



Mechatronisches Expertentool zur virtuellen und praktischen Funktionsentwicklung geregelter Traktionssysteme

Von der Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftsingenieurwesen der Technischen Universität Graz zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der technischen Wissenschaften (Dr. techn.) genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Mario Maximilian Vockenhuber

Eingereicht im Dezember 2013

1. Begutachter: Univ.-Prof. Dr.techn. Wolfgang Hirschberg
2. Begutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop



Institut für Fahrzeugtechnik
Member of Frank Stronach Institut

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Zeit in den Abteilungen Vorentwicklung, Defining-CAE und Fahrzeugverifikation bei der Firma MAGNA Powertrain AG & Co KG. Die Zielsetzung bestand darin, ein expertenwissensbasiertes Software-Werkzeug zur Unterstützung der unterschiedlichsten Bereiche des komplexen Entwicklungsprozesses für Traktionsregelsysteme zu erstellen.

Sich einem Thema derart intensiv widmen zu können, zu erkennen, wann sich der „rote Faden“ vor dem Hintergrund der durchgeführten Untersuchungen abzeichnet, ein schlüssiges Konzept konsequent und gemäß laufend aktualisierter Anforderungen weiterzuentwickeln, um schließlich den Einsatz durch die bestimmte Zielklientel zu begleiten, gehört wohl zum Schönsten, was sich ein Techniker als Betätigungsfeld wünschen kann.

Dabei gilt mein besonderer Dank dem Abteilungsleiter der Vorentwicklung, Herrn Dipl.-Ing. Franz Gratzer, der diese Entwicklung erst ermöglichte und durch seinen wertvollen Beitrag von Allrad-Expertenwissen auch entscheidend zu dessen Qualität beitrug.

Auch Herrn Univ.-Prof. Dr. techn. Wolfgang Hirschberg möchte ich für die Betreuung meiner Dissertation, die zahlreichen qualitativ hochwertigen Vorlesungsstunden im Zuge des curricularen Anteiles der Dissertation sowie für die anregenden Diskussionen herzlichst danken.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop möchte ich für das Interesse an meinem Thema und die Bereitschaft zur Übernahme des zweiten Gutachtens meinen Dank aussprechen.

Ebenso gilt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. Martin Parigger, einem wahren Experten auf dem Gebiet der Entwicklung von Regelalgorithmen für Antriebsstrangsysteme, für seine Bereitschaft, sein umfassendes Wissen zu teilen.

Zudem gilt mein Dank auch den Mitarbeitern der Abteilungen Vorentwicklung und Fahrzeugverifikation, die in zahlreichen Diskussionen viel zur Entwicklung der Kriterien für die Bewertung von Traktionssystemen beigetragen haben.

Mario Vockenhuber
Graz, im Oktober 2013

Kurzfassung

In den letzten Jahren ist die Vielfalt an mechatronischen Systemen und deren Kombinationen im Fahrzeug stetig angestiegen. Auf dem Gebiet der Antriebsstrangsysteme, insbesondere für Allrad, Sperren und Torque-Vectoring Systeme bedeutet das ein neues Umfeld mit geänderten Rahmenbedingungen. Um Antriebsstrangsysteme unterschiedlicher Architektur und Systembauart zielgerichtet und schnell, sowohl virtuell als auch im Fahrversuch, abstimmen zu können soll ein Werkzeug vorgestellt werden, das bestehendes Expertenwissen in ein anwendbares Tool integriert. Dabei wird Wert auf eine gesamtheitliche, entwicklungsbereichsübergreifende Betrachtungsweise gelegt. In einem durchgängigen Prozess wird eine für unterschiedliche Bauarten anwendbare und parametrierbare verallgemeinerte Logik hinsichtlich einer festzulegenden Zielabstimmung abgestimmt. Dabei wird mittels des Softwarewerkzeuges der Bogen von der Definition relevanter Testfälle (Open/Closed Loop) über die Auswertung relevanter Kriterien in einer flexiblen Struktur bis zur Lokalisierung von Parametern und Logikmodulen mit Optimierungspotential gespannt. Diese Unterstützung des iterativen Abstimmungsprozesses führt schließlich zu einer Effizienzsteigerung sowohl im definierenden als auch im verifizierenden Bereich des Entwicklungsprozesses mit dem Resultat einer Abstimmung, die dem Anspruch einer guten Fahrbarkeit bei unmittelbarer Verwendung im Fahrversuch genügt. Somit wird eine gute Basis für die finale Feinabstimmung geschaffen, deren Prozess als logischer Ablauf definiert wurde und ebenfalls durch das Tool unterstützt wird. Durch die Definition einer geeigneten Datenstruktur und Aktualisierung in laufenden Projekten entsteht eine expertenwissenbasierende Referenz für zukünftige Entwicklungen.

Abstract

In the last decade the number of mechatronic systems with various combinations deployed in passenger cars has steadily increased. In the fields of powertrain-systems, especially for all-wheel drive, locking devices and torque-vectoring systems, this new situation and the changed boundary conditions have to be taken into account. To realize a system-setup for different system types and architectures with the aim of increased engineering efficiency, considering the given targets for the final setup behavior, existing expert knowledge will be integrated in a tool that supports real and virtual parameter tuning. In this context the main goal is to support an entire view of all aspects during all phases of the development process. The continuous process enables the tuning of generalized control algorithms for different system layouts toward a setup-goal using a masterparameter set. The content covers specific test cases, and the evaluation of relevant criterias, and helps to localize areas and parameters with unsuitable parameter tuning. This expert tool supports both the defining and the verifying efficiency of the development process, resulting in a certain parameter-setup, satisfying the goal of an acceptable drivability when directly used in the car. This represents a good base for the fine tuning, executed by the verification engineer, and also supports this interactive process in several areas with the developed tool. A database, which has this been created and which is permanently updated during ongoing projects delivers expert know-how for future development projects.

Abkürzungen:

ABS	Antiblockiersystem
AFS	Active Frontsteering (Überlagerungslenkung)
ARS	Anti Roll Stabilisation
ASR	Antriebsschlupfregelung
ATC	Active Torque Control
AWD	All Wheel Drive (Quermotorisierung)
CAN	Controller Area Network (Datenbus im Fahrzeug)
DMS	Dehnmessstreifen
DVP	Design Verification Plan
ECU	Electronic Control Unit
eLSD	electronic Limited-Slip-Differential (Differentialsperre)
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
ETS	Elektronische Traktionskontrolle (Bremseneingriff)
FFT	Fast Fourier Transformation
FWD	Front-Wheel Drive
GCC	Global Chassis Controller
GPS	Global Positioning System
GUI	Graphical User Interface
HIL	Hardware in the Loop
ITCC	Intelligent Torque Controlled Coupling
ITM	Integrated Torque Management
MKS	Mehrkörpersimulation
MT/AT	Manual Transmission / Automatic Transmission
MTM	Massenträgheitsmoment
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus (engl.: NEDC)
NVH	Noise Vibration Harshness (Akkustik)
OEM	Original Equipment Manufacturer (Fahrzeughersteller)
PTU	Power Take-Off Unit
RDU	Rear Drive Unit
RWD	Rear-Wheel Drive
Setup DNA	Sinngemäße Verwendung von DNA als Fingerabdruck eines Setups
SIL	Software in the Loop
SIL	Safety Integrity Level
SR	Schlupfregler
SUV	Sportive Utility Vehicel
TORSEN	Torque Sensing
TRS	Terrain Response System
VKM	Verbrennungskraftmaschine
2WD	2 Wheel Drive
4WD	4 Wheel Drive (Längsmotorisierung)

Ausgewählte Formelzeichen:

a_x	[m/s ²]	... Längsbeschleunigung
a_y	[m/s ²]	... Querbearleunigung
$c_{V,H}$	[Nm/°]	... Wanksteifigkeit Fahrwerk
$cs_{V,H}$	[N/°]	... Schräglaufsteifigkeit
$c_{x,y}$	[N/%]	... Reifensteifigkeit längs, quer
h_s	[m]	... Schwerpunkthöhe
i_F, i_R	[-]	... Schlupf Vorder.- bzw. Hinterachse
i_L	[-]	... Lenkübersetzung
I_Z	[kgm ²]	... Massenträgheitsmoment um Fahrzeughochachse
l	[m]	... Radstand
$l_{V,H}$	[m]	... Schwerpunktabstand zur Vorderachse (Hinterachse)
n_{MOT}	[U/min]	... Motordrehzahl
r_{dyn}	[m]	... dynamischer Reifenradius
R_k	[1/m]	... lokaler Krümmungsradius der Bahnkurve
$S_{V,H}$	[m]	... Spurbreite vorne, hinten
S	[%]	... Sperrwert
T_B	[-]	... Torque Bias (Sperrgrad)
v	[km/h]	... Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{ch}	[km/h]	... charakteristische Fahrzeuggeschwindigkeit
$\alpha_{V,H}$	[°]	... Reifen-Schräglaufwinkel vorne, hinten
β	[°]	... Schwimmwinkel
δ	[°]	... Lenkwinkel (Räder)
η	[-]	... Wirkungsgrad
κ	[1/m]	... Kurvenkrümmung
μ	[-]	... Kraftschlußpotential der Fahrbahn
ρ	[m]	... Krümmungsradius
$\varphi_{V,H}$	[-]	... Antriebsmomentenverteilung nach vorne, hinten
ψ	[°]	... Gierwinkel
$\omega_{L,R}$	[rad/s]	... Radwinkelgeschwindigkeiten links, rechts

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	VI
1 Einleitung	1
1.1 Allgemeines	1
1.2 Zielsetzungen	2
1.3 Gliederung der Arbeit.....	4
1.4 Literaturübersicht	5
1.4.1 Systemeigenschaften und Potentiale	5
1.4.2 Regelungsalgorithmen und Antriebskraftverteilung	6
1.4.3 Gewünschtes Fahrverhalten und Abstimmungsstrategien	7
1.4.4 Testumgebung und Bewertungsmethoden.....	8
2 Expertensysteme.....	10
2.1 Allgemeines	10
2.2 Diskussion am Beispiel Traktionssysteme	10
3 Grundlagen der Traktionssysteme	13
3.1 Aktive Systeme	17
3.2 Passive Systeme	18
3.3 Semi-aktive Systeme	19
3.4 Systemeigenschaften und Einflüsse	21
3.4.1 Wirkungsgrad und Verbrauch.....	21
3.4.2 Reifen	25
3.4.3 Antriebsstrangverspannung und Achsübersetzungsunterschiede.....	28
3.4.4 Handschaltgetriebe vs. Automatikgetriebe	32
3.4.5 Sperrwert.....	32
3.4.6 Stellgenauigkeit und Hysterese	34
3.4.7 Stellgeschwindigkeit	36
3.4.8 Stilllegung vom Sekundärantriebsstrang (Allrad-Disconnect-Funktion)	37
3.4.9 Akustisches Verhalten (Noise Vibration Harshness, NVH).....	38
3.4.10 Bremsentkoppelung	40
3.4.11 Kompatibilität mit ABS / ESP	41
3.4.12 Komfort und Lenkungseinflüsse	42
3.5 Synergien mit Systemen im Fahrdynamikregelverbund.....	43
3.5.1 Aktive Wankstabilisierung	44
3.5.2 Aktive Dämpfung	46
3.5.3 Hinterachslenkung.....	47
4 Bewertungskriterien.....	49
4.1 Allgemeines	49
4.2 Kriterienstruktur	51
4.3 Signalspezifikation und Aufbereitung:.....	52
4.4 Datenanalyse und Darstellung	54
4.5 Bewertungskategorien	60
4.5.1 Traktion	60
4.5.2 Fahrdynamik	61

4.5.3 Systembelastung und Verfügbarkeit.....	62
4.5.4 Komfort.....	64
4.5.5 Effizienz.....	66
4.5.6 Sicherheit	68
5 Bauweisen und Allradssystemapplikationen.....	70
5.1 Allgemeines	70
5.2 Vollwertiges Allradsystem (Geländeallradsystem)	72
5.3 Traktionsallradsysteme „light“	73
5.4 Fahrdynamikallradsysteme	75
5.5 Adaptive Allradstrategien	78
6 Modellbildung und Simulation	80
6.1 Grundlagen der Längs und Querdynamik	80
6.2 Modellbildung des Antriebsstranges	88
6.2.1 Modellierung von Allradfunktion und Momentenschnittstelle	89
6.2.2 Verbrennungskraftmaschine und Hauptgetriebe	90
6.2.3 Allradkupplung	91
6.2.4 Achs- und Verteilergetriebe	92
6.2.5 Reifen	93
6.3 Gesamtfahrzeug und Validierung	97
6.4 Funktionssoftware für Fahrzeug und Antriebsstrangsystem	99
6.5 Fahrbahn und Manöver.....	100
6.6 Fahrermodell.....	102
6.6.1 Anforderungen	103
6.6.2 Führungs- bzw. Bahnplanungsebene.....	103
6.6.3 Stabilisierungsebene	106
6.6.4 Fahrstilnachbildung	107
6.7 Hardware / Software in the Loop (HIL/SIL)	113
7 Systematischer Abstimmungsprozess.....	115
7.1 Eingangsinformationen	117
7.2 Definition eines Zielverhaltens	119
7.3 Generieren einer Vorabstimmung.....	121
7.3.1 Masterlogik.....	121
7.3.1.1 Momentensteuerung	122
7.3.1.2 Schlupfregelung.....	124
7.3.1.3 Ergänzende Module.....	124
7.3.1.4 Temperatur-, Schädigungs- und Verschleißmodule.....	125
7.3.2 Masterparametersatz	126
7.3.2.1 Neue Abstimmung und „Setup-DNA“	127
7.3.2.2 Vorparametrierung basierend auf realisierten Abstimmungen	131
7.4 Iterativer Feinabstimmungsprozess (Funktionsapplikation)	132
7.4.1 Simulation und Fahrversuch.....	132
7.4.2 Analyse	134
7.4.3 Feinabstimmung (Applikation).....	135
7.4.3.1 Einflussanalyse.....	136

7.4.3.2 Abweichungsanalyse (Momentaufnahme).....	138
7.4.3.3 Iterationsanalyse.....	139
7.4.3.4 Ursachenanalyse	140
7.4.3.5 Zielkonflikte.....	142
7.4.3.6 Potentialanalyse	143
8 Zusammenfassung.....	146
9 Anhang.....	149
9.1 Hilfreiche Referenzwerte der Traktionssystementwicklung.....	149
9.2 Bedienoberfläche und Datenorganisation	150
Abbildungsverzeichnis	155
Tabellenverzeichnis	158
Literaturverzeichnis.....	159

1 Einleitung

1.1 Allgemeines

Gegen den allgemeinen Trend der Reduktion des CO₂ Ausstoßes in nahezu allen Lebensbereichen und trotz steigender Treibstoffpreise war in den letzten Jahren ein Trend zu Allradsystemen in Form optionaler Zusatzausstattung zu erkennen.

Gegenwärtig ist das Allradsystem ein vom Käufer¹ häufig gewähltes Feature mit einem teils wesentlichen Anteil an der Gesamtflotte der Fahrzeughersteller, das wohl auch in Zukunft durch den erfahrbaren Mehrwert eine wesentliche Nische für die Fahrzeugbauer darstellen wird. Der Begriff Fahrzeug bezieht sich hierbei auf Personenkraftwagen (inkl. SUV's). Der auf stagnierenden Märkten basierende intensive Verdrängungswettbewerb führt bei den Fahrzeugherstellern zu einer gezielten Diversifikation gegenüber den Wettbewerbern in Form eines noch deutlicheren Hervorhebens der Markenidentität und damit zur Anforderung einer sehr individuellen, markenspezifischen Konzeption bzw. Abstimmung der jeweiligen Antriebssysteme und Systemkombinationen. Eine Übersicht der anteiligen Antriebsart an der weltweiten Fahrzeugproduktion des Jahres 2006 zeigt Abbildung 1 [1].

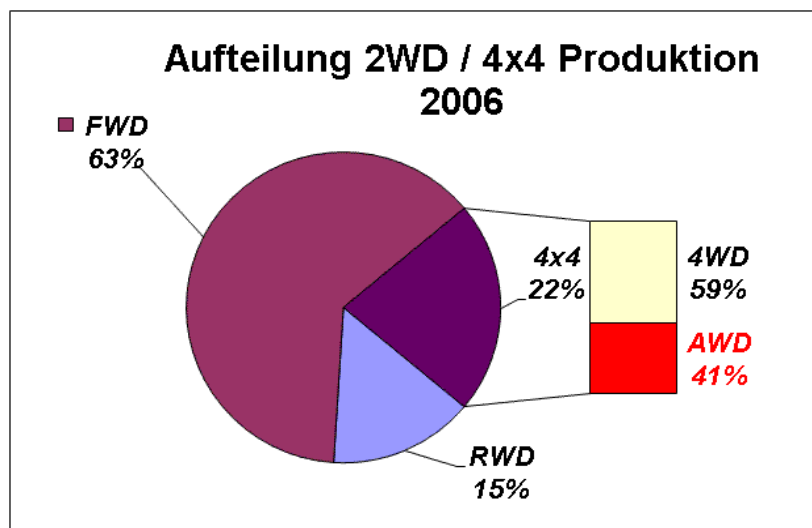


Abbildung 1: Allradanteil an der Gesamtfahrzeugproduktion

Die gleichzeitig in den Vordergrund getretene Diskussion über Effizienz im Antriebsstrang fordert somit neben einer fortlaufenden Optimierung der Bauteile auch entsprechend intelligente Regelalgorithmen der aktiven Systeme, um durch einen effizienten Einsatz den ständig verschärften Verbrauchslimits durch die Gesetzgebung zu entsprechen.

Durch den zusätzlichen Trend mit steigendem Einsatz mechatronischer Systeme in Fahrwerk und Antriebsstrang von modernen Personenkraftwagen und den damit einhergehenden vielfältigen Wechselwirkungen ist auch die Rolle des Allradantriebs in diesem aktiven Systemumfeld einer neuerlichen Bewertung zu unterziehen.

Betrachtet man die Aufwände für Systemtests im Zuge von Erprobungsfahrten bei Fahrzeugherstellern und Systemlieferanten, so geht mit der gewünschten Durchführung eines Teils der Entwicklungsarbeiten im Labor auch ein wesentlicher Beitrag hinsichtlich Einsparung von Emissionen, Entwicklungsressourcen und Kosten einher. Die Grundvoraussetzung dafür ist die eingehende Kenntnis der Systeme und deren Einflüsse sowie eine entsprechende Modellbildung von Gesamtfahrzeug und

Traktionssystem, um durch den virtuellen Entwicklungsprozess Aussagen in ausreichender Qualität zu erhalten. Dieser hohe Anspruch für die virtuelle Entwicklung aktiver Antriebsstrangsysteme ist nur durch eine gesamtheitliche Betrachtung aller Aspekte möglich und führt zur Empfehlung einer durchgängigen Abstimmungs- und Bewertungsmethodik dieser Systeme in Form eines Softwarewerkzeuges. Der Entwicklungsablauf wird dann optimal unterstützt, wenn dabei auf bestehendes Expertenwissen zurückgegriffen werden kann. Am Ende steht eine qualitativ hochwertige Vorabstimmung durch Simulation zum Zweck repräsentativer Aussagen in der Konzeptphase, die gleichzeitig eine gute Basis für die abschließende toolunterstützte Feinabstimmung des Systems durch Testfahrer¹ im Fahrzeug darstellt.

1.2 Zielsetzungen

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Zusammenführung von umfangreichem Expertenwissen für die Applikation von Traktions- und Fahrdynamiksystemen in einem anwendbaren Werkzeug, das den erfahrenen sowie teilweise noch unerfahrenen Entwickler bei der virtuellen, modellbasierten Funktionsentwicklung sowie später auch bei der Applikation eines Systems im Fahrzeug unterstützt. Themabezogen (Traktion, Fahrdynamik, Belastung etc.) und systemübergreifend (Systemart und Architektur) soll auch die Einhaltung der im Lastenheft festgelegten Anforderungen mit dem aktuellen Entwicklungsstand in jeder Phase der Entwicklung sichergestellt und Entwickler aus den Bereichen Konzeption, Konstruktion, Komponententest, Funktionsentwicklung und Fahrversuch durch richtig aufbereitete Informationen unterstützt werden. Das entwickelte Tool, das anwendbares Spezialwissen ausgehend von der Komponente über die Abstimmung verallgemeinerter Regelalgorithmen für Traktions- bzw. Fahrdynamikanwendungen bis zur Bewertung einer Abstimmung vereint, soll die Qualität des resultierenden Produktes durch Anwendbarkeit im gesamten Entwicklungsprozess (V-Prozess) maximieren, siehe Abbildung 2.

