche Übersetzung längs Erhöhung der Agilität, Dämpfung der Gierrate
Comparison of the Dynamic Performance of Electronically Controlled All-Wheel Drive Systems [15]	X			X		<ul style="list-style-type: none"> Fahrdynamikvergleich von FWD, permanentem AWD, Hang-On AWD und AWD mit TS-Einheit an der Hinterachse (mit Giergeschwindigkeitsregler) Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt, Handlingkurs Verminderung der Untersteuerneigung
All Wheel Independent Torque Control [49]	X				X	<ul style="list-style-type: none"> Entwicklung eines Momentenreglers Einstellungen. +/-20% Radmoment pro Rad (feste Werte) Besonderheit: Variationen V/H, L/R, diagonal Verringerung der Untersteuerneigung, Verbesserung der „Fahrzeugantwort“
Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution [57]	X				X	<ul style="list-style-type: none"> Test eines Reglers für variable Momentenverteilung in Längs- (0/100 - 100/0) und Querrichtung (20/80 - 80/20) Minimierung der Untersteuerneigung bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt Mit variabler Längsverteilung ähnliche Ergebnisse wie mit Querverteilung
Steigerung der Fahrzeugagilität und Fahrzeugsicherheit durch radmomentbasierte Fahrzeugdynamik [60]	X	X		X		<ul style="list-style-type: none"> Fahrdynamik- und -sicherheitsverbesserung mit variabler Momentenverteilung, Test von Regler / Betriebsstrategie Längsverteilung: Hang-On Kupplung zur Vorderachse, Querverteilung: Doppelkupplungssystem an HA Erhöhung der max. Querbearbeitung bei stat. Kreisfahrt, Dämpfung der Gierreaktion bei Lenkwinkelsprung
Improving Vehicle Behavior Using a Two-Clutch Rear Axle [62]	X	X		X		<ul style="list-style-type: none"> Fahrdynamikvergleich von FWD, Honda VTM-4 Serie, Honda VTM-4 mit Regelung von Borg Warner Stationäre Kreisfahrt: höhere Querbearbeitung, Beschleunigung aus stat. Kreisfahrt: neutraleres Fahrverhalten, Lenkwinkelsprung: Dämpfung der Gierrate
A Study on the Effects of the Active Yaw Moment Control [74]	X		X			<ul style="list-style-type: none"> Verbesserung des Fahrverhaltens mit Torque Vectoring an der Hinterachse, Test des integrierten Gierratenreglers Umsetzung der Momentenverlagerung mit CVT Neutraleres Fahrverhalten, geringerer Lenkradwinkelbedarf
Analyse zweier aktiver mechatronischer Systeme zur Verbesserung von Agilität und Stabilität mittels Simulation [76]	X	X	X			<ul style="list-style-type: none"> Vergleich der Möglichkeiten von Torque Vectoring an der Hinterachse und einer aktiven Hinterradlenkung Torque Vectoring Differenzial mit Regler an der HA Lenkwinkelsprung: schnellerer Aufbau der Fahrzeugreaktion und Dämpfung von Überschwingern Seitenwindempfindlichkeit stark verringert
Development of Super AYC [85]	X	X	X			<ul style="list-style-type: none"> Vergleich von Super AYC und AYC mit passivem AWD Simulationen mit TV-Differenzial und Regler an der HA Verbesserung der Agilität und der Traktion

Was in den Untersuchungen nicht oder nur in seltenen Fällen behandelt wird, sind die Grenzen des Fahrzeugverhaltens, die mit Torque Vectoring erreicht werden können. Meist ist die Momentenverteilung begrenzt, so dass das Antriebsmoment pro Rad um maximal 80 % schwanken kann, d.h. das Vorzeichen des Moments ändert sich nicht. Mit Torque Vectoring oder einem Torque Splitter kann das ganze Antriebsmoment jedoch einer Achse oder einem Rad zugeteilt werden. Darüber hinaus kann bei Torque Vectoring ein Transfer des Antriebsmoments in der Weise vorgenommen werden, dass ein Rad ein positives und das andere ein negatives Moment erhält. Weiterhin fehlen vielfach Zielvorgaben für die fahrdynamischen Leistungen und eine Abschätzung der Kosten in Relation zu den Zielen. Auch die wichtige Information der zeitlichen Momentenverteilung im Verlauf eines Manövers, als Ursache des verbesserten Fahrverhaltens, ist nur in Ausnahmefällen enthalten.

Eine variable Momentenverteilung wird in den Untersuchungen aus **Tabelle 3.4** entweder anhand eines konkreten Systems umgesetzt, teilweise wird die Antriebskraft auch ohne den Bezug zu einem realistischen Konzept verteilt. Der Weg der Auslegung wichtiger Leistungsdaten der Komponenten des Antriebsstrangs sowie die dabei zu beachtenden Effekte wurden bisher ebenfalls nicht behandelt.

3.2.4 Ableitung der Untersuchungen in dieser Arbeit

Aus der Zusammenstellung bisher veröffentlichter Arbeiten geht die weitere Vorgehensweise für diese Arbeit wie folgt hervor. Zuerst soll der Nachweis erbracht werden, dass variable Momentenverteilung in Querrichtung einen größeren Effekt auf das Fahrverhalten hat, als es mit Momentenverlagerung innerhalb der beiden Fahrzeugachsen möglich ist.

Das finale Ziel ist die Bestimmung des Aufwands für neutrales bzw. stark verbessertes Eigenlenkverhalten, um die gegebenen Ziele in der fahrdynamischen Abstimmung leichter erreichen zu können. Wichtig ist hierbei die Analyse des erzeugten Differenzmoments oder der Momentenverteilung in ihren Auswirkungen auf das fahrdynamische Geschehen.

Um möglichst exakte Ergebnisse zu erhalten soll ein Modell einer Antriebskomponente aufgebaut werden, die eine variable Momentenverteilung ermöglicht. Nachgebildet wird das Modell eines Differenzials mit Überlagerungsgetriebe, denn mit diesem Konzept kann ein größerer Einfluss auf die Fahrzeugreaktion ausgeübt werden als es mit Torque Splitter der Fall ist (vgl. Kapitel 3.1.2.6). Bei der Modellierung ist auf eine realistische Nachbildung der Momentenverteilung und der Systemdynamik zu achten. Anhand der Auslegung von charakteristischen Kennwerten, wie der Übersetzung der zusätzlichen Getriebestufe oder des maximalen Differenzmoments soll deutlich werden, welche Effekte hinsichtlich des Bauteils zu beachten sind.

Kapitel 4

Fahrdynamisches Potenzial variabler Längs- und Quermomentenverteilung

4.1 Grundlagen zur Simulation

Für die Potenzialabschätzung in Kapitel 4 wird das MKS-Tool ADAMS verwendet, da es für einfache Kraftverteilungen und die Implementierung einfacher Steuerungen gut geeignet ist. Weiterhin ist mit ADAMS/driveline ein schneller Aufbau von Standardantriebssträngen möglich. In den Kapiteln 5 und 6 wird mit veDYNA simuliert, das durch die einfachere Einbindung von Regelungen sowie den schnelleren Modellaufbau für die detaillierte Untersuchung Vorteile bietet.

4.1.1 Modellhierarchie in ADAMS

Das Programm ADAMS ist auf den Aufbau umfangreicher Systeme aus einzelnen Körpern ausgelegt, deren Verbindung mit Gelenken und Kraftbedingungen geschieht. Es stellt eine Simulationsumgebung speziell zum Aufbau von Fahrzeugen und deren fahrdynamischen Tests dar.

Ein ADAMS/Car Gesamtfahrzeugmodell wird als „Full Vehicle Assembly“ bezeichnet und ist aus mehreren Teilsystemen - sogenannten „Subsystems“ - aufgebaut. Es werden Subsysteme für Antriebsstrang, Aufbau, Bremssystem, Hinter- und Vorderachse, Hinterräder, Vorderräder sowie Lenkung verwendet. Diese für jedes Gesamtfahrzeug nötigen Basissysteme können bei Bedarf um weitere Subsysteme ergänzt werden. Um den Aufwand für das Erstellen eines Subsystems möglichst gering zu halten, bietet ADAMS hierfür Vorlagen an.

In den „Templates“ werden die wichtigsten Komponenten des Subsystems sowie dessen grundlegende Funktion im Gesamtfahrzeugsystem festgelegt, die Feinabstimmung erfolgt schließlich auf Subsystem-Ebene. Die genaue Beschreibung der Eigenschaften bestimmter Komponenten wird im Subsystem oder im Template mit Hilfe sogenannter „Property-Files“ festgelegt, **Bild 4.1**. In diesen Textdateien kann das nichtlineare Systemverhalten komplexer Bauelemente, wie z.B. die Kennlinie einer Kupplung, definiert werden.

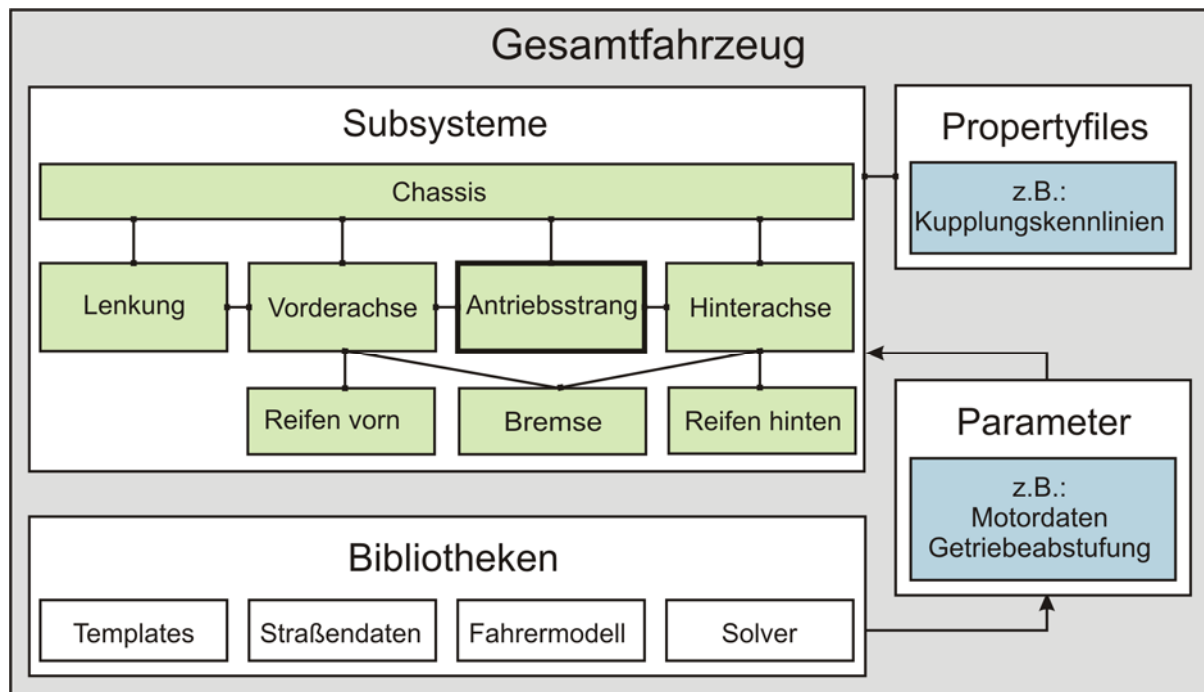


Bild 4.1: Modellhierarchie in ADAMS

Um virtuelle Antriebsstrangmodelle aufzubauen und in Gesamtfahrzeugmodelle zu integrieren, bietet sich die Verwendung von ADAMS/driveline an. Es wird als Plug-in verwendet und zur Modellierung der Kraftübertragung, von der Getriebeausgangswelle bis hin zu den Achswellen, genutzt. Die erstellten Bauteile, in Form verbreiteter Allrad-Antriebsstränge, werden in das Modell der Mittelklasselimousine als neues Antriebsstrang-Subsystem implementiert.

4.1.2 Darstellung variabler Momentenverteilung

Die Variation des Antriebsmoments kann in Längs- und/oder Querrichtung geschehen. Um die Effekte voneinander trennen zu können, werden diese Varianten einzeln untersucht. Dabei werden die Radantriebsmomente in den Simulationen mit ADAMS auf zwei Arten vorgegeben.

Über mathematische Funktionen werden im ADAMS „Function Builder“ die Radumfangskräfte errechnet und durch **funktionale Zusammenhänge** dargestellt. Die Radumfangskräfte können mit einfachen Faktoren beaufschlagt oder abhängig von Fahrzustandsgrößen, wie der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit, beeinflusst werden. Auf diese Art wird die Momentenverteilung des Fahrzeugs A (vgl. **Tabelle 4.2**) geändert, mit dem der Großteil der Versuche in Kapitel 4 durchgeführt wurde. Das Verhältnis der Abtriebsmomente wird dabei in Längs- wie in Querrichtung zwischen 100 % / 0 % und 0 % / 100 % in mehreren Stufen variiert, angegeben in den Legenden. Beispielsweise bedeutet 25 / 75 (V / H) ein Momentenverhältnis zwischen Vorder- und Hinterachse von 25 % zu 75 %. Bei Querverteilung entspricht der erstgenannte Wert dem linken Rad bzw. bei Allradantrieb den Rädern der linken Fahrzeugseite.

Um das charakteristische Verhalten konventioneller Allrad-Antriebsstränge als Referenz herauszustellen, werden wichtige Standardkomponenten als **Bauteile** modelliert und in Fahrzeug B umgesetzt. ADAMS / driveline beinhaltet hierfür vorgefertigte Komponenten, die mit einer individuellen Charakteristik versehen werden können. Aufgebaut werden Antriebsstränge mit offenem Mittendifferenzial, starrem Durchtrieb und per Kupplung angehängter Achse, **Tabelle 4.1**. Die Kennlinien der Hang-On-Varianten sind im Anhang (**Bild 8.1**, S.111) dargestellt.

Tabelle 4.1: Mit ADAMS/driveline modellierte Antriebsstränge

Zentraldifferenzial	Offenes Differenzial, Momentenverteilung 50/50
	Torsen-Differenzial, Sperrwert 60%
Zentrale Kupplung	Viscokupplung
	Lamellenkupplung
	Klauenkupplung (starrer Durchtrieb)

Da der Kraftfluss mit bzw. ohne Zentraldifferenzial unterschiedlich ist, wurden zwei Varianten des Antriebsstrangs aufgebaut. **Bild 4.2** zeigt den Antriebsstrang mit Zentraldifferenzial.

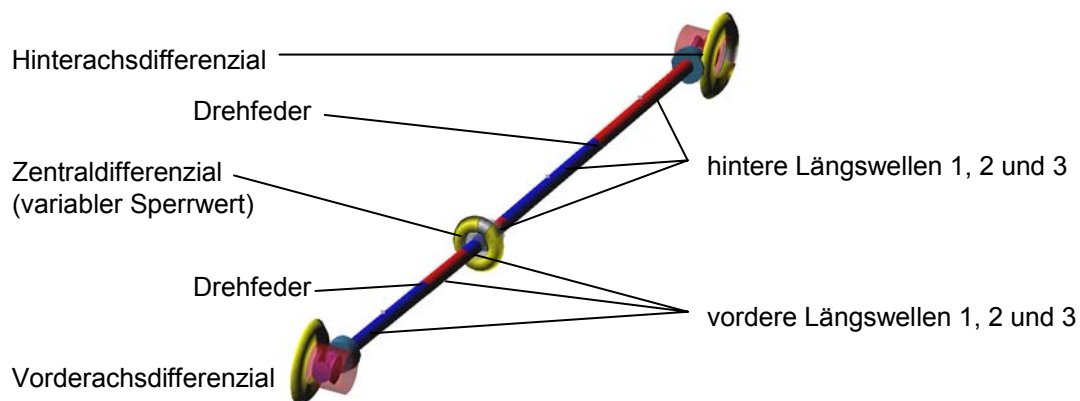


Bild 4.2: Aufbau des modellierten Antriebsstrangs mit Zentralfeder; aus ADAMS/Car

Als Grundlage diente das Template `_powertrain_simple_Ddrive` aus der ADAMS/Car Standard-Datenbasis.

4.1.3 Verwendete Fahrzeugmodelle

Es werden in dieser Arbeit drei Fahrzeugmodelle verwendet, soweit es nicht anders vermerkt ist stets mit Allradantrieb. Mit Fahrzeug A werden alle Manöver in Kapitel 4 simuliert. Die Kraftverteilung kann in weiten Bereichen variiert werden, festgelegt wird sie durch einfache Funktionen. Eine Mittelklasselimousine in Form von Fahrzeug B, ausgestattet mit Kupplungen bzw. Differenzialen zwischen den Achsen, dient dazu, eine verbreitete Fahrzeugkategorie mit „herkömmlichen“ Antriebssträngen einmalig als Referenz zu haben. Für die Kapitel 5 und 6 wurde ausschließlich auf Basis einer weiteren Mittelklasselimousine simuliert, **Tabelle 4.2**.

Tabelle 4.2: *Verwendete Fahrzeugmodelle mit charakteristischen Daten*

Parameter		Fahrzeug A	Fahrzeug B	Fahrzeug C
Masse	[kg]	998	1520	1300
Achslastverteilung (V/H)	[%]	45/55	59/41	51/49
Gierträgheitsmoment	[kgm ²]	2000	3000	1750
Leistung	[kW]	309	290	176
Radstand	[m]	2,70	2,65	2,57
Verwendung in Kapitel		4.2, 4.3	4.2	5, 6

Fahrzeug A ist das Modell eines Mittelmotorsportwagens und hat eine leicht heckbetonte Achslastverteilung. Mit einer Leistung von mehr als 300 kW resultiert ein geringes Leistungsgewicht, so dass dieses Modell sehr gut geeignet ist, um die Grenzen der Fahrdynamik zu bestimmen. Die Verteilung der Antriebskräfte wird bei diesem Modell ausschließlich durch gesteuerte Momentenvorgabe im Function Builder vorgegeben. Die Radumfangskräfte werden mit Faktoren so verändert, dass sich die gewünschte Momentenverteilung ergibt.

Um einen Wagen der Mittelklasse handelt es sich bei Fahrzeug B. Durch die hohe Leistung von 290 kW sind auch mit diesem Modell gute fahrdynamische Ergebnisse erzielbar.

Als Basis der detaillierten Untersuchungen dient das Standardfahrzeug in veDYNA, ebenfalls eine Mittelklasselimousine. Fahrzeug C hat eine ausgeglichene Gewichtsverteilung und wurde modifiziert, um die Möglichkeiten aktiver Antriebssysteme besser aufzeigen zu können. Die Motorleistung wurde von 125 auf 176 kW erhöht, die Dämpfung wurde um 80 %, die erzielbaren Reifenkräfte um 10 % erhöht.

4.1.4 Einstellungen und Zielverhalten für die Manöver

Quasistationäre Kreisfahrt

Die stationäre Kreisfahrt ist ein einfaches Testverfahren, das bereits typische Fahrzeugeigenschaften zeigt, wie zum Beispiel über- oder untersteuerndes Eigenlenkverhalten.

Gefahren wird auf einer ebenen und trockenen ($\mu = 1,0$) Kreisbahn mit einem konstanten Radius von 60 bzw. 100 m, wobei die Fahrgeschwindigkeit und der Lenkradwinkel erhöht werden. Die Geschwindigkeit wird stufenlos erhöht, so dass die Längsbeschleunigung stets weniger als $0,5 \text{ m/s}^2$ beträgt, **Tabelle 4.3**. Da sich nach Norm DIN 70000 [97] bei einer stationären Kreisfahrt charakteristische Größen nicht ändern dürfen, handelt es sich hier folglich um eine quasistationäre Kreisfahrt. Durch die geringe Längsbeschleunigung sind die Einflüsse auf das Ergebnis aber sehr gering [72].

Tabelle 4.3: Parameter zur Beschreibung der stationären Kreisfahrt

Fahrzustand		Quasistationäre Kreisfahrt
Fahreingaben	Lenkrad	closed loop, $R = 60 \text{ m} / 100 \text{ m}$
	Fahrpedal	Langsame Erhöhung, so dass $a_x < 0,5 \text{ m/s}^2$
	Kupplung	eingekuppelt
	Gang	3. Gang
Straßenzustand		eben, trocken, $\mu = 1,0$

Ausgewertet wird der für eine Querbewegung nötige Lenkradwinkel. Ziel ist eine geringe Zunahme des Lenkradwinkels mit der Zentripetalbeschleunigung, ideal ist ein linearer bis leicht progressiver Verlauf, **Bild 4.3**. Durch einen progressiven Anstieg wird der Fahrer vom nahenden Grenzbereich in Kenntnis gesetzt. Um möglichst griffige Ziele zu haben, wird hier ein sanfter linearer Anstieg des Lenkwinkelbedarfs in Abhängigkeit der Querbewegung angestrebt.

Außerdem soll der Lenkradwinkelbedarf grundsätzlich gering sein und einen harmonischen Verlauf zeigen, d.h. er soll mit der Querbewegung stets zunehmen. Ein weiteres Ziel ist die Erhöhung der maximalen Querbewegung.

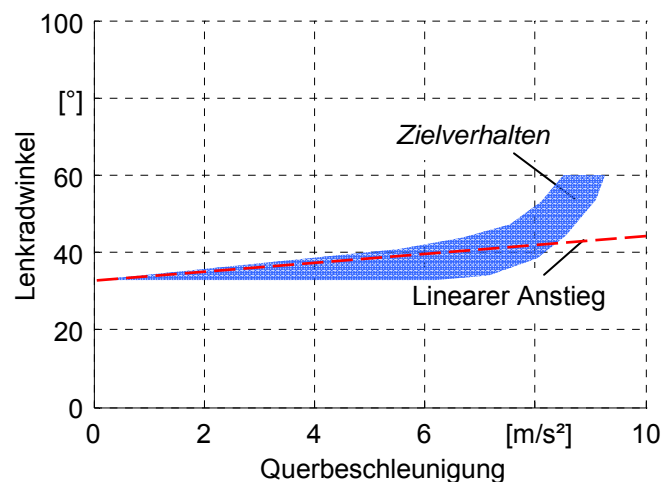


Bild 4.3: Zielverhalten bei stationärer Kreisfahrt

Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt

Das maßgebliche Manöver zur Beurteilung der Wirkung eines Differenzmoments stellt eine Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt dar. Damit wird die Reaktion des Fahrzeugs auf die plötzliche Zunahme der Radumfangskräfte - bei bestehenden Querkraften - untersucht und das Eigenlenkverhalten abgeleitet. Ausgehend von einer stationären Kreisfahrt mit Bahnradius 60 m und einer Querbeschleunigung von 5 m/s² wird im dritten Gang unterschiedlich stark beschleunigt. Das Manöver wird auch bei Niedrigreibwert simuliert, mit einer stationären Querbeschleunigung von 1 m/s² zu Beginn des Manövers, **Tabelle 4.4**.

Tabelle 4.4: Parameter der Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt. Werte in Klammern zeigen die Einstellungen mit Niedrigreibwert

Fahrzustand		Stationäre Kreisfahrt	Beschleunigung
Fahreingaben	Lenkrad	closed loop, $R = 60 \text{ m}$	fixiert
	Fahrpedal	closed loop, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$ (1 m/s ²)	fixiert/20/40/60/80/100% (10/20/30%)
	Kupplung	eingekuppelt	
	Gang	3. Gang	
Straßenzustand		eben, trocken, $\mu = 1,0$ (glatt, $\mu = 0,2$)	

Ausgewertet wird standardmäßig die Änderung der Giergeschwindigkeit eine Sekunde nach Beschleunigungsbeginn, aufgetragen über der Längsbeschleunigung nach einer Sekunde. Außerdem wird der zeitliche Giergeschwindigkeitsverlauf analysiert.

Pkws werden im Normalfall untersteuernd ausgelegt, da dies für den Fahrer leichter zu regeln ist. In dieser Arbeit soll ein relativ neutrales Fahrverhalten, bis hin zu geringem Leistungsübersteuern erreicht werden, da ein Fahrzeug damit agiler wirkt. Einfach nachzuvollziehen ist neutrales Fahrverhalten, dessen Kennlinie mit Hilfe der Referenzgiergeschwindigkeit aus Formel (2.4) berechnet wird.

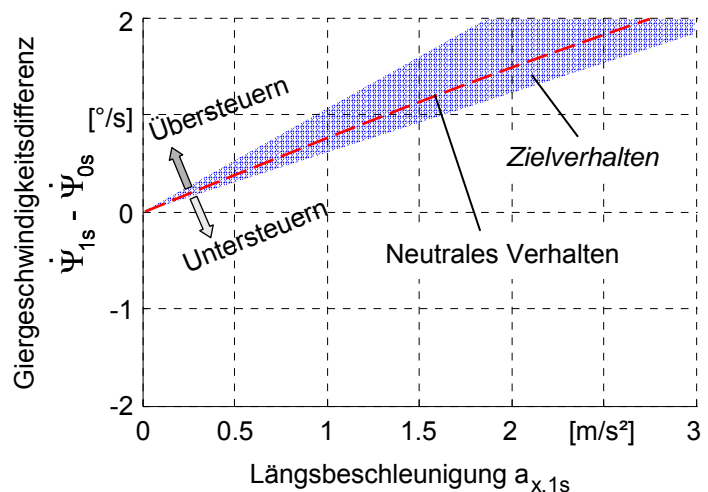


Bild 4.4: Zielverhalten bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt

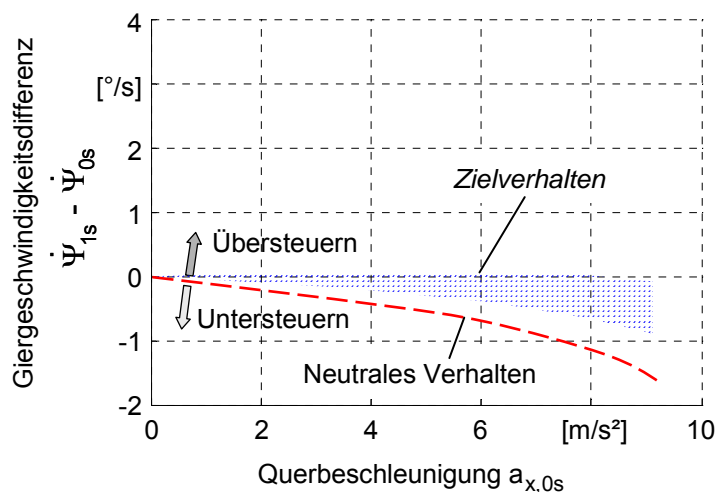
Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt

Entgegen der Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt wird hier das Fahrzeugverhalten bei schlagartigem Loslassen des Fahrpedals untersucht. Ausgangsmanöver ist eine stationäre Kreisfahrt mit Radius 100 m. Durch Variation der Fahrgeschwindigkeit stellen sich unterschiedliche Ausgangsquersbeschleunigungen ein. Das Fahrzeug fährt auf trockener Straße einen Linkskreis im dritten Gang. Die Parameter für den Lastwechsel auf Hoch- bzw. Niedrigreißwert sind in **Tabelle 4.5** zusammengefasst.

Tabelle 4.5: Manöver Lastwechsel, in Klammern die Parameter für Niedrigreißwert

Fahrzustand		Stationäre Kreisfahrt	Lastwechsel
Fahrereingaben	Lenkrad	<i>closed loop, entsprechend $a_{y,0}$</i>	<i>fixiert</i>
	Fahrpedal	<i>closed loop, $v = 100 \text{ km/h}$ (45 km/h)</i>	<i>0 % (innerhalb von 0,0 s)</i>
	Kupplung	<i>eingekuppelt</i>	
	Gang	<i>3. Gang</i>	
Straßenzustand		<i>eben, trocken, $\mu = 1,0$ (glatt, $\mu = 0,2$)</i>	

Das schlagartige Loslassen des Gaspedals sollte ein sanftes Einlenken des Fahrzeugs, also leichtes Übersteuern zur Folge haben. Die Fahrzeugreaktion darf dabei nicht zu stark sein, um den Fahrer nicht zu überfordern.



Das Eigenlenkverhalten wird anhand des Verlaufs der Gierschwindigkeit und deren Änderung nach einer Sekunde ausgewertet, **Bild 4.5**. Eindeutig ist auch hier ein neutrales Fahrverhalten, das anhand der Referenzgiergeschwindigkeit bestimmt wird. Auch der maximale Bereich, in dem das Eigenlenkverhalten mit Torque Vectoring variiert werden kann ist von Interesse.

Bild 4.5: Zielverhalten für das Manöver Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt

Sprungartiger Lenkeinschlag

Agilität und Stabilität können mit Hilfe eines sprungartigen Lenkeinschlags getestet werden. Hierzu wird das Fahrzeug mit einer schnellen Lenkraddrehung in eine Kreisfahrt gebracht. Gemäß DIN ISO 7401 [95] fährt der Wagen mit 80 km/h geradeaus, anschließend wird innerhalb von 0,1 Sekunden so eingelenkt, dass sich eine stationäre Querbeschleunigung von 4 m/s² einstellt, bei Fahrzeug C entspricht dies einem Lenkradwinkel von 30,2°, **Tabelle 4.6**.

Tabelle 4.6: Einstellungen für den sprungartigen Lenkradeinschlag

Fahrzustand		Stationäre Geradeausfahrt	Lenkeinschlag
Fahreingaben	Lenkrad	<i>closed loop, $a_y = 0 \text{ m/s}^2$</i>	30,2° (entsprechend $a_y = 4 \text{ m/s}^2$)
	Fahrpedal	<i>closed loop, $v = 80 \text{ km/h}$</i>	fixiert
	Kupplung	eingekuppelt	
	Gang	3. Gang	
Straßenzustand		eben, trocken, $\mu = 1,0$ (glatt, $\mu = 0,2$)	

Die Bewertung verläuft wie in der Norm DIN ISO 7401, d.h. es werden die stationären Werte, die Überschwingweiten und der Zeitverzug der Fahrzeugreaktion anhand der Giergeschwindigkeit und der Querbeschleunigung gemessen. Als Zielverhalten wird schnelles Ansprechen definiert, d.h. eine kurze Zeitspanne zwischen Lenkradbetätigung und Giergeschwindigkeits- bzw. Querbeschleunigungsaufbau. Weiterhin soll das Überschwingen beider Messgrößen möglichst gering sein, **Bild 4.6**. Bereits Kubota [40] kam durch Feldstudien zu dem Ergebnis, dass die Dämpfung der Fahrzeugreaktion maßgeblich zu einem positiven subjektiven Empfinden beitragen kann.

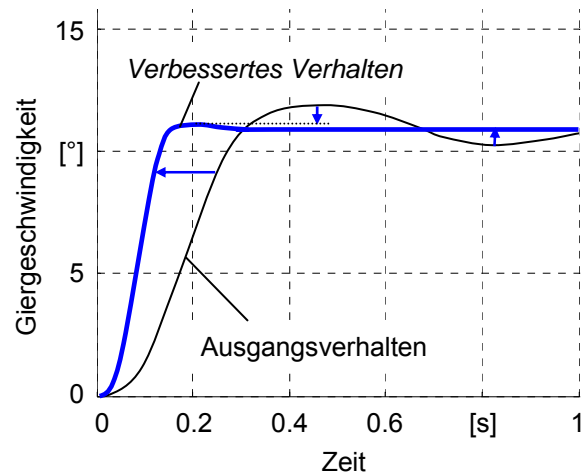


Bild 4.6: Verbesserungen bei sprungartigem Lenkeinschlag

Geradeausfahrt

Aus dem Manöver Lenkeinschlag wird eine Geradeausfahrt für Kapitel 6.2 abgeleitet. Hierbei bleibt das Lenkrad ohne Einschlag fixiert und es wird ein Differenzmoment vorgegeben. Ausgewertet werden die Überschwingweite und der Zeitverzug beim Aufbau der Giergeschwindigkeit, wobei beide Werte möglichst gering sein sollten.

4.2 Variation der Antriebsmomentenverteilung in Längsrichtung

Um die fahrdynamischen Möglichkeiten und Eigenschaften einer variablen Antriebsverteilung zwischen den Achsen beurteilen zu können, werden drei in Kapitel 4.1.4 beschriebene Manöver simuliert. Verwendet wird Fahrzeug A. Die unterschiedlichen Verteilungen des Antriebsmoments, dargestellt in **Tabelle 4.7**, werden in der jeweiligen Legende angegeben und bezeichnen die Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse. Als Referenz wird die Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt mit Fahrzeug B simuliert.

Tabelle 4.7: Simulierte Antriebskraftverteilungen in Längsrichtung

Fahrmanöver	Reibwert	Fahrzeug A – Längsverteilung (V/H)					Fahrzeug B
		100/0	75/25	50/50	25/75	0/100	
Stationäre Kreisfahrt	$\mu = 1$	x	x	x	x	x	-
Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt	$\mu = 1$	x	x	x	x	x	5 Varianten
	$\mu = 0,2$	x	-	x	-	x	-
Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt	$\mu = 1$	x	x	x	x	x	-
	$\mu = 0,2$	x	-	x	-	x	-

4.2.1 Quasistationäre Kreisfahrt

Bis zu einer Querbeschleunigung von 8 m/s^2 sind kaum Unterschiede zu erkennen, alle Varianten verhalten sich untersteuernd. Erst bei höheren Querbeschleunigungen zeigt sich eine Differenz, **Bild 4.7**. Das Fahrzeug mit Frontantrieb (100 / 0) untersteuert erwartungsgemäß am stärksten, dessen Lenkwinkelbedarf nimmt progressiv zu.

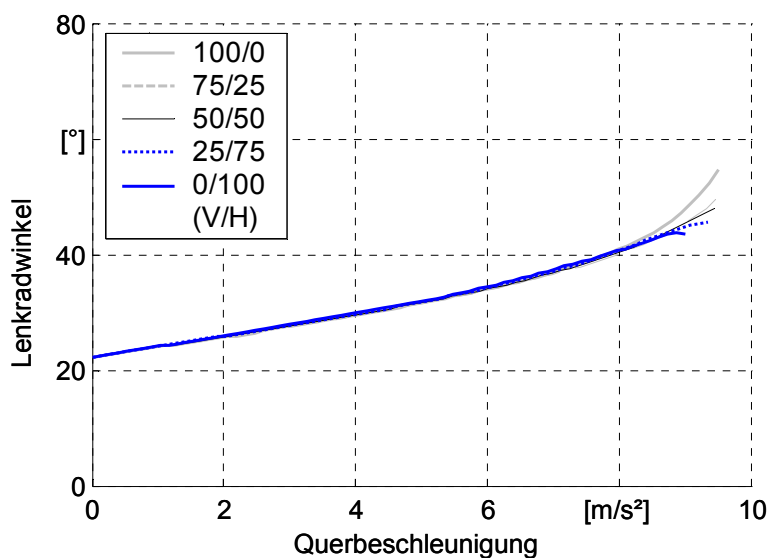


Bild 4.7: Lenkwinkelbedarf bei quasistationärer Kreisfahrt mit unterschiedlichen Momentenverteilungen zwischen den Achsen ($R = 60 \text{ m}$, $\mu = 1,0$, Fahrzeug A)

Bei Heckantrieb ist der Lenkwinkelverlauf im Grenzbereich eher degressiv. Bei einer Querbeschleunigung von ca. $9,5 \text{ m/s}^2$ ist der Lenkwinkelbedarf beim heckgetriebenen Fahrzeug ca. 20 % geringer als mit Frontantrieb. Das Fahrzeugverhalten kann hier nur im Grenzbereich spürbar beeinflusst werden.

4.2.2 Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt

Fahrzeug A untersteuert mit allen Kraftverteilungen, ab Längsbeschleunigungen von ca. $2,5 \text{ m/s}^2$ nehmen die Unterschiede im Fahrverhalten zu. Die Untersteuerneigung der mehr heckgetriebenen Varianten steigt nahezu proportional mit der Längsbeschleunigung an, **Bild 4.8**. Wird das größere Antriebsmoment über die Vorderachse abgesetzt, so nimmt das untersteuernde Verhalten mit zunehmender Längsbeschleunigung überproportional zu. Besonders die Variante mit Frontantrieb (100 / 0) schiebt bei hohen Längsbeschleunigungen über die Vorderachse nach kurvenaußen.