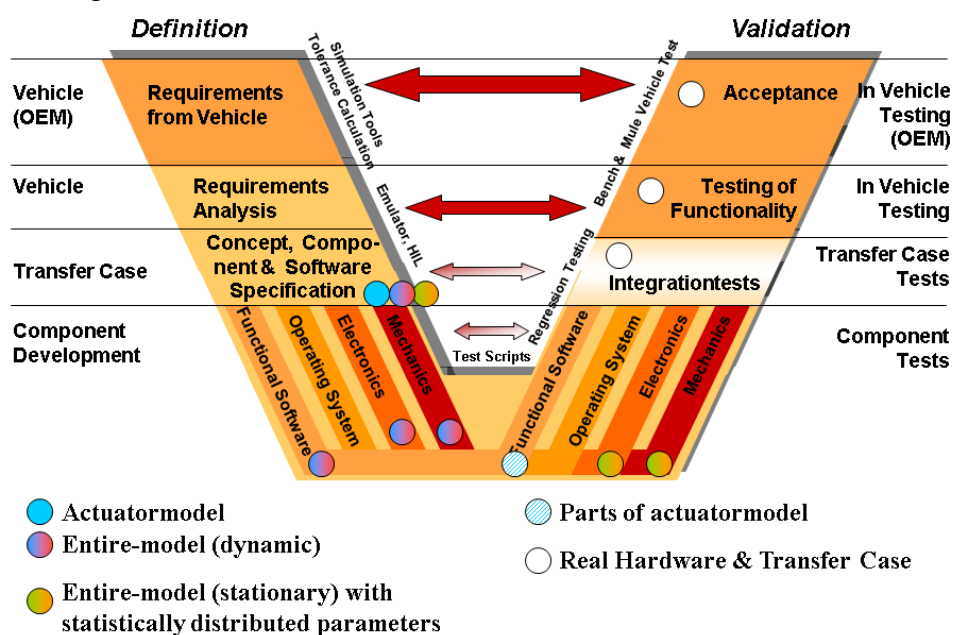


Abbildung 2: V-Prozess am Beispiel Aktuatorenentwicklung

¹ Der Begriff Käufer, Fahrer, Testfahrer etc. wird nachfolgend geschlechtsneutral verwendet.

Für das im Zuge des Forschungsprojektes entwickelte Werkzeug wurden die folgenden Punkte als Kerninhalte definiert:

- Anwendbarkeit von systematisch aufbereitetem spezifischem Expertenwissen in Simulation und Fahrversuch
- Transparenz der Komplexität von Einflüssen und Eigenschaften einer Systemapplikation durch eine entsprechende Kriterienstruktur
- Schnittstelle zur Definition möglicher Zielverhaltensweisen variabler Systeme und Anordnungen durch eine Benutzeroberfläche
- Gesamthafte Betrachtungsweise (Fahrodynamik, Traktion, Systembelastung, Effizienz, ...)
- Methode zur Umsetzung des Wunschverhaltens in eine Vorabstimmung mittels verallgemeinerter, modularer Traktionssystem-Regelalgorithmen
- Unterstützung einer effizienten, iterativen Feinabstimmung des Systems in Simulation und Fahrversuch durch Auswertung praxisrelevanter Kriterien, Einflussanalyse, Ursachenanalyse etc. in einem definierten Prozess
- Test des Fahrstileinflusses auf die Systemabstimmung mittels maßgeschneidertem Fahrermodell
- Validierung von Zielfahrzeugen mit einer geeigneten Simulationssoftware

Ein wesentlicher Aspekt der entwickelten Methodik aus Sicht eines Systemzulieferers, in dessen Umfeld die Forschungsarbeit entstanden ist, ist den Auftraggeber² bei der Entscheidungsfindung für Systemauswahl bzw. Abstimmung zu unterstützen, indem schnell Wunschabstimmungen hoher Güte auf virtueller oder realer Basis für das ausgewählte Traktionssystem bzw. die Systemarchitektur generiert werden können. Zusätzlich wird durch die systematische Aufbereitung von existierendem Applikations-Know-How noch weniger erfahrenen Applikations- und Simulationsingenieuren eine Hilfestellung zu möglichst schneller Entwicklung eigener spezifischer Kenntnisse gegeben.

Letztendlich soll dem Applikationsingenieur ein gut vorabgestimmtes System übergeben werden, das bestehende Zielkonflikte berücksichtigt sowie das anschließende Feintuning bestmöglich unterstützt. Basierend auf Simulationen soll die Variantenvielfalt unterschiedlicher Abstimmungen von Allrad bzw. Traktionssystemen auch in Kombination mit ergänzenden Systemen wie Wankstabilisierung oder aktiver Dämpfung schnell bewertet, sowie Erkenntnisse über die quantitativen Einflüsse und Wechselwirkungen der Systeme erlangt werden können.

Von entscheidendem Einfluss auf eine zielgerichtete Funktionsentwicklung und der damit festgelegten Systembelastung ist auch der Fahrstil, unter dem das System getestet wird. Um diesen Einfluss zu untersuchen, sollen repräsentative Fahrstile in einem dafür entwickelten Fahrermodell erstellt werden. Im Interesse der Untersuchungen stehen hier Kupplungssysteme zur variablen Momentenverteilung in Form von Allradkupplungen, Sperren oder Torque-Vectoring mit dem Ziel einer automatischen Vorabstimmung für konventionelle Antriebsstrangarchitekturen.

² Als Auftraggeber wird im Folgenden der von einem fahrzeugtechnischen Generalunternehmen belieferte OEM verstanden

1.3 Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in acht Kapitel. Kapitel eins gibt nach Definition der Zielsetzungen für die vorliegende Arbeit einen ausführlichen Überblick über den Stand der Technik, untergliedert in die unterschiedlichen Teilbereiche der entwickelten Methode. Kapitel zwei gibt eine kurze Einführung in das Thema Expertensysteme im Hinblick auf Anforderungen und Problematiken mit der Diskussion der Umsetzung auf dem Gebiet der Traktionsregelsysteme. Im dritten Kapitel werden die Systeme kategorisiert sowie ein umfassender Überblick über die wichtigsten Systemeigenschaften und Einflüsse gegeben.

Im darauffolgenden Kapitel vier werden die Bewertungskriterien und deren Struktur näher erläutert sowie Beispiele für definierte Bewertungskategorien angeführt.

In Kapitel fünf werden unterschiedliche Allradstrategien und deren charakteristische Eigenschaften diskutiert. Kapitel sechs befasst sich mit der Simulationsumgebung und Fehlervermeidung für die virtuelle Systemabstimmung. Einen Schwerpunkt bildet dabei das Fahrermodell, mit dem unterschiedliche Stile dargestellt werden können, um generierte Abstimmungen zielgerichtet testen zu können.

In Kapitel sieben werden die Inhalte aus den vorherigen Kapiteln in einem systematischen Abstimmungsprozess vereint. Neben den notwendigen Eingangsinformationen für eine Systemabstimmung und der Definition des Zielverhaltens wird hier die Erstellung einer Vorabstimmung für ein gezieltes Systemverhalten beschrieben. Auf Basis dieser Vorabstimmung wird dann die Unterstützung des iterativen Feinabstimmungsprozesses durch das entwickelte Werkzeug näher erläutert.

Schließlich folgt in Kapitel acht eine ausführliche Zusammenfassung sowie die Darstellung der Vorteile, die sich durch den Einsatz des Werkzeuges im Entwicklungsprozess ergeben.

Im Anhang werden hilfreiche Referenzwerte für die Entwicklung von Allrad- bzw. Traktionsregelsystemen angeführt sowie die Datenorganisation und die Bedienoberfläche des entwickelten Software-Werkzeuges beschrieben.

1.4 Literaturübersicht

Will man die gegenwärtige Basis bzw. das Umfeld der Entwicklung einer durchgängigen Methode zur Bewertung und Vorabstimmung unterschiedlicher Traktions- bzw. Fahrdynamikregelsysteme in verschiedenen Kombinationen betrachten, so muss man dabei die Bereiche

- Systemeigenschaften und Potentiale,
- Regelungsalgorithmen und Antriebskraftverteilung,
- Gewünschtes Fahrverhalten und Abstimmungsstrategien sowie
- Testumgebung und Bewertungsmethoden

einzelnen betrachten. Nachfolgend soll für diese Teilbereiche eine Übersicht zum gegenwärtigen Stand der Technik gegeben werden und ein Hinweis auf wichtige Veröffentlichungen erfolgen.

1.4.1 Systemeigenschaften und Potentiale

Obwohl die prinzipielle Funktion und Bauweise der gegenwärtig üblichen Traktions- und Fahrdynamiksysteme bekannt ist und sich in den letzten Jahren wenig verändert hat, stellt die Konzeptvielfalt sowie die große Bandbreite an Abstimmungen in unterschiedlich kombinierter Anordnung innerhalb eines Antriebsstranges eine große Herausforderung dar. Vor allem wenn ein Systemlieferant mehrere Allradsysteme mit unterschiedlicher Konzeption im Angebot hat steigert das aufgrund unterschiedlicher Eigenschaften und Bewertungskriterien den Aufwand in der Entwicklung neuer Anwendungen. Zusätzliche Einflüsse wie etwa die Einführung eines Übersetzungsunterschiedes zwischen den Achsen in Verbindung mit einem Kupplungsallradsystem erhöhen die Variantenvielfalt zusätzlich. In den letzten Jahren sind im Bereich der Entwicklung neuer Antriebsstrangsysteme neben dem Doppelkupplungsgetriebe im wesentlichen das Torque-Vectoring sowie der Elektroantrieb zu nennen. Im Zuge des Hybridtrends empfiehlt sich dieser in Form von chassisfesten bzw. in die Radnaben integrierten Motoren auch für den Allradantrieb.

Standardwerke zum Thema Traktionsantrieb sind *Das große Buch der Allradtechnik* von STOCKMAR [2], der Tagungsbeitrag *Was leisten Allradsysteme?* von LANZER [3] sowie das *Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik* [4], welche die unterschiedlichen Allradsysteme hinsichtlich ihrer Bauweise und Funktion eingehender betrachten und die Vor- und Nachteile gut hervorheben. Der Tagungsbeitrag *Differential oder Kupplung* von GRATZER [5] beschäftigt sich mit den beiden grundsätzlichen und am häufigsten eingesetzten Bauarten von Allradantrieben und den einhergehenden anwendungsspezifischen Eigenschaften. Mit der Anwendung des Prinzips der magnetorheologischen Fluide in einem Kupplungsallradsystem beschäftigt sich der Bericht *Magnetorheologische Allradkupplungen* von STEINWENDER und GRATZER [6], in dem die Evolutionsstufen einer Idee mit steigendem Potential zur Momentenübertragung bis zu einem fahrfertigen Prototyp im Fahrzeug weiterentwickelt werden. In seinem Bericht *New center and front application of Twin Diff and Torsen Design* zeigt SACCHETTINI [7] einen Vergleich der Anwendung vom Torsen-Differential mit verschiedenen Bandbreiten der Abstimmung im Vergleich zu anderen Allradsystemen. Im VDI Bericht *Funktions- und leistungsoptimiertes Allradsystem in einem Hochleistungssportwagen* von CASPER [8] wird ein elektro-

magnetisch betätigtes, semi-aktives Allradsystem beschrieben und ein Vergleich anhand unterschiedlicher Kriterien mit anderen Allradkonzepten angestellt.

Die CO₂-Diskussion und die damit einhergehenden Bestrebungen die Effizienz der Allradantriebe zu steigern führte zu einer Reihe von Veröffentlichungen wie *CO₂-optimiertes Allradfahrzeug* von LIPPITSCH/GRATZER [9] bzw. *Dimensionierung einer Allradkupplung im Zielkonflikt von Fahrdynamik und Fahrzeuggewicht* von VOCKENHUBER/EHMANN [10], in denen die Ursachen für Effizienzeinbußen dargestellt und Optimierungspotentiale genannt werden. Im ATZ Artikel *Simulation der Verbrauchsverbesserung durch Gewichtsreduktion* befasst sich ESPIG [11] mit der simulativen Abschätzung des Fahrzeugverbrauchs in unterschiedlichen Zyklen. In seinem Beitrag *The new generation of BMW All-Wheel Drives* zeigt DIRNDORFER [12] die Potentiale bei konsequenter Optimierung der einzelnen Verlustbringer im Allradantriebsstrang. Im ATZ Artikel *Die neue Allradgeneration von BMW* beschäftigt sich AYOUBI [13] mit Verbrauchsoptimierungen durch Maßnahmen auf Komponenten- und Funktionsebene.

Einen guten Überblick über Systemvielfalt und Einteilung gibt der Tagungsbeitrag *Integration von Allradsystemen im Fahrwerkregelverbund* von SCHWARZ [14], der sich mit Potentialen der Systeme unter anderem in Kombination mit Fahrwerkssystemen wie adaptiver Dämpfung und Hinterachslenkung beschäftigt.

1.4.2 Regelungsalgorithmen und Antriebskraftverteilung

Stellt man die Vielfalt verfügbarer Allradsysteme und die großteils unterschiedlichen Vorstellungen über eine Systemabstimmung entsprechend der Markenphilosophie bei den Fahrzeugherstellern gegenüber, so wird schnell klar dass damit eine Abkehr von der Standardlösung hin zu zusätzlichem Aufwand einer spezifischen Anpassung einhergeht. Auch wenn die Randbedingungen durch die physikalischen Grenzen und den Fahrzeugtyp größtenteils vorgegeben sind variiert die Umsetzung abhängig von Eigenschaften und Potentialen unterschiedlicher Traktionssystemtypen (aktiv oder semiaktiv) erheblich. Im Zuge einer effizienten Nutzung des zusätzlichen Antriebspotentials durch Allradantrieb gemäß dem Wunsch des Auftraggebers treten hier neben Standardfunktionen auch adaptive Strategien in den Vordergrund die eine intelligente Anpassung der Funktionen des Antriebsstrangsystems entsprechend Fahrstil und Fahrzeugverhalten umsetzen.

BESSELINK untersucht in seinem Beitrag *Tractive efficiency of four-wheel-drive vehicles* [15] auf theoretischer Basis die Einflüsse auf die Effizienz der abgesetzten Antriebskräfte am Reifen bei unterschiedlichen Traktionsbedingungen. Diese Untersuchung berücksichtigt jedoch nicht den wesentlichen Einfluß des Wirkungsgrades im Antriebsstrang, der mit der Verteilung variiert. In seinem Beitrag *XDrive und Fahrdynamikregelung im BMW X5* berichtet LEFFLER [16] über die Einbeziehung des Allradsystems in eine übergeordnete Regelstrategie zur Fahrdynamikregelung mittels Motor, Hauptgetriebe und Bremsen.

In seiner Dissertation *Verbesserung der Fahrzeugquerdynamik durch variable Antriebsmomentenverteilung* widmet sich MEISSNER [17] der Entwicklung eines Regelalgorithmus für ein Torque-Vectoring System an der Hinterachse in Kombination mit einem passiven Allradsystem. Im Artikel *Simulationsgestützte Entwicklung einer integrierten Fahrdynamikregelung* zeigt KOBER [18] einen Ansatz zur Koordination verschiedener Regelsysteme aus den Bereichen Längs- und Querdynamik in einem Global Chassis Controller. GRUHLE [19] zeigt in seinem Beitrag *Elektronisch vernetzte Fahrzeugfunktion mit Längsverteiler und Quersperre*

wie durch die Vernetzung von Allrad und Quersperrenfunktion eine gesamtheitliche Allradfunktion entsteht. PELCHEN [20] untersucht in seinem Beitrag *Steigerung der Fahrzeugagilität und Fahrzeugsicherheit durch radmomentenbasierte Fahrdynamik* den Einfluss radindividueller Momentenverteilung auf die Fahrbarkeit eines Fahrzeuges. BÜNTE [21] zeigt in seinem VDI-Bericht *Integrierte Fahrwerkregelung mit minimierter Kraftschlussausnutzung auf der Basis dynamischer Inversion* eine Strategie der Koordination verschiedener Antriebs und Chassissysteme für geringstmöglichen Reifenverschleiß. CHELI/CIMATTI [22] beschäftigen sich in ihrem Tagungsbeitrag *Development and implementation of a torque vectoring algorithm for an innovative 4WD driveline for a high performance vehicle* mit der Erweiterung eines Sportwagens mit Mittelmotor um ein Kupplungsallradsystem und untersuchen die Auswirkungen auf Fahrstabilität und Traktion. PANZANI [23] stellt in *Designing On-Demand Four-Wheel-Drive Vehicles via Active Control of the Central Transfer Case* eine Regelstrategie für ein Kupplungsallradsystem zur Vorderachse vor und untersucht den Einfluss auf die Fahrbarkeit.

1.4.3 Gewünschtes Fahrverhalten und Abstimmungsstrategien

Die Hauptaufgabe besteht darin das geforderte Wunschverhalten im Rahmen der Systemgegebenheiten unter Einbeziehung von Zielkonflikten umzusetzen, was eingehende Kenntnisse über die Potentiale der Systeme und Erfahrung im Umgang mit spezifischer Eigenschaften erfordert. Der auf diesen Kenntnissen basierende Entwurf einer Abstimmungsstrategie setzt eine möglichst genaue Vorstellung des beabsichtigten Fahrverhaltens voraus. Die Umsetzung einer Abstimmung im Spannungsfeld vielfältiger Zielkonflikte erfordert ein entsprechendes Funktionsgerüst (Logik), das die notwendige Flexibilität besitzt. Der Anspruch liegt hier darin, eine für virtuelle Konzeptuntersuchungen hinreichend realistische Abstimmung zu finden bzw. dem Funktionsverifizierer in der späteren Projektphase der Serienentwicklung eine gute Vorabstimmung zur Verfügung zu stellen und ihn bei der Feinabstimmung zu unterstützen. HEISSING [24] referiert in seinem Vortrag *Moderne Fahrwerksauslegung* über Kenngrößen der objektiven sowie der subjektiven Beurteilung des Fahrverhaltens von Fahrzeugen im Zuge der Fahrwerksabstimmung. VOCKENHUBER/EHMANN [25] geben im VDI-Beitrag *Expertentool für klassische und modellbasierte Applikation von Traktionssystem-Architekturen* einen Überblick über Vorgehensweise und Komplexität einer zielgerichteten Abstimmung von Traktionssystemen. ROSINGER [26] entwickelt in seiner Dissertation eine Methode zum Generieren des Fahrzeug-Sollverhaltens für einen übergeordneten Fahrdynamikregler (Global Chassis Controller), ausgedrückt im wesentlichen durch Schwimmwinkel und Gierrate. In seiner Dissertation *Auswirkung einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik* zeigt GREGER [27] die Bandbreite einstellbaren Fahrverhaltens durch variable Momentenverteilung anhand der Simulation. SEIFERT [28] beschreibt in seinem ATZ-Artikel *Die Fahrdynamik des neuen Porsche 911 Turbo*, welchen Beitrag Auswahl und Auslegung von Allradantriebsstrang, Fahrwerk und Fahrwerkregelsystemen zur fahrdynamischen Leistungsfähigkeit liefern.

1.4.4 Testumgebung und Bewertungsmethoden

Die Applikation und Bewertung von Systemen erfolgt heutzutage noch überwiegend während Abstimmfahrten im Fahrzeug, wiederholt bei unterschiedlichen Testbedingungen im Zuge von Sommer- und Wintertests. Die Aufwände die von Fahrzeugherstellern und Zulieferfirmen zur Systemabstimmung betrieben werden, rechtfertigen die Anstrengung einen Teil davon ins Labor zu verlagern (physikalische Simulation). Auch wenn noch mehr in Simulationsmethoden investiert werden muss, um eine weitere Steigerung der Realitätsnähe virtueller Testbedingungen wie etwa in der Schlechtwegsimulation und Verkehrsflusssimulation zu erhalten, so kann bereits jetzt ein großer Anteil von Fehlerursachen durch Vorabbetrachtungen in der Simulation ausgeschlossen werden.

Die Bewertung des Fahrzeugverhaltens erfolgt neben der rein subjektiven Beurteilung üblicherweise anhand des Vergleichs objektiver, fahrmanöverbasierter Kriterien mit Referenzwerten. Im Kapitel Fahrverhaltensbeurteilung seines Buches *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens* beschreibt HEISSING [29] den Fahrkomfort, Anfahr-, Brems-, Lenk- und Kurvenverhalten von PKW und geht näher auf Testabläufe und Auswertung ein. Darauf basieren auch Systeme zur Objektivierung des subjektiven Fahrempfindens, die objektive Kenngrößen in eine Bewertungsskala (meist 1-10) übersetzen. Diese Systeme müssen zuerst durch Gewichtung der Kriterien spezifisch auf das anwenderspezifische Anforderungsprofil abgestimmt werden. SCHÖGGL [30] zeigt dazu in seinem Beitrag *Methoden zur Motor und Antriebsstrangoptimierung von Allradfahrzeugen* eine Methode zur Auswertung des in Betriebszustände gegliederten Fahrzeugverhaltens mit dem Fokus auf Motor und Getriebe, verwendet zur Optimierung des Antriebsstranges.

Vorhandene Tools, die auf die Bewertung von Fahrzeugverhalten abzielen, sind meist sehr allgemein gehalten (Gesamtfahrzeugverhalten) und basieren nicht auf traktionssystemspezifischem Expertenwissen. Eigenentwicklungen zur Analyse sehr spezifischer Informationen über das eigene Produkt einer Firma werden oft nur intern verwendet, was zu unterschiedlichen Beurteilungsmaßstäben führt.

Anwendungen sind meist maßgeschneiderte Eigenentwicklungen der Hersteller, die wegen des Schutzes geistigen Eigentums aus Konkurrenzgründen nicht am Markt verfügbar sind, und darüber hinaus auch auf ein System maßgeschneidert sind.

HEISSING [31] befasst sich in seinem Vortrag *Moderne Fahrwerksauslegung* mit der Vorgehensweise und Bewertungsgrößen in der Fahrwerksentwicklung und geht dabei näher auf Zielbereiche relevanter Kriterien für spezifische Abstimmungen ein.

BEWERSDORF [32] zeigt in seinem Beitrag *Simulation und Bewertung von Fahrdynamikeigenschaften im Grenzbereich* eine Vorgehensweise zur objektiven Bewertung von Fahrzeugen mit Fahrdynamikregelsystemen. PRENNINGER [33] entwickelt in seiner Dissertation eine Methode zur Identifikation von Parametern ausgewählter fahrdynamischer Übertragungsfunktionen zur Beurteilung der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen.

ERJAWETZ [34] zeigt in seinem Beitrag *All-Wheel Drive Demonstrator Vehicle* eine qualitative Bewertungsmatrix zur Systemauswahl anhand wichtiger Auswahlkriterien. Die Bewertung von Systemen in der Simulation erfolgt gegenwärtig hauptsächlich anhand konstruierter Fälle mit fix vorgegebenen Eingangsgrößen (Open loop-Fahrmanöver). Da aber vermehrt adaptives Systemverhalten mittels intelligenter Logiken in Steuergeräten implementiert wird ist auch ein Fahrermodell gefordert, das seinen Stil ändern kann, um die Reaktion dieser Logiken auf geänderte Bedingungen testen zu können. PROKOP [35] zeigt in seinem Beitrag *Fahrermodellierung durch modellbasierte praediktive Optimierung* eine Möglichkeit zur realistischen fahrdyna-

mischen Untersuchung von Fahrzeugen in Closed-Loop Manövern durch Einbeziehung spezifisch menschlicher Eigenschaften in ein Fahrermodell.

HENZE [36] beschreibt in seiner Dissertation *Beurteilung von Fahrzeugen mittels Fahrermodell* den Einsatz eines anhand zahlreicher Fahrsimulatormessungen parametrisierten Fahrermodells zur Bewertung von Fahrzeugeigenschaften. PRETTENTHALER/VOCKENHUBER [37] beschreiben in ihrem Tagungsbeitrag *A holistic approach to the virtual and practical function development of traction control systems and vehicle dynamics control systems* eine gesamtheitliche Methode zur Effizienzsteigerung in der Funktionsentwicklung von geregelten Traktionssystemen.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das Spezialwissen der einzelnen Teilbereiche des industriellen Entwicklungsprozesses in unterschiedlichen Abteilungen verfügbar und auf verschiedene Personen verteilt ist. Gleiches gilt für die Entwicklungswerkzeuge, die je nach Stadium der Entwicklung benötigt werden, um im spezifischen Bereich die nötigen Aussagen zu liefern. Obwohl Funktionen zur Verteilung von Antriebskräften zur Beeinflussung von Traktion und Fahrdynamik teilweise bekannt und veröffentlicht sind, besteht die Schwierigkeit darin, ein vorgegebenes Anforderungsprofil im Rahmen des verfügbaren Funktionsumfangs effizient und zielgerichtet umzusetzen.

Ein Werkzeug, das auf dem Spezialgebiet der Allradtechnik eine Auslegung gemäß gesamtheitlichen Kriterien in Simulation und Fahrversuch unterstützt ist kommerziell als solches nicht verfügbar. Wenn der Fokus nicht nur auf dem Fahrverhalten des Fahrzeuges liegt, sondern auch die Zusammenhänge und Potentiale der Interaktion der Traktionskomponente mit den übergeordneten Ebenen Fahrer und Fahrzeug untersucht wird, kann bei der Umsetzung einer Zielabstimmung im Bereich der Konzept- und Serienentwicklung ein wertvoller Beitrag zu einer erhöhten Effizienz des Entwicklungsprozesses geliefert werden.

2 Expertensysteme

2.1 Allgemeines

Als Expertensystem wird ein Software-System zur Unterstützung bei der Lösung bzw. Bewertung von spezifischen Problemen verstanden. Diese Systeme basieren im Allgemeinen auf einer von Experten mit spezifischem Wissen gepflegten Wissensbasis, deren Qualität sich daran bemisst, in welchem Maß das System zu neuen Schlussfolgerungen in der Lage ist. Zwei wesentliche Kategorien von Expertensystemen sind fallbasierte und regelbasierte Systeme. *Fallbasierte Systeme versuchen aus einer Falldatenbasis einen dem gegenwärtigen Problem ähnlichen Fall zu finden und die Lösung auf den aktuellen Fall anzuwenden. Regelbasierte Systeme hingegen beschreiben Vorgehensweisen in Form von Regeln bzw. Funktionen zur Generierung von Schlussfolgerungen für konkrete Situationen. Diese Regeln müssen meist direkt von den entsprechenden Experten in das System eingepflegt werden. Eine weitere Möglichkeit sind Entscheidungsbäume als Aneinanderreihung von Zuständen, Reaktionen etc. in Baumstruktur (z.B. Betriebszuständen, Reaktionen der Funktionslogik und Folgereaktionen), siehe Abbildung 46. Bei auftreten solcher Wirkungsketten in einer Messung bzw. Simulation können zugeordnete Informationen abgerufen werden, die ein erfahrungsgemäß günstiges Vorgehen in dieser Situation unterstützen.*

Expertensysteme sind dort notwendig, wo Experten fehlen, noch nicht ausreichende Erfahrung besitzen oder wegen der Problemkomplexität und der Fülle der anfallenden Daten die Kapazität der Experten überfordert ist. Der Anwendungseffekt von Expertensystemen ist der Problemkomplexität und dem Niveaufälle zwischen einem Experten und dem eigentlichen Nutzer proportional. Dieser Niveauunterschied ist umso gravierender, je weniger der Bereich formal beschrieben ist bzw. je mehr er auf empirischem Wissen (Erfahrung) basiert [38].

Probleme in der Anwendung können sich ergeben, wenn man sich ohne ein kritisches Hinterfragen auf das System verlässt, da jedes System nur eine beschränkte Anzahl von Daten beinhaltet. Die Gefahr besteht somit darin, wichtige grundlegende Veränderungen nicht einzubeziehen, und nur konservative Lösungen bzw. Erklärungen zu erhalten.

Somit ergeben sich wesentliche Eigenschaften eines Expertentools:

- Das Expertensystem lenkt den Benutzer („Non expert user“) in eine Richtung, in der er sich ähnlich einem Experten verhält und sich selbst Expertenkenntnisse aneignen kann.
- Dem Bediener werden die richtigen Informationen mit entsprechender Aufbereitung für einen schnellen Überblick zur Verfügung gestellt.
- Es soll die Möglichkeit möglichst intuitiver Bedienung (auch durch Experten) gegeben sein, mit dem Ziel der Reintegration neuer Erkenntnisse.

2.2 Diskussion am Beispiel Traktionssysteme

Für die Erfassung des komplexen Expertenwissens und Integration in ein Werkzeug im Sinne der qualifizierten Quellen aus unterschiedlichen Bereichen samt dafür notwendiger Plausibilitätskontrolle ist ein gewisses Maß an Erfahrung und Spezialwissen beim Entwickler des Expertentools unverzichtbar. Im Unterschied zur reinen Konzeptentwicklung, wo die Funktion des Traktionssystems im Vordergrund steht,

erfordert die Serienentwicklung ein breiteres Spektrum an Expertenwissen, weil die Anzahl zu erfüllender Kriterien wesentlich höher ist als bei einer Konzeptfindung. Somit ist für die Entwicklung eines solchen Werkzeuges das Ziel vorgegeben, den Überblick von auf unterschiedlichen Gebieten erfahrenen Experten durch ein anwendbares Tool wiederzugeben.

Auch gut ausgebildeten Spezialisten soll bei Fahrzeugerprobungen die Arbeit durch das entwickelte Tool erleichtert werden. Da sich diese jedoch ungern rein auf ausgegebene Daten eines Software-Tools verlassen und dies aus obigen Gründen auch gar nicht beabsichtigt ist, ist bewusst auf die interaktive Nutzung des Tools Wert zu legen. Somit war für die Entwicklung des nachfolgend beschriebenen Tools das Hauptziel dadurch definiert, dem Entwicklungsingenieur eine flexible, während der Anwendung erweiterbare Umgebung zur Verfügung zu stellen, die im interaktiven Einsatz rasch eine zielgerichtete Abstimmung bzw. Bewertung ermöglicht. Darüber hinaus soll die rasche Entwicklung eigener Kenntnisse von noch weniger erfahrenen Versuchs- und Entwicklungsingenieuren durch relevante Kriterien und Zusammenhänge gefördert werden. Andererseits soll das Expertensystem die eigene Kreativität des Anwenders nicht behindern und den Blick auf mögliche unkonventionelle Lösungen nicht verstellen.

Nachfolgend werden grundsätzliche Fragen zur Entwicklung eines Expertentools für den vorliegenden Fall einer Unterstützung des Entwicklungs- bzw. Abstimmungsprozesses von geregelten Allrad- und Traktionsregelsystemen gestellt. Die Antworten bilden eine Grundlage für die Umsetzung der nachfolgend vorgestellten Entwicklung, siehe auch Kapitel 7 systematischer Abstimmungsprozess.

- *Wie wird das Expertenwissen gesammelt bzw. extrahiert ?*

Das spezifische Wissen über die Systemeigenschaften und Applikationen im Fahrzeug ist durch das Studium von Entwicklungsberichten, Veröffentlichungen, Gespräche mit erfahrenen Spezialisten sowie durch eigene Erfahrungen bei der Abstimmung von Traktionssystemen gewonnen worden. Einen wesentlichen Punkt stellt hier die Zusammenstellung spezifischer Ziel- bzw. Referenzwerte für Softwareparameter und Bewertungskriterien zum Zweck der Beurteilung der Traktionssysteme dar. Ein Teil davon wird aus internen Teststandards, Feldergebnissen und realisierten Abstimmungen gewonnen.

- *Wie wird das Wissen systematisch abgebildet ?*

Die Erfahrungen werden system- und betriebszustandspezifisch in Form beobachteter Einflüsse und Auswirkungen in Tabellen abgelegt. Auf dieser Basis können Entscheidungsbäume definiert werden, die den Ablauf und Einflüsse einer Abstimmung (betriebszustandspezifisch) beinhalten. Die Definition von Regeln (Formeln) für die geeigneten Stellparameter der Masterlogik³ zur Sollmomentengenerierung in Abhängigkeit zu berücksichtigender Einflüsse bildet das Expertenwissen im Parametersatz der Logik ab. Im Bereich der Analyse werden die aus Signalen extrahierten Kriterien so definiert und kombiniert, dass eine Erfassung des Istzustandes, die Erkennung von Zusammenhängen sowie der Rückschluss auf Ursachen für schlechtes Verhalten schnell möglich ist. Dies geschieht unter anderem durch

³ Die Masterlogik ist eine Folge von Berechnungsschritten für das Sollmoment eines Traktionsystems, die eine flexible, individuelle Anpassung gemäß Fahrzeug und Wunschverhalten ermöglicht

gezielte Suche vordefinierter Ursache-Wirkungs-Ketten. Diesen sind Bedingungen zugewiesen, die bei Erfüllung (fallbasiert) eine Interpretation durch abrufbare Hinweise und Empfehlungen unterstützen.

- *Wie wird das Software-Werkzeug angewandt ?*

Das Werkzeug kann über ein zentrales Bedieninterface bedient werden. Hier erfolgt die Eingabe von Fahrzeug-, System- und Architekturdaten. Im Abstimmenteil wird auf Basis dieser Informationen die Generierung eines vorabgestimmten Parametersatzes ausgelöst. Die Unterstützung der Feinabstimmung erfolgt durch Auflösung des komplexen Sachverhaltes mittels Signalanalyse anhand einer geeigneten Struktur von Bewertungskriterien für Betriebszustände und unterschiedliche Entwicklungsbereiche mit Darstellung im richtigen Zusammenhang. Ein für die Feinabstimmung definierter Prozess geleitet den Anwender schrittweise zwischen Auswertung vom letzten Istzustand und nächstem Abstimmungsschritt.

- *Wie erfolgt die Erweiterung um neue Erkenntnisse ?*

Das Ziel für ein Werkzeug dieser Art ist, dass es sich möglichst unkompliziert im alltäglichen Entwicklungsablauf anwenden lässt. Durch die Möglichkeit der manuellen Eingabe, gezielte Aufforderung zur Eingabe bzw. automatische Ablage von Daten in einer transparenten Datenstruktur an geeigneter Stelle der Anwendung des Software-Werkzeuges erfolgt eine permanente Weiterentwicklung während des Einsatzes.

Die Integration neuer Erkenntnisse erfolgt unter anderem durch Erweiterung der verallgemeinerten Systemlogiken um neue, optional aktivierbare Module und Zuordnung ihrer Parameter und deren Einflüsse sowie neuer Fahrmanöver zu Betriebszuständen und Abstimmkategorien. Zudem können jederzeit realisierte und bewertete Abstimmungen für ähnliche zukünftige Anwendungen in der zentralen Datenbank abgelegt und wiederverwendet werden. Im Bereich der Analyse erfolgt die Weiterentwicklung durch Ergänzung um neue Kriterien und Zielbereiche. Eine permanente Aktualisierung der Datenbank mit Ergebnissen aus durchgeführten Einfluss-, Ursachen- und Zielkonfliktanalysen bildet schließlich eine stetig wachsende Basis für einen effizienten Feinabstimmungsprozess.

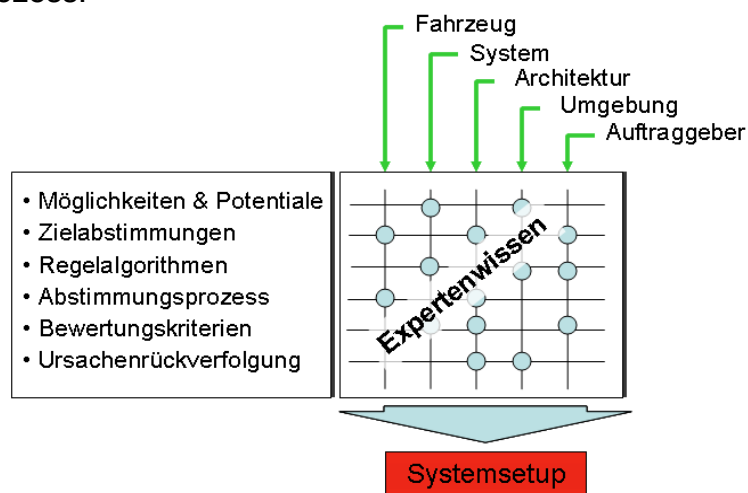


Abbildung 3: Expertensystem

3 Grundlagen der Traktionssysteme

Zunächst soll eine mögliche Einteilungen der Momentenverteilungsart von Allradsystemen vorgenommen werden. Eine mögliche Systematik die den Momentenverteilungsbereich sowie die Systemverfügbarkeit berücksichtigt liefert Lanzer [3], siehe Abbildung 4. Die nachfolgend vorgestellte Methodik zur Vorabstimmung und Bewertung solcher Systeme anhand dafür gesammelten Expertenwissens legt den Fokus auf die Kategorien 2-4.

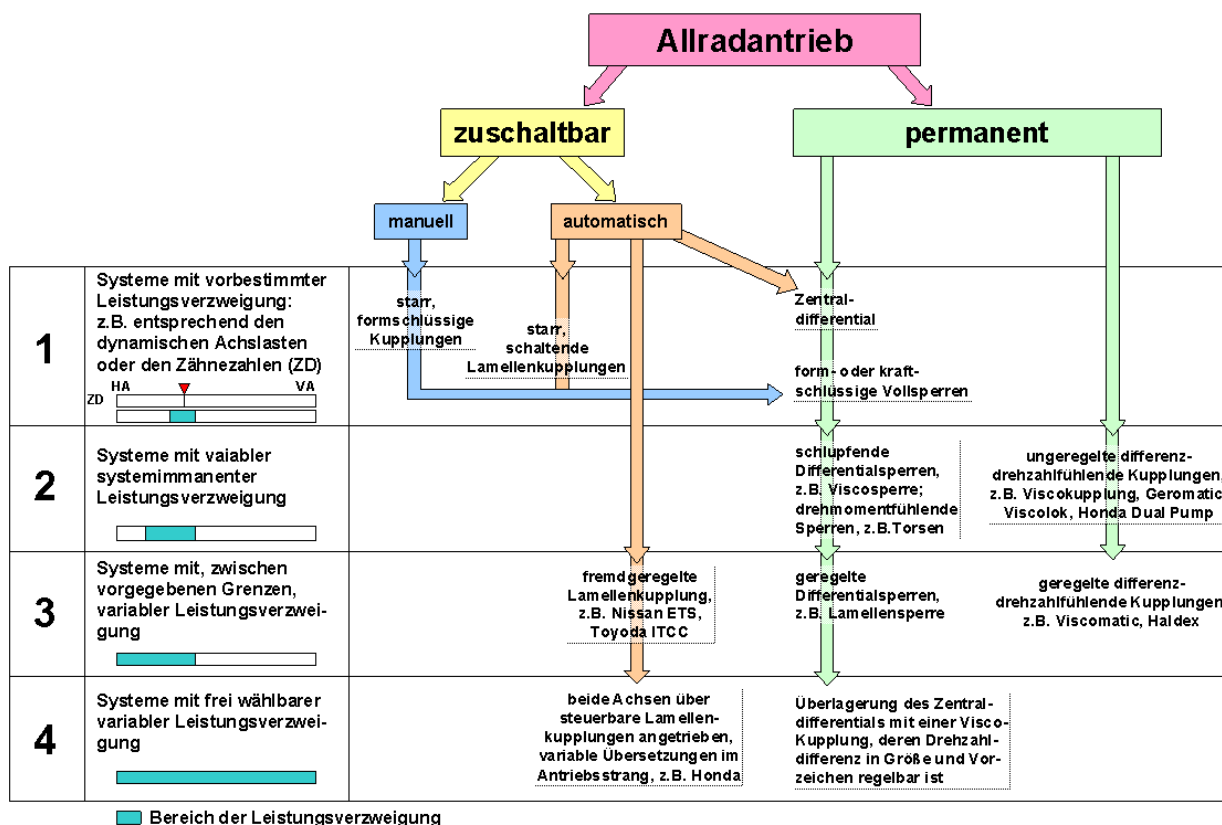


Abbildung 4: Systematik der Allradantriebe

Grundsätzlich unterscheidet man bei Traktionsregelsystemen mit Kupplung in Anordnungen mit Differential, ohne Differential sowie nach dem Momentenübertragungsverhalten abhängig von der Differenzdrehzahl an der Kupplung. Je nachdem, ob das übertragbare Moment innerhalb des Auslegungsmomentes frei verstellbar ist, oder einer definierten Abhängigkeit von der Differenzdrehzahl unterliegt, spricht man dabei von aktiven bzw. semi-aktiven Systemen.