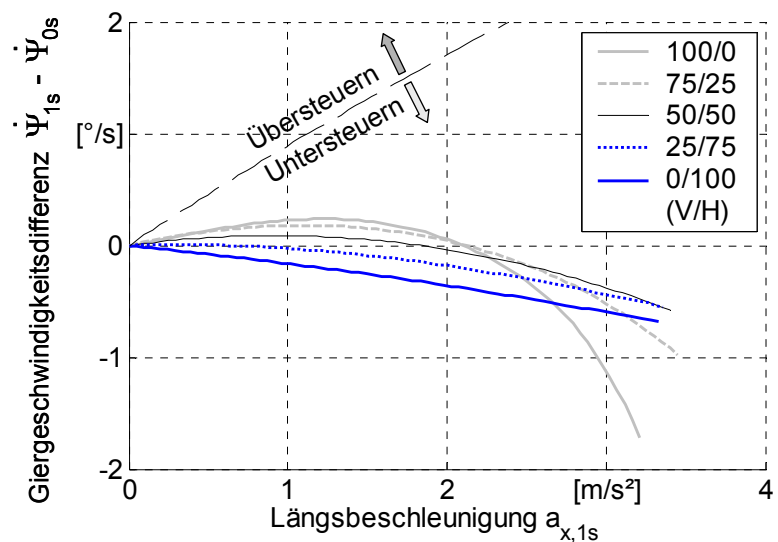


Bild 4.8: Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt mit Variation des Antriebsmoments in Längsrichtung;
 $R = 60 \text{ m}$, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$,
 $\mu = 1,0$, Fahrzeug A)

Beim Beschleunigen werden die Aufstandskräfte der Hinterräder durch die dynamische Achslastverlagerung zusätzlich erhöht. Die resultierende Achsseitenkraft der Vorderachse nimmt mit der Achslast ab, die Zentripetalkraft nimmt zu. Im Grenzbereich untersteuert das frontgetriebene Fahrzeug zunehmend, da durch die hohen aufgezwungenen Radumfangskräfte die übertragbaren Seitenkräfte sinken.

Um das Verhalten eines weit verbreiteten Fahrzeug-Konzepts als Vergleich heranziehen zu können und die Wirkung herkömmlicher Allrad-Antriebsstränge zu untersuchen, wird die Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt mit dem in Kapitel 4.1.3 behandelten Fahrzeug B durchgeführt, ausgestattet mit unterschiedlichen Differenzialen bzw. Kupplungen.

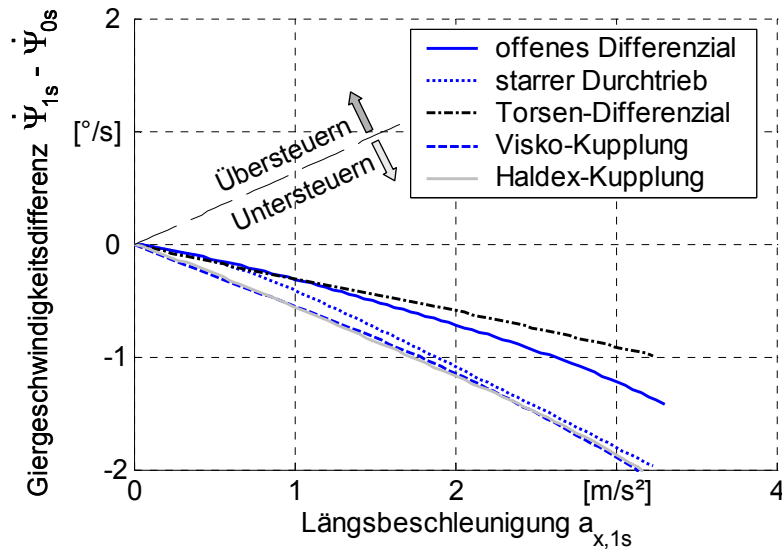


Bild 4.9: Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt mit einer Mittelklasselimousine; unterschiedliche Differenziale bzw. Kupplungen zwischen den Achsen; $R = 60 \text{ m}$, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$, Fahrzeug B

Alle Antriebskonzepte zeigen im simulierten Manöver untersteuerndes Verhalten, **Bild 4.9**. Die Frontlastigkeit im Gegensatz zum Fahrzeug A verstärkt das Untersteuern, da eine stärker belastete Achse bei gleich bleibendem seitlichen Kraftschlussbeiwert μ_s einen größeren Schräglaufwinkelbedarf aufweist, **Bild 4.10**. Wird bei konstantem Bahnradius die Querbewegung erhöht, so wächst die Schräglaufwinkeldifferenz stark an, das Fahrzeug wird noch untersteuernder.

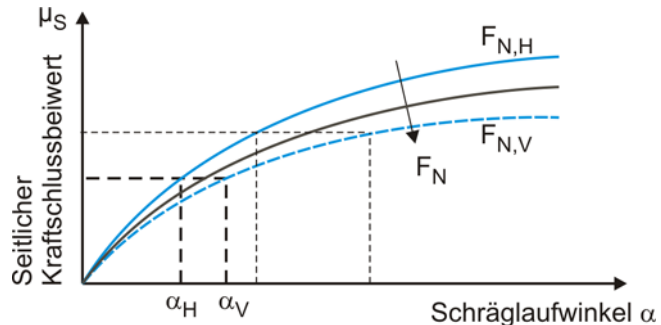


Bild 4.10: Prinzipbild zum Einfluss der Radlast auf den Schräglaufwinkelbedarf; nach [16]

Das Fahrzeugmodell mit Torsen-Differenzial zeigt die geringste Untersteuertendenz. Mit Torsen-Differenzial wird der Hinterachse bei diesem Manöver das größere Moment zugeteilt, da die Drehzahl der Hinterachse tendenziell geringer als die der Vorderachse ist, bedingt durch die Kreisbahn. Der Schräglaufwinkelbedarf an der Hinterachse wächst, dadurch resultiert geringes Untersteuern. Die Modelle mit per Haldex- oder Visco-Kupplung angetriebener zweiter Achse untersteuern am stärksten. Bei diesen beiden Varianten wird weniger als die Hälfte des Antriebsmoments zur Hinterachse übertragen, im Gegensatz zu den ca. 70 % beim Torsen-Differenzial. Das Fahrzeug mit offenem Kegelrad-Mittendifferenzial bewegt sich zwischen diesen beiden Varianten.

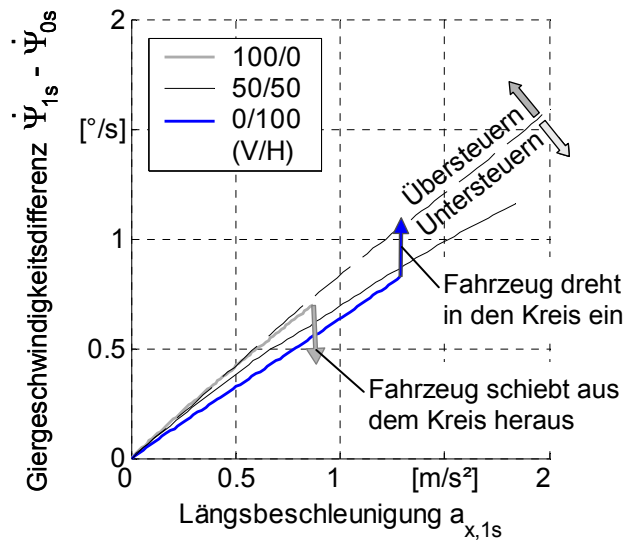


Bild 4.11: Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt auf Fahrbahn mit Niedrigreibwert; $R = 60 \text{ m}$, $a_{y,0} = 1 \text{ m}/\text{s}^2$, $\mu = 0,2$, Fahrzeug A

gewichtsverteilung erreicht diese Variante mit $1,3 \text{ m}/\text{s}^2$ eine um ca. 40 % höhere Längsbeschleunigung als das gleiche Fahrzeug in der Version mit Frontantrieb.

Aus den Ergebnissen dieser extremen Konfigurationen lassen sich die ideale Kraftverteilung sowie das fahrdynamische Potenzial zur Veränderung des Eigenlenkverhaltens ableiten. Um möglichst hohe Längsbeschleunigungen zu erreichen, sollte die Verteilung der Antriebskräfte dem Achslastverhältnis entsprechen. Mit variabler Momentenverteilung in Längsrichtung kann das Fahrzeug außerdem im Grenzbereich stabilisiert werden, indem Antriebsmoment zur Achse mit dem höheren Kraftschlusspotential geleitet wird. Auf griffiger Fahrbahn ist die Wirkung von Torque Vectoring längs unterhalb des Grenzbereichs sehr gering und ermöglicht keine bedeutende Änderung der Fahrdynamik.

4.2.3 Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt

Auf Fahrbahnen mit Hochreibwert verhalten sich alle simulierten Varianten übersteuernd. Im Bereich von Ausgangsquerbeschleunigungen zwischen 7 und $8 \text{ m}/\text{s}^2$ drehen die Fahrzeuge besonders stark in den Kreis ein, **Bild 4.12 a**. Auch hier hat die Achslastverteilung großen Einfluss auf das Fahrverhalten. Die Vorderräder werden zusätzlich belastet, die Hinterräder werden entlastet, mit der Achslastverlagerung ändern sich auch die Seitenkräfte.

Auf glatten oder nassen Straßenoberflächen ist das Fahrverhalten beim simulierten Manöver nahezu neutral. Erst ab Ausgangsquerbeschleunigungen von ca. $2 \text{ m}/\text{s}^2$ drehen die Fahrzeuge deutlich in den Kreis ein, **Bild 4.12 b**.

Mit Fahrzeug A wird auch auf Niedrigreibwert eine Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt simuliert, mit Front-, Allrad- und Heckantrieb. Alle Varianten verhalten sich bis zum Erreichen des jeweiligen Grenzbereichs fast neutral. Unterschiedlich sind das Gierverhalten und die erreichbare Längsbeschleunigung im Grenzbereich. Das frontgetriebene Fahrzeug erreicht die Kraftschlussgrenze zuerst an der Vorderachse, bei einer Längsbeschleunigung von ca. $0,9 \text{ m}/\text{s}^2$, das Fahrzeug schiebt über die Vorderräder nach kurvenaußen. Der Hecktriebler überschreitet die Kraftschlussgrenze erst an der Hinterachse,

Bild 4.11. Durch die hecklastige Ge-

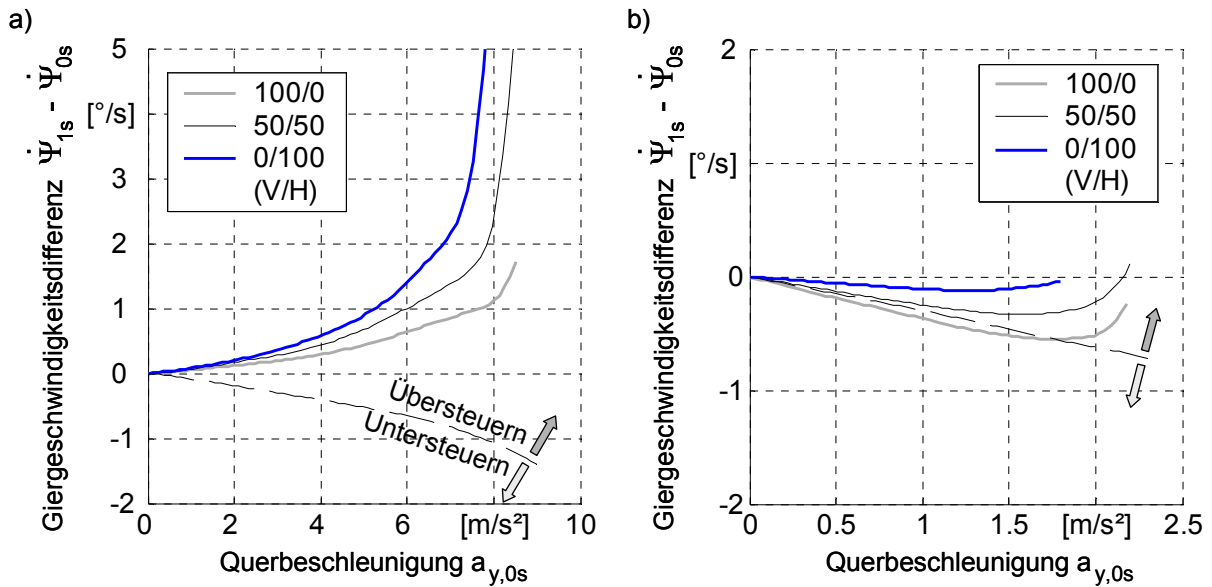


Bild 4.12: Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt auf Hochreibwert (a: $v_0 = 100 \text{ km/h}$, $\mu = 1,0$) und Niedrigreibwert (b: $v_0 = 45 \text{ km/h}$, $\mu = 0,2$); Fahrzeug A

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass variable Momentenverteilung in Längsrichtung bei Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt erst im Grenzbereich, d.h. bei relativ hohen Ausgangsquerbeschleunigungen, einen spürbaren Einfluss auf das Fahrverhalten erkennen lässt.

4.3 Variation der Antriebsmomentenverteilung in Querrichtung

Torque Vectoring quer stellt die zweite Möglichkeit dar, um das Fahrverhalten durch Momentenverlagerung zu beeinflussen. Auch deren Potenzial soll untersucht werden, absolut sowie in Relation zur Variation in Längsrichtung. Alle Simulationen dieses Kapitels werden mit Fahrzeug A durchgeführt, die Verteilungen des Antriebsmoments zeigt **Tabelle 4.8**.

Tabelle 4.8: Durchgeführte Variation der Antriebskraftverteilung in Querrichtung

Fahrmanöver	Reibwert	Fahrzeug A – Querverteilung* (L/R)				
		100/0	75/25	50/50	25/75	0/100
Stationäre Kreisfahrt	$\mu = 1$	x	x	x	x	x
Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt	$\mu = 1$	x	x	x	x	x
	$\mu = 0,2$	x	-	x	-	x
Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt	$\mu = 1$	x	x	x	x	x
	$\mu = 0,2$	x	-	x	-	x

* Die Momentenverteilung in Längsrichtung beträgt stets 50 : 50.

Das Verhältnis der Antriebskräfte wird zwischen der linken (kurveninneren) und der rechten (kurvenäußeren) Fahrzeugseite in Prozent angegeben und ist in den Legenden vermerkt, der Bereich mit variabler Längsverteilung ist jeweils farblich gekennzeichnet. Die Simulationen wurden wie in Kapitel 4.2 durchgeführt, d.h. drei Manöver, zwei davon zusätzlich auf Niedrigreibwert.

4.3.1 Quasistationäre Kreisfahrt

Das Potenzial der Querverteilung bei stationärer Kreisfahrt wird in **Bild 4.13** gezeigt, dabei kann der Lenkwinkelbedarf mit Torque Vectoring quer stark verändert werden.

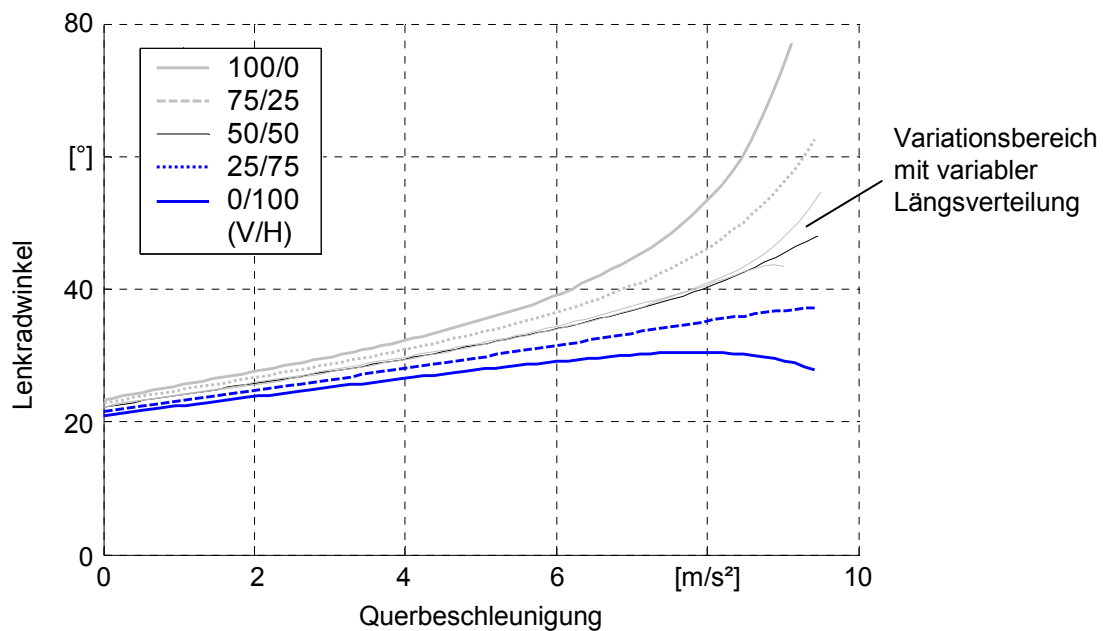


Bild 4.13: Lenkwinkelbedarf bei quasistationärer Kreisfahrt mit unterschiedlichen Querverteilungen ($R = 60 \text{ m}$, $\mu = 1,0$, Linkskreis, Fahrzeug A)

Auch der Verlauf der Lenkwinkelzunahme kann in weiten Grenzen verstellt werden, von progressiv über linear (Querverteilung 25 / 75), hin zu einem degressiven Verlauf. Letzteres geht mit einem übersteuernden Verhalten bei Querbeschleunigungen ab ca. 8 m/s^2 einher.

Die Möglichkeiten mit einer Längsverteilung sind in **Bild 4.13** ebenfalls enthalten. Während mit Torque Vectoring längs ab ca. 8 m/s^2 eine Veränderung im Lenkwinkelbedarf möglich ist und bei $9,5 \text{ m/s}^2$ ein Variationsbereich von $\pm 10 \%$ zur Verfügung steht, ist mit einer variablen Querverteilung in jedem Fahrzustand eine Änderung des Eigenlenkverhaltens möglich. Diese schwankt zwischen $\pm 8 \%$ bei minimalen Querbeschleunigungen und $+ 60 \%$ bzw. $- 35 \%$ bei einer Querbeschleunigung von 9 m/s^2 .

4.3.2 Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt

Noch größer ist das Potenzial von Torque Vectoring quer bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt. Unabhängig von der Längsbeschleunigung kann mit Hilfe des generierten Giermoments starkes Über- oder Untersteuern erzielt werden. Bereits bei stationärer Kreisfahrt ($a_{x,1s} = 0 \text{ m/s}^2$) kann die Giergeschwindigkeit durch die Momentenverlagerung in Querrichtung um mehr als $1^\circ/\text{s}$ geändert werden, **Bild 4.14**. Die maximal erreichbare Längsbeschleunigung nimmt im Extremfall ab, es ergibt sich jedoch ein sehr großer Bereich, innerhalb dem das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs geändert werden kann.

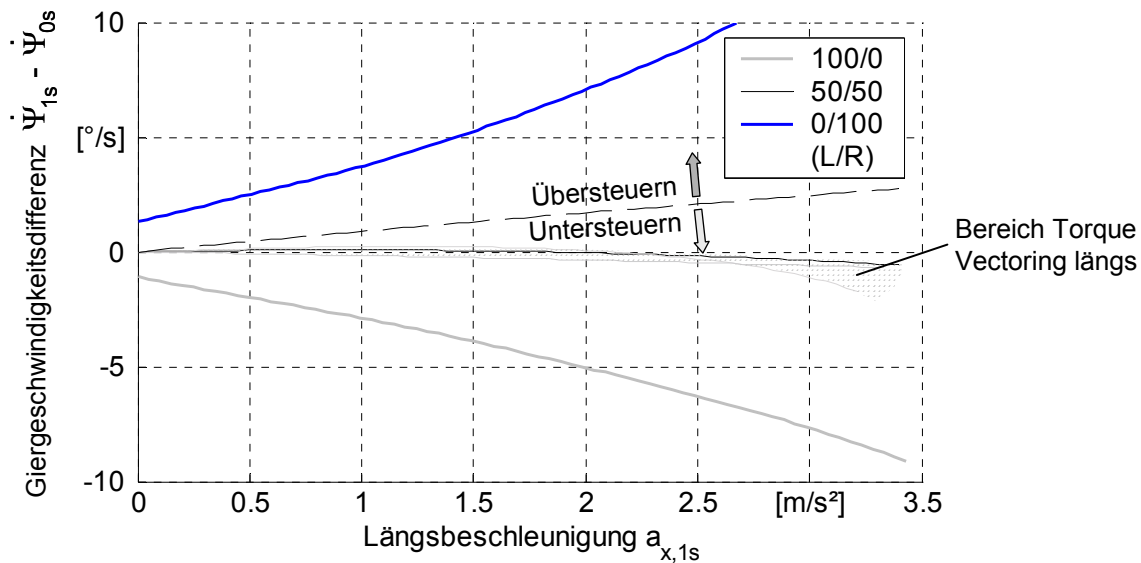


Bild 4.14: Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt auf Hochreibwert, unterschiedliche Verteilung des Antriebsmoments in Querrichtung ($R = 60 \text{ m}$, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$, Linkskreis, Fahrzeug A)

Ein ähnliches Bild zeigt sich auf Niedrigreibwert. Das Eigenlenkverhalten kann auch hier in jede Richtung stark verändert werden, **Bild 4.15**.

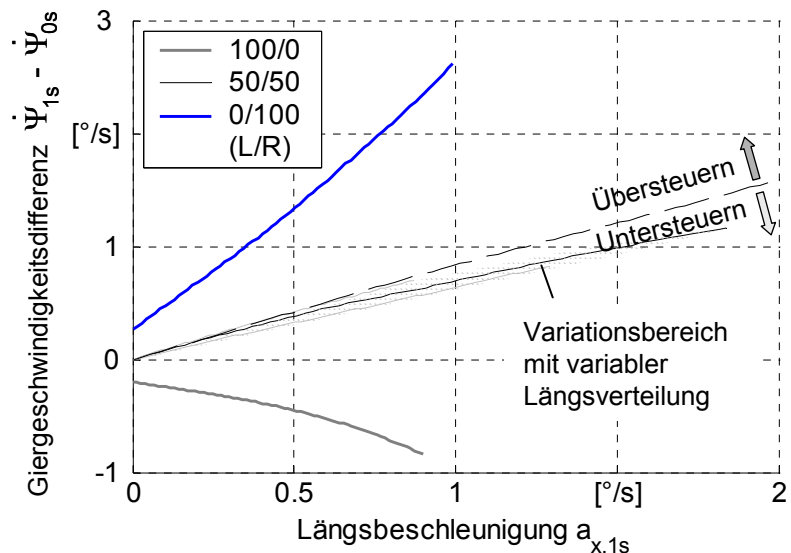


Bild 4.15: Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt auf Niedrigreibwert, Variation der Antriebsmomente in Querrichtung ($R = 60 \text{ m}$, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$, $\mu = 0,2$, Linkskreis, Fahrzeug A)

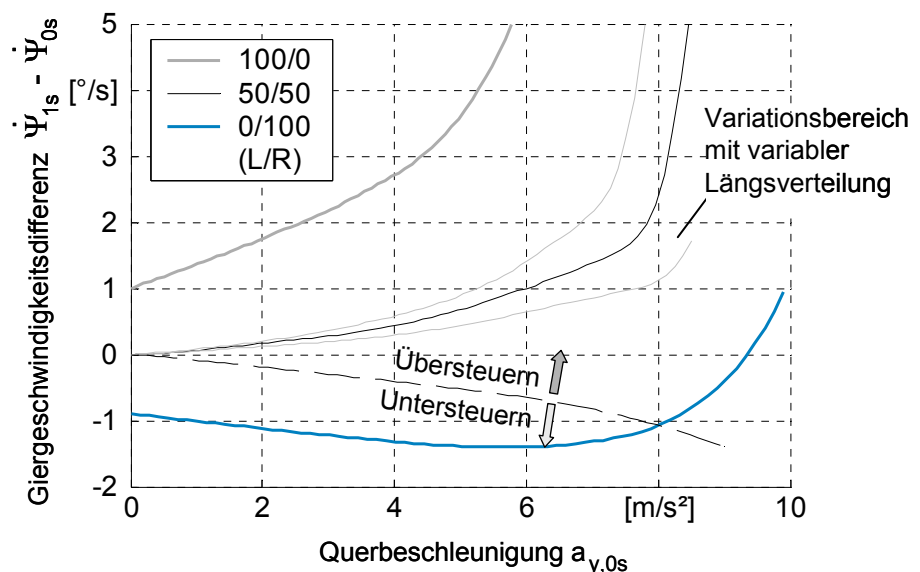
Während mit variabler Längsverteilung stets minimales Untersteuern erreicht wird, kann mit Torque Vectoring quer ein großer Bereich, von starkem Unter- bis Übersteuern abgedeckt werden. Die erreichbare Längsbeschleunigung wird dadurch aber um bis zu 50 % verringert. Weiterhin ist bei Fahrzeugen mit kurvenaußen stärker angetriebenen Rädern ein abrupter Übergang in eine instabile Fahrzeugbewegung seltener zu beobachten. Je nach Momentenverlagerung innerhalb der Räder einer Achse kann das Durchdrehen der Räder und damit die Übertragung von Seitenkräften im Grenzbereich beeinflusst werden.

Auf Niedrigreibwert kann mit Torque Vectoring quer ein großer Einfluss auf das Fahrverhalten ausgeübt werden. Dieses Antriebskonzept ist aber besonders für trockene Straßen und gute Witterungseinflüsse geeignet, da mehr Antriebsmoment abgesetzt werden kann und das Fahrverhalten im Grenzbereich besser zu kontrollieren ist.

4.3.3 Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt

Das Manöver Lastwechsel wird ebenfalls mit kurvenaußen bzw. -innen angetriebenen Rädern simuliert. Während das Fahrverhalten bei Torque Vectoring längs immer gering übersteuernd ist und damit bereits das Zielverhalten darstellt, kann es mit variabler Verteilung in Querrichtung von untersteuernd bis stark übersteuernd variiert werden, **Bild 4.16**.

Bild 4.16: Lastwechsel mit Variation der Schleppmomente in Querrichtung (L/R); Linkskreis mit $v_0 = 100$ km/h, $\mu = 1,0$, Fahrzeug A



Bei einer Ausgangsquerbeschleunigung von ca. 8 m/s^2 dreht das Fahrzeug mit normalem Allradantrieb stark ein. Ab dieser Querbeschleunigung kann selbst mit kurvenaußen angetriebenen Rädern ausschließlich Übersteuern dargestellt werden. Es kann aber im Gegensatz zum normalen Allradantrieb ein relativ sanftes Übersteuern generiert werden.

Während die variable Momentenverteilung zwischen den Achsen bei glatten oder nassen Straßen kaum Wirkung zeigt, ist durch Variation der Antriebskräfte zwischen den Fahrzeugseiten das Eigenlenkverhalten in weiten Bereichen einstellbar, **Bild 4.17**.

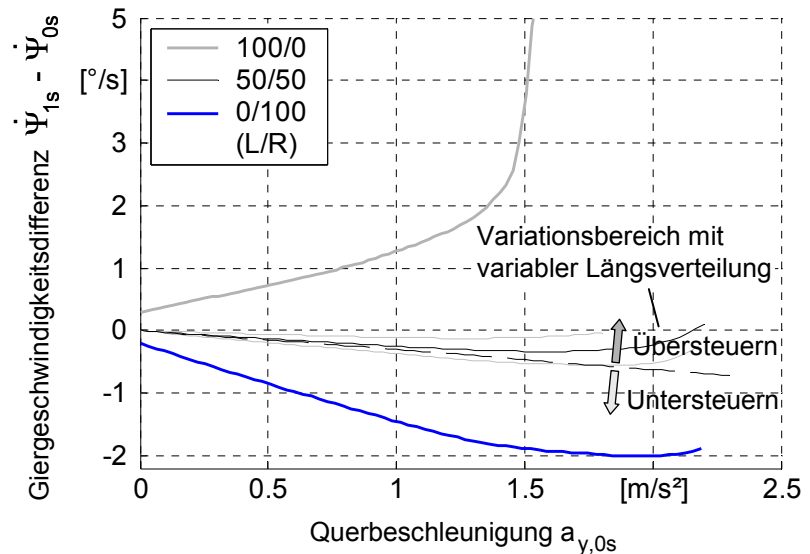


Bild 4.17: Lastwechsel auf Fahrbahn mit Niedrigreibung; Linkskreis mit $v_0 = 45$ km/h, $\mu = 0,2$, Fahrzeug A

Eine Querverteilung ist in den abgebildeten Bereichen nicht immer sinnvoll, zeigt aber das Potenzial auf. Auch weit unterhalb des Grenzbereichs kann mit entsprechenden Systemen ein in großen Bereichen variables Fahrzeugverhalten generiert werden.

Eine weitere Veränderung des Fahrverhaltens ist zu erwarten, wenn das kurveninnere Rad ein negatives Antriebsmoment erhält und das kurvenäußere Rad eine umso größere Radumfangskraft übertragen kann.

4.4 Interpretation der Simulationen

Variable Momentenverteilung im Allrad-Antriebsstrang kann wie gezeigt einen erheblichen Beitrag zur Verbesserung der Agilität und der Stabilität leisten, **Tabelle 4.9**.

Tabelle 4.9: Wirkung von Torque Vectoring im Normal- und Grenzbereich

Fahrbereich Richtung Momenten- verlagerung	<i>Normalbereich</i> bis ca. 70% der maximal erreichbaren Längs- / Quer- beschleunigung	<i>Grenzbereich</i> > 70% der maximal erreichbaren Längs- / Querbeschleunigung
<i>längs</i>	Kaum Wirkung, Seitenkräfte zu gering -	Änderung der Radumfangkräfte verursacht Änderung der Seitenkräfte +
<i>quer</i>	Großes Giermoment wird durch ungleiche Radumfangkräfte links/rechts erzeugt ++	Großes Giermoment durch ungleiche Radantriebskräfte links/rechts, optimale Ausnutzung der übertragbaren Horizontalkräfte der Reifen ++

Wirkung: ++ sehr groß + groß o mittel - sehr gering -- kein Einfluss

Wird das Antriebsmoment zwischen den Achsen variiert, so kann nur im fahrdynamischen Grenzbereich ein spürbarer Nutzen erzeugt werden. Mit Torque Vectoring quer hingegen kann auch im Normalbereich ein Wechsel des Fahrverhaltens erzielt werden. Die unterschiedliche Wirkung von Längs- und Querverlagerung beruht auf mehreren Effekten, die anhand des Momentengleichgewichts um die Fahrzeughochachse aus Formel (2.3) betrachtet werden.

Da bei Torque Vectoring in **Längsrichtung** die Antriebsmomente der Räder einer Achse jeweils gleich sind, wird das Momentengleichgewicht zum Einspurmodell vereinfacht, Formel (4.1). Es wird angenommen, dass die Radumfangskräfte der beiden Fahrzeugseiten identisch sind und der entscheidende Impuls von unterschiedlichen Antriebskräften der beiden Achsen ausgeht.

Durch die Änderung des Antriebsmoments kann direkter Einfluss auf die Radumfangskräfte genommen werden. Da diese lediglich mit dem Sinus des Radeinschlagwinkels in die Berechnung des Giermoments eingehen, ist deren Wirkung sehr beschränkt. Je höher hier der Lenkradwinkel wird, desto größer kann auch deren Einfluss sein.

$$(F_{xV} \sin \delta_V + F_{yV} \cos \delta_V) \cdot l_V - F_{yH} \cdot l_H = J_Z \cdot \ddot{\Psi} \quad (4.1)$$

Längskräfte können **direkt** verändert werden, haben aber nur einen **geringen Einfluss**

Querkräfte haben **großen Einfluss**, können aber nur **indirekt** über die Variation der Längskräfte geändert werden

Wichtiger für das Fahrverhalten sind in diesem Fall die Seitenkräfte, deren maximaler Betrag durch das Aufzwingen bzw. Verringern der Radumfangskräfte nur indirekt geändert werden kann. Da das Reifenkraftpotenzial nur im fahrdynamischen Grenzbereich voll ausgenutzt wird, kann mit Torque Vectoring längs nur bei hoher Ausnutzung des Reifenpotenzials ein spürbarer Effekt erzielt werden.

Die Agilität kann nur in begrenztem Umfang geändert werden, so dass eine Längsmomentenverteilung vor allem zur Verbesserung der Stabilität geeignet ist. Beispielsweise kann das Schleudern des Hecks durch Momentenverlagerung zur Vorderachse erschwert werden. Die Hinterräder haben in diesem Fall nur sehr geringe Antriebskräfte zu übertragen und können daher größere Seitenkräfte aufbringen.

Wird Antriebsmoment in **Querrichtung** verlagert, so ist das Verhältnis der Antriebsmomente beider Achsdifferenziale konstant, weshalb im Folgenden ausschließlich der Einfluss einer Achse auf das Giermoment betrachtet wird. Aus dem Momentengleichgewicht von Formel (2.3) wird dazu Zeile 3 herausgelöst, die den Einfluss der Hinterachse beschreibt, Formel (4.2).

$$\underline{(F_{xHR} - F_{xHL})} \cdot \frac{s}{2} - (F_{yHL} + F_{yHR}) \cdot l_H = J_Z \cdot \ddot{\Psi} \quad (4.2)$$

Durch die Verlagerung von Antriebsmoment innerhalb der beiden Räder einer Achse wird direkter und dadurch sehr starker Einfluss auf die Radumfangskräfte genommen. Die Differenz der beiden Radumfangskräfte ist direkt proportional zum Differenzmoment und macht deutlich, dass auch im Normalbereich ein großer Effekt auf das Fahrverhalten in Form eines Giermoments erzielt werden kann.

Die Ergebnisse der Kapitel 4.2 und 4.3 zeigen, dass Torque Vectoring quer einen viel größeren Nutzen in Bezug auf die Fahrdynamik ermöglicht, als eine variable Verteilung zwischen den beiden Achsen. Deshalb werden die Einflüsse solcher Bauteile auf die Fahrdynamik, als auch die Interaktion mit dem Fahrzeug detaillierter untersucht. Die quantitative Wirkung eines Differenzmoments wird mit Simulationen analysiert, in Abhängigkeit von charakteristischen Fahrzeugparametern. Damit können die genauen Änderungen im Fahrverhalten mit einem Differenzmoment geklärt werden, für verschiedene Manöver und Antriebs- bzw. Fahrzeugkonzepte.

Um hierbei sinnvolle Ergebnisse zu erhalten, ist es nützlich ein realistisches Modell eines entsprechenden Bauteils aufzubauen. Von den beiden favorisierten Lösungen ist ein Differenzial mit Überlagerungsgetriebe vorzuziehen, da bereits in Kapitel 3.1.2.6 dessen sehr gute Eignung, verglichen mit einem System mit zwei Kupplungen, hervorgeht. Da der Nutzen einer variablen Längsmomentenverteilung im Vergleich zu Torque Vectoring quer deutlich eingeschränkt ist, zahlreiche Systeme im Serien-Einsatz sind und auch entsprechende Literatur existiert, wird das aufgebaute Modell ausschließlich als Querdifferenzial eingesetzt.

Kapitel 5

Modellierung und Auslegung eines aktiven Achsdifferenzials

Ziel dieses Kapitels ist es, mehr über die Effekte zu erfahren, die bei der Auslegung von Differenzialen mit variabler Momentenverteilung eine Rolle spielen. Außerdem soll ein geeignetes Modell für die Quantifizierung der Möglichkeiten von Torque Vectoring in Kapitel 6 entstehen.