Die Momentenübertragung in der Kupplung kann hier ohne zusätzliche Maßnahmen nur in Richtung der langsamer drehenden Welle bzw. des langsamer drehenden Rades erfolgen (2-Quadranten-Betrieb einer Differentialsperre), siehe Abbildung 5. Durch zusätzlich installierte Übersetzungen und Kupplungen, wie etwa beim Überlagerungsdifferential, kann der Betriebsbereich auf den 4-Quadranten-Betrieb (Torque-Vectoring) erweitert werden, siehe Tabelle 1. Durch die Zunahme hybrider Antriebsstrangkonzepete sind hier auch Elektroantriebe in Form direkter Radantriebe (Radnabenmotoren) oder als zentrales Aggregat (chassisfest) zu nennen, bei denen das Moment sowohl in Richtung als auch Höhe innerhalb der verfügbaren Momentenkapazität ohne zusätzlichen Aufwand für Getriebe und Kupplungen frei wählbar ist. Mögliche Momentenverläufe können Abbildung 5 entnommen werden.

Passive Antriebsstrangsysteme stellen die dritte Kategorie dieser übergeordneten Einteilung dar und unterliegen einer konzeptbedingten, vorabgestimmten Abhängigkeit von der Differenzdrehzahl oder dem Eingangsmoment (Torsen®-Differential) [7], siehe Abbildung 21. Eine aktive Beeinflussung der Momentenverteilung ist hier nicht möglich. Eine Einteilung nach den genannten Merkmalen, welche sich von der in Abbildung 4 gezeigten systematischen Darstellung unterscheidet, zeigt Tabelle 1.

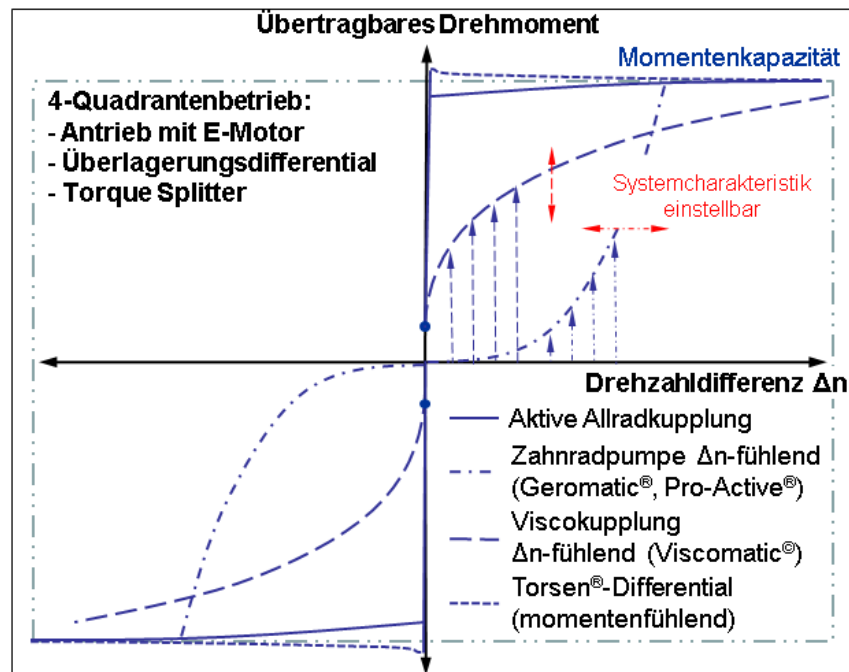


Abbildung 5: Charakteristik der Momentenübertragung von Traktionssystemen

Entsprechend der vorliegenden Architektur können die beschriebenen Systeme in vielfältigen Kombinationen sowohl zur Längsverteilung vom Antriebsmoment zwischen den Achsen als auch zur Querverteilung zwischen den Rädern einer Achse verwendet werden, siehe Tabelle 2. Zu den Traktionsregelsystemen zählt auch der selektive Bremsengriff, der sich in modernen Fahrzeugen im Zuge der Einführung des elektronischen Stabilitätsprogrammes (ESP) als Standard etabliert hat. Aufgrund von Nachteilen in Effizienz und Verfügbarkeit kann er ein separates Sperrensystem zwar nicht ersetzen, unterstützt bei guter Abstimmung die Traktion eines Fahrzeuges jedoch wesentlich, siehe Kapitel 5.2.

Im Fokus der vorliegenden Forschungsarbeit stehen im wesentlichen Kupplungssysteme zur variablen Antriebsmomentenverteilung. Neben klassischen Anordnungen finden diese auch in hybriden Antriebssträngen mit zentralen Elektromotoren bzw. Generatoren zur Abkoppelung oder Leistungsverzweigung ihre Anwendung.

Im weiteren Verlauf dieses Kapitels werden nach näherer Betrachtung der definierten Systemkategorien auch verfügbare Stellparameter und Systemcharakteristiken wie Stellgeschwindigkeit, Genauigkeit, Ansprechverzögerung, u.a.m beschrieben. Zudem wird die Kompatibilität mit anderen Fahrdynamikregelsystemen sowie die Einflüsse dieser auf das Verhalten des Antriebsstrangsystems betrachtet.

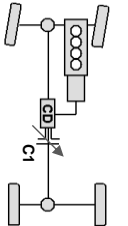
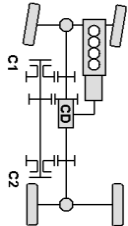
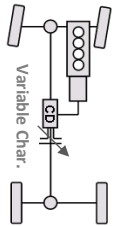
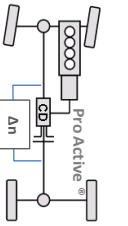
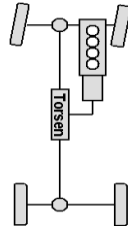
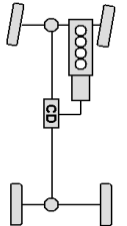
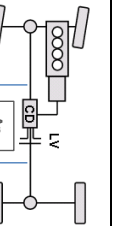
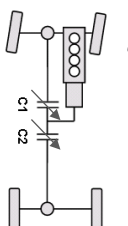
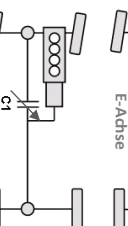
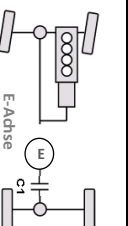
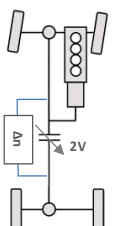
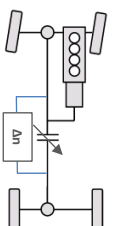
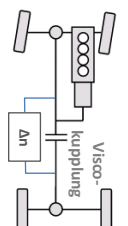
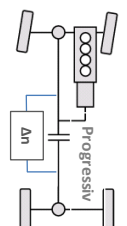
	Aktive		Semi-Aktive		Passive		
Mit Differential	Gesperrtes Zentraldiff.	Überlagerungs differential	Viscosperre Variabel	Pro-Active®	Torsen Differential	Offenes Differential	Visco Sperre
							
Nur Kupplung	Torque Splitter	Hang-On Allrad	E-Achse	Pro-Active® 2 Ventile	Kugelrampe ITCC®/ITM®	Visco Kupplung	Progressive Kupplung
							
	CD ... Zentraldifferential	2V ... 2-Ventil Lösung	LV ... Viscolamellen-Sperre				
	C1,C2 ... Kupplung	E ... Elektromotor	Δn ... Differenzdrehzahl				

Tabelle 1: Systemkategorien zur longitudinalen Antriebsmomentverteilung

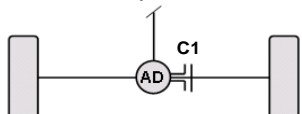
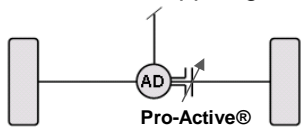
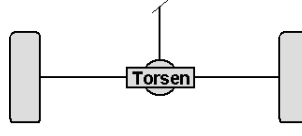
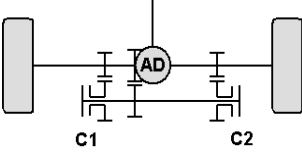
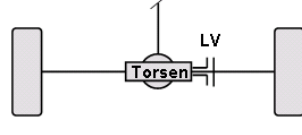
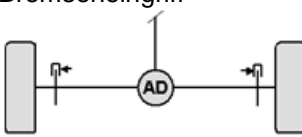
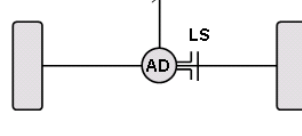
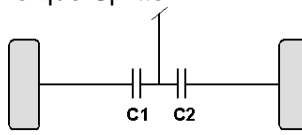

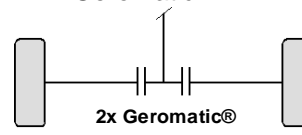
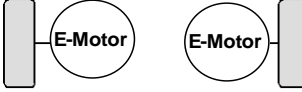
	Aktive	Semi-Aktive	Passive
Mit Differential	Differentialsperre Standard 	Pro-Active® Kupplung 	Torsen® -Differential 
	Überlagerungsdifferential (Torque-Vectoring) 		Torsen® mit Viscosperre 
	Bremseneingriff 		Limited-Slip Differential 
Ohne Differential	Torque-Splitter 	Twin Pro-Active® 	Twin Geromatic® : 
	Elektroantrieb 		
AD ... Achsdifferential LV ... Viscolamellen-Sperre LS ... Limited-Slip Lock C1,C2 ... Kupplungen			

Tabelle 2: Systemkategorien zur lateralen Antriebsmomentverteilung

3.1 Aktive Systeme

Hier kommen hauptsächlich gesteuerte bzw. geregelte Lamellenkupplungen mit elektromechanischer, elektrohydraulischer oder elektromagnetischer Aktuierung zum Einsatz. Beim Lamellenmaterial wird vorzugsweise Papier, Sintermetall oder Kohlefaserverbundwerkstoff (Carbon) verwendet, wobei stabiles und definiertes Momentenübertragungsverhalten die Hauptanforderungen sind [39], siehe Kapitel 3.4. Zur Gewährleistung eines bestmöglichen Verhaltens hinsichtlich der Entwicklungskriterien Verschleiß, thermisches Gleichgewicht und Geräusch (NVH) werden die Kupplungen hauptsächlich nass und unter Verwendung spezieller Getriebeöle betrieben, womit die Entwicklung effizienter Schmierkonzepte einhergeht. Die weite Verbreitung und langjährige Anwendung der weg- bzw. kraftgesteuerten Kupplungen führte zu einer laufenden Optimierung mit dem Resultat hoher Leistungsdichten, Package, Effizienz und Lebensdauer. Das übertragene Moment wird im Wesentlichen gesteuert, zusätzlich werden Regelkreise zur Schlupf- und Gierratenregelung überlagert, siehe Kapitel 7.3.

Die steigende Verbreitung von hybriden Antriebsstrangsystemen in Personenkraftwagen führen zu einer Erweiterung der klassischen Allradsysteme. Die Einbindung der frei regelbaren elektrischen Antriebe (4-Quadranten Betrieb) erfolgt hier in Form von elektrischen Achsen (zentraler Elektromotor bzw. Generator und Differential), paarweisem Achsantrieb mit chassisfesten Elektromotoren sowie radindividuell als Radnabenmotor mit direkter Radanbindung (Felge) bzw. unter Verwendung eines zwischengeschalteten Untersetzungsgetriebes, meist in der Form eines Planetenradsatzes. Den Vorteilen durch Einbindung in das Hybridkonzept des Fahrzeuges mit Nutzung des Rekuperationspotentials, Unterstützung der Verbrennungskraftmaschine für effizienteren Betrieb (Betriebspunktverschiebung) und akustischen Vorteilen stehen Nachteile wie beschränkter Bauraum und erhöhte ungefederte Radmassen (bis zu 20 kg bei Radnabenantrieben) gegenüber. Neuartige Konzepte für Feder-Dämpferelemente und ausreichende Kühlung der Elektromotoren stellen hier wesentliche Kriterien für eine erfolgreiche Umsetzung dar. Unterschiede zu den klassischen Allradsystemen ergeben sich bei elektrischem Achs- bzw. Radantrieb in folgender Hinsicht:

Vorteile hybrider Allradantriebe mit Elektromotor:

- Fahrsituationsunabhängige, radindividuelle Momentenregelung
- Aktuell übertragenes Moment bekannt (Kennfeld)
- Rekuperation im Schub und bei Bremsung
- Keine Verspannung im Antriebsstrang

Nachteile:

- Momentengleichgewicht gemäß Fahrerwunsch erfordert permanente Kommunikation mit dem Steuergerät der Verbrennungskraftmaschine, da keine automatische Momentenumverteilung durch Differential bzw. Allradkupplung vorhanden ist
- Erhöhtes Gewicht (Batterien) im Vergleich zum optimierten konventionellen Allradantriebsstrang mit hoher Leistungsdichte
- Beeinflussung ABS Regelzyklus durch erhöhte Massenträgheit
- Luftkühlung der Motoren durch Fahrtwind meist nicht ausreichend

Die genannten Eigenschaften lassen eine vorwiegende Eignung des elektrischen Rad- bzw. Achsantriebes für bedarfsgerechte Momentenverteilung bei Traktionsverlust an der Primärachse erkennen, siehe Kapitel 5.3. Die Funktionsumfänge, wie sie für die Regelung traditioneller Allradssysteme verwendet werden, müssen an die geänderten Anforderungen angepasst werden, oben genannte Punkte stellen dabei nur die wichtigsten, zu berücksichtigenden Unterschiede dar.

3.2 Passive Systeme

Hinsichtlich der Mindestanforderung, Allradantrieb verfügbar zu haben wenn er gebraucht wird, ist die Verwendung eines Systems das auf überhöhten Schlupf⁴ eines Rades bzw. einer Achse selbst reagiert (Selbststreckeffekt) zielführend. Einen qualitativen Vergleich aktiver und passiver Systeme anhand des Verlaufes von auftretendem Schlupf an der primär angetriebenen Achse und dem dabei an die Sekundärachse⁵ transferierten Antriebsmoment zeigt Abbildung 6. Durch Nachteile wie Verspannung, Mehrverbrauch und der fehlenden Möglichkeit einer Optimierung bzw. Adaption des Fahrverhaltens in Verbindung mit anderen aktiven Systemen im Bereich Antrieb und Chassis, sind rein passive Systeme in den Hintergrund gerückt. Differenzdrehzahlfühlende Systeme wie die Geromatic[®] [4] (Generieren von Hydraulikdruck durch Differenzdrehzahl Δn der Achsen und Betätigung eines Lamellenpakets mittels Kolben) oder die Viskokupplung (Momentenübertragung durch Scherströmung mittels Lamellen in fluidem Silikon) haben sich in der Form ohne Abschaltmöglichkeit nur vereinzelt durchgesetzt, da eine Kompatibilität mit ESP bzw. ABS nur eingeschränkt gegeben ist, siehe Kapitel 3.4.11.

Zur Gruppe der passiven Systeme zählt auch das Torsen[®]-Differential [7] (Torque Sensing Differential), das situationsspezifisch durch gezielte innere Reibung ein Sperrmoment generiert, das durch Verzahnungsreibung bzw. unterschiedliche Reibelemente (Scheiben) für Antrieb und Schub eingestellt werden kann, siehe 3.4.5. Dieses System arbeitet ohne zusätzliche Elektronik und ist kompatibel mit ESP. Ein Vorteil von differenzdrehzahlfühlenden Systemen (selbstregelnd) ist, dass aufgrund meist schlupfenden Zustandes das übertragene Moment aus der Kennlinie (temperaturkompensiert) berechnet werden kann oder mittels Druckaufnehmer indirekt bestimmbar ist. Zustände mit übersperrter Kupplung kommen dabei nur selten vor. Einen Vergleich charakteristischer Kennlinien abhängig von der Differenzdrehzahl zeigt Abbildung 5.

⁴ Hierfür wird der Betrag der Differenz aus Radumfangs- und Radmittelpunktgeschwindigkeit mit der Umfangsgeschwindigkeit (Antriebsfall) bzw. mit der Radmittelpunktgeschwindigkeit (Bremsfall) in Beziehung gesetzt, siehe auch Glg. 1

⁵ Als Sekundärachse wird jene Achse bezeichnet, die durch ein Kupplungsallradsystem zusätzlich angetrieben wird

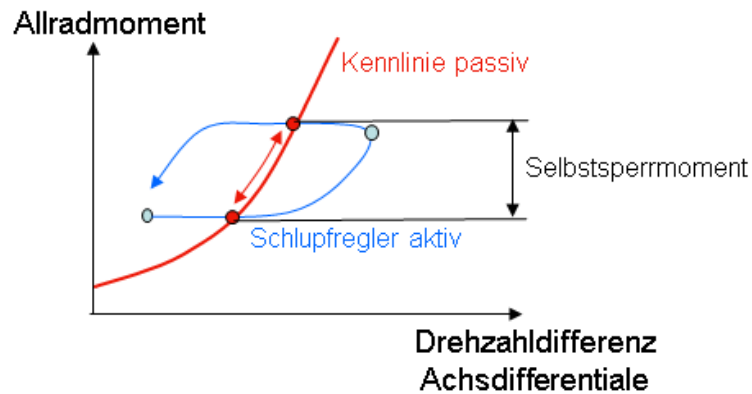


Abbildung 6: Selbstregelungseffekt und aktive Schlupfregelung

Die Steifigkeit der Kennlinie ist hierbei maßgeblich für das dynamische Verhalten (Reaktionszeit) bei bestimmten Traktions- und Fahrdynamikkriterien verantwortlich. Beim Torsen[®]-Differential erfolgt der Transfer von Moment, das an einer Achse nicht übertragen werden kann unmittelbar, siehe Abbildung 5. Ist das übertragene Moment kleiner dem Selbstsperrmoment, siehe Abbildung 21, so sperrt das Differential, darüber erfolgt im Torsen[®]-Differential ein Drehzahlausgleich.

3.3 Semi-aktive Systeme

Bei semi-aktiven Systemen wird der Steuerbereich für das maximal übertragbare Moment durch die Abhängigkeit von der Differenzdrehzahl regeltechnisch beeinflussbar. Vertreter dieser Bauart sind drehzahlfühlende Systeme wie die Viscomatic[®] [3] (Kennlinienverstellung durch Abstandsregelung der Lamellen) sowie die Pro-Active[®]-Kupplung (Anpassung der Kennlinien durch schaltbare Blendenöffnungen und Momentenregelung innerhalb des differenzdrehzahlabhängigen Momentenpotentials mittels Druckregelventil), siehe Abbildung 5. Die Beschränkung des Momentenstellbereichs erfolgt nach oben durch die Kennlinie bei geschlossenem Hydraulikkreislauf (Pumpenleckage) sowie nach unten durch ein Mindestmoment bei offenem Hydraulikkreislauf (Schleppmoment). Ebenfalls zu dieser Kategorie zählt das elektromechanische System ITCC[®] [40], das bei vorhandener Differenzdrehzahl mittels eines Elektromagneten eine Pilotkupplung (Kugelrampensystem) bedient und damit das Lamellenpaket der Hauptkupplung aktuiert.