5.1 Grundlagen zur Modellierung in veDYNA

5.1.1 Ziel der Nachbildung

Aufgebaut wird ein Modell eines Differenzials mit variabler Momentenverteilung. Besonders wichtig sind dabei die korrekte **Funktion** sowie das **Zeitverhalten**.

Die Funktion beinhaltet die Momentenverteilung, abhängig von den Übersetzungsstufen im Differenzial, das zeitliche Verhalten bildet Verzögerungen und die Charakteristik bei Änderungen des Differenzmoments nach. Dementsprechend sind Variablen für die Übersetzung sowie Totzeiten für das dynamische Verhalten des Differenzials zu setzen, so dass wichtige Parameter ausgelegt und validiert werden können. Dabei wird das Verhalten der Hardware unter Idealisierung physikalischer Effekte abstrakt nachgebildet.

Ein Differenzial mit Überlagerungsgetriebe ist einem System ohne Differenzial unter fahrdynamischen Gesichtspunkten vorzuziehen (vgl. **Tabelle 3.3**). Da die Funktionsweise in diesem Fall immer ähnlich ist, spielt die genaue Zusammenstellung der Differenzialeinheit aus Differenzialen, Getriebestufen und Kupplungen eine untergeordnete Rolle. Auch die in Kapitel 3.1.2.6 angesprochenen Verbesserungsmöglichkeiten werden hier nicht beachtet, da ansonsten ein Teil der Effekte auf das Bauteil und das Fahrverhalten nicht mehr darstellbar wäre. Als Vorlage zur Modellierung dient deshalb das in **Bild 2.5** dargestellte Konzept.

5.1.2 Verwendete Software

Das Mehrkörper-Simulationstool veDYNA ist auf Matlab/Simulink aufgebaut, das für technische und wissenschaftliche Anwendungen gut geeignet ist [2]. In dieser Arbeit wird Matlab verwendet, um Fahrzeug- und Manövereinstellungen zu verändern, die Fahrzeugmodelle zu initialisieren sowie die Ergebnisse zu berechnen und zu visualisieren.

In Matlab integriert ist Simulink, womit das Differenzialmodell aufgebaut wird und Regelkreise einfach entworfen werden können. Die in Simulink programmierten Modelle werden in die Gesamtfahrzeugumgebung von veDYNA integriert, das für die Simulation der Fahrzeugdynamik und von Echtzeitanwendungen bestimmt ist. Die Grundlage bildet wie bei ADAMS ein Gesamtfahrzeugmodell, das sich aus mehreren Subsystemen zusammensetzt. Zur Berechnung der Reifenkräfte wird das Reifenmodell TM-Easy benutzt. Das Antriebsstrangmodell ist u.a. als Vierradantriebsstrang ausgeführt, mit Berücksichtigung der Trägheitsmomente, Steifigkeiten und Dämpfungseigenschaften der Wellen. Für die Verwendung der aktiven Differenziale an Vorder- und Hinterachse wird ein externer Antriebsstrang aufgebaut.

5.1.3 Aufbau des Ersatzantriebsstrangs

In veDYNA sind die Subsysteme des Fahrzeugs als S-Functions hinterlegt, so dass die Inhalte nicht einsehbar sind. Um die gewünschten Funktionalitäten eines aktiven Differenzials, wie z.B. radindividuelle Antriebsmomente, verwenden zu können, ist es deshalb nötig, ein eigenes Differenzialmodell und damit einen externen Antriebsstrang auf- und einzubauen. Dieser wird in das Gesamtfahrzeugmodell von Fahrzeug C (siehe **Tabelle 4.2**) integriert.

Der Antriebsstrang des veDYNA-Gesamtfahrzeugs wird zwischen dem Ausgang des Wechselgetriebes und den Gelenkwellen aufgeschnitten. Zwischen Wechselgetriebe und Zentraldifferenzialeingang wird eine elastische Welle modelliert, alle weiteren Wellen werden als starr angenommen, **Bild 5.1**. Da hier nur eine elastische Welle enthalten ist, werden ihr die Steifigkeit und die Dämpfung aller Wellen in Form einer Ersatzsteifigkeit c^* und einer Ersatzdämpfung d^* zugeteilt.

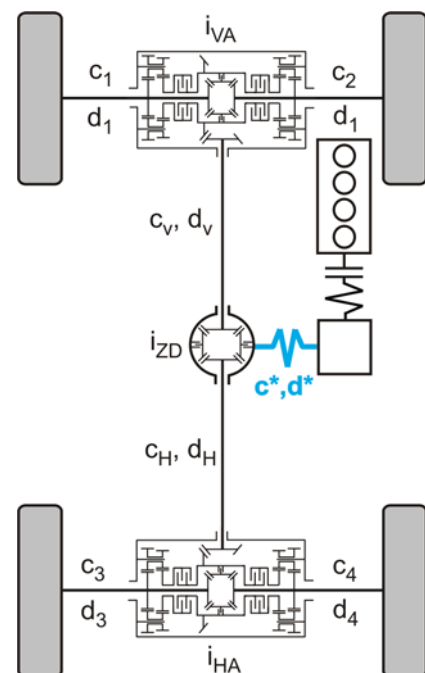


Bild 5.1: Ersatzantriebsstrang mit aktiven Differenzialen, integriert in das veDYNA-Gesamtfahrzeug (Fahrzeug C)

Simulationen haben ergeben, dass diese Unterschiede in der Modellierung des Antriebsstrangs auf das Verhalten des Gesamtfahrzeugs nur eine äußerst geringe, kaum wahrnehmbare Auswirkung haben, so dass diese Vereinfachung ohne Einbuße an der Ergebnisqualität getroffen werden kann.

Aus der Drehgeschwindigkeit und dem Verdrehwinkel der elastischen Welle wird das Eingangsmoment des Mittendifferenzials bestimmt, dessen Eingangsdrehzahl ebenfalls bekannt ist. Das Antriebsmoment wird zu gleichen Teilen an die Achsdifferenziale weitergeleitet, denen so die Eingangsmomente zur Verfügung stehen. Weiterhin stehen den Achsdifferenzialen die Raddrehzahlen zur Verfügung. Aus den genannten Daten werden pro Achsdifferenzial zwei Ausgangsmomente berechnet, die zusätzlich von der Übersetzung im Differenzial und von der Vorgabe für das Differenzmoment abhängig sind. An veDYNA werden schließlich vier Radmomente weitergeben, mit denen die intern berechneten Momente in jedem Simulationsschritt überschrieben werden.

5.2 Aufbau eines Differenzialmodells

Ziel dieses Kapitels ist der Aufbau des Modells eines Differenzials mit variabler Momentenverteilung. Dies beinhaltet zum einen die Nachbildung der Momentenverlagerung. Konkrete Kennwerte hierfür werden im Anschluß in Kapitel 5.3 ausgelegt. Zum anderen werden Parameter für eine realistische Systemdynamik implementiert. In Abhängigkeit von vorgegebenen Parametern, vom Signal eines Fahrdynamikreglers und vom aktuellen Zustand im Differenzial wird das Antriebsmoment aufgeteilt.

5.2.1 Darstellung der Funktionsgleichungen

Um die Funktion, d.h. die korrekte Verteilung des Antriebsmoments, im Simulationsmodell umzusetzen, muss zwischen verschiedenen Zuständen im Differenzial unterschieden werden.

Eine Kupplung kann offen sein, sich im gleitenden (bzw. „schleifenden“) oder auch haftenden Zustand befinden. Bei geöffneten Kupplungen entspricht die Funktion dieses Differenzials der eines offenen Differenzials. Gleitet eine Kupplung, was den Normalfall bei Momentenverlagerung darstellt, so kann das Moment betrags- und richtungsmäßig korrekt umverteilt werden. Hierbei ist die Drehzahldifferenz in der Kupplung wichtig, denn es ist nur möglich, Moment von der schnelleren auf die langsamer drehende Kupplungsseite zu übertragen. Im Haften kann keine genaue Aussage über die Abtriebsmomente gemacht werden. Fest steht lediglich, dass eine Drehzahldifferenz in der Kupplung nicht mehr vorhanden ist, d.h. die Momente stellen sich entsprechend den Schlupfbedingungen an den Reifen ein. Alle Kupplungszustände mit den entsprechenden Abtriebsmomenten sind in **Bild 5.2** für die linke Kupplung beispielhaft dargestellt. Bei Betätigung der rechten Kupplung sind M_L und M_R zu vertauschen.

linke Kupplung überträgt Moment			
NEIN	JA		
	Schlupf _{Kupplung} Grenzschlupf _{Haften}		
Kupplung geöffnet	< -1 Gleiten	Betrag ≤ 1 Haften	> 1 Negatives Gleiten
$M_L = M_R = \frac{M_{\text{Korb}}}{2}$	$M_L = \frac{M_{\text{Korb}} + \Delta M \left(\frac{i-1}{i}\right) + \Delta M}{2}$ $M_R = \frac{M_{\text{Korb}} + \Delta M \left(\frac{i-1}{i}\right) - \Delta M}{2}$	ΔM je nach Reifenschlupf	$M_L = \frac{M_{\text{Korb}} - \Delta M \left(\frac{i-1}{i}\right) - \Delta M}{2}$ $M_R = \frac{M_{\text{Korb}} - \Delta M \left(\frac{i-1}{i}\right) + \Delta M}{2}$

Bild 5.2: Momentenverteilung bei unterschiedlichen Kupplungszuständen

„Negatives Gleiten“ beschreibt den Fall, dass ein Rad soviel schneller dreht als der Differenzialkorb, z.B. auf μ_{low} , dass Moment nicht mehr zu diesem Rad verlagert werden kann. In diesem Extremfall kann das Rad nur das kleinere der beiden Abtriebsmomente erhalten.

Um die Kupplungszustände zu bestimmen, wird der Kupplungsschlupf durch den Grenzschlupf_{Haften} dividiert. Diese Größe wird außerdem zur Idealisierung der Reibkennlinie verwendet, die nötig ist, um Schwingungen im Simulationsmodell bei Haften der Kupplung zu vermeiden. **Bild 5.3** zeigt die Definition der Kupplungszustände anhand der idealisierten Reibkennlinie.

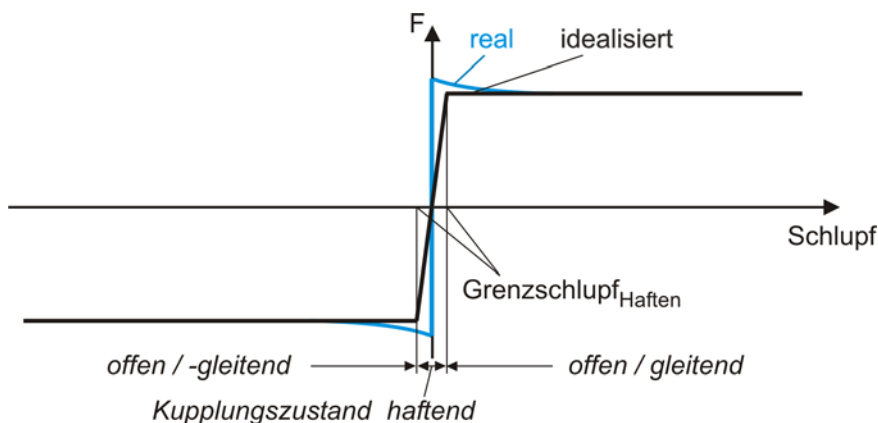


Bild 5.3: Idealisierte Reibkennlinie mit den Bereichen der Kupplungszustände

Liegt der Kupplungsschlupf innerhalb dieser sehr engen Grenzen, vorgegeben durch den Parameter Grenzschlupf_{Haften}, so wird die Kupplung als haftend angenommen, außerhalb dieses Bereichs gleitet sie, oder sie ist offen und gilt damit als nicht betätigt. Für die Verteilung der korrekten Antriebsmomente ist diese Zustandsbestimmung ausreichend. Abhängig vom so

definierten Zustand werden die Formeln zur Bestimmung der Radmomente gewählt. Im Fall der haftenden Kupplung ist es die Aufgabe eines Feder-/Dämpfer-Elements die beiden Kupplungsseiten mit gleicher Drehzahl rotieren zu lassen. Zusätzlich könnte eine Überhöhung der Kraft bei Haften der Kupplung mit eingefügt werden, was jedoch von geringem Nutzen wäre, da dieser Fall in der Praxis zu verhindern ist.

Der Kupplungsschlupf wird aus den Raddrehzahlen berechnet, die wie die Radantriebsmomente in das Simulationsmodell eingehen. Feste Parameter, wie der Grenzschlupf oder die Übersetzung i der zusätzlichen Getriebestufe, werden aus einer Matlab-Datei eingelesen. Das Differenzmoment wird als Fahrdynamiksignal in das Modell geleitet. Entsprechend dem Struktogramm (**Bild 5.2**) wird das Modell des kompletten Differenzials aufgebaut. Mit dem per Fahrdynamikregler gewünschten Differenzmoment und dem aktuellen Kupplungszustand werden Raddifferenzmomente bestimmt, je nach Parametereinstellung resultieren beispielsweise unterschiedliche Werte. Mit dem Antriebsmoment des Hinterachsdifferenzials addiert folgen daraus zwei Radantriebsmomente, **Bild 5.4**. Der Einbau von zwei Kupplungsmodellen ist für die Funktionsdarstellung ohne Zeitverhalten nicht notwendig, da jeweils nur eine Kupplung betätigt sein soll und keine zeitlichen Verzögerungen modelliert sind. Es ermöglicht aber eine modulare Ergänzung der Differenzialdynamik, die im folgenden Schritt implementiert wird.

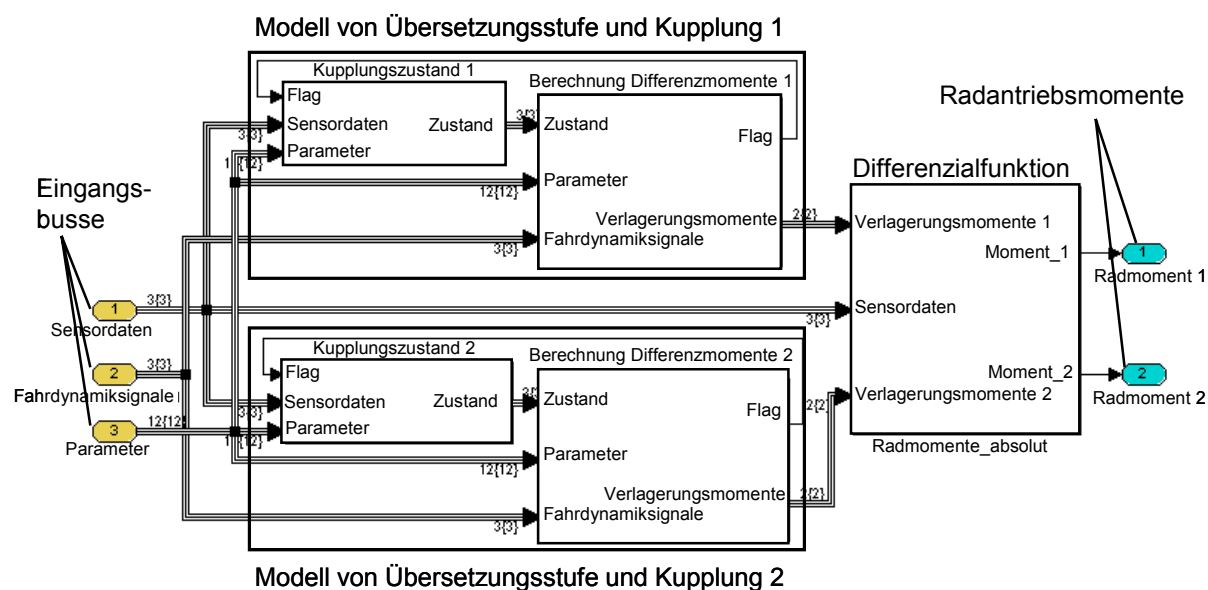


Bild 5.4: Oberste Ebene des Differenzialmodells, Aufbau in Anlehnung an das Struktogramm

Bereits bei Systemen mit nur einer Druckeinheit kann es vorkommen, dass eine Kupplung bereits Moment überträgt, während die andere noch im Momentenabbau ist. Beide Kupplungen übertragen dann gleichzeitig Moment und arbeiten gegeneinander. Bei Systemen mit unabhängigen Kupplungsbetätigungen können solche Überschneidungen öfters vorkommen und länger anhalten. In der Realität ist dies zu vermeiden. Lediglich das Anlegen der Kupplung

ohne Aufbau eines Differenzmoments ist empfehlenswert, da so der Zeitverzug bis zum Momentenaufbau, d.h. bis zur Veränderung des Fahrverhaltens verringert werden kann.

Um die Funktion der Momentenverlagerung beispielhaft darzustellen, wird bei Geradeausfahrt mit 100 km/h ein Differenzmoment von 100 Nm erzeugt, wobei Moment zum rechten Rad verlagert wird. Die Übersetzung i beträgt 0,9. Die Kupplung befindet sich bei Momentenübertragung im gleitenden Zustand. Das Differenzmoment wird entsprechend dem vorgegebenen Stufenverlauf aufgebracht, **Bild 5.5**.

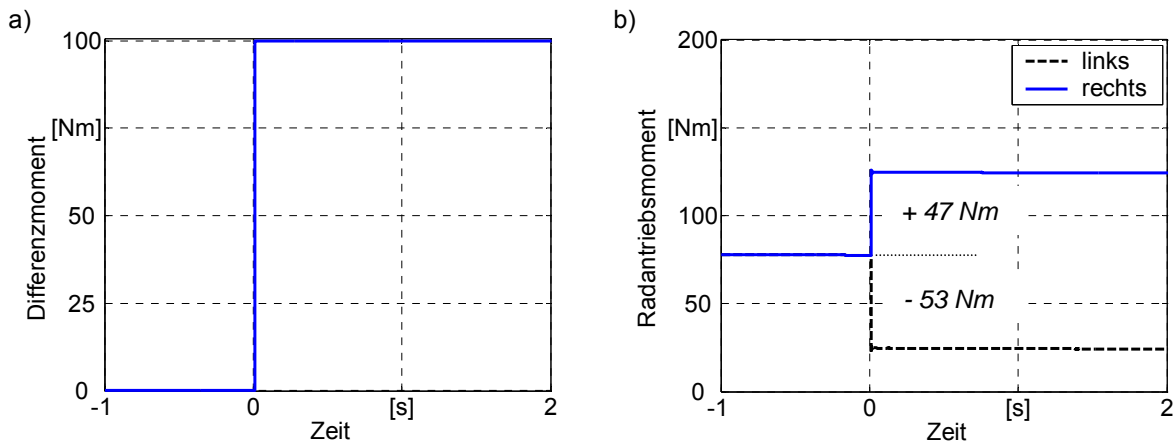


Bild 5.5: Resultierende Antriebsmomente des linken und rechten Rades, Differenzmoment von 100 Nm

Das Antriebsmoment des rechten Rades erhöht sich im Vergleich zum Ausgangszustand um 47 Nm, das linke Rad erhält 53 Nm weniger. Die Raddrehzahlen unterscheiden sich ab Momentenverlagerung um 7 U/min, die Giergeschwindigkeit erhöht sich von 0 auf 1,2 °/s.

5.2.2 Modellierung der Systemdynamik

Um das zeitliche Verhalten bei Momentenänderungen abzubilden, werden die Vorgänge zwischen einer Signaländerung und der Änderung des übertragenen Kupplungsmoments beschrieben um daraus die Anforderungen für entsprechende Parameter abzuleiten. Zu Grunde gelegt wird ein System mit hydraulischer Betätigung.

Vereinfacht kann der Zeitverlauf in drei Aktionen gegliedert werden:

- Ventilbetätigung
- Aufbau der Anpresskraft
- Aufbau der Reibkraft

Der Fahrdynamikregler liefert ein Signal an den Regler des Kupplungsdruckes. Der Druckregler läuft dabei mit einer Abtastrate von 200 Hz. Die Spannung des Elektromagneten wird durch Pulsweitenmodulation (PWM) verändert, mit einer Frequenz von ca. 100-200 Hz. Ana-

log zur Änderung des Stroms ändert sich die Kraft auf das Ventil. Es folgt die **Betätigung des Ventilschiebers, Bild 5.6.**

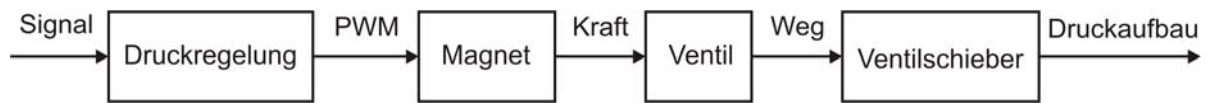


Bild 5.6: Aktionen zwischen einer Signaländerung und der Translation des Ventilschiebers

Unabhängig von Zustandsänderungen ergeben sich bei jeder Betätigung Totzeiten von ungefähr 20 ms.

Nach Betätigung des Ventilschiebers wird die Lamellenkupplung durch den steigenden Druck betätigt, die **Anpresskraft wird aufgebaut**. Dabei müssen mehrere Widerstände überwunden werden, **Bild 5.7**. Den größten Widerstand stellt eine Tellerfeder dar, die für das nötige Lüftspiel sorgt. Dies kann durch eine Totzeit im Modell nachgebildet werden. Außerdem sind Elastizitäten in Form einer Wellfeder, die gegen das Lamellenpaket drückt sowie innerhalb des Lamellenpakets zu berücksichtigen, die im Modell durch ein PT1-Verhalten angenähert werden.

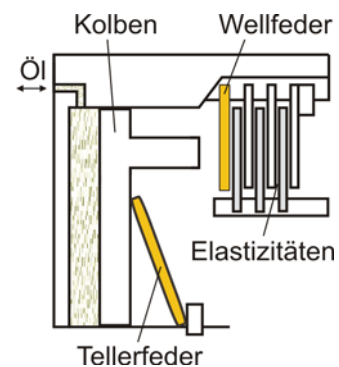


Bild 5.7: Lamellenkupplung mit Federelementen

Beim Verlassen des haftenden Zustands kann es durch Adhäsion zu einer geringfügigen Verzögerung kommen.

Die **Änderung der Reibkraft** zwischen offener und gleitender Kupplung läuft ohne nennenswerte Verzögerungen ab. Auch die Zeitspanne bei Momentenänderung innerhalb gleitender Kupplung oder beim Übergang vom Gleiten zum Haften kann vernachlässigt werden.

Das zeitliche Verhalten der gesamten Differenzialeinheit wird mit drei Totzeiten sowie zwei PT1-Gliedern nachgebildet, **Bild 5.8**. PT1-Glieder haben, verglichen mit einer PT2-Charakteristik den Vorteil, dass die Neigung zu Schwingungen minimiert wird. Um die Parameter korrekt zu wählen, muss die Bestimmung des Kupplungszustands aus **Bild 5.3** detailliert werden. Zusätzlich zum Schlupf wird nun das aktuell übertragene Moment mit dem vom Fahrdynamikregler angeforderten Differenzmoment verglichen, um zu erkennen, ob die Kupplung offen ist oder gleitet und ob Differenzmoment auf- oder abgebaut wird. Die verwendeten Parameter werden in Kapitel 5.2.3 anhand von Prüfstandsmessungen bestimmt.

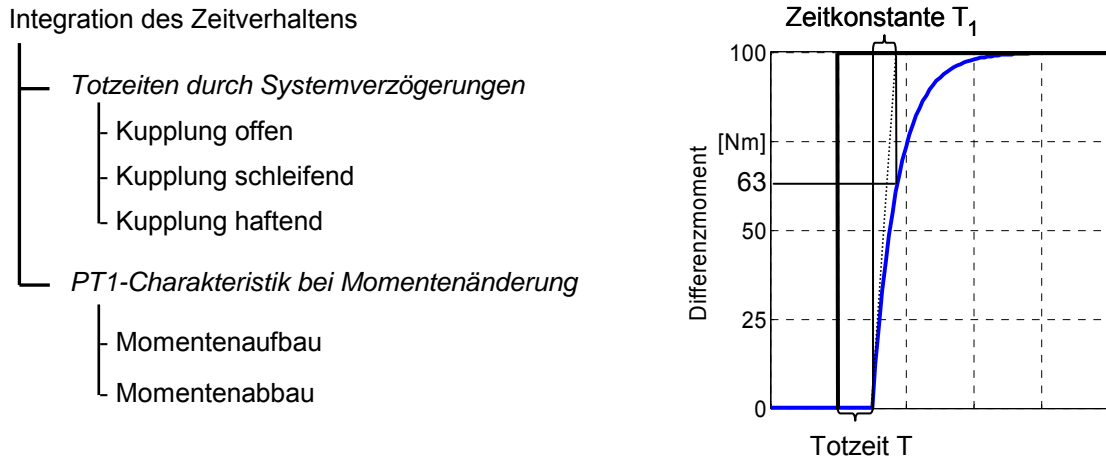


Bild 5.8: Parameter zur Integration des Zeitverhaltens

Um die Funktion des Modells mit integriertem Zeitverhalten zu zeigen, wird dasselbe Manöver wie in Kapitel 5.2.1 durchgeführt. Bei Geradeausfahrt mit 100 km/h wird ein Differenzmoment von 100 Nm zwischen den Hinterrädern aufgebracht. Die Totzeiten werden dabei zu 0,1 s (Kupplung offen) bzw. 0,01 s (Kupplung schleifend / haftend) angenommen, die Zeitkonstanten der PT1-Glieder betragen jeweils 0,01 s. Wie **Bild 5.9** zeigt, wird die Fahrzeugreaktion in Form der Giergeschwindigkeit verzögert, wobei die Totzeit in diesem Fall einen größeren Einfluss hat als der Gradient des Momentenaufbaus.

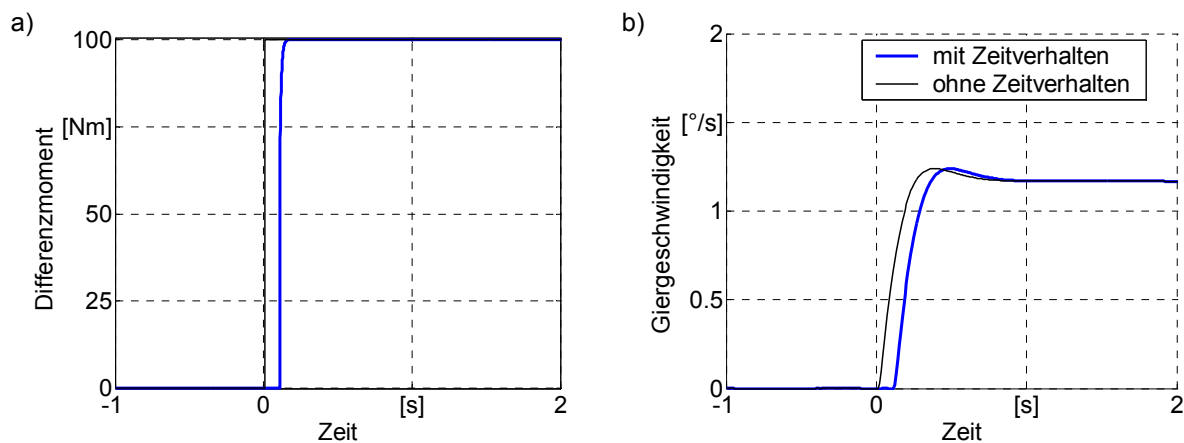


Bild 5.9: Aufbau des Differenzmoments und Fahrzeugreaktion bei Berücksichtigung des Zeitverhaltens

5.2.3 Validierung anhand von Messungen

Um das Verhalten realer Differenziale mit variabler Momentenverteilung abzubilden, wird das Modell des Differenzials anhand von Prüfstandsversuchen validiert. Die Messwerte stammen aus einem Vorentwicklungsprojekt eines Zulieferers. Damit können Werte für die drei in Kapitel 5.2.2 beschriebenen Totzeiten und die beiden Zeitkonstanten festgesetzt werden.

Ausgewertet wird ein Drucksprung von 0 auf 30 bar sowie zurück auf 0 bar. Nach Überwindung der Vorspannkraft steigt der Druck relativ schnell an. Aus der Verzögerung und der Geschwindigkeit des Momentenaufbaus in **Bild 5.10** können beispielsweise die Totzeit für offene Kupplung und die Zeitkonstante für den Momentenaufbau generiert werden. Erst ab einem Druck von ca. 8 bar wird über die Kupplung Moment übertragen. Das auftretende Überschwingen wurde nicht modelliert, da das benötigte PT2-Verhalten im Ersatzantriebsstrang zu Schwingungsproblemen führen kann und ein stufenförmiger Momentenaufbau in der Realität kaum vorkommen wird. Weiterhin besteht die Möglichkeit, mit Hilfe eines Fahrdynamikreglers diesem Verlauf zu begegnen, indem der Momentenverlauf geglättet wird. Wichtig sind folglich die Verzögerung, die Steigung der Momentenänderung sowie das Erreichen des korrekten Zielwerts.

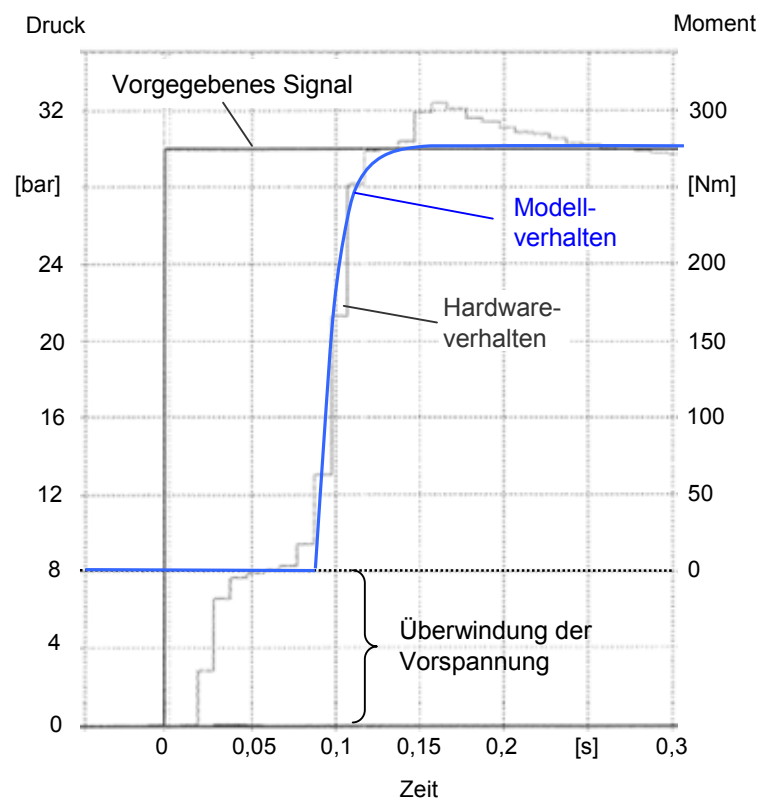


Bild 5.10: Drucksprung von 0 auf 30 bar mit entsprechendem Momentenaufbau; Bestimmung der zeitlichen Parameter des Modells anhand von Prüfstandsversuchen

Die Sprünge auf höhere bzw. niedrigere Drücke haben in etwa das gleiche Zeitverhalten, so dass der Drucksprung auf 30 bar als Referenz gut geeignet ist. Beim Druckabbau ist das Vorgehen dasselbe. Die Parameter ergeben sich wie in **Tabelle 5.1** dargestellt und werden so im Modell aktualisiert.

Tabelle 5.1: Validierte zeitliche Parameter des Differenzialmodells

Parameter		Wert [s]
<i>Totzeit</i>	Kupplung offen	0,09
	Kupplung schleifend	0,02
	Kupplung haftend	0,03
<i>Zeitkonstante</i>	Druckaufbau	0,01
	Druckabbau	0,01

Da die haftende Kupplung einen Extremfall darstellt, der in dieser Konfiguration in der Realität möglichst selten vorkommen sollte, wird hierfür der Wert für schleifende Kupplung angenommen, plus einer Hundertstelsekunde für den Effekt der Adhäsion. Alle anderen Parameter konnten anhand der Messungen festgelegt werden. Es resultiert ein Simulink-Modell, das die Funktion eines Differenzials mit Überlagerungsgetriebe und Lamellenkupplungen nachbildet und ein validiertes zeitliches Verhalten besitzt. Es bietet damit eine gute Voraussetzung für eine genaue Untersuchung von Torque Vectoring in der Simulation.

5.3 Bestimmung wichtiger Differenzialparameter

Um zur Analyse der charakteristischen Eigenschaften eines aktiven Differenzials ein möglichst passendes Modell zu verwenden, wird das in Kapitel 5.2 modellierte Differenzial beispielhaft für das in Kapitel 4.1.3 beschriebene Fahrzeug C ausgelegt. Dies beinhaltet vor allem die Übersetzung im Differenzial sowie das maximale Differenzmoment. Nach theoretischen Überlegungen werden Simulationen durchgeführt, um den Einfluss des Fahrzustands auf die Reifenkräfte und auf das Bauteilverhalten zu analysieren. Maßgeblich ist hier das Manöver Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt.

5.3.1 Berücksichtigung von Leistungsverlusten bei der Auslegung

Bei der Auslegung eines Differenzials mit variabler Momentenverteilung ist auf mehrere Punkte zu achten. Wichtig für den Drehzahlfehler und das maximale Differenzmoment ist die Berücksichtigung der Verlustleistung, die im Fall einer betätigten Kupplung auftritt. Diese Verluste sind direkt proportional zum übertragenen Moment und zur Differenzdrehzahl in der Kupplung, Formel (5.3).

Zur Beschreibung der Zusammenhänge der Drehzahldifferenz und des verlagerten Moments wird die Übersetzung i (Definition in Kapitel 2.2) mit einbezogen. Es fällt auf, dass die Differenzdrehzahl in der Kupplung entsprechend Formel (5.1) zunimmt je kleiner i gewählt wird (Rad 2 erhält hier das größere Antriebsmoment). Auch das Verlustmoment nimmt gemäß Formel (5.2) mit abnehmendem i zu.

$$\Delta n_{\text{Kupplung}} = \left(\frac{n_1 + n_2}{2} \right) - n_2 \cdot i = n_{\text{Differenzialkorb}} - n_2 \cdot i \quad (5.1)$$

$$M_{\text{Kupplung}} = \frac{\Delta M}{i} \quad (5.2)$$

$$P_V = \frac{\Delta M}{i} \cdot (n_{\text{Differenzialkorb}} - n_2 \cdot i) = \frac{\Delta M \cdot n_{\text{Differenzialkorb}}}{i} - \Delta M \cdot n_2 \quad (5.3)$$

Die Leistungsverluste sind also direkt proportional zum aufgebrauchten Differenzmoment. Die Differenzdrehzahl in der Kupplung hängt ab von der Drehzahl des Differenzialkorbs, d.h. von der Fahrgeschwindigkeit sowie von der Drehzahl des entsprechenden Rades und der Übersetzung i .

Um diesen Zusammenhang graphisch zu verdeutlichen, sind die Leistungsverluste in **Bild 5.11** für verschiedene Übersetzungen dargestellt, in Abhängigkeit der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit und der Drehzahldifferenz der beiden Räder.