Der charakteristische Unterschied zu den aktiven Systemen ist durch die Notwendigkeit eines Schlupfes zwischen den Achsen bzw. Rädern gegeben, was das Traktionspotential entsprechend der zugrundeliegenden Kennlinie und fehlender Vorsteuerung etwas verschlechtert. Am deutlichsten macht sich dieser Unterschied im Vergleich zu vorgesteuerten Systemen durch eine etwas größere Ansprechverzögerung bei Anfahrmanövern mit inhomogenem Strassenreibwert (μ -step Bedingung) bemerkbar. Die unterschiedlichen Systeme führen zu einer vom Einsatzfall (Architektur, Reibwert, Beschleunigung...) abhängigen Momentenverteilung, deren Bereich durch die Systemparameter einstellbar ist.

Eine Darstellung des Momentenverteilungsbereiches unterschiedlicher Allradsystemtypen zeigt Abbildung 7.

Momentenverteilung diverser Allradsysteme

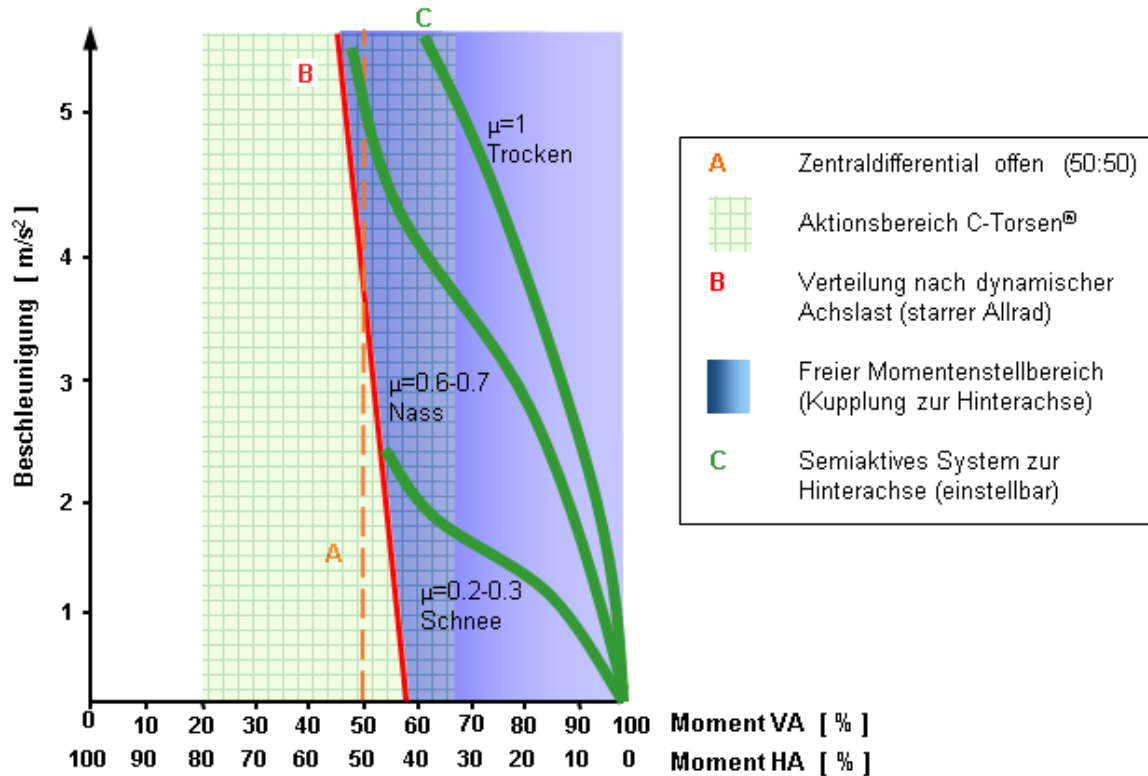


Abbildung 7: Momentenverteilungen unterschiedlicher Allradkategorien

Eine markante Grenze, siehe Linie B in Abbildung 7, stellt hier die Verteilung bei gekoppelten Achsen, also haftender Lamellenkupplung dar, die bei Annahme homogener Reibwertverhältnisse hauptsächlich von den Fahrzeugparametern Schwerpunktlage und Radstand sowie von der Längsbeschleunigung abhängt. Da diese Parameter teilweise variieren ergibt sich bei diesem Systemzustand eine Antriebskraftverteilung die sich automatisch einstellt.

3.4 Systemeigenschaften und Einflüsse

Abhängig vom Systemtyp und dessen Anordnung in einer Antriebsstrangarchitektur unterliegt eine akzeptable Auslegung eines Traktionssystems einer Vielzahl von Einflüssen. Diese Einflüsse zu kennen und die Auswirkungen abschätzen zu können ist unverzichtbar, um eine vorliegende Systemapplikation effizient und mit einem optimalen Endergebnis umzusetzen. Nachfolgend wird eine möglichst vollständige Übersicht über Möglichkeiten und Problematiken durch vorhandene Systemspezifika gegeben, die ggf. um quantitative Aussagen ergänzt wird, um damit die Basis für ein besseres Verständnis nachfolgender Kapitel zu schaffen.

3.4.1 Wirkungsgrad und Verbrauch

Eine theoretische Betrachtung zur Effizienz der Antriebskraftverteilung φ [15], basierend auf Antriebsmoment D , Rollwiderstandsmoment R , Fahrzeuggeschwindigkeit v , dynamischem Reifenradius r_{dyn} , Raddrehzahl ω und Schlupf i reduziert die Gesamteffizienz η auf die beiden Verlustanteile für Fahrwiderstand η_r (Antriebs-effizienz) und Reifenschlupf η_s (Schlupfeffizienz), siehe Glg. 1.

$$\eta = \frac{(D - R)v}{Dr_{dyn}\omega} = \left(1 - \frac{R}{D}\right) \cdot (1 - i) = \eta_r \eta_s, \quad \text{mit} \quad i = 1 - \frac{v}{r_{dyn}\omega} \quad \text{Glg. 1}$$

Die Anwendung dieses Zusammenhanges auf beiden Achsen eines Fahrzeuges führt zu

$$\eta = \frac{(D_F - R_F)v + (D_R - R_R)v}{D_F r_{dyn_F} \omega_F + D_R r_{dyn_R} \omega_R} \quad \text{Glg. 2}$$

Isolieren des Ausdruckes für die Schlupfeffizienz η_s , Einführung der Schlüpfe $i_{F,R}$ nach Glg. 1 und Definition der Antriebsverteilung φ mit

$$\varphi = \frac{D_R}{(D_F + D_R)} \quad \text{Glg. 3}$$

führt schließlich zur Reifenschlupfeffizienz nach

$$\eta_s = 1 - \frac{i_F(1 - i_R) - (i_F - i_R)\varphi}{1 - i_R - (i_F - i_R)\varphi} \quad \text{Glg. 4}$$

Den Verlauf der Schlupfeffizienz bei konstanter Antriebsmomentverteilung zur Hinterachse φ bzw. konstantem Vorderachsschlupf i_F zeigt Abbildung 8.

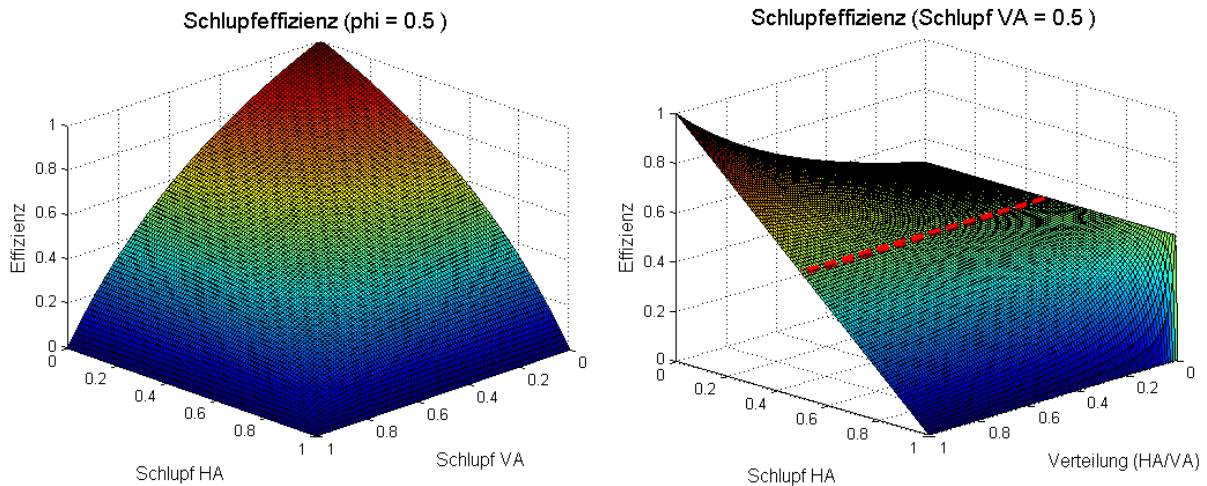


Abbildung 8: Theorie der Schlupfeffizienz eines Allradantriebs

Bei der Suche nach dem Maximum liefert ausgeglichener Schlupf zwischen den Achsen (starre Achskoppelung) als einzige erlaubte Lösung, für eine 0 gesetzte erste partielle Ableitung der Schlupfeffizienz nach der Verteilung, siehe Glg. 5, nur einen Wendepunkt (zweite Ableitung gleich 0) im Verlauf der Schlupfeffizienz einer Allradanordnung. Frühere Annahmen, mit ausgeglichenem Schlupf zwischen den Achsen eine optimale Schlupfeffizienz in allen Situationen zu erreichen, treffen somit nicht zu.

$$\frac{\partial \eta_s}{\partial \varphi} = \frac{(1-i_F)(1-i_R)(i_F-i_R)}{[1-i_R-(i_F-i_R)\varphi]^2} = 0$$

Glg. 5

Die Übertragungseffizienz von Sekundär- und Primärachse unterliegen, wie nachfolgend gezeigt wird, zahlreichen Einflüssen. Die Annahme gleicher Antriebs-effizienz der Achsen entspricht somit nicht den realen Verhältnissen.

Allradfahrzeuge haben konstruktionsbedingt den Nachteil eines erhöhten Kraftstoffverbrauchs. Die Gründe dafür sind im Wesentlichen durch das erhöhte Fahrzeuggewicht, zusätzliche Verluste in Allrad- und Achswinkelgetrieben (beeinflussbar durch die Momentenverteilungsstrategie) sowie ggf. durch Verspannung des Antriebsstranges und damit erhöhter Schlupf-Verlustleistung in den Reifen gegeben. Der rein durch die erhöhte Fahrzeugmasse verursachte Verbrauchsnachteil wird in der Literatur bei Betrachtung des neuen europäischen Fahrzyklus NEFZ mit einem durchschnittlichen Wert von 0.18 l/100km für Dieselmotoren und 0.25 l/100km bei Benzinmotoren angegeben [11], [41].

Bei den Verlusten in realen Allradgetrieben unterscheidet man zwischen lastabhängigen und lastunabhängigen Verlusten, auch Schleppverluste genannt. Ein Beispiel für die Verlustaufteilung eines Verteilergetriebes zeigt Abbildung 9.

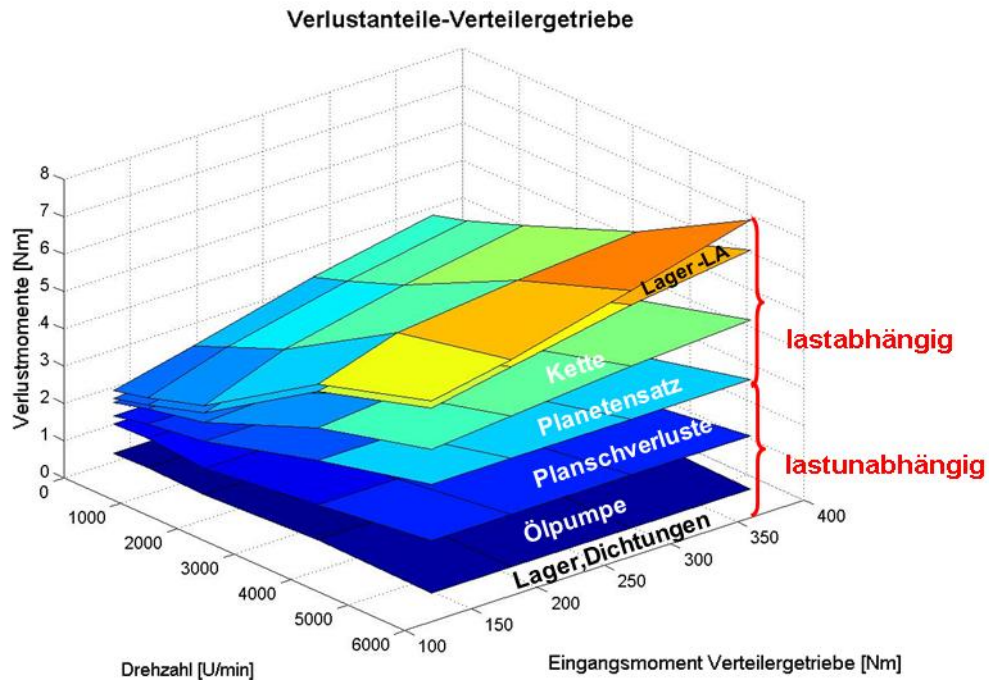


Abbildung 9: Verlustmomente eines Verteilergetriebes

Auch wenn sich die hauptsächlich von den Parametern Drehzahl, Temperatur und Ölmenge abhängigen lastunabhängigen Verluste bei Raumtemperatur nur im einstelligen Momentenbereich befinden, sind sie im relevanten Verbrauchszyklus NEFZ, in dem das durchschnittliche Kardanmoment für ein Mittelklassefahrzeug 50-80 Nm beträgt, die Hauptverursacher für Verluste. Abbildung 10 zeigt eine Momentenklassierung der Verweildauer des Kardanmomentes für ein Mittelklasse-SUV im NEFZ-Zyklus.

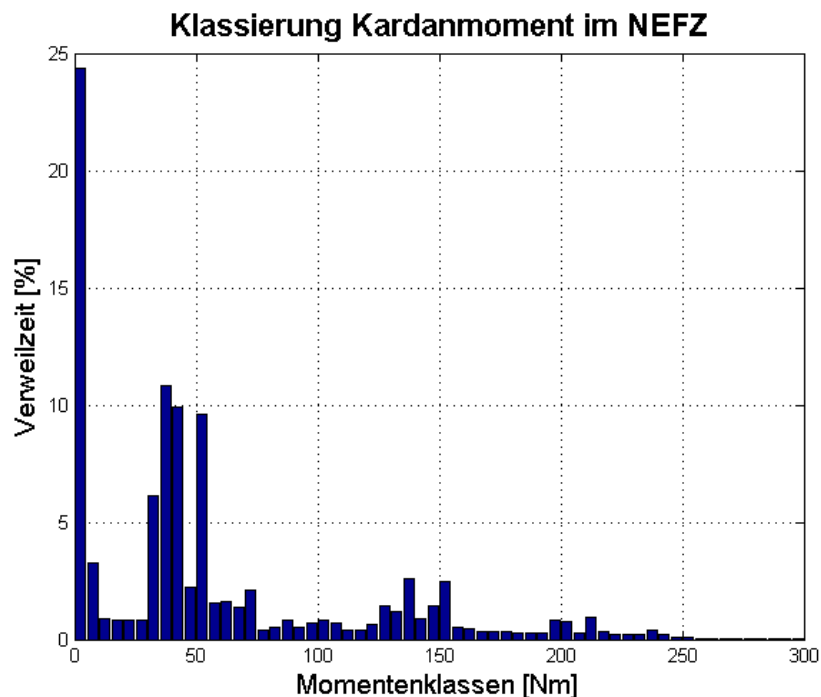


Abbildung 10: Klassierung Momentenverweildauer im NEFZ

Bei niedrigen Aggregattemperaturen (bis -35°C) können die Schleppverluste bereits in einem Bereich von 10-50 Nm liegen was bei Fahrzeugen mit geringem Radstand speziell bei Eis- und Schneefahrbahn einen erheblichen Einfluss auf die Fahrdynamik haben kann. Vor allem bei der Standardanordnung mit Quermotor vorne und Allradkupplung zur Hinterachse kann ein wesentliches Potential an Verbrauchersparung ausgeschöpft werden, wenn weniger Antriebsmoment über die beiden Winkeltriebsätze des Sekundärtriebsstranges übertragen wird. Der Grund dafür liegt in einem schlechteren Wirkungsgrad der Hypoidverzahnung (Bogenverzahnung) von Winkelgetrieben im Vergleich zur Stirnradstufe des primären Antriebsstranges der genannten Anordnung. Abbildung 11 zeigt Ergebnisse für das Verbrauchersparungspotential bei Simulationen mit stufenweiser Variation der Antriebsmomentverteilung von vollständig gesperrter Allradkupplung bis zum reinen Frontantrieb im NEFZ.

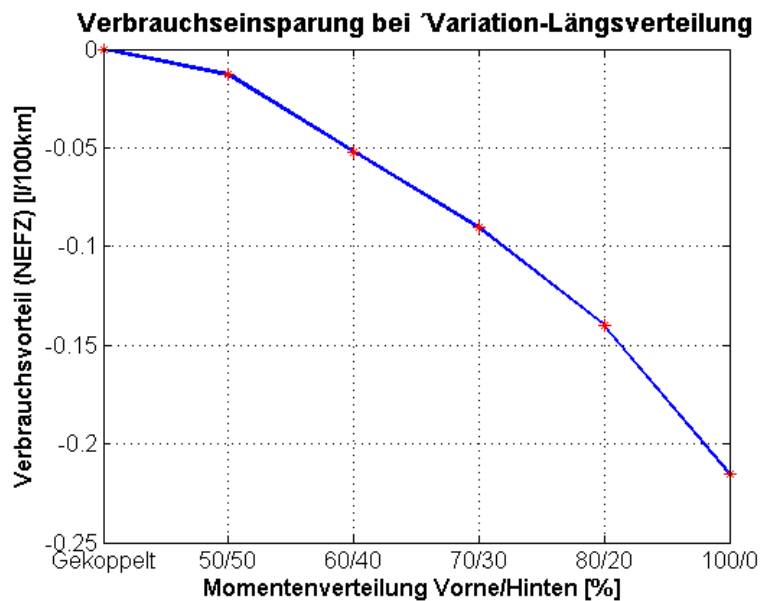


Abbildung 11: Verbrauchersparung durch Momentenverteilung

Zu erwähnen ist auch, dass Verluste durch Schlupf in der Allradkupplung im Vergleich zu Wirkungsgradverlusten in den Winkelgetrieben der Achsen des Sekundärtriebsstranges geringer ausfallen, hinsichtlich Geräusch, siehe 3.4.9, und Überhitzung jedoch kritisch werden können. Abbildung 12 stellt für ein Hang-On⁶ Allradsystem zur Hinterachse und einen konstanten Betriebspunkt der Verbrennungskraftmaschine die Verlustanteile durch Achsgetriebewirkungsgrad und Kupplungs- bzw. Reifenschlupf bei Änderung der Antriebskraftverteilung von 60/40 zu 50/50 isoliert dar. Daraus ist vor allem bei höheren Gängen und somit niedrigeren Kardanwellenmomenten die untergeordnete Bedeutung von Schlupfverlusten im Vergleich zum Achsgetriebewirkungsgrad ersichtlich.