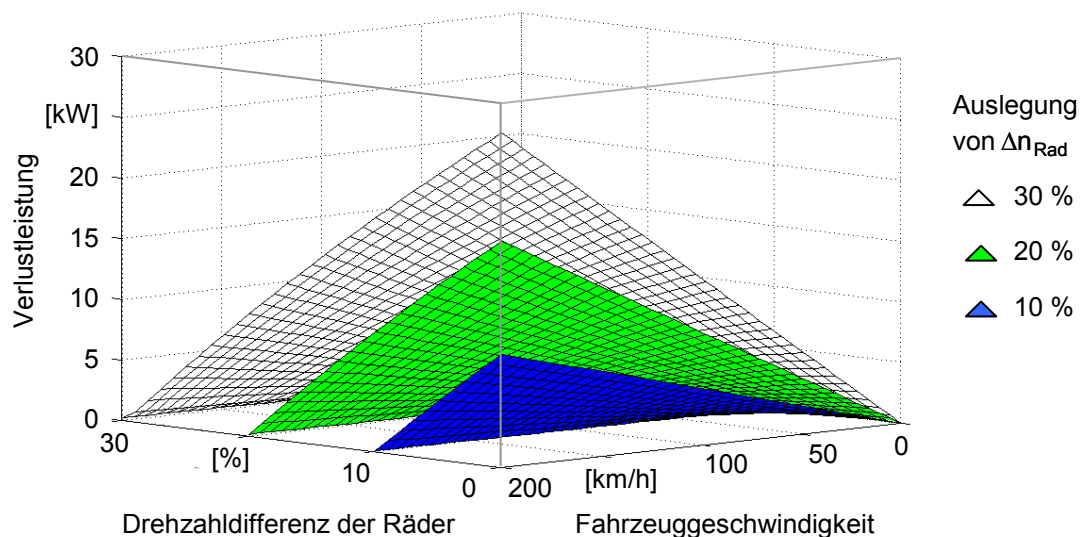


Bild 5.11: Verlustleistung in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Differenzdrehzahl der beiden Räder für verschiedene Übersetzungen, Annahme eines Differenzmoments von 1000 Nm

Je größer die Drehzahldifferenz der Räder, desto geringer wird im Normalfall die Drehzahldifferenz innerhalb der Kupplung, womit auch die Verluste sinken. Bei zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit steigt auch die absolute Drehzahldifferenz (in U/min), die Verluste stei-

gen proportional mit. Der Vorteil einer größeren Übersetzung ist, dass bei kleineren Kurvenradien, respektive größeren Drehzahldifferenzen der Räder, Moment umverteilt werden kann, ohne dass die betätigte Kupplung in den haftenden Zustand kommt. Der Nachteil ist, dass die Leistungsverluste dann aber in jedem Betriebspunkt um einen festen Anteil größer sind. Vom Standpunkt der Leistungsverluste und des Wärmehaushalts her empfiehlt es sich, die Übersetzung so gering wie möglich zu wählen.

Die Verlustleistung schmälert nicht nur die zum Antrieb des Fahrzeugs zur Verfügung stehende Leistung, sondern verursacht durch die in der Kupplung auftretende Reibung auch eine große Wärmemenge. Im Extremfall kann eine Verlustleistung von mehreren kW anfallen, die auch wieder abgeführt werden muss. Die Wärmeabfuhr ist selbst bei nass laufenden Lamellenkupplungen oft nicht ausreichend, so dass ein zusätzlicher Kühlkreislauf verbaut werden muss. Damit wird das Gesamtsystem schwerer, teurer und benötigt wiederum mehr Leistung. Maßgeblich für die Verluste in der Differenzialeinheit ist somit die Übersetzung, weiteren Einfluss hat das maximal erzeugbare Differenzmoment.

5.3.2 Maximales Differenzmoment

Als Differenzmoment wird gemäß Formel (2.13) der Momentenunterschied der beiden Abtriebswellen des Differenzials verstanden. Vom maximal übertragbaren Differenzmoment hängt besonders die Auslegung der Zahnräder des Differenzials und der Übersetzungsstufe, der Kupplungen und Gelenkwellen ab. Es beeinflusst den Bauraum und das Gewicht der Differenzialeinheit. Außerdem kann sich die Dynamik der Regeleinriffe verschlechtern, verursacht durch eine höhere Trägheit der Elemente. Das maximal erzeugbare Differenzmoment sollte somit ebenfalls eher klein gewählt werden, dessen Einfluss auf die Leistungsverluste ist aber geringer als der der Übersetzung.

Das in der Kupplung übertragene Moment kann sich vom Differenzmoment der Räder unterscheiden, siehe Formel (5.2), da es von der Bauart des Differenzials und der Leistungsverzweigung abhängig ist. So muss bei der Hinterachseinheit des Honda Legend beispielsweise in der Kupplung nur ein Achtel des erzeugten Differenzmoments gebildet werden, da ein zusätzliches Planetengetriebe integriert ist, dessen Sonnenrad gegen das feststehende Gehäuse gebremst wird, siehe **Bild 3.6**.

Um das maximal erzeugbare Differenzmoment einzugrenzen, werden Simulationen zu den folgenden beiden Überlegungen durchgeführt:

- Welche Antriebskraft kann ein Rad maximal übertragen?
- Welches Moment ist nötig, um das gewünschte Fahrverhalten zu erreichen?

5.3.2.1 Maximal übertragbare Antriebskraft

Um das maximale Differenzmoment nach oben hin zu begrenzen, wird die maximal von einem Rad auf die Straße übertragbare Antriebskraft untersucht. Sie hängt von der Radaufstandskraft, der Querkraft sowie dem Reibbeiwert ab. Wird dieser Zusammenhang aus Formel (2.10) umgestellt, so ergibt sich die maximal übertragbare Radumfangskraft, in Abhängigkeit der oben genannten Parameter nach Formel (5.4).

$$F_x = \sqrt{(F_z \cdot \mu)^2 - F_y^2} = \sqrt{F_z^2 \cdot \mu^2 - F_y^2} \quad (\text{für } \mu = 1,0) \quad (5.4)$$

Um eine große Radumfangskraft zu übertragen, ist es hilfreich, wenn die Normalkraft groß und die Seitenkraft klein ist. Beide Größen sind neben der statischen Achslast vor allem vom Fahrzustand abhängig. Durch dynamische Achslastverteilung beim Beschleunigen sowie Radlastunterschiede bei Kurvenfahrt können sich die Radaufstandskräfte deutlich ändern. **Bild 5.12** zeigt die beeinflussenden Faktoren.

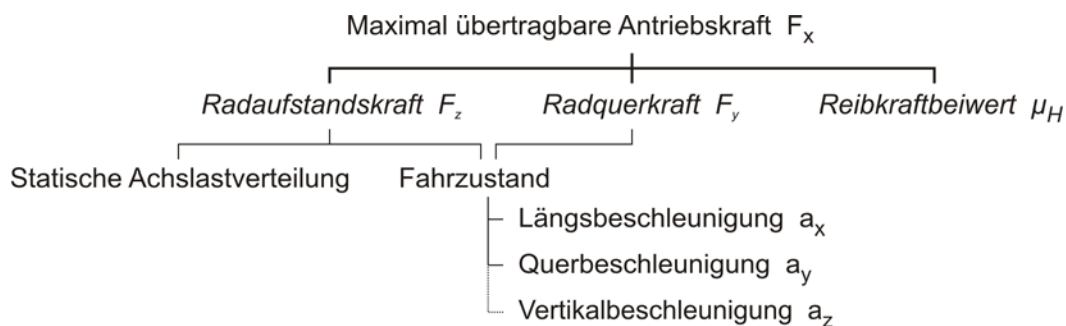


Bild 5.12: Parameter mit Einfluss auf die maximal übertragbare Antriebskraft

In welchen Bereichen diese Kräfte variieren, wird mit zwei Manövern analysiert. Die dynamische Achslastverteilung wird anhand der maximalen Beschleunigung geradeaus untersucht. Die Radlastverlagerung innerhalb der Achsen wird bei stationärer Kreisfahrt mit hoher Querbeschleunigung geprüft.

Dynamische Achslastverteilung bei Beschleunigung geradeaus

Durchgeführt wird ein Beschleunigungsmanöver, bei dem das Lenkrad ohne Einschlag fixiert und 20 s lang Vollgas gegeben wird. Die Vorderachse wird durch die dynamische Radlaständerung entlastet, die Hinterachse wird zusätzlich belastet.

An der Hinterachse wird eine maximale stationäre Radlast von 4,3 kN im ersten und 4 kN im zweiten Gang erreicht, **Bild 5.13**. Die Radaufstandskräfte sind hier für die rechte Fahrzeugseite dargestellt, die Normalkräfte der linken Räder haben dieselben Werte.

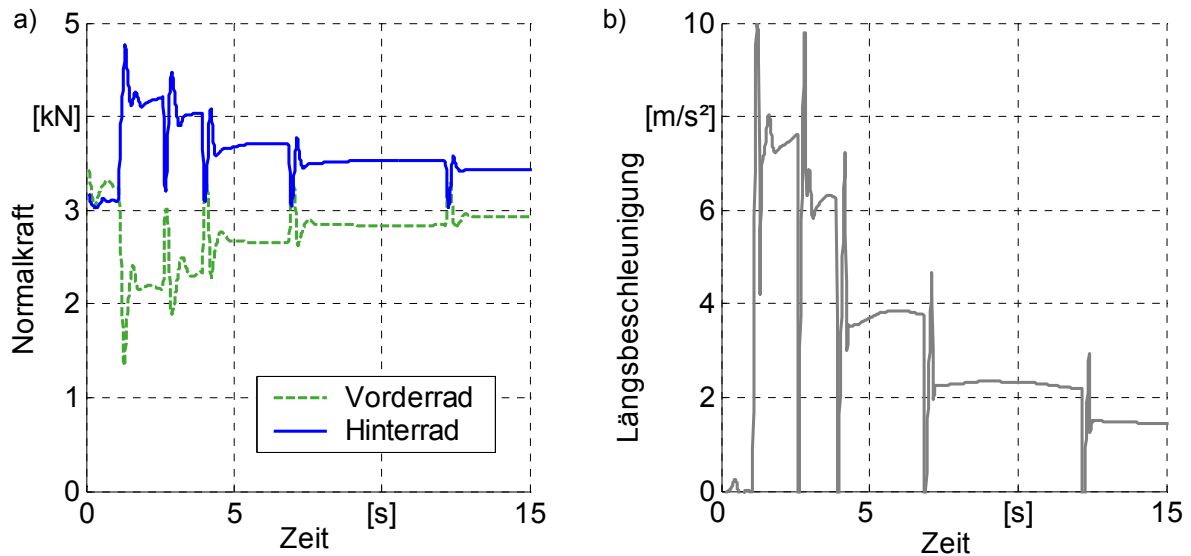


Bild 5.13: Radaufstandskräfte und entsprechende Fahrzeuglängsbeschleunigung bei Beschleunigung geradeaus

Werden die Aufstandskräfte mit dem dynamischen Reifenrollradius multipliziert (im Simulationsmodell 0,277 m), so ergeben sich die maximal übertragbaren Radantriebsmomente aus **Bild 5.14**.

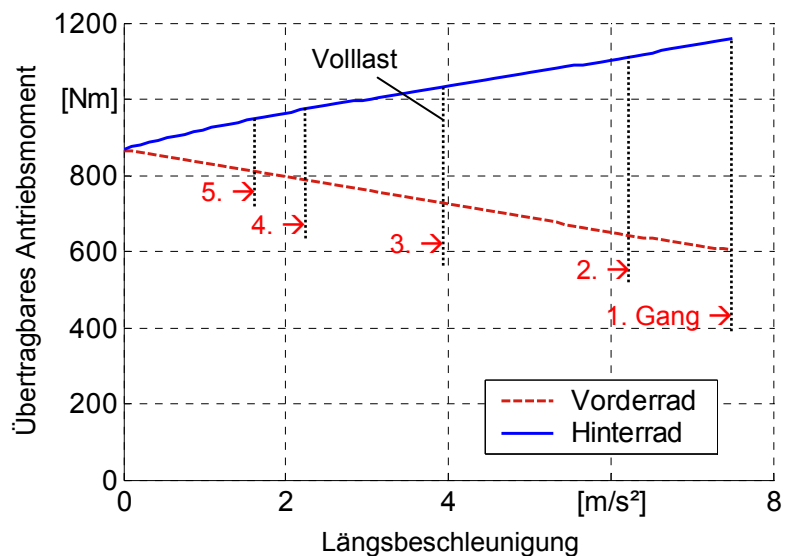


Bild 5.14: Maximal übertragbare Antriebsmomente bei Geradeausfahrt auf trockener Straße ($\mu = 1,0$)

Ein Hinterrad kann bei geradliniger Beschleunigung hier maximal 1150 Nm übertragen, ein Vorderad maximal 900 Nm. Serien-Fahrzeuge können durchaus das doppelte Gewicht des Simulationsmodells haben, besonders mit zusätzlicher Beladung. In diesen Fällen kann eine entsprechend größere Antriebskraft übertragen werden. Ergebnis dieser Simulation ist, dass an der Hinterachse bis zu 30 % mehr Antriebsmoment abgesetzt werden kann, das maximale Differenzmoment eines Differenzials könnte um diesen Faktor größer gewählt werden als für die Vorderachse. Eine stärkere Radlaständerung ist bei Kurvenfahrt zu erwarten.

Dynamische Radlastverteilung bei stationärer Kreisfahrt

Simuliert werden stationäre Kreisfahrten mit einer einheitlichen Geschwindigkeit von 80 km/h. Der Lenkradwinkel wird in Schritten zu je 10° bis auf 80° erhöht, woraus sich Querbeschleunigungen von bis zu $7,2 \text{ m/s}^2$ ergeben. Aus den jeweiligen Radaufstandskräften und den Seitenkräften wird die maximal übertragbare Radumfangskraft unter Verwendung von Formel (5.4) berechnet.

Die Normalkräfte der Vorderräder divergieren mit zunehmender Querbeschleunigung stärker als die der Hinterräder, wobei die Gründe in der Kinematik der Radaufhängung und in der gesamten Fahrwerksauslegung zu suchen sind. Während die kurvenäußeren Räder stets große Längskräfte übertragen können, nehmen die maximalen Radumfangskräfte der kurveninneren Räder sehr geringe Werte an, **Bild 5.15**.

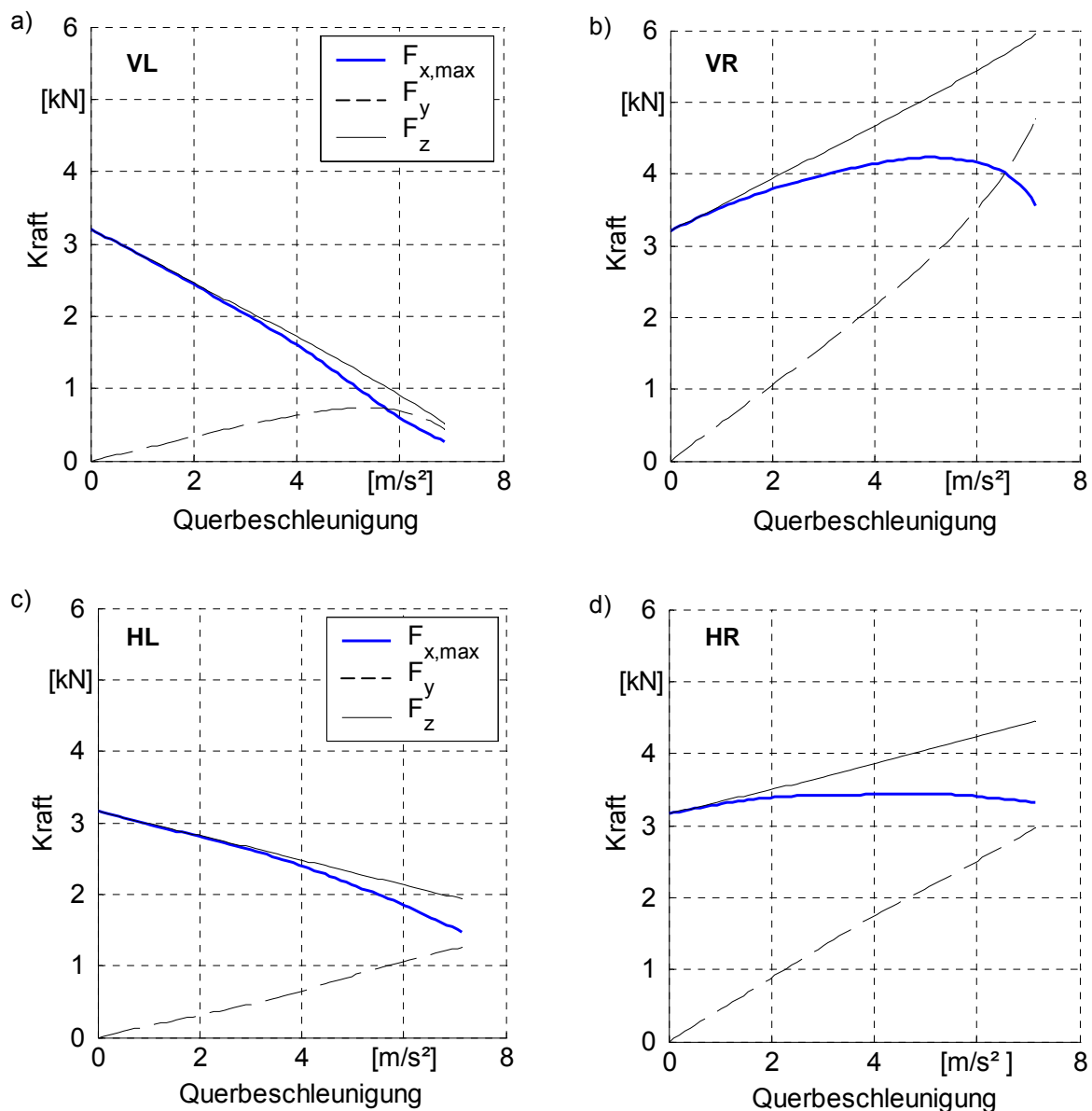


Bild 5.15: Maximal übertragbare Radumfangkräfte für alle vier Räder; Manöver: Stationäre Kreisfahrt mit $v = 80 \text{ km/h}$, Linkskreis mit $\mu = 1,0$, Variation der Querbeschleunigung.

Bei einer Querbeschleunigung von 7 m/s^2 verbleibt eine Längskraft von maximal 400 N für das kurveninnere Vorderrad, was einem Antriebsmoment von lediglich 100 Nm entspricht. An der Hinterachse zeigt sich der gleiche Effekt, der durch die geringere Radlastverlagerung aber nicht so stark ausgeprägt ist. Bei zusätzlicher Längsbeschleunigung würden die Radaufstandskräfte an der Hinterachse steigen, so dass an den kurvenäußeren Rädern je 1000 Nm absetzbar wären ($r_{\text{dyn}} = 0,277 \text{ m}$).

Das maximale Differenzmoment kann für dieses Fahrzeug anhand der stationären Kreisfahrt auf ca. 1000 Nm pro Achse nach oben begrenzt werden. Damit kann bei starker Beschleunigung (Antriebsmoment je Hinterrad z.B. 500 Nm) das gesamte Moment über das kurvenäußere Rad abgesetzt werden. Bei geringeren Antriebsmomenten kann mit großem Differenzmoment auch ein Bremsmoment an einem Rad erzeugt werden. Da die Innenräder bei Kurvenfahrt mit hoher Querbeschleunigung nur ein geringes Antriebsmoment übertragen können, darf dessen Betrag nicht zu groß werden, was wiederum das Differenzmoment eingrenzt.

5.3.2.2 Nötiges Differenzmoment bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt

Bedeutend für die Auslegung eines Differenzials sind das Zielverhalten des Fahrzeugs und der dafür zu betreibende Aufwand in Form eines Differenzmoments. Ein für die Praxis wichtiges Fahrmanöver ist die Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt, hier simuliert mit einem Kreisbahnradius von 60 m und einer stationären Querbeschleunigung von 5 m/s^2 . Zum Zeitpunkt 20 s wird das Fahrzeug mit 2 m/s^2 beschleunigt, wobei die Räder mit ca. 250 Nm angetrieben werden. Es ergeben sich eine Fahrzeuggeschwindigkeit von 62 km/h und ein Lenkwinkel von 58° .

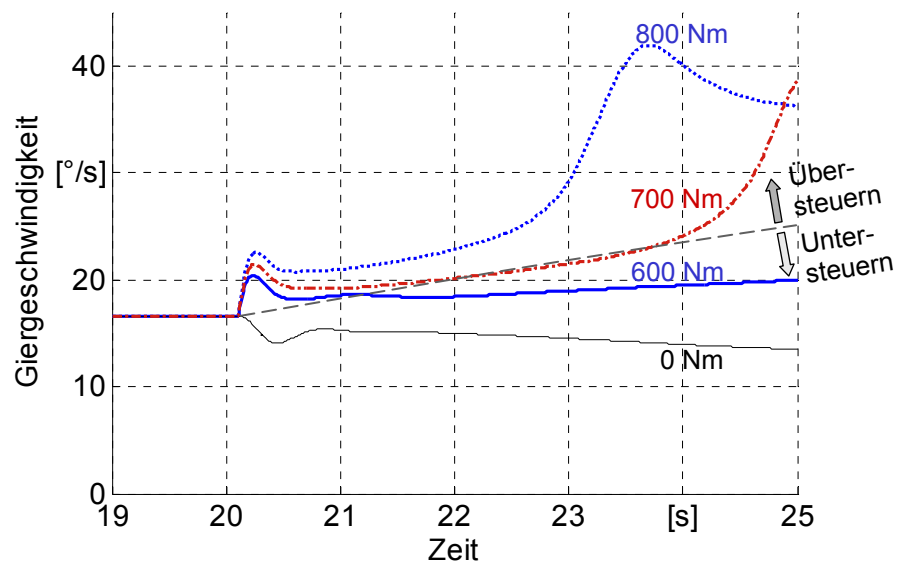
Im Folgenden wird die Fahrzeugreaktion mit verschiedenen Differenzmomenten an Vorder- und/oder Hinterachse simuliert und mit der Reaktion eines neutralen Fahrzeugs verglichen. Damit sollen das für neutrales Fahrverhalten benötigte sowie das maximal übertragbare Differenzmoment bestimmt werden, unter der Prämisse, dass das Fahrzeugverhalten im stabilen Bereich bleibt.

Differenzmoment an der Hinterachse

Ab dem Zeitpunkt der Beschleunigung wird stufenförmig ein Differenzmoment vorgegeben, so dass das kurvenäußere Hinterrad das größere Antriebsmoment erhält. ΔM wird in Schritten von 100 Nm variiert.

Bei 600 Nm Momentenunterschied wird das grundsätzliche Untersteuern des Fahrzeugs ohne Momentenverlagerung stark verringert und der zur Beurteilung des Eigenlenkverhaltens wichtige 1-Sekunden-Wert zeigt nahezu neutrales Fahrverhalten. Übersteuern tritt jedoch nur kurz ein (bis ca. 21,2 s), **Bild 5.16**.

Bild 5.16: Fahrzeugreaktion bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt ($R = 60\text{ m}$, $a_{y,0} = 5\text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$). Differenzmomente innerhalb der Hinterachse



Mit einem Differenzmoment von 700 Nm übersteuert das Fahrzeug erst und verhält sich dann zwei Sekunden lang neutral. Anschließend gelangt es in den fahrdynamischen Grenzbereich, der Bremsschlupf des kurveninneren Hinterrades steigt deutlich an und starkes Übersteuern tritt ein. Wird ein Momentenunterschied von 800 Nm vorgegeben, so tritt dieser Effekt früher auf. Ab 23 s steigen Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel so stark an, dass das Fahrzeug instabil wird und schleudert, **Bild 5.16**.

Für die Hinterachse ist hier ein Differenzmoment von 800 Nm empfehlenswert, denn damit kann deutliches Übersteuern gewährleistet werden. Bei sehr hohen Querbeschleunigungen sollte das Differenzmoment so verringert werden, dass die kurveninneren Räder ausreichend große Seitenkräfte übertragen können.

Variation der Antriebsmomente an den Vorderrädern

Werden unterschiedlich große Differenzmomente zwischen den Vorderrädern vorgegeben, so fällt auf, dass das Fahrverhalten weniger verändert werden kann als mit Torque Vectoring an der Hinterachse. Außerdem ist Torque Vectoring quer unmittelbar nach Beschleunigungsbeginn am wirkungsvollsten, **Bild 5.17**.

Durch das hohe Differenzmoment von 700 Nm wird das kurveninnere Vorderrad mit einem Bremsmoment beaufschlagt. Zusammen mit der aus der Radlastverlagerung resultierenden, geringen Aufstandskraft ergibt sich ein hoher Bremsschlupf. Das mit Hilfe der unterschiedlichen Reifenlängskräfte erzeugte Giermoment wird abgeschwächt, da das kurveninnere Rad weniger Querkraft übertragen kann. Die Folge ist untersteuerndes Fahrverhalten, spätestens eineinhalb Sekunden nach Beschleunigungsbeginn, unabhängig von der Kraftverteilung.

Ein maximales Differenzmoment von 600 Nm ist in diesem Fall ausreichend. Zum einen kann dieser Betrag aufgrund der Fahrzeugstabilität nicht immer erzeugt werden, weiterhin rechtfertigt eine noch stärkere Momentenverlagerung nicht den damit erzielbaren Nutzen.

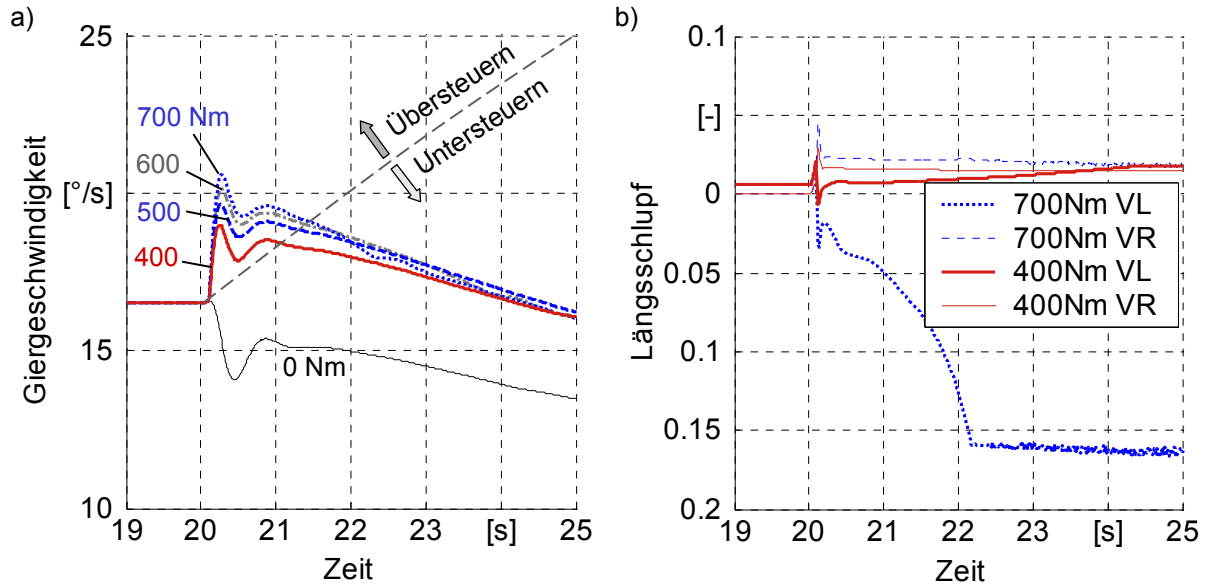


Bild 5.17: Verlauf der Giergeschwindigkeit und des Längsschlupfs der Vorderräder; Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt ($R = 60 \text{ m}$, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$) mit unterschiedlichen Differenzmomenten innerhalb der Vorderachse

Torque Vectoring innerhalb beider Achsen

Um eine sinnvolle Verteilung des Differenzmoments zu finden, wurde ein Gesamtdifferenzmoment von 700 Nm, was beim Hecktriebler zu relativ neutralem Fahrverhalten führt, zu unterschiedlichen Teilen an den beiden Achsen aufgebracht. Umso mehr Moment innerhalb der Hinterachse verlagert wird, desto weniger untersteuernd verhält sich das Fahrzeug, **Bild 5.18**.

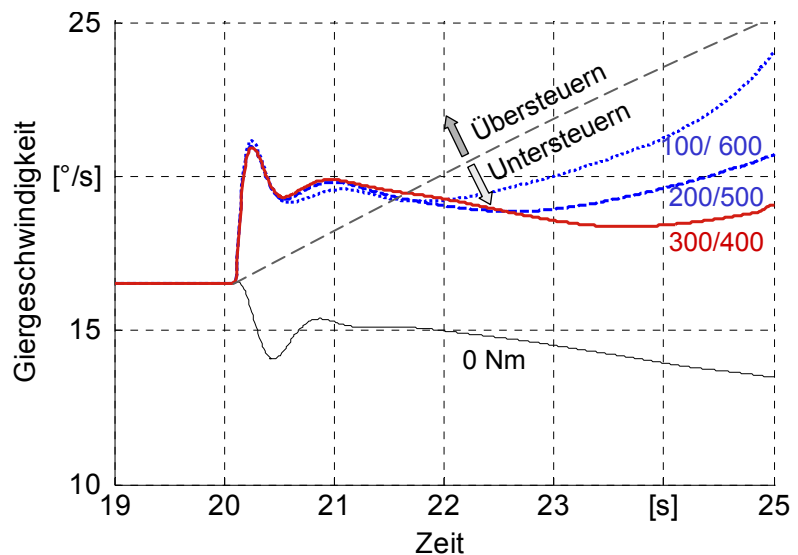


Bild 5.18: Fahrzeugreaktionen mit Differenzmoment an Vorder- und Hinterachse (V/H), Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt mit Radius 60 m, Ausgangsquersbeschleunigung 5 m/s^2 , $\mu = 1,0$

Mit zwei entsprechenden Achsdifferenzialen könnte das Fahrverhalten mehr verändert werden als mit einem. Bei intelligenter Regelung eines aktiven Hinterachsdifferenzials ist aber ebenfalls großes Potenzial vorhanden, so dass der Mehrwert eines zusätzlichen Differenzials an der Vorderachse hier gering ist.

Befinden sich ständig zwei aktive Querdifferenziale im Einsatz, so können diese natürlich auf ein geringeres Maximalmoment in der Kupplung ausgelegt werden, als dies bei nur einem Bauelement der Fall ist. Als Werte werden hier 600 Nm für ein Hinterachsdifferenzial und 400 Nm für ein Vorderachsdifferenzial empfohlen. Die Momentenverlagerung innerhalb der beiden Vorderräder sollte mit Bedacht auf den Radschlupf des kurveninneren Rades ausgelegt werden, denn durch die geringe Radlast steht nur eine kleine übertragbare Horizontalkraft zur Verfügung. Die Vorderachse sollte das Giermoment der Hinterachse lediglich unterstützen.

Die Simulationen zur Radlaständerung bei Längs- und Querschleunigung zeigen, dass bei beschleunigter Geradeausfahrt ein Vorderrad maximal 900 Nm absetzen kann, ein Hinterrad 1100 Nm. Bei der durchgeführten Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt sind maximale Differenzmomente von 600 Nm bzw. 800 Nm sinnvoll. Die Simulationen zeigen auch, dass Bremsmomente, verursacht durch große Differenzmomente, erheblichen Bremsschlupf am kurveninneren Rad auslösen. Da negative Momente demzufolge gering zu halten sind, wird ein maximal erzeugbares Differenzmoment von **800 Nm** gewählt.

5.3.3 Übersetzung der zusätzlichen Getriebestufe

Maßgeblich für die Verluste im Differenzial und dessen Leistungsfähigkeit ist die Übersetzung der zusätzlichen Getriebestufe. Dieser Parameter wird nun im Anschluss an die Bestimmung eines Differenzmoments ausgelegt, da der Wert des maximal verteilbaren Moments für die Auslegung hilfreich ist.

Durch die Übersetzung wird bei dem hier verwendeten Beispiel die Drehzahl der Abtriebswelle ins Langsame übersetzt, so dass bei Betätigung der Kupplung im Normalfall Moment vom Differenzialkorb abgezweigt werden kann. Dieser Wert kann direkt aus den geometrischen Verhältnissen der beiden Sonnenräder oder der Planetenräder gewonnen werden, Formel (2.14), oder er wird aus der Drehzahldifferenz der Räder bestimmt, Formel (2.16). Ein realistischer Wert liegt zwischen 0,95 und 0,85, was Drehzahldifferenzen von 10 % bis 35 % entspricht. Im Mitsubishi beispielsweise beträgt i ca. 0,9.

Je geringer die Übersetzung ist, d.h. je näher bei 1, desto kleiner sind die Verluste bei Momentenverteilung, wie es auch in Kapitel 5.3.1 gezeigt wird. Dadurch entsteht weniger Wärme, in der Folge muss die Kühlung des Systems nicht so leistungsfähig ausgelegt werden. Nachteilig ist, dass die Kupplungen bei geringeren Drehzahldifferenzen in den haftenden Zustand kommen, in dem eine gezielte Momentenverteilung nicht mehr möglich ist. Bei der Bestimmung einer geeigneten Übersetzung ist in Bezug auf Leistungsverluste, Wärmeentstehung und Kühlung ein möglichst geringer Wert zu wählen. Gleichzeitig muss eine kontrollierbare und variable Momentenverteilung in möglichst vielen Fahrzuständen gewährleistet werden, was für eine extremere Übersetzung spricht.

Der Wirkungsbereich der Überlagerungsstufe wird dabei maßgeblich vom **Kurvenradius** und vom **Radschlupf** bestimmt. Während einer Kurvenfahrt rollen die Räder auf unterschiedlichen Bahnradien ab, haben folglich andere Drehzahlen. Der zweite Effekt ist eine Differenz

im Radschlupf, die durch unterschiedliche Radumfangs- oder Radaufstandskräfte verursacht wird. Der Reibwert zwischen Fahrbahn und Reifen wird hier vereinfacht zu $\mu = 1,0$ an allen vier Rädern angenommen.

Um den Einfluss des Kurvenradius und des Radschlupfs zu untersuchen, werden zum einen die für das Befahren einer Kreisbahn nötige Drehzahldifferenz ausgerechnet, zum anderen wird die Differenz im Radschlupf anhand relevanter Manöver wie Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt bewertet. Die Momentenverlagerung findet dabei im Vorderachsdifferenzial statt. Durch die beim Simulationsmodell größere Radlastschwankung bei Kurvenfahrt, verglichen mit der Hinterachse, lassen sich wichtige Effekte noch deutlicher herausstellen. Die Übersetzung beträgt bei den folgenden Untersuchungen jeweils $i = 0,9$, was einer Drehzahldifferenz von 22 % entspricht.

5.3.3.1 Drehzahldifferenz ohne Berücksichtigung von Radschlupf

Die bei Kreisfahrt auftretende Drehzahldifferenz zwischen den Vorder- bzw. Hinterrädern nimmt mit abnehmendem Kreisbahnradius progressiv zu, **Bild 5.19**. Für die theoretische Berechnung läuft der Fahrzeugschwerpunkt auf dem angegebenen Radius. Über die Entfernung der Achsen vom Schwerpunkt werden die Radien der Achsdifferenziale berechnet, mit dem Radstand ergeben sich schließlich die Drehzahlverhältnisse der Räder. Schlupf ist nicht berücksichtigt.