⁶ Als Hang-On bzw. auch On-Demand Allradsysteme werden Antriebsstranganordnungen verstanden, bei denen eine Achse (Primärachse) permanent angetrieben wird und bei Bedarf abhängig von einer zugrundeliegenden Verteilungsstrategie Antriebsmoment an die zweite Achse transferiert wird

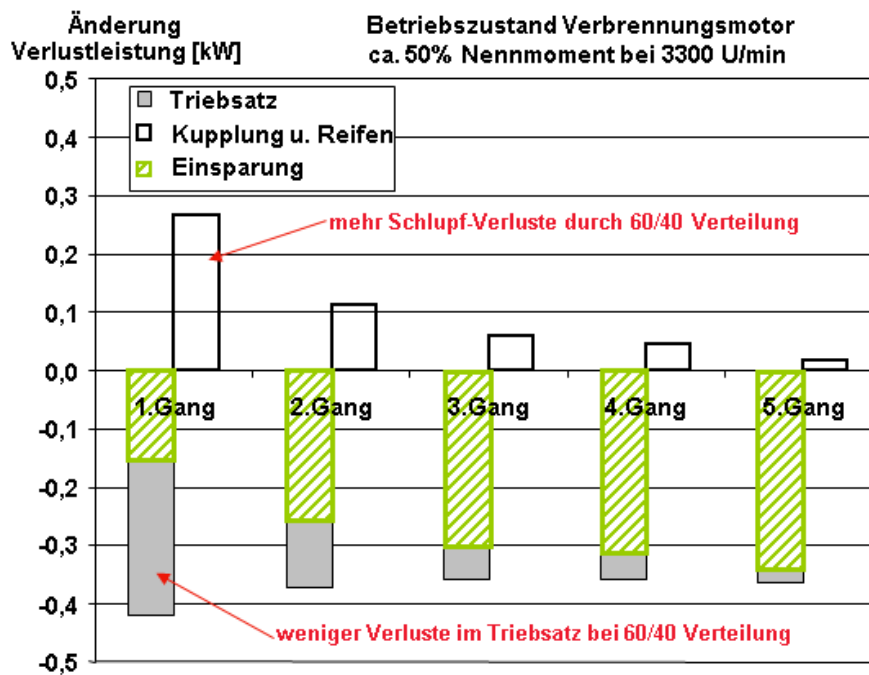


Abbildung 12: Verlustleistung durch Kupplung/Reifen bzw. Triebsatz

Oben genannte Verbrauchseinsparungspotentiale, erzielbar durch Variation der Verteilung bei einem Kupplungsallradssystem zur Hinterachse, sind für Allradssysteme mit einer Längsanordnung der Verbrennungskraftmaschine nicht in dieser Höhe erschließbar, da die Momentenübertragung an jeder Achse über einen Triebsatz erfolgt. Die Aussage gilt bei Annahme gleichen Wirkungsgrades. Hier sind lediglich die lastabhängigen Verluste des Verteilergetriebes (Stirnräder oder Kette, Lagerung) einsparbar, siehe Abbildung 9. Zusätzliches Potential ist hier durch Stilllegung des Sekundärantriebsstranges und damit Vermeidung der Beschleunigung rotierender Massen vorhanden, siehe Abschnitt 3.4.8. Weiters ergeben sich bei Allradssystemen Effizienz Nachteile durch negative Beeinflussung der Aerodynamik zufolge meist offener Unterböden zum Zweck der Aggregatekühlung sowie einer erhöhten Bodenfreiheit zur Unterstützung entsprechender „Off-Road“ Tauglichkeit.

3.4.2 Reifen

Nachfolgend werden die maßgebenden Einflüsse durch Reifenbeschaffenheit und Untergrund auf die Auslegung von Allradssystemen dargestellt [42], [43]. Grundsätzlich kann gesagt werden, dass der Unterschied zwischen guten und weniger guten Reifen hinsichtlich übertragbarer Reifenkräfte durch den Einsatz elektronischer Fahrdynamikregelsysteme in Fahrwerk und Antriebsstrang teilweise kompensiert werden kann. Der Reifen ist das limitierende Element für die Höhe des Traktionspotentials, das durch ein gut abgestimmtes, geregeltes Allradsystem erschlossen werden kann. Für repräsentative Vergleichsfahrten bzw. Vergleichssimulationen unterschiedlicher Antriebsstrangsysteme ist auf die Verwendung gleicher Reifen zu achten. Grundsätzlich wird bei der Charakteristik eines Reifens in Sättigungscharakteristik und Abreißcharakteristik mit einem ausgeprägtem Maximum unterschieden, siehe Abbildung 77. Da Traktionssysteme speziell auf Schnee und Eis vorteilhaft sind, ist dem Winterreifen entsprechende Aufmerksamkeit zu widmen. Einen Kompromiss zwischen Sommer und Winterreifen stellen Ganzjahresreifen

(„All-Season“-Reifen) dar, welche vor allem auf Schnee hinsichtlich Traktion einen merkbaren Nachteil verglichen zu echten Winterreifen aufweisen.

Betrachtet man die Reifenschlupfkurve mit ihren Bereichen für Mischungswirkung⁷ und Profilwirkung⁸, siehe Abbildung 13 [43], so unterscheidet sich der Winter- von einem Sommerreifen durch eine etwas flachere Anfangssteigung, auch Schlupfsteifigkeit genannt, und einen höheren Schlupfwert an der Stelle des Maximums der übertragbaren Reifenlängskraft. Die Anfangssteigung hängt dabei im wesentlichen von der Aufstandskraft und der damit steigenden Astandfläche (Reifenlatsch) und nicht von den Reibwertverhältnissen ab. Je nach Reifen und Fahrbahnbeschaffenheit kann die Lage des Maximums im Bereich von 8-25 % Radschlupf liegen.

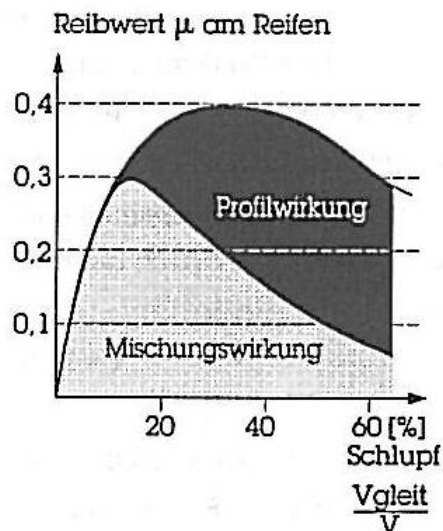


Abbildung 13: Einflüsse Reifenkennlinie

Während bei einem Sommerreifen die Längssteifigkeit c_x [N/%] etwa der Quersteifigkeit c_y [N/%] entspricht ist ein Winterreifen in Längsrichtung weicher. Die Bandbreite der Schlupfsteifigkeit zwischen einem Winterreifen und einem sportlichen Sommerreifen kann im Extremfall Faktor 1.5 bis 2 betragen. Das bedeutet, dass bei einem Kupplungsallradssystem zur Vorderachse mit weicherem Reifen beim Einlenken länger bzw. mehr Moment nach vorne übertragen werden kann, da die kinematisch bedingte Geschwindigkeitsdifferenz der Achsen dadurch teilweise kompensiert wird. Um dieses Potential zu nutzen müssen die Reifeneigenschaften etwa durch ein intelligentes Reifeninformationssystem [44] bekannt sein, da eine Online-Erkennung der Reifenlängssteifigkeit [45] rein aus Standardfahrzeugdaten nicht mit ausreichend hoher Genauigkeit möglich ist. Untersucht man den Einfluss der Längssteifigkeit auf das Übertragungspotential eines differenzdrehzahlführenden Systems, so erkennt man eine relevante Abhängigkeit. In Abbildung 14 ist für eine mittlere und eine steife Kennlinie eines drehzahlführenden Allradsystems, siehe Abbildung 18 rechts, ein Vergleich des sich einstellenden Sekundärmomentes für einen Sommerreifen und einen Winterreifen dargestellt⁹.

⁷ Die Mischungswirkung bezeichnet den Einfluss der Gummimischung des Reifens auf die Kraftübertragung

⁸ Als Profilwirkung wird der Einfluss der Ausgestaltung der Laufflächengeometrie und dem Lamellendesign verstanden (Verzahnung der Profilkanten mit der Fahrbahn)

⁹ Dem Vergleich zugrundeliegende Annahmen: V_{KFZ} 80 km/h, Aufstandskraft 3000 N vorne/hinten, Längssteifigkeit (linearisiert): Winterreifen 43000 N/-, Sommerreifen 75000 N/-

Hier sieht man neben einem höheren Moment der Sekundärachse für den Winterreifen die Abnahme des Unterschiedes zwischen Winter- und Sommerreifen mit höherer Allradsystemsteifigkeit. Das höhere Momentenpotential des Winterreifens ist bei der Auslegung der Allradsystemsteifigkeit, siehe Abbildung 18 rechts, entsprechend zu berücksichtigen.

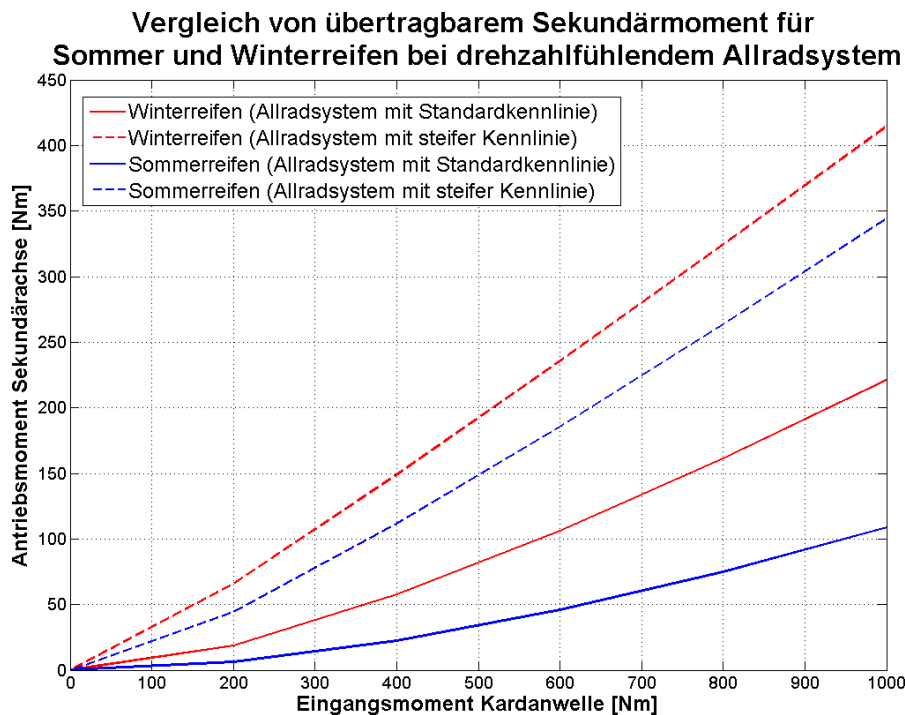


Abbildung 14: Sekundärkardanmoment bei drehzahlfühlendem Allradsystem

Spezifisches Verhalten zeigt ein Reifen auch auf Gras oder sandigem Untergrund. Zu hoher Schlupf eines Reifens auf Grasnarbe führt zu einem schlagartigen Einbruch der übertragbaren Längskräfte auf dieser Achse. Bei Fahrt im Sand führt erhöhter Schlupf bereits bei weniger als einer Umdrehung zu einem Eingraben der Räder bzw. eines einzelnen Rades und durch einen starken Anstieg des auf Sand grundsätzlich höheren Fahrwiderstandes schnell zum Stillstand.

In den meisten Allradanwendungen ist eine Online-Erkennung und Kompensation unterschiedlicher Reifendurchmesser realisiert um Blindmomente und damit eine erhöhte Antriebsstrangbelastung zu verhindern, siehe Abschnitt 3.4.3.

Eine große Herausforderung, die weiteres Potential für die Effizienzsteigerung von Allradantrieben birgt, ist eine Online-Identifikation des Fahrbahnreibwertpotentials. Eine Reihe von Untersuchungen mit unterschiedlichen Ansätzen haben sich in der Vergangenheit dem Problem angenähert [46], [45], [47], [48] sich aber aus Gründen wie schwieriger prädiktiver Sensierung, unzureichender Korrelation mit dem tatsächlichen, inhomogenen Reibwertpotential oder zu hohem Installationsaufwand für den Serieneinsatz noch nicht durchgesetzt. Gefordert sind hier vor allem Reifenhersteller, die durch Kenntnis der Vorgänge im Reifenlatsch dem Problem wohl am nächsten sind. Eine aktive Vermeidung von erhöhtem Radschlupf durch ausreichende Vorsteuerung von Allradmoment bzw. ein sensibel abgestimmter Schlupfregler stellen hier die übliche Vorgehensweise dar.

3.4.3 Antriebsstrangverspannung und Achsübersetzungsunterschiede

Die geometrisch bedingte Differenzdrehzahl zwischen Vorder- und Hinterachse bei Kurvenfahrt führt bei verhindertem Drehzahlausgleich (übersperrte Allradkupplung) zum bekannten Problem der Verspannung, wodurch die Vorderachse in den Schubzustand geht und an der Hinterachse verstärkt angetrieben wird, siehe Abbildung 52. Diese generierten Blindmomente führen zu einer erhöhten Belastung des Antriebsstranges. Ab einem gewissen Verspanngrad erfolgt eine spürbar ruckartige Entspannung über erhöhten Reifenschlupf oder eine schlupfende Allradkupplung, was meist als unkomfortabel empfunden wird. Eine Näherung für den kinematischen Kurvenschlupf sl_{kurv} , der als Quotient von Achsdifferenzgeschwindigkeit dv_{Achs} und Fahrzeuggeschwindigkeit v definiert wird, gibt Glg. 6 wieder.

$$sl_{kurv} = \frac{dv_{Achs}}{v} = \frac{1}{R_k^2} \cdot \left[\frac{l^2}{2} - \left(\frac{v}{c_{korr}} \right)^2 \right] \quad \text{Glg. 6}$$

Diese Abhängigkeit berücksichtigt den Kurvenradius (Krümmungsradius) R_k , den Radstand l sowie einen Korrekturfaktor c_{korr} . Den Verlauf in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Krümmungsradius zeigt Abbildung 15.

Kinematischer Längsschlupf (Schräglaufr korrigiert)

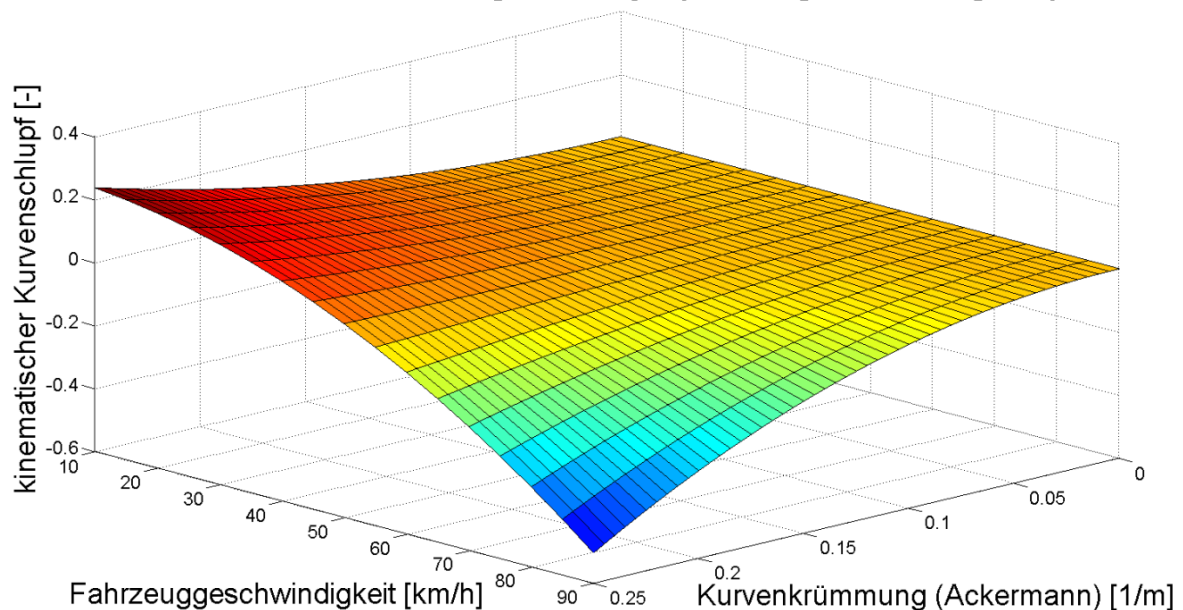


Abbildung 15: Kinematischer Achsschlupf bei Kurvenfahrt

Dieser kinematische Achsschlupf ist im Geschwindigkeitsbereich bis etwa 50 km/h verspannungsrelevant und wird dann durch zunehmenden Schräglaufr an beiden Achsen kompensiert, siehe Abbildung 16 [49].

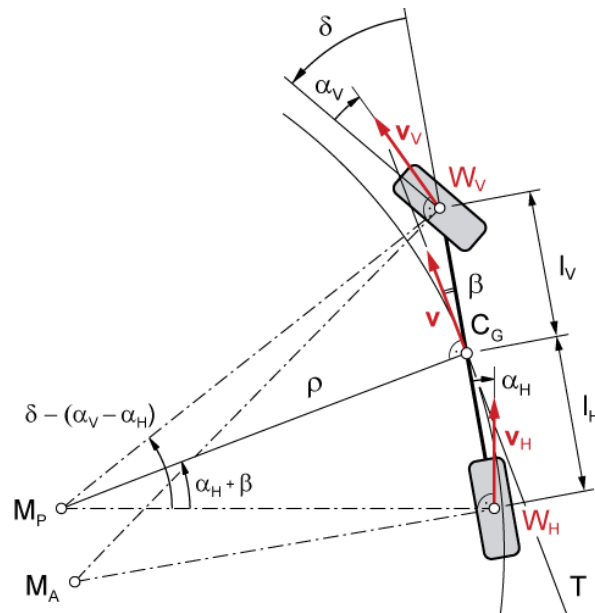


Abbildung 16: Lenken mit und ohne Schräglauf (Ackermann)

Der Kurvenschlupf bzw. Lenkwinkel δ , bei dem Verspannen beginnt, erhöht sich mit zunehmendem Antriebsmoment. Ebenso erhöht sich durch einen weicheren Reifen (Winterreifen) der kinematische Schlupf ab dem der Antriebsstrang bei gleichem Antriebsmoment verspannt. Bei höheren Antriebsmomenten nimmt der zulässige Lenkwinkel (Kurvenschlupf) wieder ab, da es zu einer Überschreitung des Traktionspotentials an der Hinterachse und somit zu einem Durchdrehen meist am kurveninneren Rad kommt, siehe Abbildung 17.

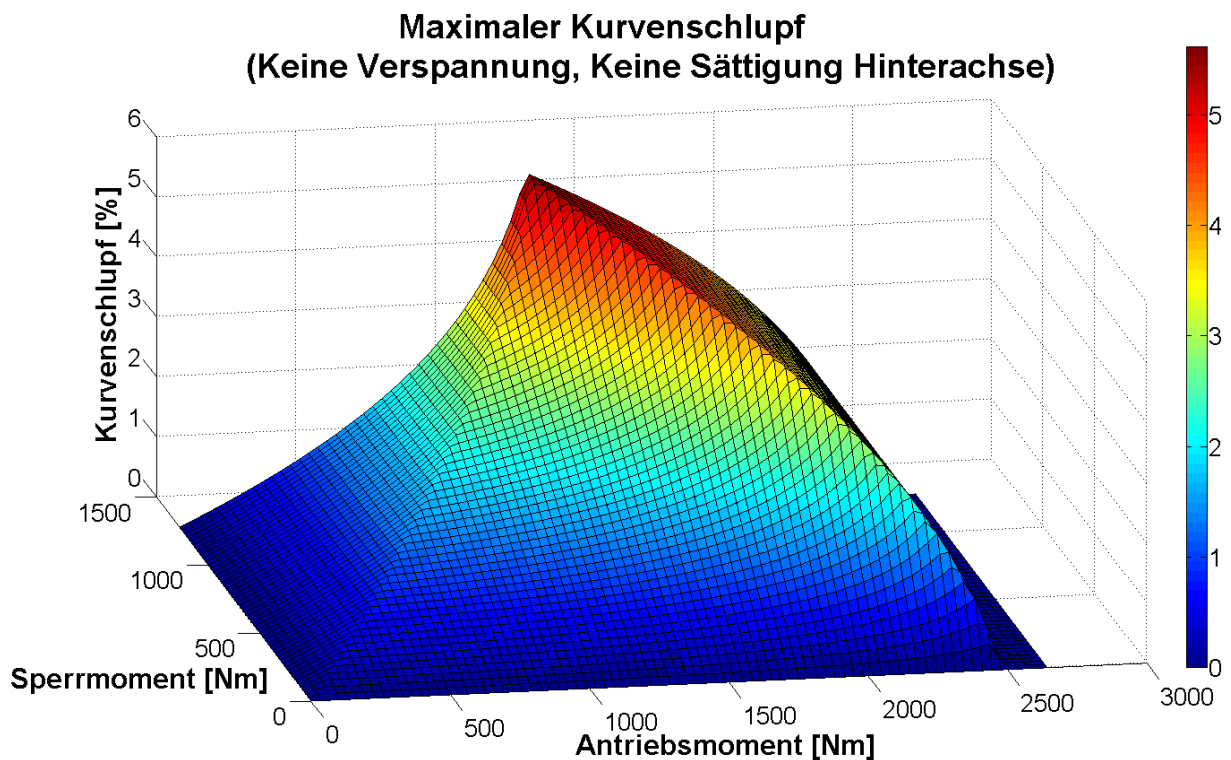


Abbildung 17: Schlupf bei Verspannbeginn und maximaler Hinterradlast

Um den Bereich gezielter Lastverteilung zwischen den Achsen zu erweitern (schlupfende Allradkupplung) besteht die Möglichkeit unterschiedliche Achsgetriebeübersetzungen zu installieren.

Bei schlupfender Kupplung kann das übertragene Moment gezielt eingestellt werden und man ist nicht wie beim starr gekoppelten Allradantrieb durch eine passive Antriebsmomentenverteilung, die sich gemäß der Radlastverteilung einstellt, limitiert. Der Zustand der Achskoppelung wird damit zu anderen Lenkwinkeln bzw. Momenten verschoben.

Hauptsächlich wird diese Möglichkeit bei Allradkupplungen zur Vorderachse angewandt, um in der Kurve länger bzw. mehr Moment zur Vorderachse übertragen zu können. Aber auch bei Hang-On Allradsystemen zur Hinterachse ist dies eine Möglichkeit, um ein Fahrzeug mit differenzdrehzahlfühldendem System etwas heckbetonter auszulegen. Wegen einer negativen Auswirkung auf die Übertragungseffizienz des Sekundärtriebsstranges und der resultierenden Problematik hinsichtlich thermischer Belastung und Reiblamellenverschleiß sind nur Unterschiede in der Achsübersetzung von wenigen Prozent umsetzbar.

Vom Standpunkt der Fahrdynamik wird eine Änderung der Achsübersetzung zur Unterstützung der Kurvendynamik im Antriebsfall durch eine spätere Übertragung von Bremsmoment auf die Sekundärachse beim Lastwechsel bzw. im Schubzustand erkaufte. Der zugrundeliegende Antriebsstrang für eine Variantenstudie mittels Simulation war durch Quermotorisierung mit Hinterachsantrieb über zwei Winkelgetriebe und eine Allradkupplung zur Vorderachse und Übertragung mittels Stirnradtrieb gegeben. Die Hinterachse dreht dabei um den Übersetzungsunterschied Δi schneller. Wie sich eine Variation des Übersetzungsunterschiedes auf die Momentenverteilung zur Vorderachse bei unterschiedlichen Beschleunigungen geradeaus mit einem semi-aktiven System auswirkt zeigt Abbildung 18.

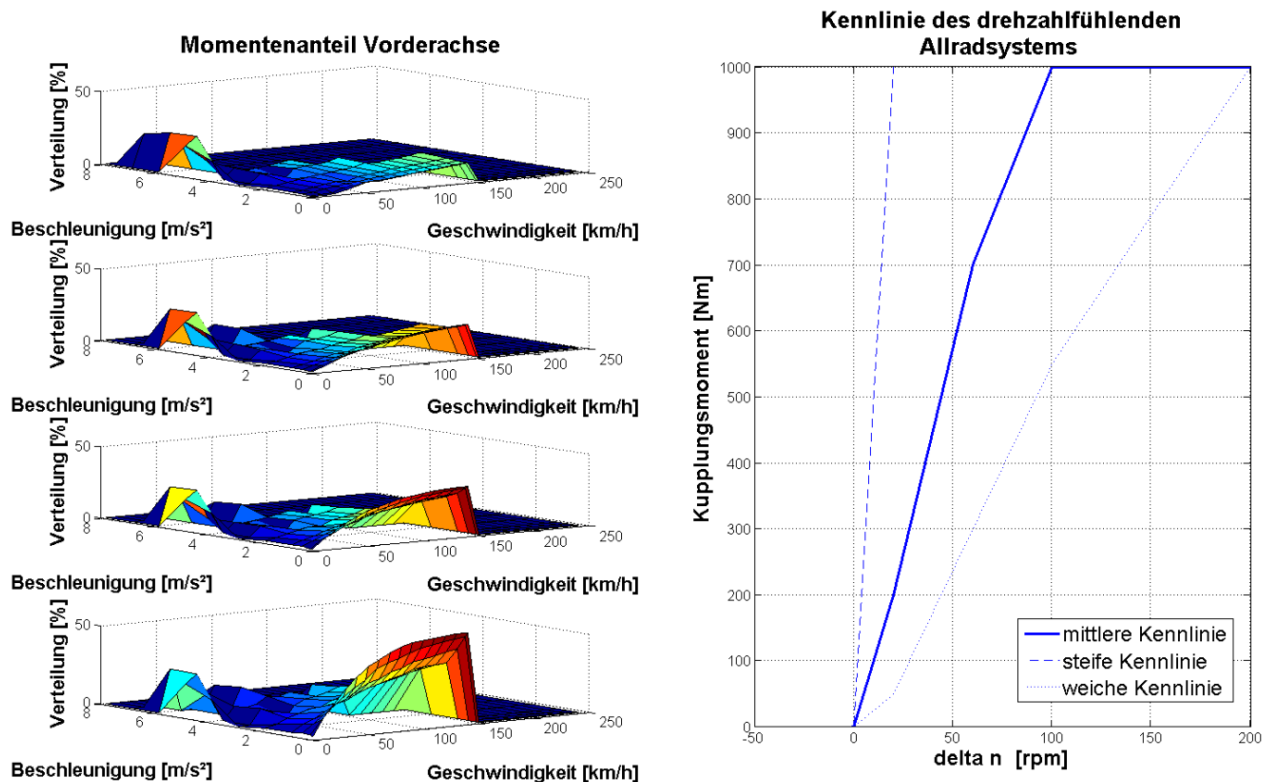


Abbildung 18: Antriebsverteilung bei Übersetzungsunterschied

Die zugeordneten Übersetzungsunterschiede der Achsen für die Bilder links in Abbildung 18 entsprechen von oben beginnend 0, 1, 2 und 3%. Das Antriebsstrang-layout des untersuchten Allradsystems zeigt Abbildung 19.

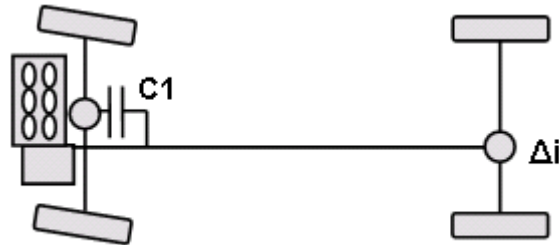


Abbildung 19: Antriebsstrang mit Unterschied der Achsübersetzungen (Δi)

Die Ergebnisse von Verbrauchssimulationen dieser Konfiguration, anhand des Neuen Europäischen Fahrzyklus NEFZ sind in Abbildung 20 dargestellt. Zu erkennen ist zunächst ein Trend mit abnehmendem Verbrauch bei zunehmender Steifigkeit des drehzahlführenden Allradsystems, was durch vorwiegende Nutzung des effizienteren Übertragungspfadess mittels Stirnradtrieb zur Vorderachse erklärt werden kann. Bei sehr steifer Kennlinie und Übersetzungsunterschiede über 2% kehrt sich dieser Trend wieder um.

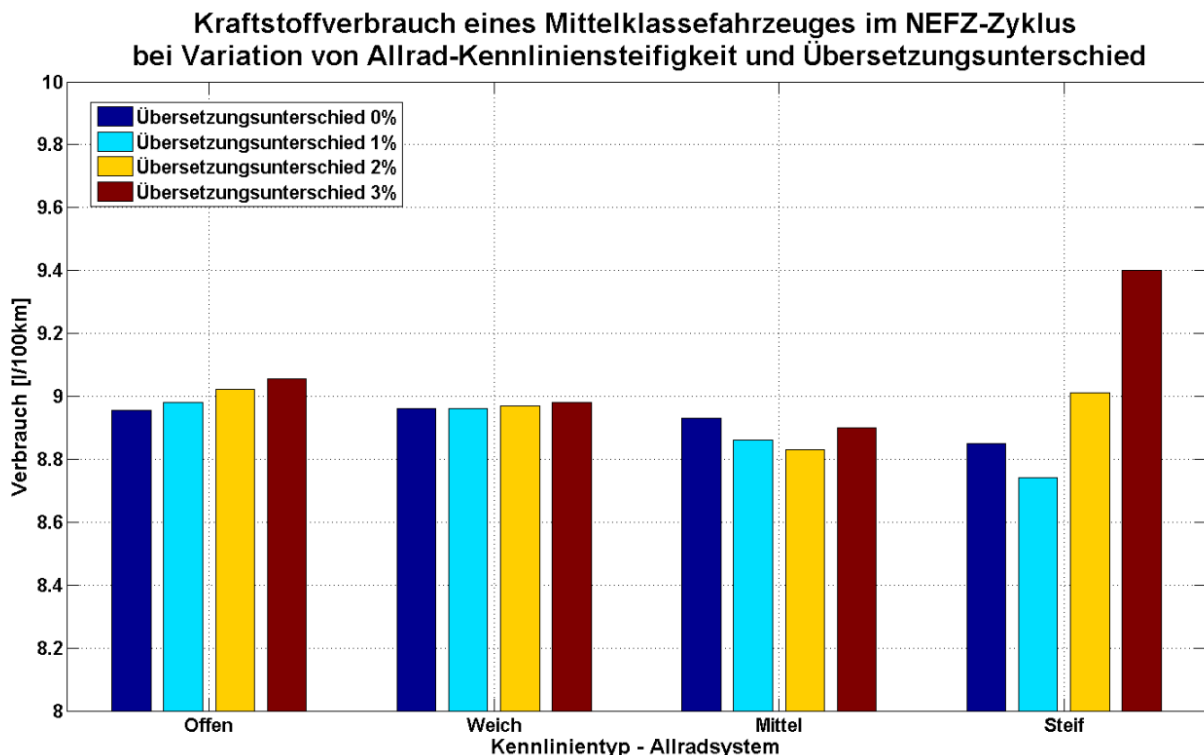


Abbildung 20: Verbrauchssimulation bei Variation von Kennlinie und Übersetzung

3.4.4 Handschaltgetriebe vs. Automatikgetriebe

Ein Nachteil von Handschaltgetrieben ist, dass das Signal zur Beschreibung des Kuppelvorganges der Hauptkupplung nur als Status mit den Zuständen 1 (offen) und 0 (geschlossen) vorliegt. Das ist für die Allradlogik nicht ausreichend, da bereits Moment in relevanter Höhe übertragen wird, wenn dieses schaltet. Für eine höhere Qualität der Steuerung bei Anfahr- bzw. Schaltvorgängen sind zusätzlich Bremse, Fahrpedal und Motordrehzahl zu beobachten. Im Vergleich zu Handschaltgetrieben gestaltet sich die Applikation eines Allradsystems für Automatikgetriebe aufgrund zusätzlich über CAN (Controler-Area Network) verfügbare Informationen etwas leichter. Speziell bei Anfahr- und Schaltvorgängen ergeben sich durch Signale für Istgang, Zielgang und Getriebeübersetzung (Drehzahlsensor am Getriebeausgang) Vorteile wodurch sich das Sollmoment des Allradsystems effizienter berechnen lässt. Die hydrodynamischen Wandler von Standard-Automatikgetrieben sorgen für eine reduzierte Dynamik und entschärfte Momentenspitzen im Antriebsstrang und damit für nicht so hohe Anforderungen an die Stellgeschwindigkeit der Allradaktuatorik. Die Übertragungsfunktion der Wandler ist durch Statussignale und den zusätzlichen Drehzahlsensor am Getriebeausgang hinreichend bekannt. Somit kann auch das eingeleitete Antriebsstrangmoment als eine der wichtigsten Eingangsgrößen eines Allradregelalgorithmus bestimmt werden. Bei Automatikgetrieben ist am CAN-Datenbus zusätzlich zum gerechneten Motormoment ein Fahrerwunschmoment verfügbar, was eine effiziente, schlupfminimierende Vorsteuerung des Traktions-systems begünstigt. Allgemein ist zu sagen, dass Allradfahrzeuge zunehmend mit Automatikgetriebe ausgestattet werden.

3.4.5 Sperrwert

Der Sperrwert ist eine Kenngröße für Differentiale, welche die Höhe der Momentendifferenz zwischen den Differentialausgängen beschreibt, die durch innere, teils gezielte Reibung (Torsen[®]) entsteht. Zwei unterschiedliche Definitionen sind durch die beiden Zusammenhänge für den Sperrwert S und Torque-Bias Tb gegeben, siehe Glg. 7. und Glg. 8. Dabei bezeichnet M_l das linke und M_r das rechte Ausgangsmoment des betrachteten Achsgetriebes.

$$S = \frac{|M_l - M_r|}{(M_l + M_r)} \quad \text{Glg. 7}$$

$$Tb = \frac{M_l}{M_r} \quad \text{Glg. 8}$$

Die im Differential verursachte Verlustleistung P_{reib} ergibt sich abhängig vom Antriebsmoment M_{AN} und den Raddrehzahlen ω_L bzw. ω_R mit

$$P_{reib} = (M_l + M_r) \cdot S \cdot (\omega_L - \omega_R) \quad \text{Glg. 9}$$

Der Sperrwert kann zwischen 15% im Fall eines offenen Differentials und 500% für ein Torsen[®]-Differential des Typs A variieren. Abbildung 21 zeigt den Verlauf des übertragbaren Achsantriebsmomentes eines solchen Selbstsperrdifferentials bei inhomogenen Reibverhältnissen bei maximal übertragbarem Radmoment von 1000 Nm abhängig vom Reibungspotential am Rad mit weniger Traktion. Diese Selbstsperrwirkung stellt sich unmittelbar (Drehzahldifferenz = 0) ein, was somit zum

unerwünschten Effekt der Verspannung bzw. Unstetigkeiten im Lenkmoment bei Anwendung an der Vorderachse und damit zu einer Komfortbeeinträchtigung führen kann.

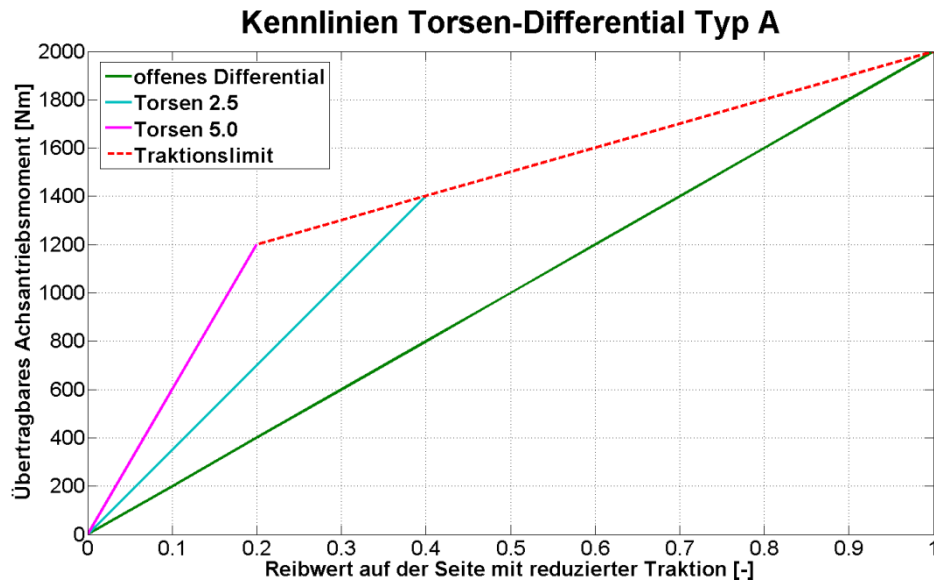


Abbildung 21: Momentenpotential bei unterschiedlicher Sperrwirkung

Nachfolgend ist der Effekt unterschiedlicher Sperrsysteme anhand der Trajektorien bei einem Manöver mit definierter Lenkwinkelrampe bei Anwendung an der Vorderachse dargestellt, siehe Abbildung 22. Die Eigenschaft, dass der Momentenfluss bei einer Sperrwirkung bis zu ausreichender Reduktion der Radlast des kurveninneren Rades in Richtung langsamer drehendem Rad (kurveninnen) gerichtet ist, ist anhand der Trajektorie des Fahrzeuges mit Torsen[®]-Differential mit anfangs untersteuerndem Verhalten gut zu erkennen. Ein elektronisch geregeltes Sperrsystem (e-LSD) kann diese Eigenschaft kompensieren und setzt erst ab dem Zeitpunkt verminderter Traktion am kurveninneren Rad ein.

Trajektorienvergleich von Sperrsystemen bei Lenkwinkelrampe

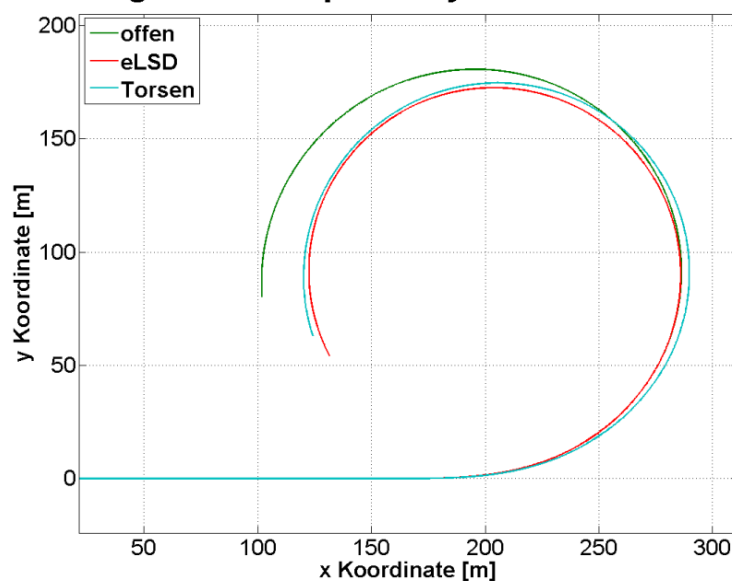


Abbildung 22: Trajektorien verschiedener Sperrern - Manöver Lenkwinkelrampe

Ein Nachteil bezüglich Komfort ergibt sich bei Anwendung einer Sperre an der Vorderachse, wenn unterschiedliche Antriebskräfte an den Rädern zu einem superponierten Lenkmoment am Lenkrad führen [50], [4] siehe auch Abschnitt 3.4.12. Abbildung 23 zeigt den Vergleich des Eigenlenkverhaltens unterschiedlicher Sperrsysteme bei Frontantrieb und einer Mc-Pherson Radaufhängung.