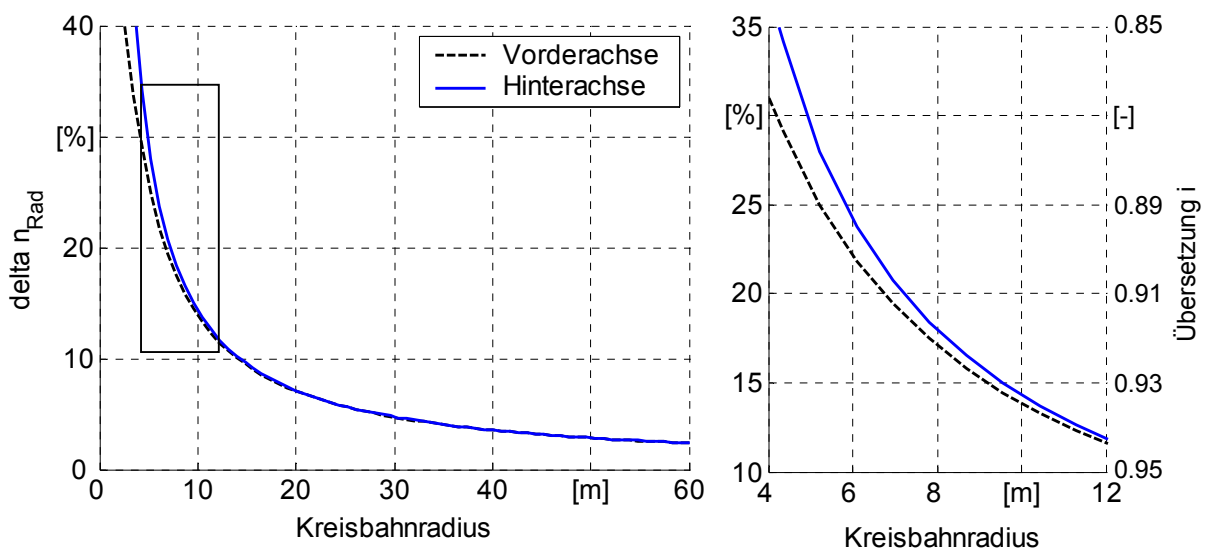


Bild 5.19: Erreichbarer Kreisbahnradius in Abhängigkeit der Übersetzung der Überlagerungsstufe

Bei einer Drehzahldifferenz von bis zu 10 % ist noch kein Unterschied zwischen den Achsen zu erkennen, der Kreisbahnradius beträgt hier mindestens 12,5 m. Nimmt der Radius weiter ab, beispielsweise bis zu einem realistischen Grenzwert von 5,5 m, so sind bereits Drehzahldifferenzen von 23 % bzw. 26 % für Vorder- und Hinterachse notwendig. Dieser Extremfall ist aber kaum relevant, da der Wendekreisdurchmesser nur bei sehr geringen Geschwindigkei-

ten erreicht wird und die Fahrdynamik in diesem Fall von geringerer Bedeutung ist. Es soll lediglich gezeigt werden, wie stark sich die Drehzahldifferenz der Räder einer Achse mit abnehmendem Kurvenradius erhöht.

5.3.3.2 Drehzahldifferenz unter Berücksichtigung von Radschlupf

Um zusätzlich den Einfluss des Radlängsschlupfs auf die Drehzahldifferenz zu erfahren, wird zuerst eine Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt simuliert. Im Anschluss folgen stationäre Kreisfahrten, da bei diesen Fahrzuständen wichtige Unterschiede deutlich werden.

Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt

Bei einem Radius von 60 m fährt das Fahrzeug mit einer stationären Querbeschleunigung von 5 m/s^2 im Linkskreis, der Reibwert beträgt $\mu = 1,0$. Die Längsbeschleunigung beträgt ca. 2 m/s^2 und startet wie die Momentenverlagerung nach 20 s. Das Differenzmoment wird zwischen den beiden Vorderrädern erzeugt, dem kurvenäußeren Rad wird das größere Moment zugeteilt. **Bild 5.20** zeigt die Drehzahlen und den Längsschlupf der Vorderräder, ohne und mit Differenzmoment.

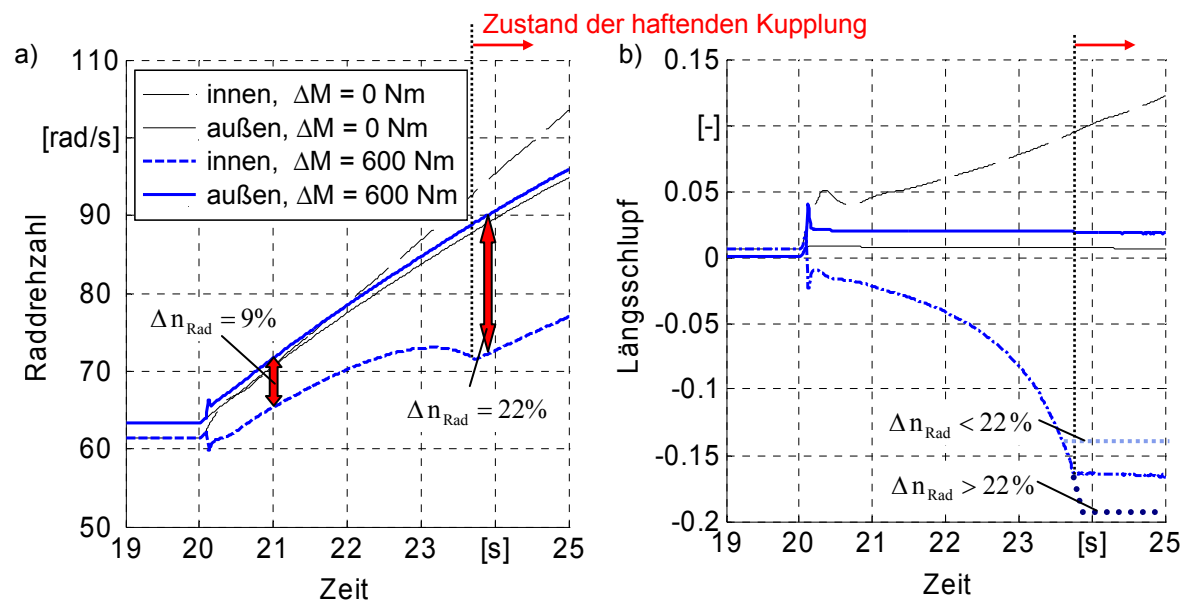


Bild 5.20: Drehzahlen und Längsschlupf der Vorderräder bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt, ohne Umverteilung (0 Nm) bzw. mit einem Differenzmoment von 600 Nm; für den Längsschlupf sind mögliche Verläufe mit anderen Übersetzungen eingezeichnet

Ohne Torque Vectoring ($\Delta M = 0 \text{ Nm}$) wird die Drehzahldifferenz der Räder in den ersten zwei Sekunden mit Beschleunigung kleiner und sinkt bis auf Null zum Zeitpunkt 21 s, **Bild 5.20 a**. Grund ist die geringere Radlast am kurveninneren Rad. Dadurch geht der Reifen bei gleicher Längskraft in einen höheren Längsschlupf, was der durch den Kreisbahnradius verursachten Drehzahldifferenz entgegen wirkt. Die Radlast am kurveninneren Vorderrad sinkt durch die ansteigende Querbeschleunigung weiter, so dass der Schlupf am Innenrad langsam steigt und das Innenrad schließlich schneller dreht als das Außenrad.

Mit einem Differenzmoment, im Beispiel 600 Nm, ist die Drehzahldifferenz eine Sekunde nach Beschleunigungsbeginn mit 9 % spürbar größer als bei stationärer Kreisfahrt. In Anbetracht des weiteren Drehzahlverlaufs, das kurveninnere Rad dreht zunehmend langsamer, ist die Drehzahldifferenz aber völlig unkritisch. Ab 23,7 s haftet die aktuierte Kupplung der Differenzialeinheit, d.h. die Antriebsmomente sind nicht mehr wie gewünscht und die Räder drehen mit einer festen Differenz, im Beispiel 22 %.

Sobald der stabile Zustand mit Haftschlupf am kurveninneren Reifen in den instabilen Zustand mit Gleitschlupf übergeht, ist die Übersetzung im Differenzial von geringer Bedeutung. Der Haftzustand in der Kupplung wird auch erreicht werden, wenn die Übersetzung in einem realistischen Maß größer oder kleiner ist. Unterschiedlich ist lediglich die Zeitspanne bis zum Erreichen dieses Zustands. Mögliche Schlupfverläufe für andere Auslegungen sind in **Bild 5.20 b** ebenfalls eingezeichnet. Bei einem größeren Differenzmoment wird die Drehzahldifferenz von hier 22 % schneller erreicht, bei einem Differenzmoment von 800 Nm bereits nach 1,2 s. Wird an der Hinterachse Moment verlagert, so tritt der beschriebene Effekt erst später auf. Gründe sind die grundsätzlich geringere Radlastverlagerung des Simulationsmodells sowie die Achslastverlagerung durch die zusätzliche Längsbeschleunigung. Durch die sinkende Radlast kurveninnen bei höheren Querbeschleunigungen ist hier besonders auf die Beträge der Antriebskräfte zu achten.

Die Ursache geringer Drehzahlunterschiede kann anhand des Reifenkennfelds für das Fahrzeug ohne Torque Vectoring dargestellt werden. **Bild 5.21** zeigt den sich bei einer Radumfangskraft einstellenden Längsschlupf zum Zeitpunkt 21 s, d.h. für eine Geschwindigkeit von 70 km/h und Radaufstandskräfte von 1,1 kN (Innenrad) bzw. 4,8 kN (Außenrad).

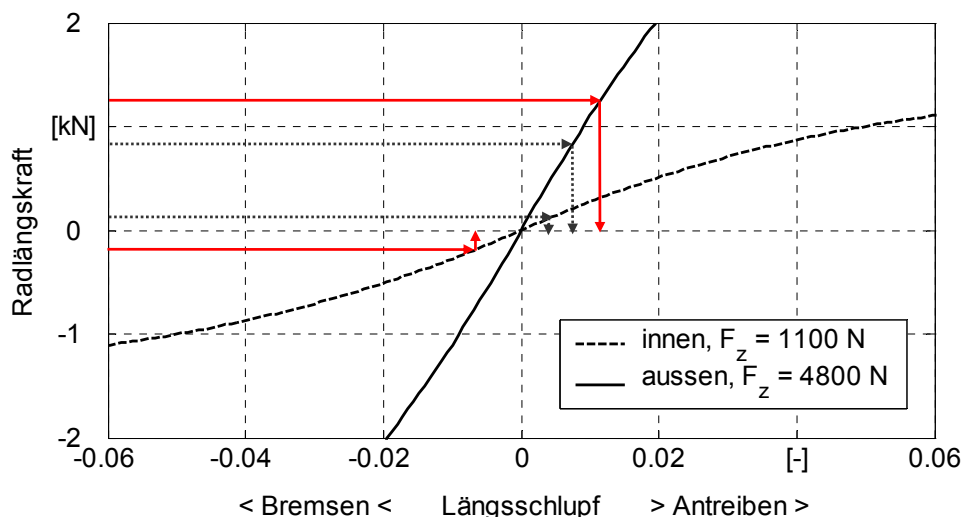


Bild 5.21: Reifenkennfeld für eine Fahrzeuggeschwindigkeit von 70 km/h und unterschiedliche Radaufstandskräfte der Vorderräder (Zeitpunkt 21 s entsprechend Bild 5.20; aus veDYNA); überproportionale Zunahme der Schlupfdifferenz bei Bremsschlupf am kurveninneren Rad (rot)

Die starken Radlastunterschiede führen einen weitaus größeren Schlupf am kurveninneren Rad herbei, was der Drehzahldifferenz durch unterschiedlichen Bahnradien entgegen wirkt. Laufen beide Räder mit Antriebschlupf (schwarz gepunktet), ist nur eine geringe Schlupfdifferenz vorhanden. Sobald das kurveninnere Rad in Bremschlupf kommt (rot), resultiert durch die geringe Radaufstandskraft ein relativ großer negativer Schlupf.

Der kritische Fall einer haftenden Kupplung tritt folglich auf, sobald das Rad kurveninnen mit einem zu großen Bremsmoment beaufschlagt wird. Diese Situation kann hervorgerufen werden durch:

- große Differenzmomente
- geringe Antriebsmomente, verbunden mit einem Differenzmoment
- sehr geringe Radaufstandskraft

Deswegen werden im Folgenden genau diese Fälle simuliert. Die stationäre Kreisfahrt beinhaltet ein geringes Antriebsmoment und unter Umständen ein großes Differenzmoment. Die von der Radaufstands- sowie der Seitenkraft abhängige maximal übertragbare Radlängskraft wird in Abhängigkeit der Quereschleunigung ermittelt, ebenfalls bei stationärer Kreisfahrt.

Stationäre Kreisfahrt mit Differenzmoment

Während einer stationären Kreisfahrt mit $R = 60$ m, einer Quereschleunigung von 5 m/s^2 und fixiertem Lenkrad wird Moment innerhalb der Vorderachse nach kurvenaußen bzw. nach kurveninnen verteilt, bis der Fahrzustand instabil wird, **Bild 5.22**.

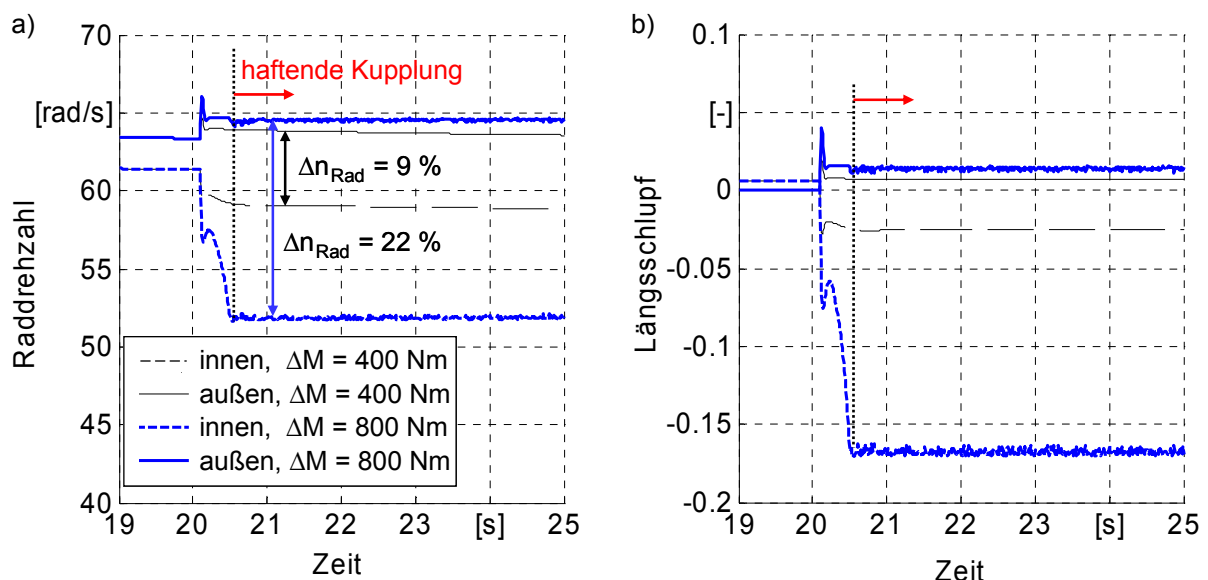


Bild 5.22: Drehzahlen und Längsschlupf der Vorderräder bei stationärer Kreisfahrt ($R = 60$ m, $a_y = 5 \text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$), das kurvenäußere Rad erhält das jeweils größere Antriebsmoment

Wie erwartet steigt die Drehzahldifferenz an. Bei einem maximalen Differenzmoment von 800 Nm wird bereits nach einer halben Sekunde das feste Drehzahlverhältnis der haftenden Kupplung erreicht (22 %), beim halben Momentenbetrag bleibt die Kupplung stets im schleifenden Zustand (9 %), bei 600 Nm beträgt der Drehzahlunterschied 12 %. Sobald ein Rad zum Durchdrehen neigt, ist die Übersetzung von geringerer Bedeutung, sie beeinflusst vor allem den Zeitverzug bis zum Erreichen des Haftzustands in der Kupplung.

Eine Momentenverlagerung zum kurveninneren Rad erzeugt bei diesem Manöver eine Drehzahldifferenz, die stets weniger als 4 % beträgt, denn die kurveninneren Räder drehen mit relativ großem Antriebsschlupf, **Bild 5.23 a**. Die kurvenäußeren Räder befinden sich aufgrund der hohen Radlast in geringem Bremsschlupf, **Bild 5.23 b**. Dieser Fall ist bei der Auslegung der Übersetzungsstufe nicht zu berücksichtigen, da selbst bei maximalem Differenzmoment kein Rad durchdreht, bei geringem Differenzmoment gleichen sich die Drehzahlen sogar an.

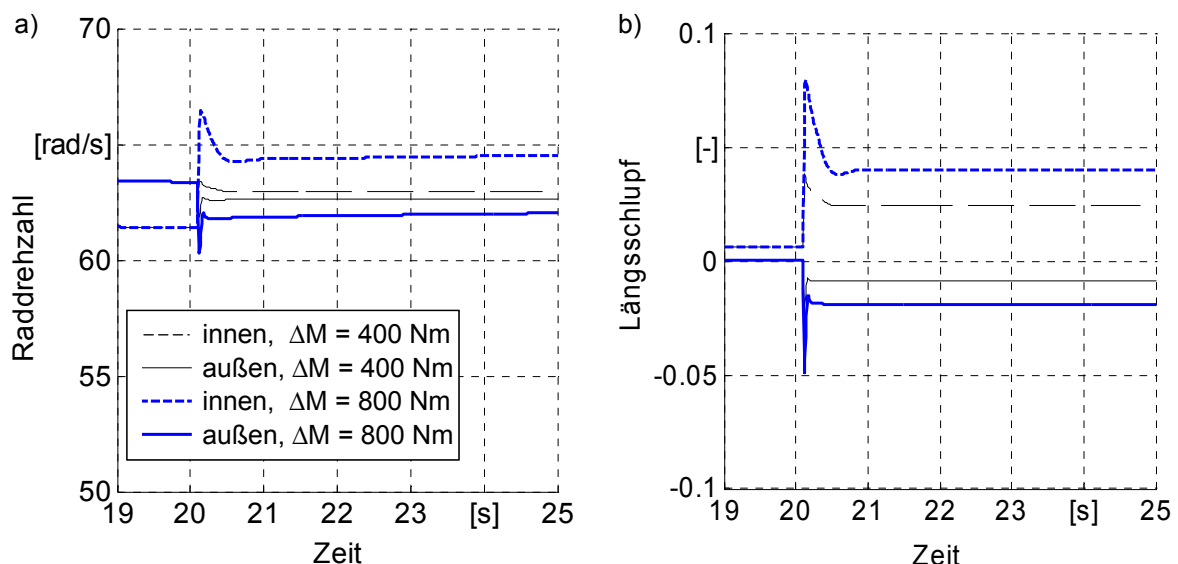


Bild 5.23: Zustand der Vorderräder bei stationärer Kreisfahrt mit Kreisbahnradius 60 m und einer Querbeschleunigung von 5 m/s², Momentenverlagerung nach kurveninnen

Die Simulationen zeigen, dass die Drehzahldifferenz in stabilen Fahrzuständen hier permanent unter 12 % bleibt. Da bei einem Kreisbahnradius von 20 m eine im Vergleich zu 60 m Radius zusätzliche Drehzahldifferenz von ca. 4 % zwischen den Rädern vorhanden ist, siehe **Bild 5.19**, ist einschließlich einer Sicherheit von 2 % Drehzahldifferenz ein Wert von **18 %** für das simulierte Fahrzeug ausreichend. Dies entspricht einer Übersetzung von $i = 0,92$. Wird die Radlast zu klein, so kann der beschriebene Fall auch mit anderen Übersetzungen auftreten, unterschiedlich ist dabei nur der Zeitverzug bis zur Drehzahldifferenz gemäß der Auslegung. Bei geringeren Kreisbahnradien kann mit dieser Auslegung u. U. nicht mehr das maximale Differenzmoment erzeugt werden, was bei den geringen erreichbaren Geschwindigkeiten ohnehin kaum nötig ist.

5.4 Zusammenfassung der Differenzialmodellierung und -auslegung

Das Modell eines Differenzials mit variabler Momentenverteilung wurde in Simulink aufgebaut. Dabei wurde besonders auf die Funktion sowie die realistische Nachbildung der Dynamik geachtet. Die entsprechenden Dynamikparameter sind anhand von Prüfstandsversuchen bestimmt worden. Um das Differenzialmodell im virtuellen Gesamtfahrzeug verwenden zu können, wurde ein externer Antriebsstrang aufgebaut, in den das Differenzial an Vorder- und Hinterachse implementiert wurde. Für die Größe der Übersetzungsstufe und das maximal erzeugbare Differenzmoment, wurden mit Hilfe des Manövers Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt Kennwerte bestimmt.

Bei der Auslegung der Übersetzung ist zu beachten, dass für die Kupplungen im Differenzial ein haftender Zustand zu vermeiden ist. Die betätigte Kupplung kommt am leichtesten in den haftenden Zustand, wenn die Radlast am kurveninneren Rad gering ist, **Bild 5.24**. In diesem Fall wird bereits bei kleinen Radumfangskräften ein großer Radschlupf erreicht, siehe **Bild 5.21**. Um solche Probleme zu vermeiden, ist besonders bei geringem Achsantriebsmoment und/oder großem Differenzmoment eine entsprechende Regelung der Kupplungsbetätigung zu implementieren, so dass negative Radantriebsmomente in dieser Situation vermieden werden.

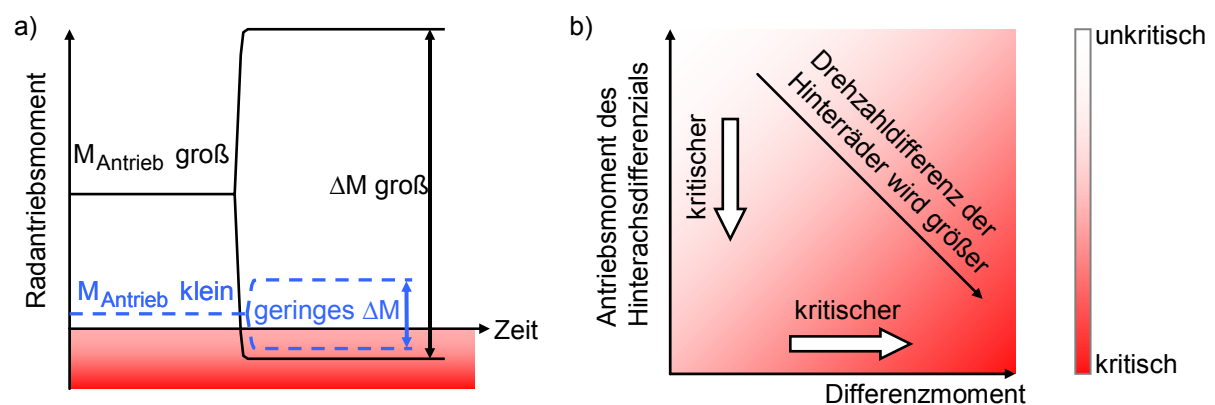


Bild 5.24: Kritische Fälle mit negativem Radantriebsmoment und möglichen Ursachen

Für die detaillierte Untersuchung der variablen Momentenverteilung im folgenden Kapitel steht nun ein validiertes Modell zur Verfügung, dessen wichtigste Kennwerte für das verwendete Gesamtfahrzeugmodell ausgelegt wurden und im weiteren Verlauf verwendet werden.

Kapitel 6

Analyse der Fahrdynamik mit Torque Vectoring

6.1 Wirkung der Momentenverlagerung je nach Antriebsart

Ziel dieses Kapitels ist die Bestimmung von Antriebskonzepten, die für den Einsatz eines Differenzials mit variabler Momentenverteilung in Querrichtung besonders gut geeignet sind. Weiterhin sollen die durch die Antriebsart bedingten Unterschiede in der Wirkung eines Differenzmoments festgestellt werden. Es wird das Fahrverhalten von Fahrzeugen mit Front-, Heck- und Allradantrieb mit Simulationen untersucht, so dass für alle drei Varianten eine Empfehlung gegeben werden kann.

Das maßgebliche Manöver für den Praxisbetrieb ist eine Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt. Hier wird das Eigenlenkverhalten besonders deutlich und die Verteilung der Antriebskräfte spielt eine große Rolle. Ausgangsmanöver ist eine Kreisfahrt entsprechend **Tabelle 4.4**. Das Antriebsmoment wird ab dem Zeitpunkt der Beschleunigung in Querrichtung verlagert, so dass sich ein festes Verhältnis der Radmomente einstellt. Das heißt das Ausgangsmanöver ist innerhalb einer Antriebsart stets das gleiche, unabhängig vom Betrag der anschließend verlagerten Antriebskraft. Geringe Unterschiede bestehen im Lenkradwinkel für die drei Antriebsarten. Das frontgetriebene Fahrzeug benötigt für die gleiche stationäre Kreisfahrt einen um 4 % größeren, das heckgetriebene Fahrzeug einen um ca. 2 % geringeren Lenkradwinkel als das allradgetriebene Fahrzeug, dessen Lenkradeinschlag in diesem Fall 57° beträgt.

Für die Untersuchungen in Kapitel 6.1 wurde das maximal zulässige Differenzmoment nicht begrenzt, um alle, teilweise grenzwertigen Fahrsituationen, simulieren zu können. Um das umverteilte Moment einzuschätzen, sind teilweise die Differenzmomente für den Fall des kurvenaußen angetriebenen Fahrzeugs (Verteilung 0 / 100) enthalten. Bei einer Verteilung von 25 / 75 wird die Hälfte des Antriebsmoments ($75\% - 25\% = 50\%$) als Differenzmoment erzeugt. Bei Einachs Antrieb wird folglich der doppelte Momentenbetrag pro aktivem Differenzial umverteilt.

Ausgewertet wird die Giergeschwindigkeitsdifferenz nach einer Sekunde, aufgetragen über der Längsbeschleunigung zum gleichen Zeitpunkt. Damit lassen sich das Eigenlenkverhalten, dessen Verlauf bei zunehmender Längsbeschleunigung, die maximal erreichbare Längsbeschleunigung und der Aufwand für neutrales Fahrverhalten bestimmen.

6.1.1 Vergleich bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt

Frontgetriebenes Fahrzeug

Das frontgetriebene Fahrzeug ohne Torque Vectoring (Querverteilung 50 / 50) untersteuert bei jeder Längsbeschleunigung, **Bild 6.1**. Die maximal erreichbare Längsbeschleunigung beträgt knapp 2 m/s^2 .

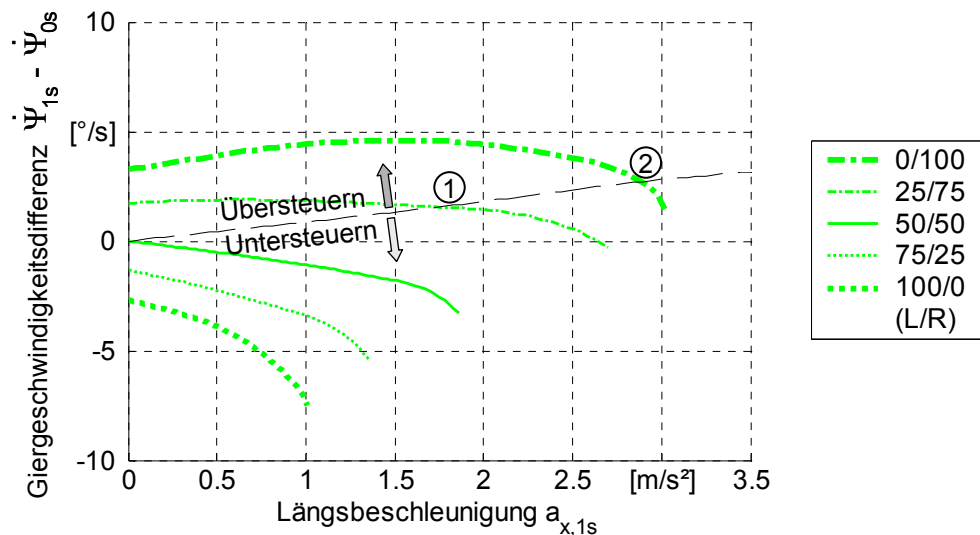


Bild 6.1: Gierverhalten des frontgetriebenen Fahrzeugs C mit Torque Vectoring quer (L/R); Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt; Linkskreis mit Radius 60 m , $a_{y,0s} = 5 \text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$

Werden 75 % des Antriebsmoments über das kurvenäußere Vorderrad abgesetzt, so erhöht sich die maximal erreichbare Längsbeschleunigung um ca. $0,8 \text{ m/s}^2$. Die Markierungen (1) und (2) zeigen die Schnittpunkte mit der Linie neutralen Fahrverhaltens. Bis zu einer Längsbeschleunigung von $1,7 \text{ m/s}^2$ übersteuert das Fahrzeug in diesem Fall. Wird es komplett kurvenaußen angetrieben, so kann bis ca. $2,8 \text{ m/s}^2$ übersteuerndes Fahrverhalten gewährleistet werden. Ab hier untersteuert es bei höheren Längsbeschleunigungen, da die Antriebskraft dem Rad aufgezwungen wird, wodurch sich die Seitenkraft verringert, **Bild 6.2**.

Wird zunehmend Moment zum kurveninneren Vorderrad verlagert, verringert sich die maximal erreichbare Längsbeschleunigung. Das Innenrad wird durch die Kurvenfahrt und die Beschleunigung entlastet, folglich kann eine geringere Horizontalkraft übertragen

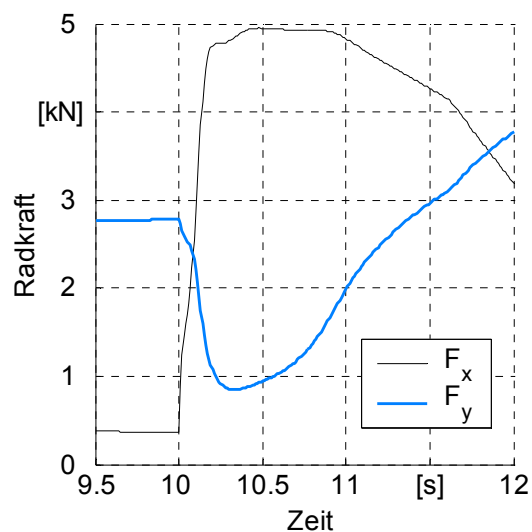


Bild 6.2: Radumfangs- u. -seitenkraft des allein angetriebenen kurvenäußeren Vorderrades (0/100); Beschleunigung aus stat. Kreisfahrt ($R = 60 \text{ m}$, $a_{y,0s} = 5 \text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$, $a_{x,1s} = 3 \text{ m/s}^2$)

werden. Daraus resultiert beim frontgetriebenen Fahrzeug mit zunehmender Längsbeschleunigung das immer untersteuerndere Verhalten.

Die Fahrzeugreaktion bei plötzlicher Änderung der Momentenverteilung während einer stationären Kreisfahrt stellt ebenfalls ein wichtiges Ergebnis dar. Sie kann für die frontgetriebene Version aus **Bild 6.1** von der Ordinate für $a_{x,1s}$ gleich Null entnommen werden. Wird das komplette Antriebsmoment auf das kurvenäußere Rad geleitet, so steigt die Giergeschwindigkeit folglich um 3 °/s an. Das Eigenlenkverhalten kann also auch bei niedrigen Antriebs- und Differenzmomenten stark verbessert werden.

Heckantrieb

Das heckgetriebene Fahrzeug zeigt ein grundsätzlich anderes Fahrverhalten. **Bild 6.3** verdeutlicht das Fahrzeugverhalten mit verschiedenen Momentenverteilungen in Querrichtung.

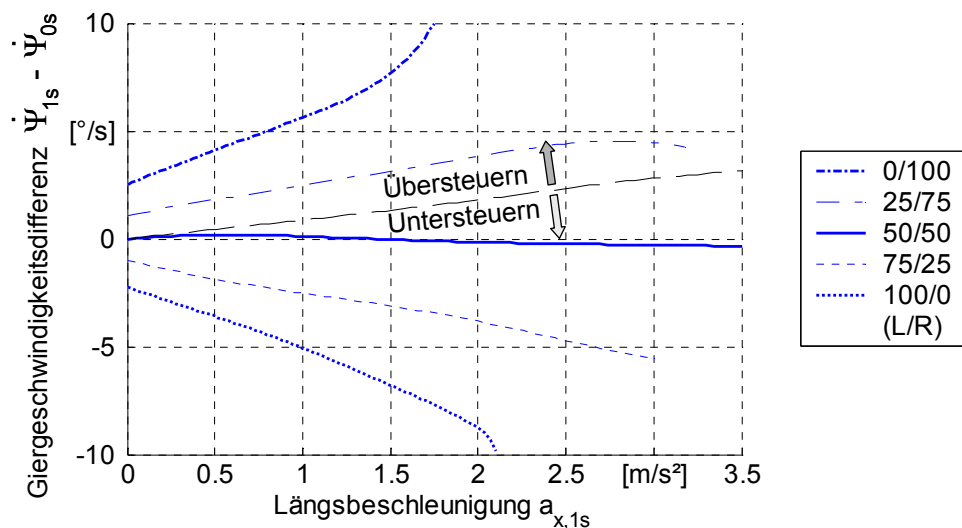


Bild 6.3: Eigenlenkverhalten der heckgetriebenen Version von Fahrzeug C mit variabler Momentenverteilung innerhalb der Hinterachse; Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt; Linkskreis, $R = 60$ m, $a_{y,0s} = 5$ m/s², $\mu = 1,0$

Im Standardzustand (50 / 50) wird die Giergeschwindigkeit der stationären Kreisfahrt beibehalten, nahezu unabhängig von der Längsbeschleunigung. Bereits bei einer Momentenverteilung von 25 % kurveninnen und 75 % kurvenaußen übersteuert das Fahrzeug, erst ab einer Längsbeschleunigung von 3 m/s² zeigt sich eine Tendenz in Richtung Untersteuern. Bei extremen Verteilungen (0 / 100 bzw. 100 / 0) resultiert eine ausgeprägte Fahrzeugreaktion. Es entsteht, vor allem im Übersteuern, ein weitaus größerer Bereich zur Variation des Fahrverhaltens, einschließlich des kritischeren Verhaltens im Grenzbereich. Die hervorragende Längsbeschleunigung der heckgetriebenen Version ohne variable Momentenverteilung kann mit den hier simulierten Varianten nicht mehr verbessert werden.

Verglichen mit dem frontgetriebenen Fahrzeug hat der Hecktriebler das bessere Ausgangsniveau und das größere Potenzial für die Darstellung von Übersteuern. Das Eigenlenkverhalten kann hier durch Torque Vectoring quer erheblich verbessert werden, mit relativ geringem

Aufwand verglichen mit Frontantrieb. Zum einen benötigt ein mit Umfangskräften beaufschlagtes Rad für gleiche Seitenkräfte einen höheren Schräglaufwinkel [16]. Zum anderen werden die Seitenkräfte durch große Radumfangskräfte begrenzt.

Allradantrieb

Mit zwei angetriebenen Achsen liegt das Ausgangsfahrverhalten zwischen Front- und Heckantrieb. Das passive Allrad-Fahrzeug verhält sich untersteuernd, wobei die Abnahme der Giergeschwindigkeitsdifferenz bei zunehmender Längsbeschleunigung linear verläuft. Erst ab Längsbeschleunigungen von 3 m/s^2 wird das Verhalten zunehmend untersteuernder. Mit einer Verteilung von 25 / 75 zugunsten der kurvenäußeren Räder kommt das Fahrverhalten dem eines neutralen Fahrzeugs bereits sehr nahe. Bei kurvenaußen angetriebenen Rädern kann starkes Übersteuern dargestellt werden. Werden ausschließlich die Räder kurveninnen angetrieben, so stellt sich drastisches Untersteuern ein. Im Gegensatz zu den einachsgetriebenen Varianten kann mit Torque Vectoring quer an beiden Achsen eine deutlich höhere Längsbeschleunigung bei diesem Manöver erzielt werden.

In **Bild 6.4** ebenfalls eingezeichnet sind die entstehenden Differenzmomente pro Achse bei Antrieb kurvenaußen. Mit einer Verteilung von 25 / 75 wird dementsprechend der halbe Betrag als Momentenunterschied erzeugt.

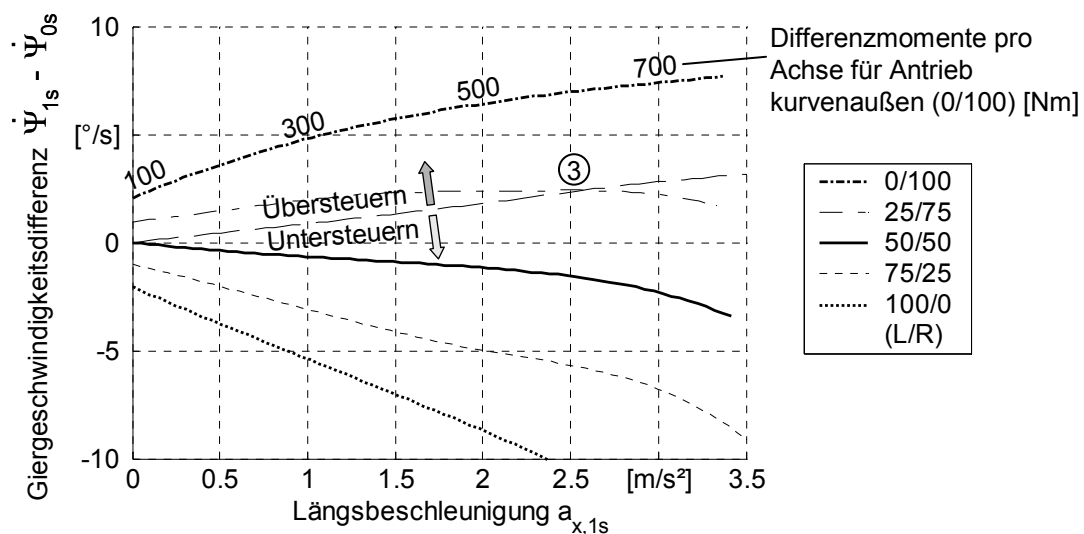


Bild 6.4: Fahrverhalten mit Allradantrieb und Torque Vectoring innerhalb der beiden Achsen; Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt; $R = 60 \text{ m}$, $a_{y,0s} = 5 \text{ m/s}^2$, Linkskreis, $\mu = 1,0$

Als Markierung (3) dargestellt ist der Schnittpunkt der Linie neutralen Fahrverhaltens mit dem Verlauf einer Verteilung von 25 / 75. Er wird im weiteren Verlauf der Arbeit noch verwendet, um den Aufwand zum Erreichen neutralen Fahrverhaltens zu bestimmen.

Vergleich der Antriebsvarianten

Die passive Variante sowie die beiden extremen Möglichkeiten der ausschließlich kurvenaußen bzw. -innen angetriebenen Räder stellt **Bild 6.5** für alle Antriebsarten dar.

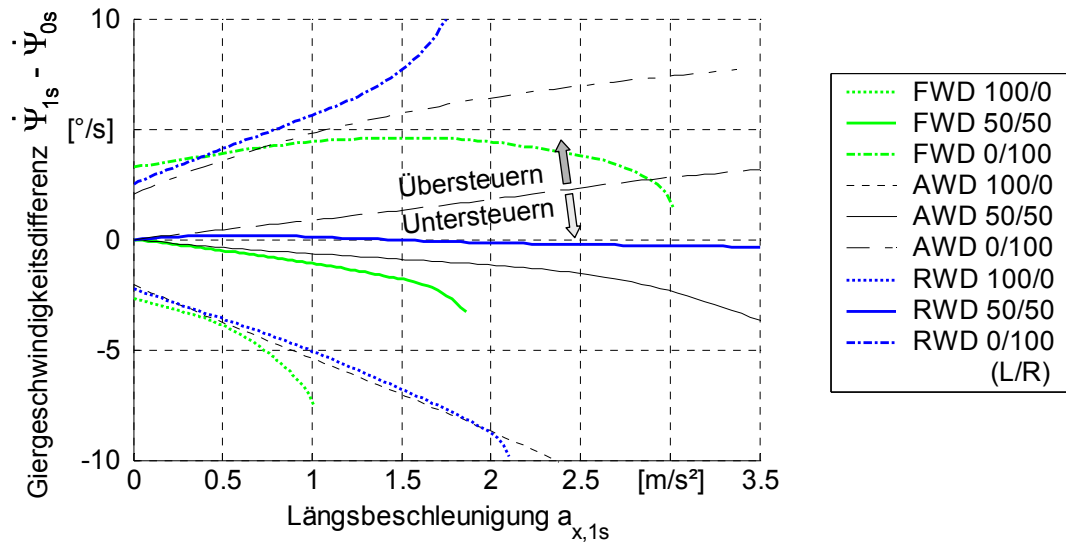


Bild 6.5: Mögliches Fahrverhalten mit Torque Vectoring quer; Vergleich der drei Antriebsvarianten bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt (Linkskreis mit $R = 60$ m, $a_{y,0s} = 5$ m/s², $\mu = 1,0$)

Je mehr über die kurvenäußeren Räder angetrieben wird, desto deutlicher werden die Differenzen zwischen den drei Varianten. Bei kompletter Verlagerung der Antriebskräfte nach kurveninnen ist der Verlauf des Fahrverhaltens für alle drei Varianten ähnlich. Ein wichtiger Unterschied ist die maximale Längsbeschleunigung, die mit Allradantrieb am höchsten ist, gefolgt vom heckgetriebenen Fahrzeug. Der Frontriebler verhält sich durchgehend am stärksten untersteuernd. Von den Varianten ohne variable Momentenverteilung hat die heckgetriebene Version einen fast linearen Verlauf der Giergeschwindigkeitsdifferenz mit zunehmender Längsbeschleunigung, nahe einem neutralen Fahrverhalten. Mit Vorderradantrieb ist die erreichbare Längsbeschleunigung hier halb so groß.

Wird das Antriebsmoment über die kurvenäußeren Räder abgesetzt, so zeigt die Allrad-Variante einen fast linearen Verlauf der Giergeschwindigkeitsdifferenz im übersteuernden Bereich. Der Hecktriebler schleudert bei einer Längsbeschleunigung von ca. 2 m/s², die frontgetriebene Variante untersteuert ab 2,8 m/s², da das angetriebene Rad die Horizontalkräfte bei weitem nicht absetzen kann.

6.1.2 Aufwand für neutrales Fahrverhalten

Um den nötigen Aufwand für das Erzielen eines neutralen Fahrverhaltens beurteilen zu können, wurden die Ergebnisse aus Kapitel 6.1.1 interpoliert. Da für neutrales Verhalten stets Moment zur kurvenäußeren Seite verlagert werden muss, wurden die Verteilungen 50 / 50, 25 / 75 und 0 / 100 verwendet, um das Verteilungsverhältnis zwischen den Fahrzeugseiten zu errechnen. **Bild 6.6** zeigt den Anteil der kurvenäußeren Seite in Abhängigkeit der Längsbeschleunigung eine Sekunde nach Treten des Gaspedals. Mit einer Momentenverteilung oberhalb der jeweiligen Linie verhält sich ein Fahrzeug übersteuernd.

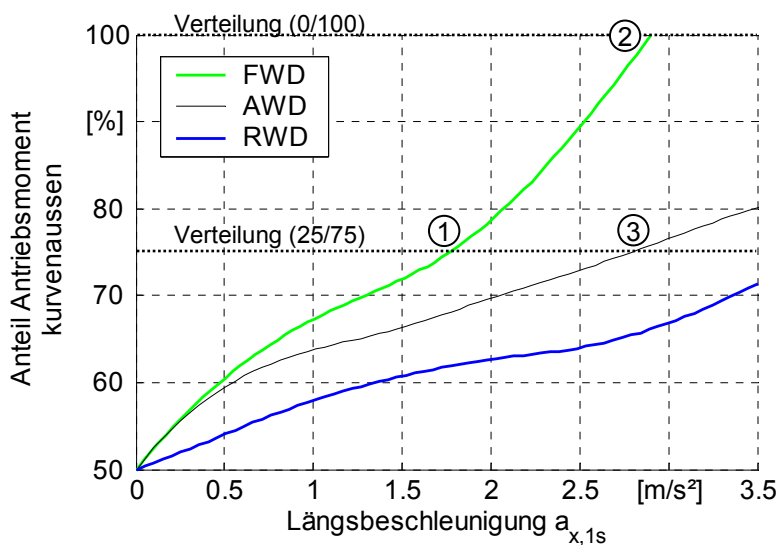


Bild 6.6: Aufwand für neutrales Fahrverhalten; Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt ($R = 60 \text{ m}$, $a_{y,0s} = 5 \text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$)

Der Aufwand, um neutrales Fahrverhalten zu erzielen, ist beim Wagen mit Frontantrieb am höchsten, ab einer Längsbeschleunigung von $2,8 \text{ m/s}^2$ verhält er sich ausschließlich untersteuernd. Mit Allrad- und Heckantrieb kann bei jeder erreichbaren Längsbeschleunigung Übersteuern dargestellt werden, wobei maximal 80 % bzw. 71 % des Antriebsmoments über die kurvenäußere Fahrzeugseite abgesetzt werden müssen. Die Markierungen (1) bis (3) sind Kontrollpunkte, die ebenfalls in **Bild 6.1** sowie **Bild 6.4** markiert sind.

Gründe für diese Unterschiede sind das unterschiedliche Ausgangsniveau der drei Antriebsvarianten sowie die begrenzte übertragbare Radkraft bei den einachsgetriebenen Fahrzeugen. Gerade mit Frontantrieb hat die Radlastverlagerung durch Kurvenfahrt und Beschleunigung großen Einfluss, so dass das kurvenäußere Rad nicht das komplette Antriebsmoment und nahezu die ganze Seitenkraft für die Vorderachse übertragen kann. An der Hinterachse sind die Herausforderungen ähnlich, durch die zunehmende Achs- und Radlast bei Längsbeschleunigung jedoch weniger ausgeprägt. In weiten Bereichen kann mit Torque Vectoring innerhalb nur einer Achse eine große Verbesserung des Fahrverhaltens erzielt werden.

6.1.3 Empfehlung zum Einsatz in Fahrzeugen unterschiedlicher Antriebsart

Heckantrieb

Wird von dem Ziel ausgegangen, einen Wagen beim Beschleunigen übersteuernd fahren zu lassen, so hat ein Hecktriebler das höchste Ausgangsniveau. Besonders bei Fahrzeugen mit hoher Motorleistung kann der Längsschlupf an den Hinterrädern auch auf trockener Straße so weit steigen, dass die Seitenkräfte an der Hinterachse drastisch reduziert werden und das Fahrzeug übersteuert. Negativ dabei ist der instabile Fahrzustand, der von einem durchschnittlichen Fahrzeugführer in den seltensten Fällen kontrolliert werden kann.

Torque Vectoring in Querrichtung kann in diesem Fall dazu beitragen, das Eigenlenkverhalten mit verhältnismäßig geringem Aufwand weiter zu verbessern, wobei das Fahrzeug permanent in einem stabilen Zustand gehalten wird, ohne Zutun des Fahrers, d.h. ohne durchdrehende Antriebsräder. Da die Lenkung von Antriebseinflüssen befreit ist, sollte die Rückwirkung in Form von Lenkstörmomenten vernachlässigbar gering sein.

Frontantrieb

Auch bei Frontantrieb macht der Einsatz eines Torque Vectoring Differenzials Sinn. Mit dem am stärksten untersteuernden Fahrverhalten ist der Bedarf am größten und die Verbesserung der maximalen Längsbeschleunigung und die Verminderung des Untersteuerns sind gut.

Möglicherweise entstehen Störmomente in der Lenkung, die vom Fahrer als unkomfortabel wahrgenommen werden und auch durch gezielte Auslegung der Radkinematik nicht komplett fernzuhalten sind. Um diese negative Einwirkung zu neutralisieren, stehen mehrere, verschieden weit fortgeschrittene Lösungen zur Verfügung. In jedem Fall ist eine Beeinflussung des Handmoments notwendig. Während heutige Servolenkungen meist nur eine Verringerung des Lenkmoments ermöglichen, wird nun auch dessen Erhöhung beansprucht. Aktive hydraulische Servolenkungen lassen die benötigte Funktionalität zu. Hier kommt anstatt der sogenannten 2-Quadranten-Regelung eine 4-Quadranten-Regelung zum Einsatz,

Bild 6.7.

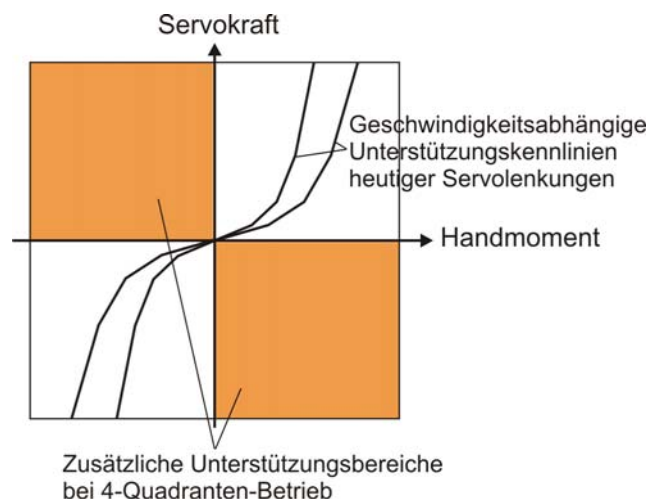


Bild 6.7: 4-Quadranten-Betrieb der Servokraft; nach [52]

Ebenfalls nicht mehr spürbar sind Lenk-Störmomente, wenn das Fahrzeug eine Steer-By-Wire Funktionalität hat, darstellbar durch die Kombination von Momenten- und Winkelüberlagerung. Den letzten Schritt stellt schließlich die vollständige mechanische Entkopplung des Lenkrades von den Rädern dar.

Da besonders Fahrzeuge der Kompakt- sowie der unteren Mittelklasse einen Frontantrieb haben, bietet sich die Integration von Torque Vectoring an, da für diese Fahrzeugkategorie eine elektrische Servolenkung mit 4-Quadrantenbetrieb gut geeignet ist. Hiermit ist eine vollständige Steer-By-Wire Funktionalität möglich, weiterhin kann der Kraftstoffverbauchsanteil gesenkt werden. Für größere und damit schwerere Fahrzeuge, ist der Einsatz eines Bordnetzes mit höherer Spannung von Nöten [52].

Allradantrieb

Ein sehr gut geeignetes Konzept für variable Momentenverteilung in Querrichtung stellt ein Allradantriebsstrang dar. Mit zwei aktiven Differenzialen kann das Fahrverhalten sehr stark verbessert werden. Auch bei hohen Längsbeschleunigungen, wo andere Antriebsarten bereits an ihre Grenzen stoßen, kann ein stabiles, vom Fahrer verhältnismäßig leicht zu regelndes Fahrverhalten umgesetzt werden. Durch die Möglichkeit, Moment innerhalb von Vorder- wie Hinterachse zu verlagern, kann ebenfalls auf das Eigenlenkverhalten eingewirkt werden, siehe **Bild 5.18**.

Der Einsatz zweier Torque Vectoring Differenziale ist fahrdynamisch zwar reizvoll, aus wirtschaftlichen Gründen aber schwer zu vertreten. Die Fahrdynamikverbesserung ist mit dem zweiten aktiven Achsdifferenzial wesentlich geringer als mit dem Einsatz des ersten Differenzials. Selbst mit nur einem Differenzial mit variabler Momentenverteilung können gute Ergebnisse erzielt werden (vgl. **Bild 6.5**). In diesem Fall sollte das Bauteil in die Hinterachse integriert werden, **Bild 6.8**, da bei wichtigen praxisrelevanten Fahrmanövern die Hinterachse durch die Achslastverlagerung stärker belastet wird.

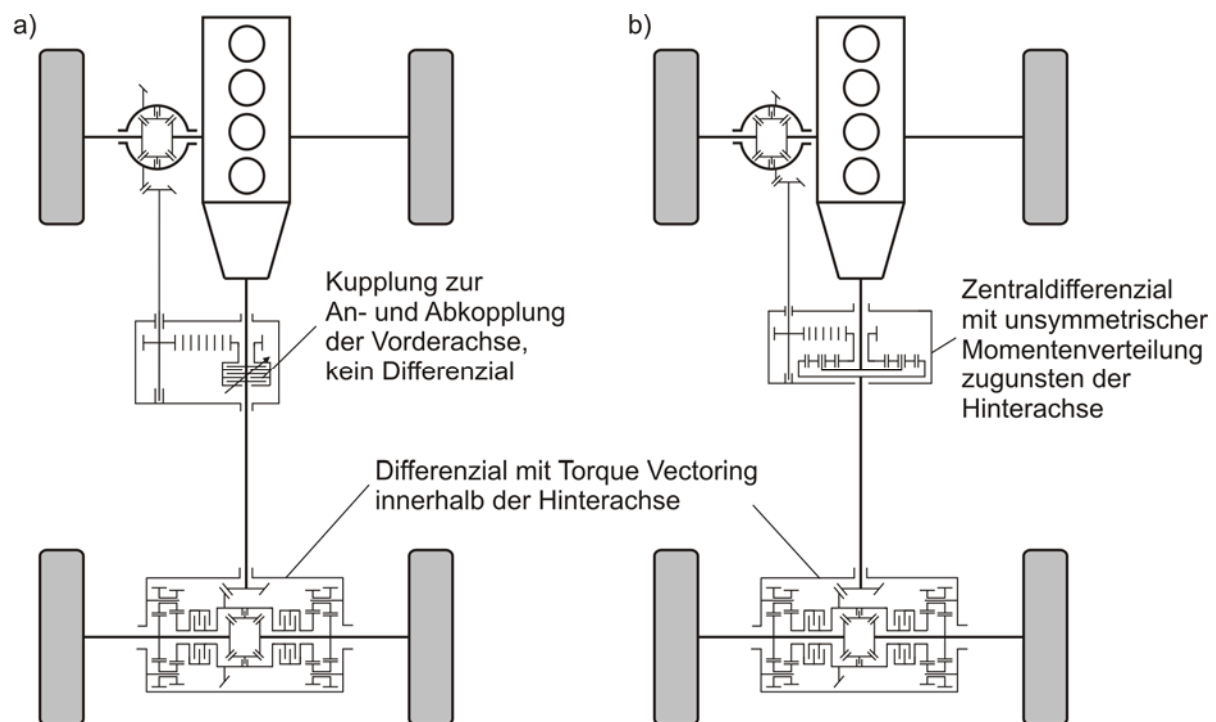


Bild 6.8: Gut geeignete Antriebsstranglayouts bei Einbau eines Differenzials mit variabler Momentenverteilung an der Hinterachse

Dementsprechend ist es sinnvoll, das größere Antriebsmoment der Hinterachse zuzuweisen. Beispielhaft zeigt **Bild 6.8 a** einen geeigneten Antriebsstrang mit zentraler Kupplung, welche die Vorderachse vom Antriebsstrang abkoppeln kann, so dass auch reiner Heckantrieb dargestellt werden kann. Ein zweckmäßiges Layout mit Zentraldifferenzial stellt **Bild 6.8 b** dar. Durch das Planetendifferenzial kann der Achse mit dem aktiven Differenzial das größere Antriebsmoment zugewiesen werden.

6.2 Einflussfaktoren für die Auslegung aktiver Differenziale

Neben dem Antriebskonzept haben auch geometrische Maße, Massenverteilungen und Trägheiten einen Einfluss auf die Wirkung einer Momentenverlagerung. Diese Parameter werden einzeln, innerhalb realistischer Grenzen variiert, um die Unterschiede für die Auslegung auf verschiedene Fahrzeugkategorien abschätzen zu können.

Als Manöver wird die in Kapitel 4.1.4 beschriebene Geradeausfahrt verwendet, da so keine Einwirkungen auf die Fahrzeugbewegung von Seiten des Manövers entstehen. Zum Zeitpunkt 10,0 s wird schlagartig ein Differenzmoment von 400 Nm zwischen den Hinterrädern vorgegeben. Das Fahrzeug mit passivem Differenzial erreicht daraufhin eine Querschleunigung von $1,5 \text{ m/s}^2$. Die Bewertung verläuft ähnlich der Beschreibung in der Norm DIN ISO 7401 [95], d.h. es werden die stationären Werte, die Überschwingweiten und der Zeitverzug der Fahrzeugreaktion anhand der Giergeschwindigkeit gemessen. Der Ausgangszustand des Simulationsmodells (Fahrzeug C, vgl. Kapitel 4.1.3) ist jeweils mit einer dicken roten Linie dargestellt. Um einheitlichere Werte für die Parameter zu erhalten, wurden die des Ausgangsfahrzeugs teilweise leicht geändert. Deshalb gibt es geringe Differenzen der Messwerte für den „Ausgangszustand“. Beispielsweise wurde bei den entsprechenden Versuchen mit Variation der Gierträgeit dieser Parameter von ursprünglich 1750 auf 2000 kgm^2 erhöht.

6.2.1 Schwerpunkthöhe

Die Höhe des Fahrzeugschwerpunkts wird um 5 bzw. 10 cm nach oben und unten variiert, ausgehend von einem relativ niedrigen Wert von 25 cm. Der Verlauf der Radaufstandskräfte sowie die stationären Werte werden sich vom Ausgangsfahrzeug unterscheiden, so dass auch Veränderungen der Fahrzeugreaktion zu erwarten sind.

Wie **Bild 6.9** zeigt, sind die Differenzen nur gering. Je höher der Schwerpunkt liegt, desto geringer ist die Wirkung eines Momentenunterschieds. Mit der hier simulierten Variation um $\pm 10 \text{ cm}$ nimmt die stationäre Giergeschwindigkeit, damit die Wirkung des Eingriffs um 1 % zu bzw. um 1 % ab. Eine detaillierte Auswertung findet sich in **Tabelle 6.1**.

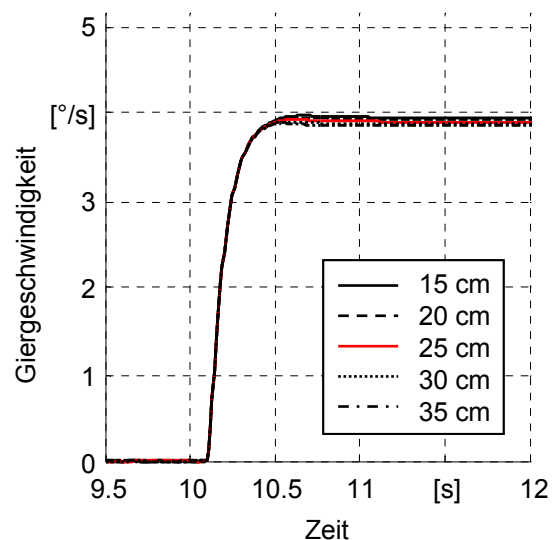


Bild 6.9: Fahrzeugverhalten mit einem Differenzmoment von 400 Nm innerhalb der Hinterräder (ab 10s); Variation der Schwerpunkthöhe

Die Radlastdifferenz wird durch einen höheren Schwerpunkt vergrößert. Für das Fahrverhalten ist dabei maßgeblich, wie sich die Radlastunterschiede der beiden Achsen zueinander verhalten. Wie bereits **Bild 5.15** zeigt, nimmt der Radlastunterschied bei dem hier verwendeten Fahrzeugmodell an der Vorderachse bei steigender Querbeschleunigung stärker zu als an der Hinterachse.

Die Auswirkungen einer geänderten Schwerpunkthöhe auf das Fahrverhalten sind gering, besonders in Anbetracht der starken Variation dieses Parameters. Bei einer Momentenverlagerung innerhalb der Vorderachse sind ähnliche Ergebnisse zu erwarten.

6.2.2 Achslastverteilung

Die Achslastverteilung wird durch Verschiebung des Schwerpunkts in Fahrzeuginnenrichtung verändert. Eine Translation von 12,5 cm entspricht einer Verlagerung von 5 % des Fahrzeuggewichts pro Achse. Simuliert werden Verteilungen von 40 / 60 (VA / HA), was einem Sportwagen mit Heckmotor entspricht, bis hin zu 60 / 40, beispielhaft für Fahrzeuge der Mittelklasse mit Frontmotor und -antrieb.

Konsequenz dieser Veränderung ist eine Differenz in Bezug auf die stationäre Giergeschwindigkeit, die um 20 % steigt bzw. um 11 % sinkt, **Bild 6.10**. Da mit steigender Achslastdifferenz auch die Schräglaufwinkeldifferenz zunimmt (vgl. **Bild 4.10**) verringert sich auch die Wirkung der Momentenverlagerung.

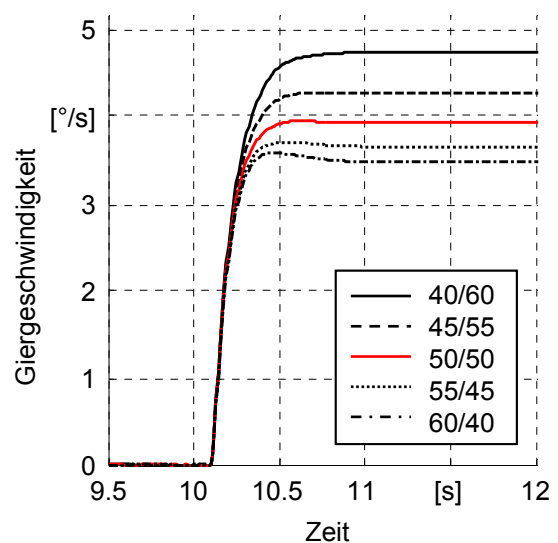


Bild 6.10: Gierverhalten bei Geradeausfahrt mit einem Differenzmoment von 400 Nm an der Hinterachse; unterschiedliche Achslastverteilungen (VA / HA)

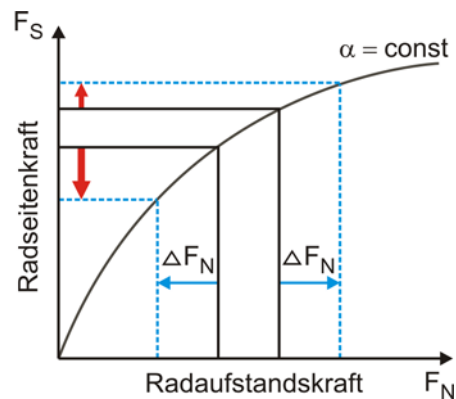


Bild 6.11: Radlastverlagerung und Seitenkraftaufnahmen an einer Achse; nach [16]

Weiterhin ist bei einer stärker belasteten Vorderachse auch die absolute Radlastdifferenz größer. Da bei steigender Radlast die Seitenkraft nur degressiv zunimmt, wird die Summe der Seitenkräfte pro Achse geringer, **Bild 6.11**. Um dieselbe Querkraft zu übertragen, muss der Schräglaufwinkel der Vorderräder weiter ansteigen. Diese Effekte in Summe verursachen die deutliche Änderung der Fahrzeugreaktion. Ein weiterer Einfluss ist die durch Gewichtsverlagerung verursachte Tieferlegung an der Vorderachse bzw. Höherlegung an der Hinterachse. Daraus ergibt sich eine andere Radstellung, so dass auch die Radkinematik geändert wird. Trotzdem stellt die Achslastverteilung ein Kriterium bei der Auslegung aktiver Differenziale dar.

6.2.3 Trägheitsmoment

Für das Trägheitsmoment werden Werte zwischen 1000 kgm^2 und 3000 kgm^2 angenommen. Da durch eine Momentenverlagerung in Querrichtung ein Moment um die Hochachse des Fahrzeugs erzeugt wird, hat die Gierträgheit Einfluss auf die Dynamik der Bewegung. Wie zu erwarten ist, vollzieht sich der Aufbau der Fahrzeugreaktion mit zunehmender Gierträgheit langsamer, der stationäre Endwert ändert sich nicht, **Bild 6.12**.

Diese Dämpfung der Gierreaktion kann gemildert werden, wenn bis zum erstmaligen Erreichen des Stationärwerts ein größeres Differenzmoment vorgegeben wird. Neben einer leistungsfähigeren Auslegung der Differenzialeinheit bedingt dies eine Berücksichtigung in der Fahrdynamikregelung. Die zweite Möglichkeit besteht in der Verbesserung der Systemdynamik, so dass Zeitverzögerungen generell geringer sind und eine Momentenverlagerung schneller stattfinden kann. Im Umkehrschluss bedeutet dies für Fahrzeuge mit geringer Gierträgheit, dass beispielsweise an der Systemdynamik gespart werden kann, da Komponenten mit einer geringeren Leistungsfähigkeit hier eine Fahrzeugreaktion ermöglichen können, die zu der des Ausgangsfahrzeugs gleichwertig ist.

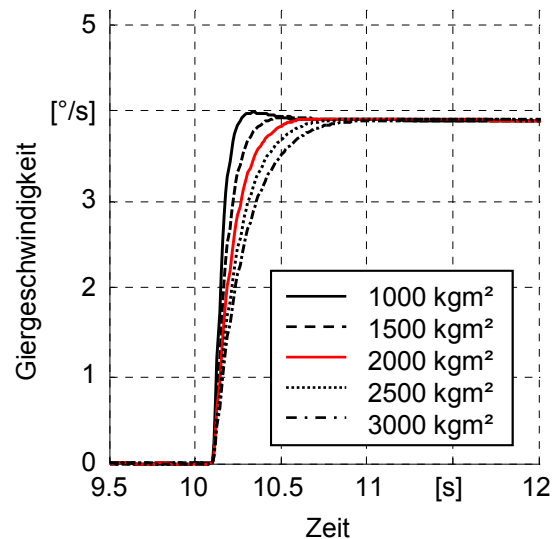


Bild 6.12: Fahrzeugreaktion auf ein Differenzmoment von 400 Nm an der Hinterachse. Geradeausfahrt mit 80 km/h , Variation der Gierträgheit

6.2.4 Radstand und Spurweite

Als wichtige geometrische Kennwerte eines Fahrwerks werden Radstand und Spur betrachtet. Schräglauf- und Schwimmwinkel werden zur Vereinfachung als Null angenommen.

Die **Spurweite** geht direkt mit den Längskräften in die Größe des Giermoments ein. Bei einer Erhöhung der Spur an der Hinterachse vergrößert sich der „Hebel“ proportional und das Moment um die Hochachse steigt. Wird der entsprechende Term aus Formel (4.2) herausgelöst, so ergibt sich der Anteil der Längskräfte einer Achse am Giermoment, Formel (6.1).

$$M_{z,F_x} = (F_{x,L} - F_{x,R}) \cdot \frac{s}{2} \quad (6.1)$$

Bei einer Erhöhung der Spurweite um 5 %, beispielsweise um 7,5 cm bei einem Ausgangswert von 1,5 m, steigt daraufhin auch die Wirkung von Torque Vectoring um denselben Anteil. Außerdem verursacht eine größere Spur eine geringere Radlastverlagerung, so dass der Schräglaufwinkel der entsprechenden Achse kaum steigt.

Der Einfluss dieser geometrischen Parameter hängt an der Vorderachse zusätzlich vom Einschlagwinkel der Räder ab. Bei steigendem Abstand der Vorderachse von der Fahrzeughochachse wächst der senkrechte Abstand der kurvenäußeren Radlängskraft, während die Entfernung der kurveninneren Radumfangskraft von der Z-Achse sinkt (vgl. **Bild 2.1**). Die Radeinschlagwinkel und die Spurweite an der Vorderachse sind aber nicht so groß, dass sie gesondert berücksichtigt werden müssen.

Ein erzeugtes Giermoment hängt auch von den Seitenkräften der beiden Achsen ab. Deren Entfernung von der Hochachse wird vor allem durch den **Radstand** festgelegt, so dass bei einer Erhöhung dieses Parameters, bei gleichen Seitenkräften ein größeres Giermoment erzeugt wird, Formel (4.2). Da mit einer variablen Momentenverteilung die Radumfangskräfte direkt und die Querkräfte nur indirekt geändert werden, spielt der Radstand nur eine untergeordnete Rolle, so dass er bei der Auslegung eines Differenzials nicht berücksichtigt werden braucht.

6.2.5 Zusammenfassung der Parametervariationen

Aus den Simulationen des Kapitels 6.2 wurden bei einem Differenzmoment von 400 Nm innerhalb der Hinterräder jeweils die stationäre Giergeschwindigkeit, der Zeitverzug vom Signal (10,0 s) bis zum Erreichen von 90 % der stationären Giergeschwindigkeit, der Zeitverzug bis zur maximalen Giergeschwindigkeit sowie deren Wert bestimmt. Der 90 % -Wert sowie die Überschwingweite beziehen sich immer auf den Stationärwert der Giergeschwindigkeit bei der jeweiligen Einstellung. Die prozentuale Verbesserung wird relativ zur Ausgangseinstellung betrachtet. Es werden jeweils die beiden Extremeinstellungen und eine Ausgangsvariante ausgewertet.

Wie **Tabelle 6.1** zeigt, treten Veränderungen der Fahrzeugreaktion auf, deren Größe sich je nach Parameter unterscheidet. Eine Änderung der Schwerpunkthöhe hat wenig Einfluss auf die Reaktion des Fahrzeugs. Wird die Achslast verlagert, sind die Folgen deutlich ausgeprägter, die Giergeschwindigkeit variiert stark. Die Zeitversätze bis zum Erreichen von 90 % der stationären Giergeschwindigkeit verzerren die Ergebnisse. Die unterschiedlichen Zeitspannen ergeben sich vor allem, weil sich die stationären Werte unterscheiden. Der Giergeschwindigkeitsaufbau verläuft bei einer Änderung von Schwerpunkthöhe und Achslastverteilung fast identisch. Anders sind die Ergebnisse bei Variation der Gierträgheit. Bei einem gleichen stationären Wert für die Drehgeschwindigkeit um die Hochachse verläuft deren Aufbau unterschiedlich schnell. Weiterhin fällt auf, dass die durchgehend geringe Überschwingweite mit steigendem Stationärwert der Giergeschwindigkeit abnimmt.

Tabelle 6.1: Veränderung der Fahrzeugreaktion mit unterschiedlichen Fahrzeugparametern; Differenzmoment von 400 Nm, Lenkrad ohne Einschlag fixiert, $v = 80 \text{ km/h}$, $\mu = 1,0$

Parameter	Messwert	$\dot{\Psi}_{\text{stationär}}$		$T_{\dot{\Psi},90\%}$		$T_{\dot{\Psi},\text{max}}$		$\dot{\Psi}_{\text{max}}$	$\ddot{U}_{\dot{\Psi}}$
		Wert [°/s]	+/- [%]	Wert [s]	+/- [%]	Wert [s]	+/- [%]	Wert [°]	+/- [%]
Schwerpunkthöhe (cm)	15	3,95	+1	0,323	+3	0,66	+8	3,97	0,6
	25	3,90	-	0,315	-	0,61	-	3,93	0,6
	35	3,85	-1	0,306	-3	0,55	-10	3,89	0,9
Achslastverteilung (V/H)	40/60	4,71	+20	0,384	+22	1,19	+92	4,73	0,5
	50/50	3,92	-	0,316	-	0,62	-	3,94	0,6
	60/40	3,48	-11	0,272	-14	0,46	-26	3,58	2,8
Gierträgheit (kgm ²)	1000	3,90	-	0,210	-40	0,34	-52	3,99	2,3
	2000			0,350	-	0,71	-	3,91	0,6
	3000			0,510	+46	1,35	+90	3,90	0,1

Für die Auslegung eines Torque Vectoring Differenzials für verschiedene Fahrzeugkonzepte empfiehlt es sich die Achslastverteilung mit einzubeziehen und eine hohe Gierträgheit durch ein entsprechend großes Differenzmoment bzw. durch eine verbesserte Systemdynamik auszugleichen. Spur und Radstand haben lediglich eine geringe Einwirkung.

6.2.6 Aufwand und Eignung entsprechend der Fahrzeugkategorie

Allen Fahrzeugkategorien ist gemeinsam, dass der Einsatz von Torque Vectoring einen Nutzen verspricht, dessen Größe vor allem von den in Kapitel 6.2 variierten Parametern sowie von der Antriebsart abhängt. Gesondert ausgelegt werden muss vor allem das maximale Differenzmoment ΔM , es wird sich im Bereich zwischen 600 und 1600 Nm für ein Achsdifferential bewegen. Auf die Übersetzung in der Differenzialeinheit hat das Fahrzeugkonzept nur einen geringeren Einfluss. Hier muss ein Kompromiss mit geringen Leistungsverlusten und der Einsatzmöglichkeit auf vielen Fahrbahnen und Fahrbahnbedingungen gefunden werden. Für ein heckgetriebenes Fahrzeug ist aufgrund des guten Ausgangsniveaus (Eigenlenkverhalten am neutralsten) ein geringeres Differenzmoment notwendig um neutrales Fahrverhalten zu erreichen, verglichen mit einem Fronttriebler.

6.3 Quantifizierung des Einflusses auf das Fahrverhalten

Bei der Analyse des Einflusses von Torque Vectoring in Querrichtung auf das Fahrverhalten stehen zwei Fragen im Vordergrund:

- Welches Fahrverhalten kann erzielt werden, wenn ein maximales Differenzmoment von 800 Nm zwischen den Hinterrädern eines Wagens mit Allradantrieb generiert wird?
- Wie muss Moment zeitlich und betragsmäßig verlagert werden, um ein neutrales Eigenlenkverhalten, bzw. eine maximale Verbesserung der Fahreigenschaften zu erreichen?

Falls das maximal erzeugbare Differenzmoment im ersten Fall nicht absetzbar ist, so wird ein geringerer Wert vorgegeben. Für die Bestimmung des idealen Verlaufs der Momentenverlagerung werden einfache Regelungen benutzt, die auf den jeweiligen Fall angepasst, folglich nicht allgemeingültig sind.

Verwendet wird das in Kapitel 4.1.3 beschriebene Fahrzeug C. Da der Einsatz nur eines Achsdifferenzials mit Torque Vectoring für einen Serieneinsatz wahrscheinlicher ist sowie die Verbesserung des Fahrverhaltens ebenfalls sehr groß ist, wird im Folgenden ausschließlich Moment zwischen den Hinterrädern verlagert. Wie in Kapitel 6.1 erläutert wurde, wäre eine unsymmetrische Längsverteilung zur Bestimmung des fahrdynamischen Potentials noch besser geeignet. Um eine Vergleichbarkeit mit den bisherigen Ergebnissen zu gewährleisten, beträgt die Längsverteilung 50 / 50.

Simuliert werden die vier Manöver stationäre Kreisfahrt, Beschleunigung und Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt sowie ein sprunghafter Lenkeinschlag. Damit lassen sich die Verbesserungen des Fahrverhaltens durch unterschiedliche Antriebskräfte bei stationären und instationären Manövern feststellen, außerdem das Potenzial hinsichtlich Agilität und Stabilität analysieren. Die Bewertung erfolgt in Anlehnung an die entsprechenden DIN-Normen, zusätzlich sind die Verläufe des Differenzmoments graphisch dargestellt.

6.3.1 Stationäre Kreisfahrt

Das zur Beurteilung der stationären Fahreigenschaften sehr gut geeignete Manöver „Stationäre Kreisfahrt“ wird mit konstantem Radius (100 m) sowie der Steigerung von Fahrzeuggeschwindigkeit und Lenkradwinkel durchgeführt. In diesem Fall kommt der Einfluss der Traktionskräfte gut zur Geltung [72].

Für die stationäre Kreisfahrt mit beispielsweise 100 km/h ist ein Antrieb von ca. 100 Nm pro Rad nötig. Aus der Erzeugung eines Differenzmoments von 800 Nm resultieren Hinterradmomente von ungefähr 500 Nm bzw. -300 Nm. Eines der Räder wird also während des ganzen Manövers mit negativem Moment angetrieben. Folglich ergibt sich ein noch viel größeres Potenzial, als es mit ausschließlich positiven Antriebsmomenten der Fall ist.

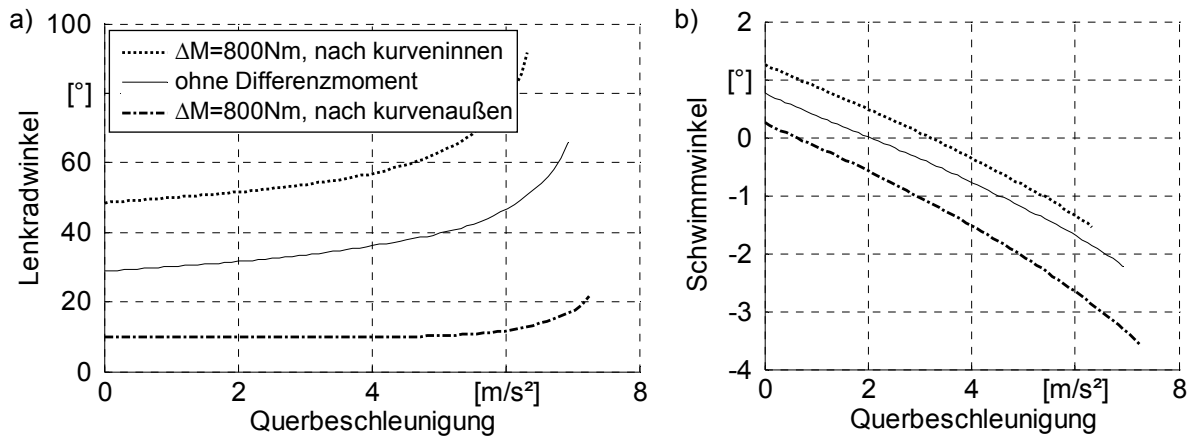


Bild 6.13: Lenkwinkelbedarf (a) und Schwimmwinkel (b) bei quasistationärer Kreisfahrt; Linkskreis, $R = 100 \text{ m}$, $\mu = 1,0$

Bild 6.13 zeigt die starke Beeinflussung des Lenkwinkels sowie den Schwimmwinkelverlauf. Der Lenkwinkelbedarf kann bei einer Querbeschleunigung von 6 m/s^2 um bis zu 70 % verringert oder um 50 % gesteigert werden. Wird bei maximalem Differenzmoment das kurvenäußere Rad mit der größeren Antriebskraft beaufschlagt, so bleibt der Lenkwinkelbedarf bis zu einer Querbeschleunigung von ca. 6 m/s^2 konstant und verläuft anschließend progressiv. Die maximal erreichbare Querbeschleunigung ändert sich um $\pm 0,4 \text{ m/s}^2$, ausgehend vom passiven Fahrzeug.

Um den charakteristischen Verlauf des Differenzmoments für eine mit steigender Querbeschleunigung lineare Lenkwinkelzunahme zu erhalten, wird ein Wert gemäß Formel (6.2) erzeugt. Die einfache Regelung ist ausschließlich für dieses Manöver ausgelegt. Die Steigung des Lenkwinkels mit zunehmender Querbeschleunigung soll dabei der zwischen 0 und 1 m/s^2 Querbeschleunigung entsprechen.

$$\Delta M = (\delta_{H,\text{SOLL}} - \delta_{H,\text{IST}}) \cdot \kappa_1 = ((\delta_{H,a_y=0} + (\delta_{H,a_y=1} - \delta_{H,a_y=0}) \cdot a_y) - \delta_{H,\text{IST}}) \cdot \kappa_1 \quad (6.2)$$

Bild 6.14 zeigt das Ergebnis in Form der Fahrzeugreaktion und des dazu nötigen Differenzmoments, welches mit steigender Querbeschleunigung progressiv zunimmt, verglichen mit dem passiven Fahrzeug.

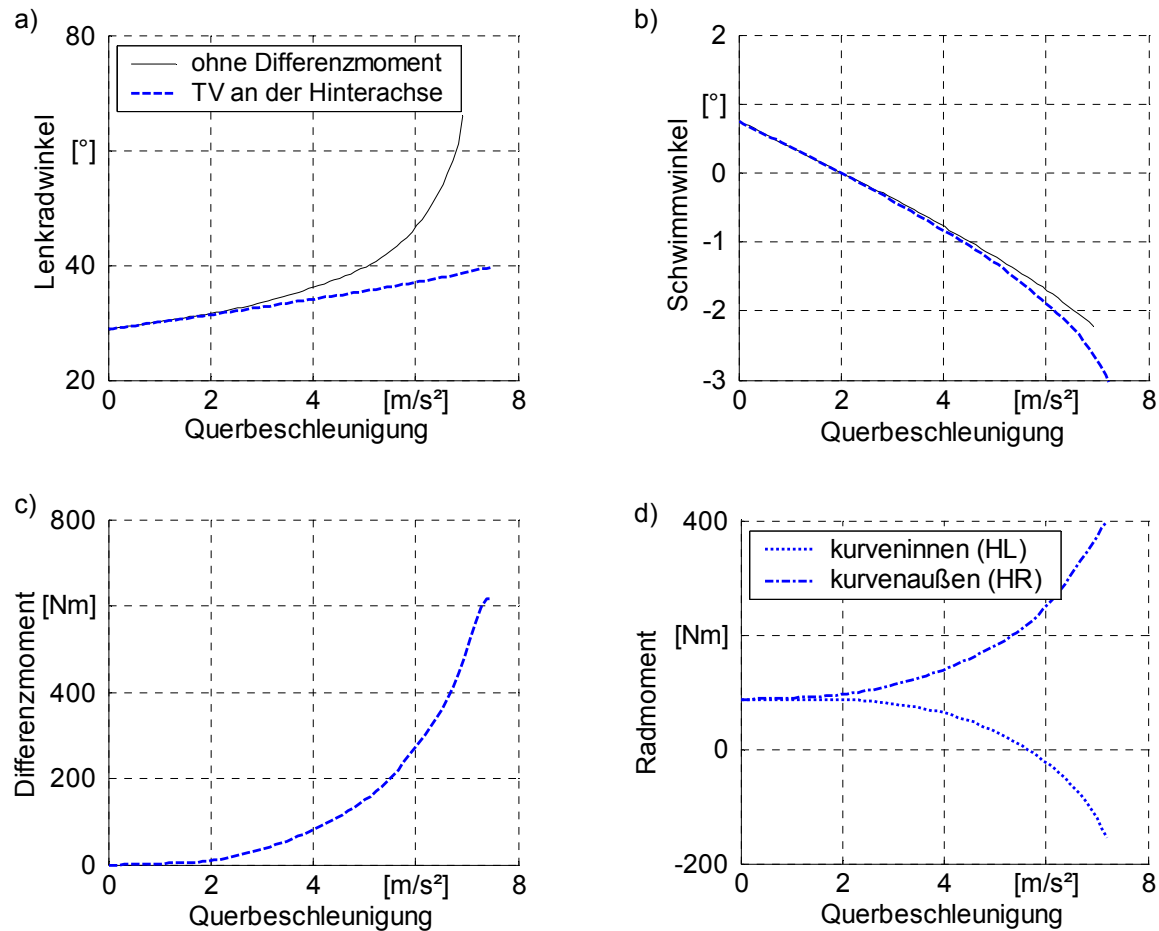


Bild 6.14: Linearer Anstieg des Lenkradwinkels mit der Querbeschleunigung, Fahrzeugverhalten und zugehöriges Differenzmoment; Linkskreis mit $R = 100 \text{ m}$, $\mu = 1,0$

Das Antriebsmoment des kurveninneren Rades nimmt ab einer Querbeschleunigung von ca. $6,6 \text{ m/s}^2$ negative Werte an. Für den linearen Verlauf des Lenkradwinkels bis ca. $7,2 \text{ m/s}^2$ ist ein Differenzmoment von 650 Nm ausreichend. Mit der Querbeschleunigung steigt das Differenzmoment progressiv an, was auch für die Verluste der Differenzialeinheit gilt. Grundsätzlich können Lenkwinkel-Kennlinien generiert werden, die zwischen den beiden Extremfällen aus **Bild 6.13 a** liegen.

6.3.2 Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt

Um das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs bei instationären Manövern zu untersuchen, wird eine Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt simuliert. Der Kreisbahnradius beträgt 60 m , die Ausgangsquerbeschleunigung 5 m/s^2 .

Bild 6.15 zeigt die Giergeschwindigkeitsdifferenz für das passive Fahrzeug und die Varianten mit maximaler Momentenverlagerung. Mit einem Momentenunterschied von 800 Nm zugunsten des inneren Hinterrades ergibt sich ein nahezu paralleler Verlauf zum passiven Wagen, massives Untersteuern ist das Ergebnis. Wird das größere Antriebsmoment der Hin-

terräder über das kurvenäußere Rad abgesetzt, so übersteuert das Fahrzeug während der ersten Sekunde nach Beginn der Längsbeschleunigung.

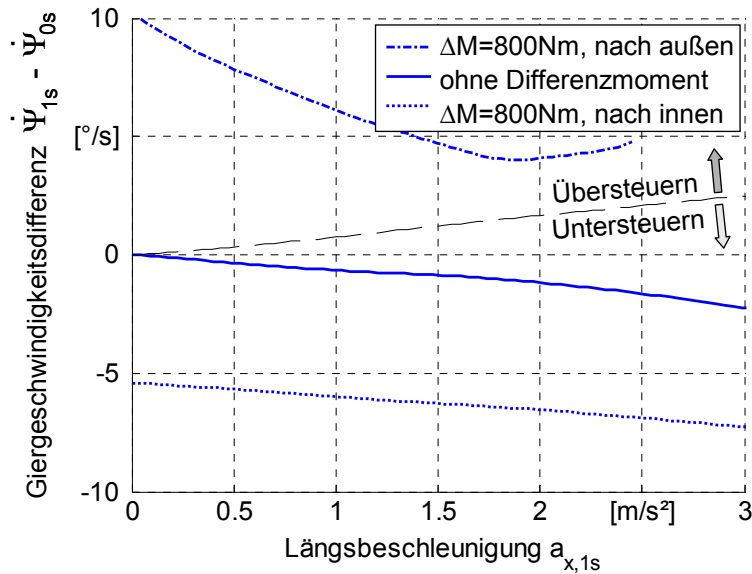


Bild 6.15: Erreichbares Fahrverhalten bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt, Torque Vectoring innerhalb der Hinterachse; Bahnradius 60 m, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$

Mit einem schlagartigen Differenzmoment von 800 Nm während stationärer Kreisfahrt (siehe **Bild 6.15**, Längsbeschleunigung beträgt Null) giert das Fahrzeug stark. Das Fahrverhalten ist in diesem Bereich noch stabil, aber nicht mehr weit entfernt vom Schleuderzustand. Ab Längsbeschleunigungen von ca. $1,5 \text{ m/s}^2$ nimmt die Giergeschwindigkeitsdifferenz mit Momentenverschiebung zum kurvenäußeren Hinterrad, gegen den Trend, leicht zu. Grund ist in diesem Fall Schleudern. Durch das zunehmende Antriebsmoment des Fahrzeugs nimmt die Querbeschleunigung schnell zu. Die höheren Seiten- und Längskräfte können an der Hinterachse nicht mehr komplett auf die Fahrbahn übertragen werden. Die hohen, den Hinterrädern aufgezwungenen Radumfangskräfte verursachen diesen Seitenkraftabbau an der Hinterachse.

Da der Schleuderzustand erst ca. 3 Sekunden nach Beschleunigungsbeginn eintritt, siehe **Bild 6.16**, kommt dies bei Auswertung der 1-Sekunden-Werte in **Bild 6.15** nicht zur Geltung. Mit dem Wunsch nach einem unkritischen Fahrverhalten sollte hier bei höheren Längsbeschleunigungen ein geringeres Moment verlagert werden. Damit ist dann bei extremer Verteilung nach kurvenaußen sowie hohen Längsbeschleunigungen ($> 2,5 \text{ m/s}^2$) Übersteuern nur schwer realisierbar.

Um während eines Zeitraumes von 5 Sekunden im Bereich stabilen Fahrverhaltens zu bleiben, wurde als maximales Differenzmoment zugunsten des kurveninneren Rades im Folgen-

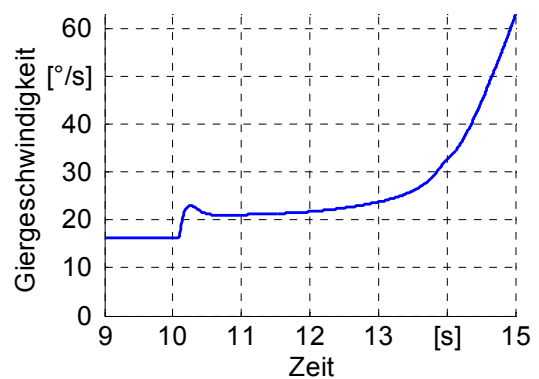


Bild 6.16: Giergeschwindigkeitsverlauf bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt ($R = 60 \text{ m}$, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$, $a_{x,1} = 1,5 \text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$), AWD mit Differenzmoment von 800 Nm innerhalb der Hinterachse zugunsten des äußeren Rades

den ein Wert von 600 Nm gewählt. Mit entsprechender Regelung kann natürlich eine größere Kraft zu Beginn der Beschleunigung verlagert werden, für einen konstanten Verlauf ist dies nicht möglich. Simuliert wurde beispielhaft eine Längsbeschleunigung von 2 m/s^2 , eine Sekunde nach Betätigung des Gaspedals. Die resultierenden Verläufe zeigt **Bild 6.17**. Nach einem Überschwingen der Giergeschwindigkeit zu Beginn der Beschleunigung ergibt sich in allen drei Fällen ein fast konstanter Wert. Selbst mit einem großen Differenzmoment von 600 Nm fährt das Fahrzeug nur 1,4 s lang übersteuernd.

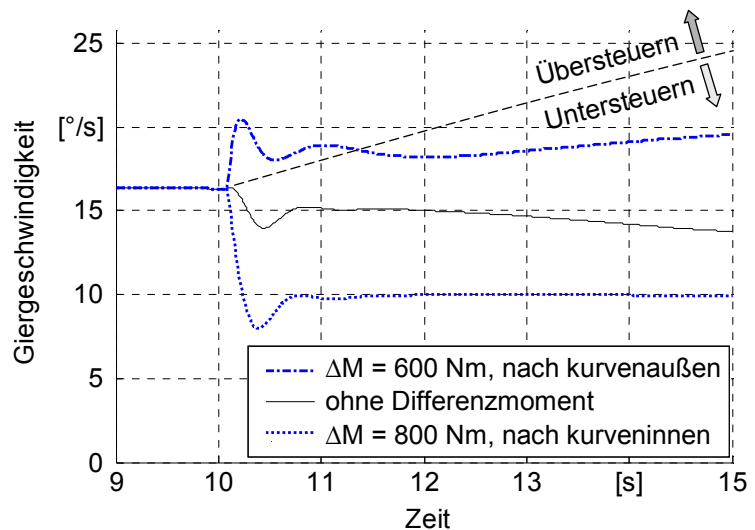


Bild 6.17: Verlauf der Fahrzeugbewegung bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt mit großen Differenzmomenten; $R = 60 \text{ m}$, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$, $a_{x,1s} = 2 \text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$

Der Verlauf des Differenzmoments für neutrales Eigenlenkverhalten wird für dieses Manöver anhand Formel (6.3) bestimmt.

$$\Delta M = (\dot{\Psi}_{\text{SOLL}} - \dot{\Psi}_{\text{IST}}) \cdot \kappa_2 = \left(\frac{v_{\text{IST}}}{R_0} - \dot{\Psi}_{\text{IST}} \right) \cdot \kappa_2 \quad (6.3)$$

Die Soll-Giergeschwindigkeit wird aus der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit und dem stationären Bahnradius berechnet, die Differenz zur aktuellen Giergeschwindigkeit wird mit einem Faktor multipliziert. Für eine Fahrdynamikregelung müssen weitere Größen, wie beispielsweise die Querschleunigung, betrachtet werden, für das Ziel dieser Untersuchung ist der Term ausreichend.

Zu Beginn der Beschleunigungsphase nimmt die Drehgeschwindigkeit um die Fahrzeughochachse ohne Überschwinger linear zu, **Bild 6.18 a**. Nach ungefähr 2 Sekunden (Zeitpunkt 12 s) flacht dieser Anstieg ab und die Giergeschwindigkeit bleibt bis Ende des Manövers in etwa konstant. In diesem Fall muss die Querschleunigung berücksichtigt werden, die nicht endlos ansteigen kann, sondern bei ca. $7,6 \text{ m/s}^2$ nach oben begrenzt ist. Damit stellt sie eine natürliche Grenze für eine konstant steigende Giergeschwindigkeit dar, **Bild 6.18 b**.

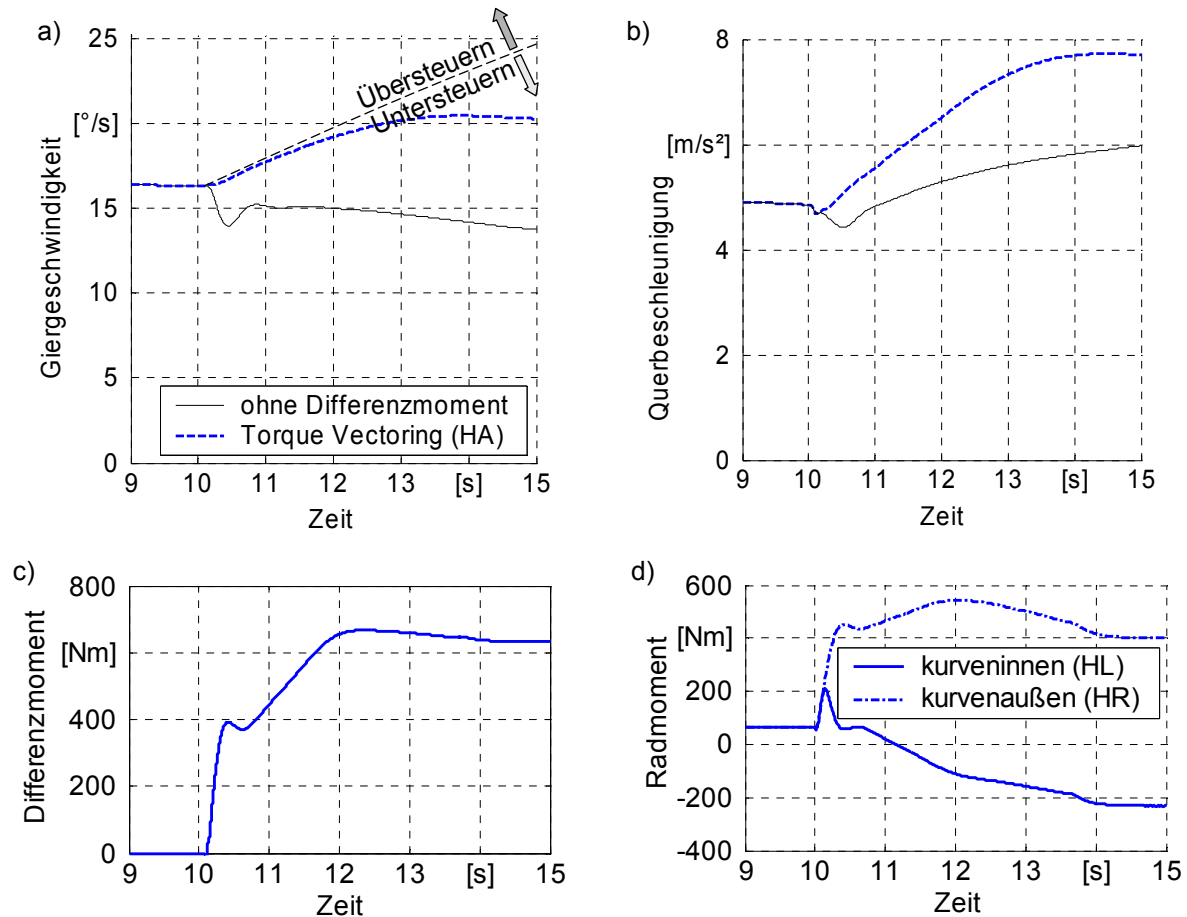


Bild 6.18: Neutrales Fahrverhalten und nötiges Differenzmoment bei Torque Vectoring an der Hinterachse; Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt mit $R = 60 \text{ m}$, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$, $a_{x,1} = 2 \text{ m/s}^2$, $\mu = 1,0$

Der Unterschied der Radantriebsmomente steigt zunächst stark an, um den Überschwinger innerhalb der ersten Sekunde auszugleichen, erhöht sich anschließend langsamer und stagniert schließlich zwischen 600 und 700 Nm. Innerhalb der ersten drei Sekunden, dem für das subjektive Empfinden des Lenkgefühls ausschlaggebenden Bereich, kann das Fahrverhalten stark verbessert werden. Im Anschluss kann das Eigenlenkverhalten, innerhalb der durch physikalische Gesetze und Fahrzeugeigenschaften vorgegebenen Grenzen, ebenfalls positiv verändert werden.

6.3.3 Lastwechselverhalten

Das Lastwechselverhalten wird anhand einer Kreisfahrt mit 100 km/h analysiert, die Ausgangsquerbeschleunigung beträgt 5 m/s^2 , eingelegt ist der dritte Gang. Über die Variation des Lenkradwinkels wird die Ausgangsquerbeschleunigung variiert. Zum Zeitpunkt 15 s wird das Gaspedal schlagartig losgelassen und gegebenenfalls Moment zwischen den Hinterrädern verlagert.

Das Fahrverhalten des passiven Fahrzeugs ist bereits relativ gut. Zielverhalten ist grundsätzlich ein leichtes Übersteuern, so dass der Wagen in den Kreis eindreht. Mit Torque Vecto-

ring in Querrichtung kann dieses Eindrehen deutlich verstärkt oder verringert werden. Zum kurveninneren Hinterrad kann nur wenig Moment verlagert werden, hier ergab sich ein Betrag von 300 Nm als Grenzwert für konstante Umverteilung. Durch das generelle Übersteuern bei Gaswegnahme ist ein relativ geringes Differenzmoment nötig, um das Fahrzeug durch Ausbrechen des Hecks in einen kritischen Zustand zu bringen, **Bild 6.19**.

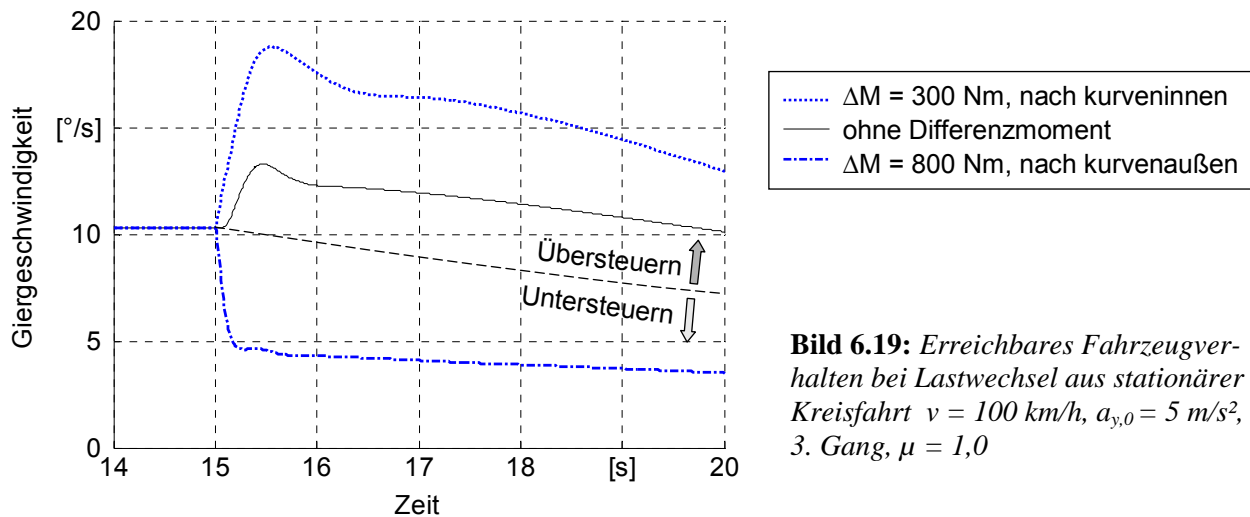


Bild 6.19: Erreichbares Fahrzeugverhalten bei Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt $v = 100 \text{ km/h}$, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$, 3. Gang, $\mu = 1,0$

Über das kurvenäußere Rad kann hingegen ein großes Antriebsmoment abgesetzt werden, da ein ausdrehendes Giermoment erzeugt wird. Der Fahrzustand wird dadurch noch stabiler, außerdem steigt die Radlast und damit wiederum die übertragbare Horizontalkraft an jenem Rad ebenfalls an.

Die resultierenden Bahnkurven, ab dem Zeitpunkt des Lastwechsels, sind in **Bild 6.20** dargestellt. Der Bahnradius bei stationärer Kreisfahrt beträgt 154 m. Gut sichtbar ist, dass das passive Fahrzeug und der Wagen mit Momentenverteilung nach kurveninnen einen kleineren Radius fahren als 154 m. Wird Moment nach kurvenaußen verlagert, so ist der Bahnradius deutlich größer.

Um das in **Bild 6.20** gezeigte neutrale Verhalten zu erreichen, muss folglich (Schlepp-) Moment zur kurvenäußeren Fahrzeugseite verlagert werden, so dass das Übersteuern reduziert wird. Dabei wird eine einfache Regelung verwendet, analog zur Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt in Kapitel 6.3.2.

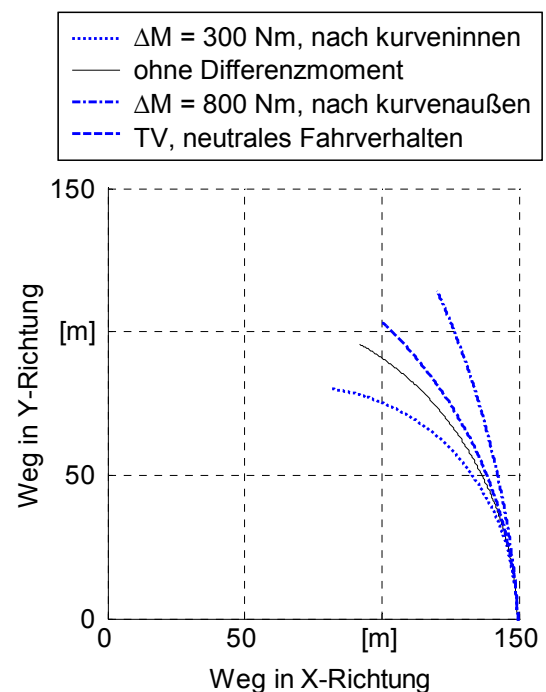


Bild 6.20: X-Y-Bahn mit unterschiedlicher Querverteilung des Antriebsmoments an der Hinterachse; Lastwechsel aus stat. Kreisfahrt, $v = 100 \text{ km/h}$, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$, 3. Gang, $\mu = 1,0$

Gemäß Formel (6.3) wird auch hier die Differenz zwischen Soll- und Ist-Giergeschwindigkeit berechnet und mit einem Faktor multipliziert. Dessen Wert unterscheidet sich von dem für das Beschleunigungs-Manöver, ansonsten ist die Regelung identisch. Das erzielte Fahrzeugverhalten mit dem so generierten Differenzmoment zeigt **Bild 6.21**.

Ein neutraler Verlauf, das heißt eine Fahrzeugbewegung auf dem Radius der Ausgangsbahn, mit fixiertem Lenkrad und Schleppmoment, kann problemlos umgesetzt werden. Im Gegensatz zur Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt stellt die Querbeschleunigung hier keine Begrenzung dar. Um eine lineare Abnahme der Giergeschwindigkeit über der Zeit zu erzielen, muss ein Differenzmoment entsprechend **Bild 6.21 b** erzeugt werden, zugunsten des kurvenäußeren Rades. Die Überschwingweite der Drehgeschwindigkeit um die Fahrzeughochachse in der ersten Sekunde nach Lastwechsel wird durch einen vergleichbaren Verlauf des Differenzmoments geglättet. Dieses steigt im Anschluss leicht an, von 280 Nm auf 330 Nm.

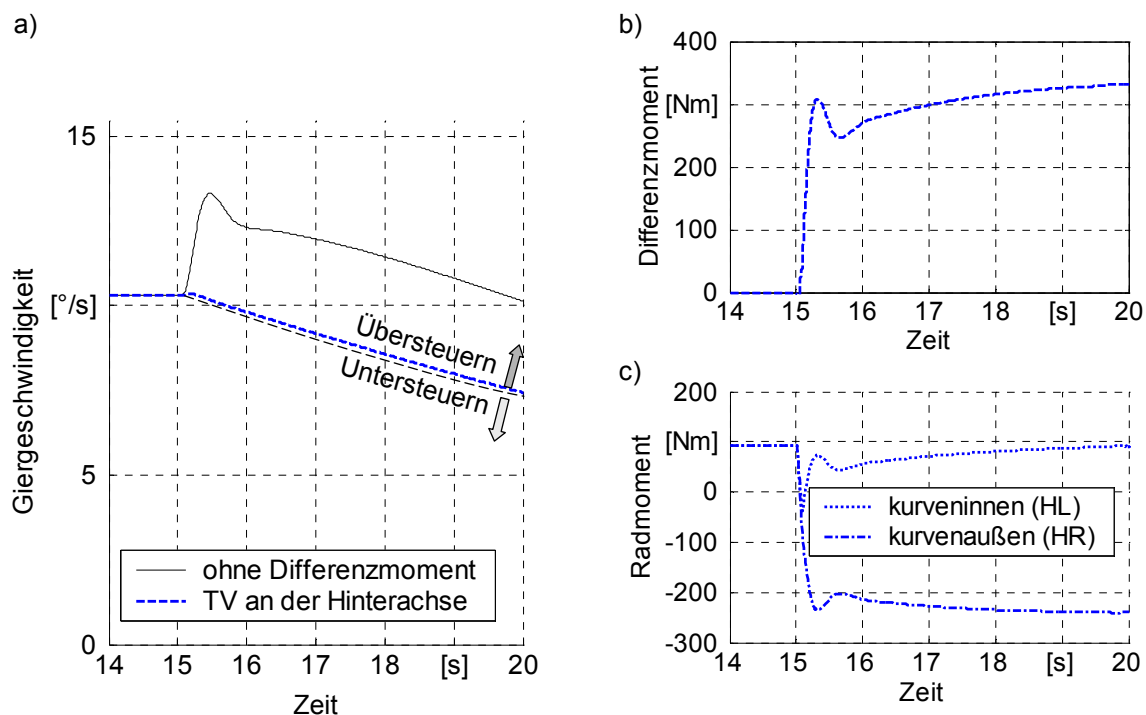


Bild 6.21: Nötiges Differenzmoment an der Hinterachse für neutrales Fahrzeugverhalten bei Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt; $v = 100 \text{ km/h}$, $a_{y,0} = 5 \text{ m/s}^2$, 3. Gang, $\mu = 1,0$

Neutrales Eigenlenkverhalten kann beim Lastwechsel mit deutlich niedrigerem Differenzmoment hervorgerufen werden als bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt. Es wird dazu Moment zum kurvenäußeren Rad verlagert, das kurveninnere Rad erhält trotz Schubbetrieb in diesem Fall stets ein positives Antriebsmoment.

6.3.4 Sprungartiger Lenkeinschlag

Verbesserte Agilität ist eines der Hauptziele des Einsatzes von Torque Vectoring. Es besteht aber auch die Möglichkeit, durch Erzeugung eines ausdrehenden Giermoments das Fahrzeug zu stabilisieren. Um beide Fälle zu untersuchen, wird ein sprungartiger Lenkeinschlag analog DIN ISO 7401 [95] simuliert (vgl. Kapitel 4.1.4). Bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h wird innerhalb von 0,1 s (von 10,0 s bis 10,1 s) so eingelenkt, dass sich eine stationäre Querbeschleunigung von 4 m/s² ergibt, beim verwendeten Fahrzeug entspricht dies einem Lenkradwinkel von 30,2°.

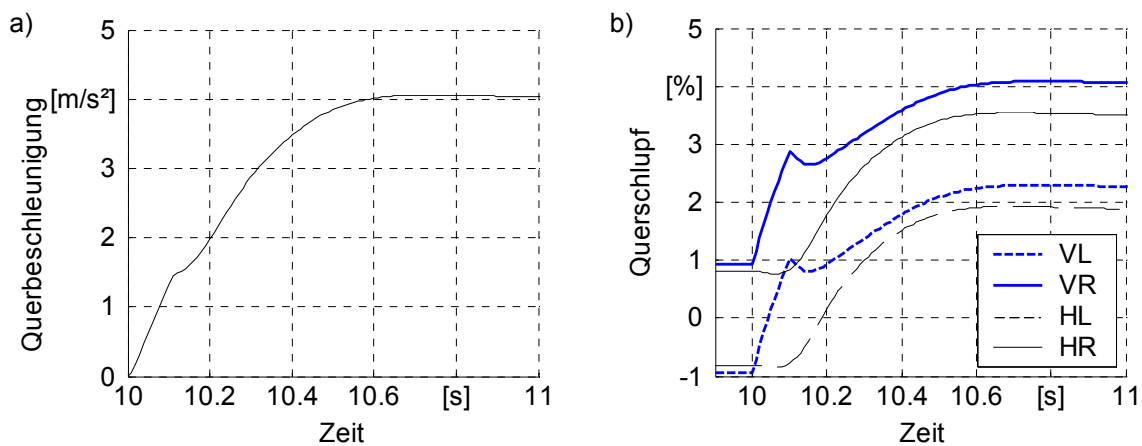


Bild 6.22: Fahrzeugquerbeschleunigung und Querschlupf der Räder bei Lastwechsel nach DIN ISO 7401 [95]

Den Verlauf der Querbeschleunigung innerhalb der ersten Sekunde nach Beginn des Einlenkens zeigt **Bild 6.22 a**. Der Knick bei 10,1 s ergibt sich durch den stufenförmigen Lenkeinschlag. Der Querschlupf an der Vorderachse nimmt kurzzeitig ab, vgl. **Bild 6.22 b**, so dass entsprechend weniger Seitenkraft aufgebracht werden kann. Ansonsten steigen Querbeschleunigung sowie Giergeschwindigkeit in etwa linear an und haben mindestens einen Überschwinger bevor der Stationärwert erreicht wird. Die positiven bzw. negativen Schlupfwerte während einer Geradeausfahrt (bis 10 s) resultieren aus der Radaufhängung (Spureinstellung).

Als Zielverhalten ist schnelles Ansprechen definiert, d.h. eine kurze Zeitspanne zwischen Lenkradbetätigung und Giergeschwindigkeits- bzw. Querbeschleunigungsaufbau. Weiterhin soll das Überschwingen beider Messgrößen möglichst gering sein. Unter diesem Gesichtspunkt wird das Fahrverhalten mit einer einfachen Regelung wie folgt verbessert: Abhängig von der Differenz zwischen Ist- und Soll-Giergeschwindigkeit wird ein Differenzmoment zwischen den Hinterrädern erzeugt, Formel (6.4).

$$\Delta M = (\dot{\Psi}_{\text{SOLL}} - \dot{\Psi}_{\text{IST}}) \cdot \kappa_4 = (\delta_H \cdot \kappa_3 - \dot{\Psi}_{\text{IST}}) \cdot \kappa_4 \quad (6.4)$$

Die Soll-Giergeschwindigkeit wird hier als proportional zum Lenkwinkelschlag berechnet, Formel (6.4). Die Konstante κ_3 hängt von Lenkübersetzung und Achskinematik ab, κ_4 ist ein Faktor, der so angepasst wird, dass das maximal erzeugte Differenzmoment bei einem glatten Verlauf bei 800 Nm liegt. Mit dieser einfachen Regelung können Ansprechzeiten und teilweise die Überschwingweiten stark verbessert werden, **Bild 6.23**.

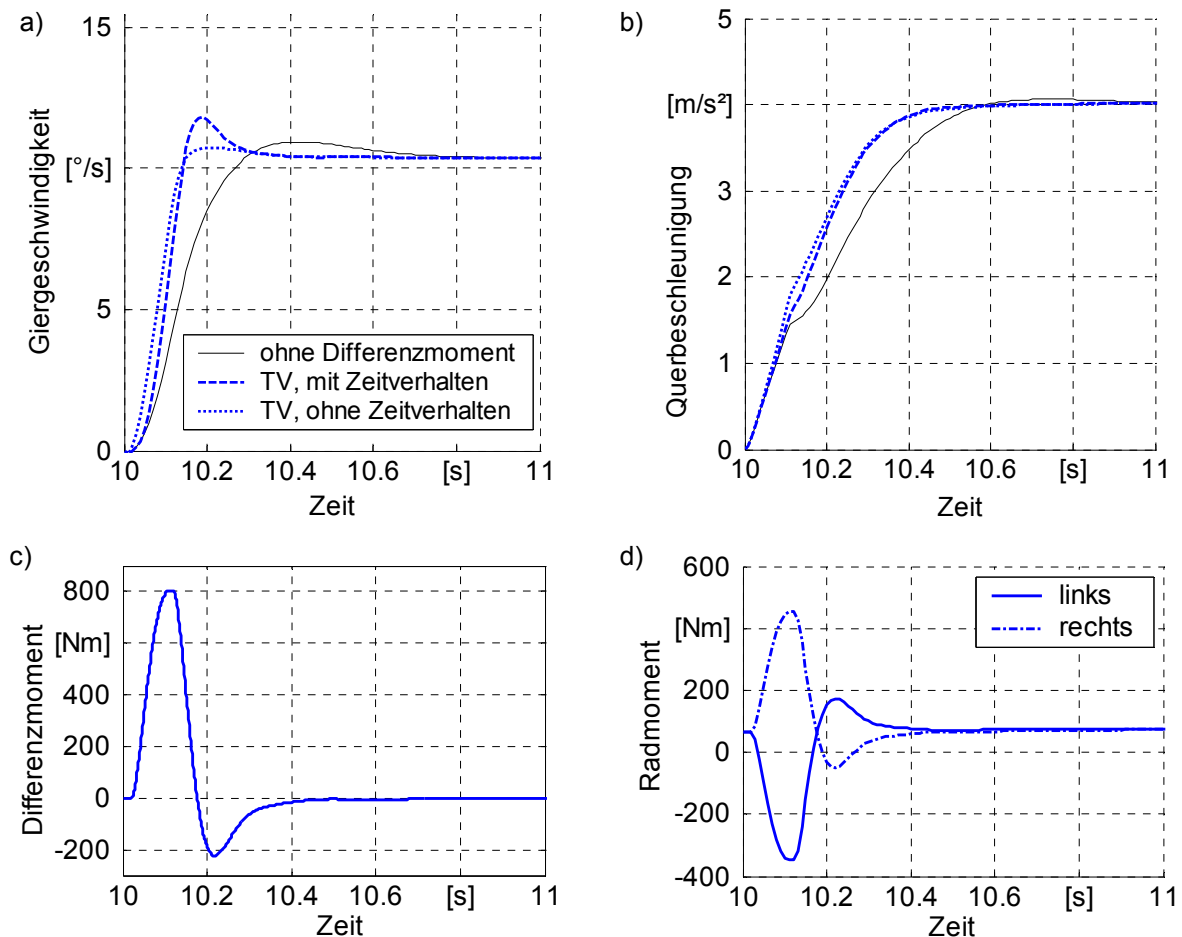


Bild 6.23: Verbesserung des Ansprechverhaltens bei Vorgabe eines Lenkradwinkelsprungs; Fahrzeugreaktionen und Differenzmoment für Torque Vectoring mit Zeitverhalten im Modell; Lenkwinkelsprung nach DIN ISO 7401 [95] mit 80 km/h, $a_{y,stationär} = 4 \text{ m/s}^2$

Besonders gut sind die Ergebnisse bei deaktiviertem Zeitverhalten des Differenzialmodells. In diesem Fall wird das berechnete Differenzmoment nicht um mindestens $2/100 \text{ s}$ verzögert, sondern sofort generiert.

Der Verlauf des Differenzmoments zeigt, wie zuerst ein zusätzliches eindrehendes Giermoment erzeugt und im Anschluss die Fahrzeugreaktion gedämpft wird. Die im realistischen Modell relativ geringe Verzögerung von $0,02 \text{ s}$ zwischen einem Signal und der Umsetzung als Differenzmoment, verursacht eine spürbar verspätete Reaktion bzw. eine geringere Einflussnahmenmöglichkeit, verglichen mit dem Modell ohne eingebaute Verzögerungen. Das PT_1 -Glied hat bei diesem Momentenverlauf kaum eine Auswirkung.

Die Zeitverzüge beim Aufbau von Giergeschwindigkeit bzw. Querbeschleunigung sowie die Größe der Überschinger zeigt **Tabelle 6.2**.

Tabelle 6.2: Veränderungen des Fahrzeugverhaltens mit Torque Vectoring („aktives Differenzial“) mit realistischem Zeitverhalten bzw. ohne Verzögerungen in der Differenzialeinheit. Lenkwinkelsprung nach DIN ISO 7401 [95]

Ausgewertete Größe Variante	Giergeschwindigkeit			Querbeschleunigung		
	$T_{\dot{\psi},90\%}$	$T_{\dot{\psi},\max}$	$\ddot{U}_{\dot{\psi}}$	$T_{a_y,90\%}$	$T_{a_y,\max}$	\ddot{U}_{a_y}
Passiv	0,18 s	0,37 s	0,0101 °/s	0,38 s	0,69 s	0,0568 $\frac{m}{s^2}$
Aktiv, mit Zeitverhalten	0,084 s	0,14 s	0,0253 °/s	0,27 s	0,88 s	0,006 $\frac{m}{s^2}$
	-53 %	-62 %	+150 %	-29 %	+28 %	-89 %
Aktiv, ohne Verzögerungen	0,073 s	0,16 s	0,0065 °/s	0,263 s	0,90 s	0,005 $\frac{m}{s^2}$
	-59%	-57 %	-36 %	-31 %	+30 %	-91 %

Beide Varianten mit Torque Vectoring verbessern das Ansprechverhalten und die Reaktionsgeschwindigkeit des Fahrzeugs deutlich. Wie zu erwarten ist, liefert die Einstellung ohne Verzögerungen noch bessere Ergebnisse. Folgende Veränderungen, verglichen mit dem passiven Differenzial, werden mit variabler Momentenverteilung und realistischer Dynamik erzielt:

- Reduktion des Zeitverzugs bis zum Anliegen von 90 % der stationären Giergeschwindigkeit um mehr als 50 %
- Maximalwert der Giergeschwindigkeit wird nach nur 40 % der Zeit erreicht
- Verstärktes Überschwingen (was mit entsprechender Regelung verhindert werden kann)
- 30 % schnellerer Aufbau der Querbeschleunigung
- Zeitverzug bis zum Maximalwert der Querbeschleunigung erhöht sich, was angesichts des kaum wahrnehmbaren Überschwingens (0,006 m/s²) ohne Bedeutung ist

Die weitere Verbesserung bei Deaktivierung des dynamischen Verhaltens macht klar, dass die Verzögerungen im realen Differenzial möglichst gering zu halten sind. Die Ergebnisse beider Varianten mit Momentenverlagerung legen die weit reichenden Möglichkeiten zur Verbesserung der Fahreigenschaften dar.

Zusammenfassung und Ausblick

Die Technik von Allradantrieben und die damit erreichte Fahrdynamik wurden innerhalb der letzten 25 Jahre kontinuierlich verbessert. So werden heute vereinzelt Fahrzeuge in Serie gebaut, die über eine variable Momentenverteilung in Querrichtung an der Hinterachse verfügen. Der Stand der Technik zeigt, dass zwei Konzepte zielführend sind um dies zu realisieren. Zum einen kann ein herkömmliches Differenzial um eine Übersetzungsstufe erweitert werden, die beispielsweise per Kupplung zugeschaltet wird. Bei dieser „Torque Vectoring“ genannten Variante kann Moment von einer Abtriebswelle der anderen zugeschlagen werden. Zum anderen kann die Antriebskraft mit Hilfe rad- oder achsindividueller Kupplungen verteilt werden. Hier wird jedes Abtriebsmoment ausschließlich von der Abtriebswelle abgezweigt, weshalb das Konzept auch „Torque Splitter“ genannt wird. Eine Bewertung dieser beiden Möglichkeiten, verglichen mit einem Sperrdifferenzial unterstreicht die hervorragende Eignung eines Torque Vectoring Systems zur Verbesserung der Fahrdynamik. Die Veröffentlichungen zu diesem Thema zeigen, dass neben einer gesteigerten Agilität auch eine verbesserte Stabilität des Fahrzeugs erreicht werden kann.

Um die Möglichkeiten einer variablen Momentenverteilung in Querrichtung im Vergleich mit einer Verteilung zwischen den Achsen grundsätzlich zu untersuchen, werden mit Hilfe des MKS-Programms ADAMS verschiedene Manöver simuliert. Das Verhalten eines allradgetriebenen Fahrzeugs kann mit einer Querverteilung des Antriebsmoments an beiden Achsen in einem weiten Bereich zwischen Unter- und Übersteuern verändert werden. Im Gegensatz dazu ist mit einer Längsverteilung lediglich bei Ausnutzung der Reibwertverhältnisse ein spürbarer, dabei deutlich geringerer Einfluss vorhanden.

Um den Einfluss auf das Fahrverhalten sowie auf die Differenzialeinheit genauer zu analysieren, wird das Modell eines Torque Vectoring Differenzials in Simulink aufgebaut und mit veDYNA als Achsdifferenzial für eine Limousine ausgelegt. Unter der Berücksichtigung von Leistungsverlusten wird die Übersetzung der zusätzlichen Getriebestufe so konzipiert, dass die Momentenverteilung bis zu einer Drehzahldifferenz von 18 % zwischen den Rädern variiert werden kann. Als Obergrenze für das maximale Differenzmoment werden 800 Nm festgelegt. Zum einen kommt das Rad mit dem größeren Antriebsmoment bei einem höheren Differenzmoment an die Kraftschlussgrenze. Außerdem wird das Fahrverhalten bereits mit einem Momentenunterschied von 800 Nm stark verändert. Um die Agilität zu untersuchen, werden Parameter für eine realistische Dynamik integriert, die anhand von Prüfstandsversuchen einer funktionsgleichen Differenzialeinheit validiert werden.

Das Differenzialmodell wird jeweils als Achsdifferenzial eingebaut, um die Eignung für die drei Antriebskonzepte anhand des Manövers „Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt“ zu untersuchen. Die größte Wirkung hat Torque Vectoring bei Fahrzeugen mit Heckantrieb, gefolgt von Allrad- und schließlich Frontantrieb. Dies liegt am Ausgangsniveau - mit Heckantrieb ist das Eigenlenkverhalten am neutralsten - sowie im Grenzbereich an der Begrenzung der Seitenkräfte durch die Radumfangkräfte. Grundsätzlich ist der Einsatz einer variablen Momentenverteilung bei jeder Antriebsart lohnend. Das gleiche gilt für verschiedene Fahrzeugkonzepte, die sich in Masse, Trägheit und Geometrie unterscheiden. Je nach Fahrzeugkategorie muss das maximal mögliche Differenzmoment angepasst werden, um dieselbe Wirkung zu erzielen. Wichtige Ergebnisse dieser Arbeit sind die Verläufe des Differenzmoments, um ein optimales bzw. ein neutrales Fahrverhalten zu erreichen. Anhand eines Lenkwinkelsprungs wird schließlich gezeigt, dass die Ansprechzeit des Fahrzeugs um mehr als 50 % verkürzt werden kann. Wird das Signal des Fahrdynamikreglers unmittelbar umgesetzt, so wird zusätzlich das Überschwingen der Giergeschwindigkeit verringert.

Um die bisher in Serienfahrzeugen noch sehr seltenen Achsdifferenziale für Torque Vectoring zukünftig vermehrt einzusetzen, empfiehlt es sich, die Funktion einer Differenzialsperre zu integrieren. Damit kann die Traktion bei Minimierung der Leistungsverluste gesteigert werden. Um größere Raddrehzahldifferenzen zuzulassen - z.B. im Gelände - ist die Unabhängigkeit von einer festen Drehzahldifferenz wünschenswert. Auch ein Einsatz in einachsgetriebenen Fahrzeugen ist sinnvoll. Der Herausforderung von Störmomenten in der Lenkung kann mit einer aktiven Lenkmomentenüberlagerung begegnet werden. Damit gehört die Untersteuerneigung von frontgetriebenen Fahrzeugen der Vergangenheit an und es entstehen keine Einbußen im Komfort. Außerdem könnte das Fahrverhalten von Fahrzeugen mit elektrisch angetriebener zweiter Achse oder mit per Radnabenmotoren angetriebenen Rädern durch entsprechende Regelung verbessert werden. Durch das intelligente Zusammenwirken der Fahrwerkregelsysteme kann der Einsatz eines Differenzials mit Momentenverlagerung schließlich situationsabhängig weiter optimiert und der Wirkungsgrad des Regelsystemverbunds erhöht werden.

Diese Arbeit soll eine Hilfestellung für die Entwicklung und Auslegung von Differenzialeinheiten mit variabler Momentenverteilung geben. Hierfür dokumentiert sie wichtige Effekte auf das Fahrverhalten, die zu Grunde liegenden Ursachen und mögliche Verläufe des Differenzmoments.

Anhang

In Kapitel 4.2 werden unter anderem Allradantriebsstränge simuliert, die eine Visco- bzw. eine Haldex-Kupplung zur Anbindung der Hinterachse enthalten. Diese beiden Hang-On-Systeme übertragen Moment gemäß der Kennlinien aus **Bild 8.1**. Dabei ist zu beachten, dass eine Haldex-Kupplung im gesamten Bereich unterhalb der dargestellten Kennlinie betrieben werden kann, während sie bei den in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen nach den Kennlinie arbeitete.

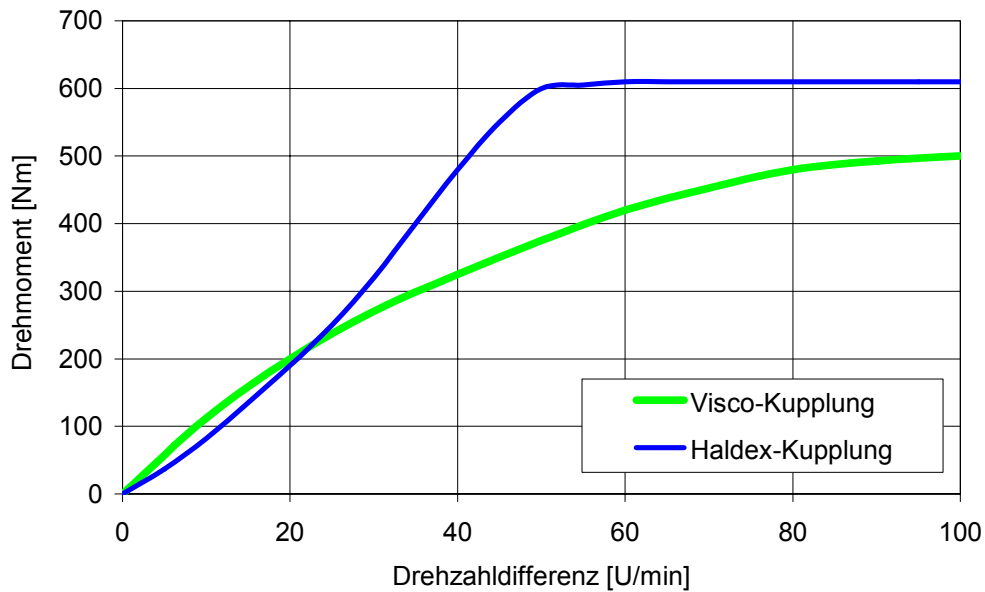


Bild 8.1: Kennlinie der verwendeten Visco- bzw. Haldex-Kupplung

Literatur

Monografien, Artikel und Berichte

- [1] **Alberti, V.; Babbel E.:** Improved Driving Stability by Active Braking of the individual Wheels. International Symposium on Advanced Vehicle Control, Aachen 1996
- [2] **Angermann, A.; Beuschel, M.; Rau, M.; Wohlfarth, U.:** Matlab-Simulink-Stateflow: Grundlagen, Toolboxen, Beispiele. Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, München ²2003
- [3] **Atsumi, Y.:** Development of SH-AWD (Super Handling-All Wheel Drive) System. Vehicle Dynamics Expo 2005, Stuttgart 2005
- [4] **Bastian, K.; Esser, J.; Hauck, C. et al.:** Sechs Gänge für Vortrieb On- und Offroad. In: Porsche Cayenne, ATZ/MTZ-Extraheft, 7/2003
- [5] **Beiker, S.:** Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme. Dissertation an der Technischen Universität Braunschweig, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2000
- [6] **Bosch:** Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Vieweg, Stuttgart ²³1999
- [7] **Braess, H.-H.; Seiffert U.:** Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Vieweg, Braunschweig ²2001
- [8] **Brenninger M.:** Stufenlos geregelter Allradantrieb für Traktoren. Dissertation am Lehrstuhl für Landmaschinen der Technischen Universität München, München 2002
- [9] **Brügel, E.; Klein, H.; Raureg, H.; Willibald, K.:** Die Visco-Kupplung als Bauelement in Antriebssystemen. In: ATZ 12/1986, 88. Jahrgang
- [10] **Buchard, C.:** Development of New Electronic Controlled 4WD System Based on FF. 4. Grazer Allradkongress, Graz 2003
- [11] **Carlson, J. D.:** Electrophoretic Fluid Differential. Schutzrecht US 005 090 531 A (1992-02-25). Lord
- [12] **Decker, K.-H.:** Maschinenelemente. Hanser, München ¹⁴1998
- [13] **Dick, W. M.:** Ständiger Vier-Rad-Antrieb. Schutzrecht DE 195 15 515 A1 (1995-11-09). Dana
- [14] **Eitzinger, S.; Schmid, M.; Scholz, R.:** Analysis of Two Active Chassis Systems to Improve Agility and Stability. Vehicle Dynamics Expo 2005, Stuttgart 2005

-
- [15] **Ellis, S.:** Comparison of the Dynamic Performance of Electronically Controlled All-Wheel Drive Systems. Tagung Simulation in der Fahrzeugtechnik, Haus der Technik, Essen 2003
- [16] **Fink, J.:** Grundlagen des Kraftfahrzeugbaus. Umdruck zur Vorlesung an der Technischen Universität München, München 2004
- [17] **Fischer, G.; Pfau, W.; Braun, H.-S. et al.:** xDrive – der neue Allradantrieb im BMW X3 und X5. 12. Aachener Kolloquium 2003, Aachen 2003
- [18] **Gipsper, M.:** Systemdynamik und Simulation. Teubner, Wiesbaden 1999
- [19] **Greger, M.; Meyer-Tuve, H.:** Fahrdynamik- und Sicherheitspotenzial mit variabler Momentenverteilung. 6. Grazer Allradkongress, Graz 2005
- [20] **Greger, M.; Siebendritt, H.:** Simulation variabler Momentenverteilung. Tagung Simulation in der Fahrzeugdynamik, Haus der Technik, Essen 2005
- [21] **Greger, M.; Siebendritt, H.:** The Handling Improvement Potential through Torque Vectoring in Two and Four-Wheel Drive. veDYNA User Meeting and Seminar, Detroit 2005
- [22] **Habib, M. S.:** Driver-Vehicle Interaction With 4WS and DYC. International Symposium on Advanced Vehicle Control AVEC, Aachen 1996
- [23] **Haj Fraj, A.:** Dynamik und Regelung von Automatikgetrieben. Dissertation an der Technischen Universität München, Fortschritt-Berichte der VDI Reihe 12 Nr. 489, VDI, Düsseldorf 2002
- [24] **Harnisch, C.:** Dynamische Echtzeitsimulation der Geländefahrt mehrachsiger Radfahrzeuge. VDI-Fortschrittsbericht Reihe 12 Nr.488, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2002
- [25] **Harty, D.:** A Review of Dynamic Intervention And a Method to Choose Between Them. Vehicle Dynamics Expo 2005, Stuttgart 2005
- [26] **Heißing, B.; Block, M.:** Fahrwerk und Antriebsstrang. In: Der neue Audi A4. ATZ/MTZ-Sonderausgabe, 11/2000
- [27] **Heißing, B.; Brandl, H.-J.:** Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. Vogel, Würzburg 2002
- [28] **Heißing, B.; Müller, E.; Stockmar, J.:** Die Entwicklungsstufen von Pkw-Allradantrieben der Audi AG. 2. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 1989
- [29] **Heißing, B.; Rompe, K.; Bensinger, J.:** Untersuchung der Fahreigenschaften der vier-radgetriebenen Audi quattro. ATZ 11/1983, 85. Jahrgang

- [30] **Helling, J.:** Technik und Auslegung der Allradantriebe bei Pkw. Tagungsband zum Kraftfahrtechnischen Kolloquium, Institut für Kraftfahrwesen der RWTH Aachen, Aachen 1985
- [31] **Herlin, U.:** Mechanical vs. Electronical intelligence for safety on-road. 5. Grazer Allradkongress, Graz 2004
- [32] **Herner, A.; Riehl H.-J.:** Elektrik, Elektronik. Vogel, Würzburg 2001
- [33] **Hisafumi, K.:** Power Distribution Control Device For Wheel. Schutzrecht JP 06293226 A (1994-10-21). Isuzu
- [34] **Hödl, H.:** Wieviel Allrad braucht der Markt. 4. Grazer Allradkongress, Graz 2003
- [35] **Imamura, M.:** Power Transfer Apparatus. Schutzrecht US 6 916 265 (2003-09-24). Honda
- [36] **Inoue, E.:** Stufenloses Toroidgetriebe für vierradgetriebene Kraftfahrzeuge. Schutzrecht DE 696 09 450 T2 (2001-03-29). Isuzu
- [37] **Ishihara, S.; Nemoto, K.; Takekawa, T.; Wakui, H.:** Planetary Differential Gear System Provided With A Differential Action Limiting Mechanism. Schutzrecht US 005 527 229 A (1996-06-18). Honda
- [38] **Jähn, E.:** Belastungskompensierende Bremskraft- und Drehmomentverteilung bei Kraftfahrzeugen. Schutzrecht DE 41 34 631 A1 (1993-04-22)
- [39] **Jähn, E.:** Belastungskompensierende Drehmomentverteilung bei Kraftfahrzeugen. Schutzrecht DE 44 30 730 A1 (1996-03-07)
- [40] **Kubota, M.; Ushijima, T.; Brown, J.:** Correlation of Driver Confidence and Dynamic Measurements and the Effect of 4WD. SAE-Paper 950972, 1995
- [41] **Kraftfahrt-Bundesamt:** Statistische Mitteilungen: Neuzulassungen von Personenkraftwagen in Deutschland nach Marken und Modellen sowie mit Diesel- und Allradantrieb. Flensburg 1985-2004
- [42] **Laschet, A.; Schlegel, C.:** Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik; Modellierung, Simulation und Beurteilung von Fahrzeugantrieben. Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim 2001
- [43] **Lechner G., Naunheimer, H.:** Fahrzeuggetriebe; Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion, Springer, Berlin 1994
- [44] **Lanzer, H.:** Die Viscomatic - Ein Vierradantrieb der dritten Generation. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 90 (1988) 10, S. 535 - 542
- [45] **Lift, H.:** Hydraulik in der Landtechnik. Vogel, Würzburg ³1988

-
- [46] **Lindlmair, T.:** Anordnung zur elektronisch gesteuerten, stufenlosen Drehmomentverteilung eines Antriebsaggregates mittels eines Differenzialgetriebes. Schutzrecht DE 197 48 653 A1 (1999-06-10)
- [47] **Looman, J.:** Zahnradgetriebe: Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen. Springer, Berlin ³1996
- [48] **Magirius, S.:** Optimierung von Driveline-Komponenten für Allradfahrzeuge. 4. Grazer Allradkongress, Graz 2003
- [49] **Margolis, D. L.; Cleveland, L.:** All Wheel Independent Torque Control. SAE-Paper 881135, 1988
- [50] **Mitschke, M.; Wallentowitz, H.:** Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer, Berlin ⁴2004
- [51] **Müller, H. W.:** Die Umlaufgetriebe; Auslegung und vielseitige Anwendungen. Springer, Berlin ²1998
- [52] **Müller, S.:** Zukünftige verbrauchsarme Servolenkungen für vollständige Steer-By-Wire-Funktionalität. In: ATZ 4/2004 Jahrgang 106
- [53] **Mohan, S. K.:** Torque Vectoring Systems: Architecture, Stability Performance and Efficiency Considerations. 6. Grazer Allradkongress, Graz 2005
- [54] **Naito, G.; Yaguchi, E. et al.:** New Electronically Controlled Torque Split 4WD: System for Improving Cornering Performance. SAE-Paper 900556, 1990
- [55] **Niemann, G.; Winter, H.:** Maschinenelemente Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe. Springer, Berlin ²2003
- [56] **Orend, R.:** Steuerung der ebenen Fahrzeugbewegung mit optimaler Nutzung der Kraftschlusspotentiale aller vier Reifen. In: Automatisierungstechnik 53 (2005) 1, Oldenbourg Verlag, München 2005
- [57] **Osborn, R. P.; Shim, T.:** Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE-Paper 2004-01-2052, 2004
- [58] **Park, J.; Kroppe, W. J.:** Dana Torque Vectoring Differenzial Dynamic TrakTM. SAE 2004-01-2053, 2004
- [59] **Pecnik, H.:** Doppeldifferenzial mit Sperre. 4. Grazer Allradkongress, Graz 2003
- [60] **Pelchen, C.; Zdych, R.; Baasch, D. et al.:** Steigerung der Fahrzeugagilität und Fahrzeugsicherheit durch radmomentbasierte Fahrzeugdynamik. 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2005, Aachen 2005

- [61] **Peschke, W.:** Die Wirkungsweise einer Viscokupplung und ihr Einfluss auf die Traktion eines Allradfahrzeugs. Dissertation an der Fakultät für Maschinenwesen der Universität Hannover, Hannover 1989
- [62] **Peterson, J. A.:** Improving Vehicle Behavior Using a Two-Clutch Rear Axle. Vehicle Dynamics Expo 2004, Stuttgart 2004
- [63] **Pinnel, A.; Butz, T.; Ehmann, M. et al.:** Vehicle Dynamics Simulation with Active Yaw Control using Variable Drive Torque Distribution. SAE-Paper 20045411, 2004
- [64] **Preukschat, A.:** Fahrwerktechnik: Antriebsarten. Vogel, Würzburg ²1988
- [65] **Redlich, P.:** Objektive und subjektive Beurteilung aktiver Vierradlenkstrategien. Dissertation an der Technischen Hochschule Aachen, Shaker, Aachen 1994
- [66] **Reimpell, J.:** Fahrwerktechnik Grundlagen. Vogel, Würzburg ⁴2000
- [67] **Reimpell, J.; Sponagel, P.:** Fahrwerktechnik: Reifen und Räder. Vogel, Würzburg 1986
- [68] **Renius, K. T.:** Traktoren: Technik und ihre Anwendung. BLV Verlagsgesellschaft, München ²1987
- [69] **Richter, B.:** Allradantriebe: Neue Entwicklungen und Trends. Vieweg, Braunschweig 1992
- [70] **Richter, B.:** Schwerpunkte der Fahrzeugdynamik: Fahrzeugschwingungen, Kurshaltung, Vierradlenkung, Allradantrieb. Verlag TÜV Rheinland, Köln 1990
- [71] **Rill, G.:** Simulation von Kraftfahrzeugen. Vieweg, Braunschweig 1994
- [72] **Rompe, K.; Heißing, B.:** Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln 1984
- [73] **Sacchetini, P.:** The New All-Wheel Drive Torque-Sensing Differentials. 6. Grazer Allradkongress, Graz 2005
- [74] **Sawase, K.; Ikushima, Y.:** A Study on the Effects of the Active Yaw Moment Control. SAE-Paper 950303, 1995
- [75] **Sawase, K.; Isoda, K.:** Drive Power Distribution Control System for Vehicle. Schutzrecht US 5 370 588 (1994-12-06). Mitsubishi
- [76] **Schmid, M.; Eitzinger, S.:** Analyse zweier aktiver mechatronischer Systeme zur Verbesserung von Agilität und Stabilität mittels Simulation. 6. Grazer Allradkongress, Graz 2005
- [77] **Schneider, H.-J.; Schrader, H.:** Allrad-Automobile: Personen- und Geländewagen; Technik, Praxis, Reise, Sport. BLV Verlagsgesellschaft, München 1988

- [78] **Schwarz, R.; Rieth, P.:** Global Chassis Control – Systemvernetzung im Fahrwerk. In: at - Automatisierungstechnik 51 (2003) 7, Oldenbourg Verlag, München 2003
- [79] **Schuermans, R.:** Development of the Transfer Unit for the Toyota Landcruiser. 5. Grazer Allradkongress, Graz 2004
- [80] **Seifert, G.; Bofinger, G.; Thierer, M.:** Die Fahrdynamik des neuen Porsche 911 Turbo: Antrieb, Fahrwerk, Regelsysteme. In: ATZ 2/2001, 103. Jahrgang
- [81] **Stockmar, J.:** Das große Buch der Allradtechnik. Motorbuch Verlag, Stuttgart 2004
- [82] **Stöhler, W.:** Fahrzeugdynamik: Reifenmodelle, Antriebsstrang, Gesamtfahrzeug, Schwingungseinwirkung. Vieweg, Braunschweig 1988
- [83] **Titzenhaller, D.:** Regelbares Differenzialgetriebe. Schutzrecht DE 100 29 603 A1 (2001-03-15)
- [84] **Tschachtli, C.:** Das Getriebe mit den zwei Kegeln. Automobil Revue, Ausgabe 42/2003, Schweiz 2003
- [85] **Ushiroda, Y.; Sawase K.; Takahashi, N. et al.:** Development of Super AYC. Technical Review Nr. 15, 2003
- [86] **van Zanten, A. T.; Erhardt, R. et al.:** VDC Systems Development and Perspective. SAE-Paper 980235, 1998
- [87] **Wallentowitz, H.:** Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH (fka), Aachen 2001
- [88] **Walton, E. B.:** Differential Gear. Schutzrecht JP 20000 16 324 (2000-08-02). Eaton
- [89] **Weber, I.:** Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik. Dissertation an der Technischen Universität Darmstadt, Fortschritts-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 592, VDI-Verlag, Düsseldorf 2005
- [90] **Wheals, J. C.:** Ricardo's Torque Vectoring Driveline Technologies including Results for SUV Demonstrator. Proceedings of the 3rd International CTI Symposium in Innovative Automotive Transmissions, Würzburg 2004
- [91] **Wheals, J. C.:** Torque Vectoring Centre Differential for AWD: Design and Integration. Fachkonferenz Innovative Fahrzeuggetriebe, Frankfurt 2002
- [92] **Yuasa, H.:** Torque Vectoring, Applied in the EVO Vehicles. 5. Grazer Allradkongress, Graz 2004
- [93] **Zomotor, A.:** Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. Vogel, Würzburg²1991

Normen und Richtlinien

- [94] **Norm DIN ISO 4138:** Straßenfahrzeuge – Stationäre Kreisfahrt, 1984
- [95] **Norm DIN ISO 7401:** Straßenfahrzeuge – Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten, 1989
- [96] **Norm DIN ISO 9816:** Personenkraftwagen – Lastwechselreaktionen eines Fahrzeugs bei Kreisfahrt, Testverfahren im offenen Regelkreis, 1993
- [97] **Norm DIN 70000:** Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe, 1991

Internetquellen

- [98] http://www.acura.com/models/model_perf_vtm.asp?module=mdx
- [99] <http://www.all4engineers.com>: **Jungmann, T.:** 4MATIC verleiht der C-Klasse mehr Traktion und Dynamik
- [100] <http://www.sae.org/automag/techbriefs/05-2002/>
- [101] <http://www.world.honda.com/news/2004/4040401.html>