Steuertendenzvergleich von Sperrsystemen bei Stationärer Kreisfahrt

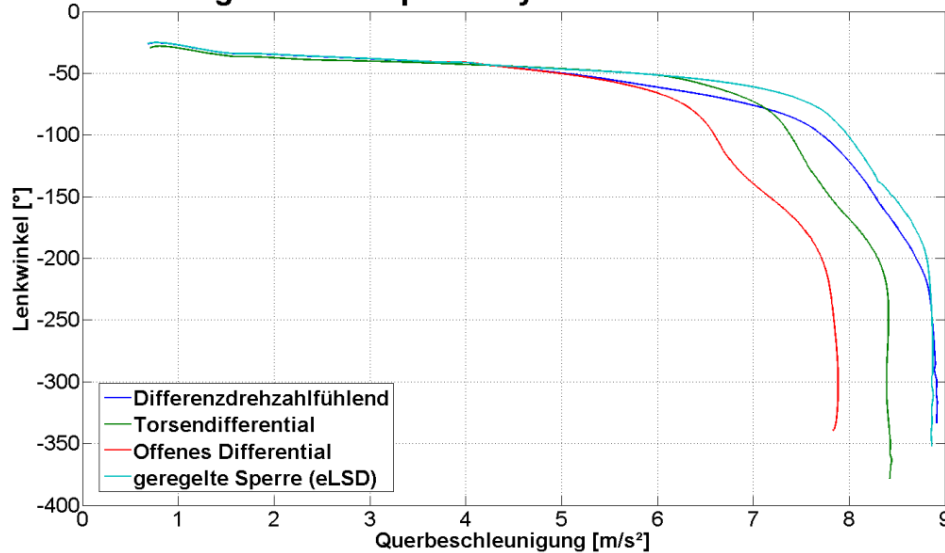


Abbildung 23: Eigenlenkverhalten (simuliert) von Vorderachssperrern

3.4.6 Stellgenauigkeit und Hysterese

Die Genauigkeit der Umsetzung einer Sollmomentenanforderung von intelligenten Steuerlogiken wird durch das Übertragungsverhalten von Aktorik und Kupplung stark beeinflusst. Diese Ungenauigkeit überlagert sich mit jener der in die Steuerung einfließenden Größen wie etwa dem Motormoment und weiteren Unwägbarkeiten der Übertragungskette des Antriebsmomentes zu einer Summenungenauigkeit. Im Vergleich zur Momentensteuerung ist die Genauigkeit bei Regelungsvorgängen (Schlupf- bzw. Gierregler) nicht so wichtig, kann diese jedoch bei zu großer Ungenauigkeit initiieren.

Für optimale Momentenregelung wäre eine Drehmomentenmessung notwendig. Der damit erzielbare Vorteil rechtfertigt die hohen Zusatzkosten eines solchen Messsystems (meist durch Applikation von Dehnmeßstreifen auf Kardan- oder Achswellen) nicht, weshalb der Einsatz auf die Entwicklungsphase beschränkt ist. Differenzdrehzahlführende Systeme (z.B. elektrohydraulisch) bieten hier die Möglichkeit einer guten Abschätzung des tatsächlich übertragenen Momentes, sofern die Momentencharakteristik hinreichend genau bestimmt wurde und eine Temperaturkompensation erfolgt.

Die erzielbare Stellgenauigkeit hängt zusätzlich von der Art der Ansteuerung (z.B. weggesteuert mittels Schneckengetriebe und Kugelrampen oder kraftgesteuert mittels Hydraulikkolben in einem Zylinder) ab. Maximale Genauigkeit wird bei weggesteuerten Systemen durch eine Klassierung (Kennlinienanpassung) erreicht. Die Genauigkeit solcher Übertragungssysteme ist durch die alterungsbedingte Veränderung des Lamellenreibwertes zeitvariant. Eine über die Lebensdauer gültige

Genauigkeit kann nur durch aufwändige Dauerläufe während der Entwicklung und ausreichende Stabilität des Tribosystems der Kupplung erreicht werden.

Mindestwerte für die Momentenabweichung der Aktorik liegen für Mehrscheiben-Kupplungssysteme mit Papier- bzw. Kohlefaserlamellen bei höheren Momenten und definiertem Schlupf in der Kupplung bei ca. $\pm 10\%$ des Sollmomentes.

Der Effekt der Hysterese beschreibt den nicht eindeutigen Zusammenhang vom übertragenen Moment bei Be- und Entlastung der Kupplung und ist bei einer präzise arbeitenden Allradkupplung miteinzubeziehen. Der Effekt ist je nach Kupplungssystem unterschiedlich ausgeprägt. Bei Standard-Lamellenkupplungen [39] ist dieser etwas stärker als z.B. bei einer Kupplung die auf dem magnetorheologischen Prinzip basiert [6]. Für eine entsprechende Genauigkeit des übertragenen Moments werden abgestimmte Hystereseemodelle eingesetzt [51]. Abbildung 24 zeigt charakteristische Verläufe solcher Hysteresezyklen.

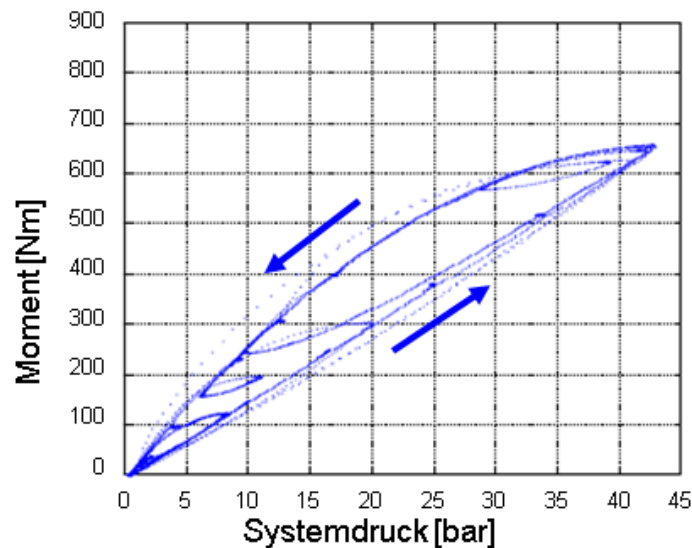


Abbildung 24: Hystereseverläufe einer kraftgesteuerten Allradkupplung

Die Systemgenauigkeit wird wesentlich von der Temperatur sowie der Gleitgeschwindigkeit in den Reibpaarungen beeinflusst, da die Übertragungssysteme (Tribosysteme) davon abhängig ihren Reibwert ändern.

Typische Eigenschaften sind ein mit sinkender Temperatur ansteigender Reibwert sowie eine Neigung des Tribosystems zu Reibschwingungen [52] (Stick-Slip Effekt) bei mit der Gleitgeschwindigkeit bzw. der Differenzdrehzahl abnehmendem Reibwert. Während der Temperatureinfluss mittels Temperaturmodell kompensiert werden kann, muss die gewünschte Eigenschaft eines über der Gleitgeschwindigkeit ansteigenden Reibwertes gezielt entwickelt werden. Demzufolge ist ein stark ausgeprägter Haftreibwert wie aus der Theorie bekannt bei solchen Kupplungen nicht erwünscht, siehe Abbildung 72. Wird die Temperatur mit dem übertragenen Moment und der Gleitgeschwindigkeit als Eingangsgrößen in einem Temperaturmodell berechnet, so muss die Genauigkeit ausreichend sein damit nicht die Verfügbarkeit des Kupplungssystems durch frühzeitige Abschaltung leidet oder die Kupplung gar durch Überhitzung zerstört wird. Generell wird die Höhe der Genauigkeitsanforderung von Allradtyp und Auslegung bestimmt. Während die Stellgenauigkeit bei Kupplungen für Standard-Differentialsperren mit Traktionsfokus von untergeordneter Bedeutung ist, hat sie bei fahrdynamikorientierter Auslegung einer Hang-On Allradkupplung einen hohen Stellenwert, siehe Kapitel 5.

3.4.7 Stellgeschwindigkeit

Diese Systemeigenschaft stellt eine wichtige Größe mit Einfluss auf die meisten Entwicklungsbereiche dar, und hängt davon ab, ob es sich um ein aktives System mit direkt beeinflussbarer Momentenübertragung oder ein System mit differenzdrehzahl- bzw. momentenfühlendem Momentenaufbau handelt.

Bei zu geringer Stelldynamik der Allradkupplungsaktorik wird etwa bei Schlupfregel-eingriffen das subjektive Traktionsempfinden negativ beeinflusst. Zu schnell gestelltes Moment kann zu Komfortverlust durch einen Zuschaltruck führen. Für einen schnelleren Momentenaufbau ist die Aktorik zudem stärker zu dimensionieren, was sich negativ auf Preis, Gewicht und Effizienz auswirkt. Weiters ist zu berücksichtigen, dass es keinen Vorteil bringt, Moment schneller an der Aktorik zu stellen, als über den Antriebsstrang an die Räder übertragen werden kann. Der Momentenabbau wird im Allgemeinen durch die geforderte ESP-Tauglichkeit mit einer maximal erlaubten Abbauzeit des Maximalmomentes von ca. 100ms definiert. Die Zeit für den Momentenaufbau wird bei Vorgabe einer Sprungfunktion mit max. Spannungskapazität der Aktorik bestimmt. Übliche Zeitspannen, in der 90% des Maximalwertes erreicht werden, liegen bei 150ms. Ein Testkriterium für die Qualität des Stellgliedes ist ein Sinussignal mit steigender Frequenz (Sinus-Sweep 0,2-3Hz) ohne nennenswerte Abweichungen vom Sollsignal einzuregeln, siehe Abbildung 25.

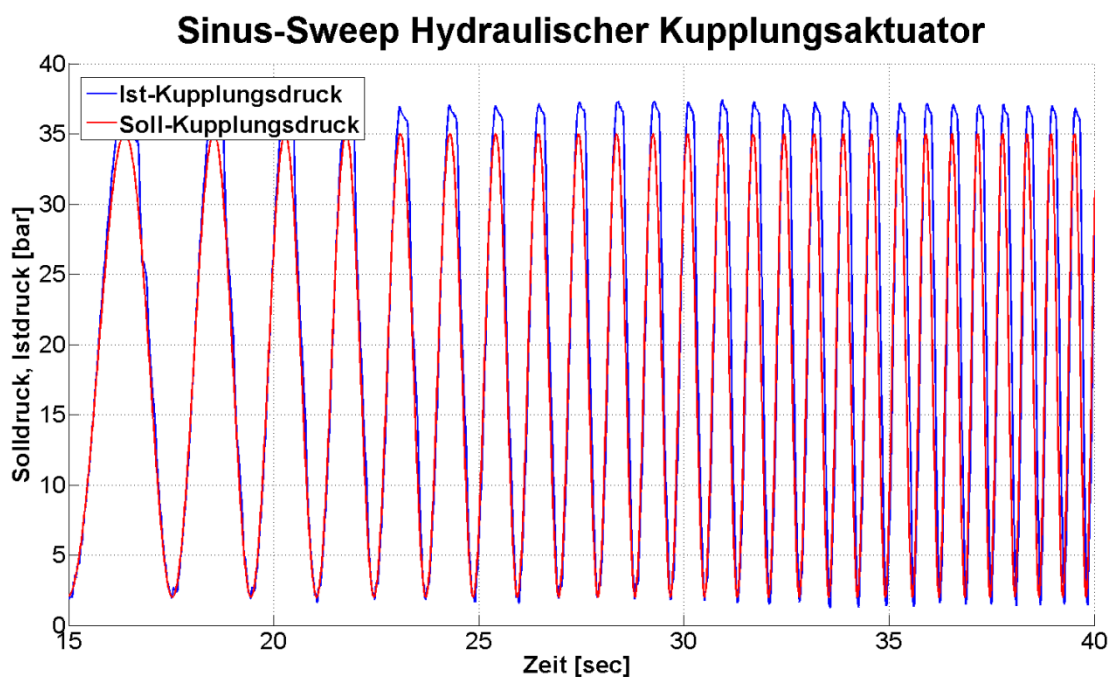


Abbildung 25: Sinus-Sweep eines hydraulischen Kupplungsaktuators

Einen Zielkonflikt zwischen Effizienz und Traktion bzw. Fahrdynamik stellt die Anforderung nach geringstmöglichem Schleppmoment bei geöffneter Kupplung mit erhöhtem Abstand der Lamellen (Summe der Abstände wird als Lüftspiel bezeichnet) und gleichzeitig geforderter geringer Aktuierungszeit dar. Dies kann bei Kupplungen, die ständig mit Drehzahldifferenz betrieben werden (z.B. Torque-Vectoring Systeme), eine intelligente Vorsteuerlogik erfordern, die potentielle Momentenstellanforderungen frühzeitig erkennt und eine Vorabreduktion des Lüftspiels einleitet.

3.4.8 Stilllegung vom Sekundärtriebsstrang (Allrad-Disconnect-Funktion)

Eine weitere Möglichkeit zur Effizienzsteigerung ist die Abkoppelung des Sekundärtriebsstranges [53]. Im Vergleich zur Variante des abgeschalteten aber mitrotierenden Allradsystems ergeben sich hier zusätzliche Verbrauchsvorteile durch Entfall des Beschleunigungswiderstandes der rotatorischen Massen sowie teilweise der lastunabhängigen Verluste (Schleppverluste) in Achsgetrieben und PTU (Power Take-Off Unit). Die Höhe des erschließbaren Potentials hängt von den Stellen der Auftrennung im Antriebsstrang ab. An der Sekundärachse wird entweder nur an einer Antriebswelle aufgetrennt (Differential läuft mit) oder an beiden Achswellen (Twin-Kupplungssystem). Die Koordination der Zu- und Abschaltung des Antriebsstranges erfordert für optimale Nutzung des Einsparungspotentials eine intelligente, situationsadaptive Logik, siehe Kapitel 5.5. Komfortkriterien wie Geräusch, Einkuppelruck und Radschlupf während der Zuschaltung stellen die maßgebenden Aspekte dar. Eine gut abgestimmte Antriebsschlupfregelung (ASR) des Fahrzeuges ist hier einem komfortablen Zuschaltvorgang dienlich. Um den Wahrnehmungsschwellwert für den Längsbeschleunigungsruck von ca. $0,2 \text{ m/s}^2$ [54] nicht wesentlich zu überschreiten sind die Ansprüche an Software, Mechanik und Aktorik sehr hoch. Die Dauer der Zuschaltung hat wesentlichen Einfluss auf das Fahrverhalten.

Abbildung 26 zeigt einen simulierten Trajektorienvergleich bei einem Fahrpedalsprung¹⁰ (Tipln) auf einer Kreisbahn mit anschließend konstantem Lenkwinkel für Varianten eines abkoppelbaren Hang-On Allradsystems zur Hinterachse. Ein Unterschied zwischen schneller Zuschaltung aus dem Zustand mit stillgelegtem Antriebsstrang und der Variante mit Allrad ist kaum zu erkennen.

Trajektorienvergleich bei Tipln aus Antriebsstrangstilllegung

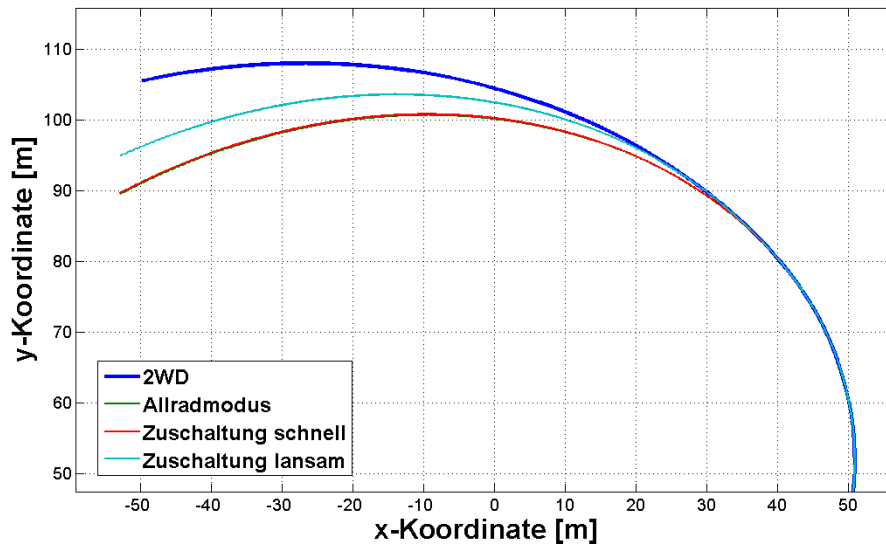


Abbildung 26: Vergleich Trajektorien bei Varianten der Allradsystemstilllegung

Abhängig von der Antriebsstrangarchitektur (AWD oder 4WD) ergeben sich unterschiedliche Potentiale zur Effizienzsteigerung. Bei 4WD Anordnung ergibt sich im NEFZ laut Simulationsergebnissen ein Kraftstoffverbrauchsvorteil von ca. 2 %, bei primär frontgetriebenen Fahrzeugen mit Allradkupplung zur Hinterachse (AWD) bis zu 3,5 %, weil hier mehr rotatorische Massenträgheiten abgekoppelt werden.

¹⁰ Manöverdaten: Radius 50m, Querbeschleunigung 5 m/s^2 , nasser Asphalt ($\mu \sim 0,7$), 3. Gang

3.4.9 Akustisches Verhalten (Noise Vibration Harshness, NVH)

Neben den genannten Aufbauschwingungen kommt es durch die Momentenübertragung und die Elastizitäten bzw. Spiele im Antriebsstrang auch zu Antriebsstrangschwingungen (Ruckeln) [55]. Diese bewegen sich im Frequenzbereich von bis zu 15 Hz. Starke Schwingungen können mittels Raddrehzahlsensoren detektiert und durch gezielt schlupfenden Betrieb der Allradkupplung gedämpft werden.

Durch die Koppelung der Antriebsachsen mittels Allradkupplungen, zusätzliche Aggregatelager und somit weiterer Geräuschübertragungspfade neigen Allradfahrzeuge zur Schwingungsanregung in unterschiedlichen Bereichen. Bekannt sind hier die Probleme des Standbrummens bei 4WD Fahrzeugen, wo die Motorschwingungen bei geschlossener Kupplung über den Antriebsstrang und die Lager von Vorder- bzw. Hinterachsrahmen in die Karosserie eingeleitet werden und diese zu Schwingungen anregen. Schwingungen dieser Art treten in einem Frequenzbereich von 50-100 Hz auf. Abhilfe kann neben einer sorgfältigen Abstimmung der zusätzlichen Aggregatelager auch teilweise durch Akustikmaßnahmen mittels Allradkupplung wie Öffnen oder Modulieren des Kupplungsmomentes in kritischen Drehmoment und Drehzahlbereichen erfolgen.

Zusätzlich kann das Allradsystem selbst durch Reibschwingungen¹¹ [39] stark hörbare Geräusche (Luftschall) im Frequenzbereich von ca. 50-500 Hz verursachen, siehe auch 3.4.6. Auslöser sind die Kupplungsslamellen bzw. die Reibscheiben des Torsen[®]-Differentials. Dazu führen Veränderungen im tribologischen System der jeweiligen Anwendung, die durch vielfältige Einflussparameter wie Reibwertgradient, Temperatur, Abrieb, Wassergehalt im Öl etc. hervorgerufen werden und deren Wechselwirkungen noch nicht restlos geklärt sind. Die Neigung eines Allradsystems zu Schwingungen muss durch aufwendige Testläufe bewertet werden. Davor wird das Kupplungssystem in einer Einlaufprozedur definiert unter Schlupf belastet. Während in der Einlaufphase einer neuen Kupplung ein gewisses Geräusch¹² zulässig ist, muss es für eine Serientauglichkeit ab einer gewissen eingebrachten Arbeit akustisch unauffällig sein [39]. Eine übliche Darstellung ist das Campbell-Diagramm, in dem über Drehzahl und Frequenz die Intensität des Körperschalles (bis 10 kHz) aufgetragen wird. Ordnungen der Grundfrequenz (Drehzahl) wie z.B. die Ordnung der Kette eines Verteilergetriebes (35. Ordnung) sind in dieser Darstellung gut erkennbar, siehe Abbildung 27.

¹¹ Durch die Kupplung verursachte, hörbare Schwingungen werden im allgemeinen als „moaning“ bezeichnet

¹² Reibschwingungen im Einlaufvorgang werden als „green-shudder“ bezeichnet

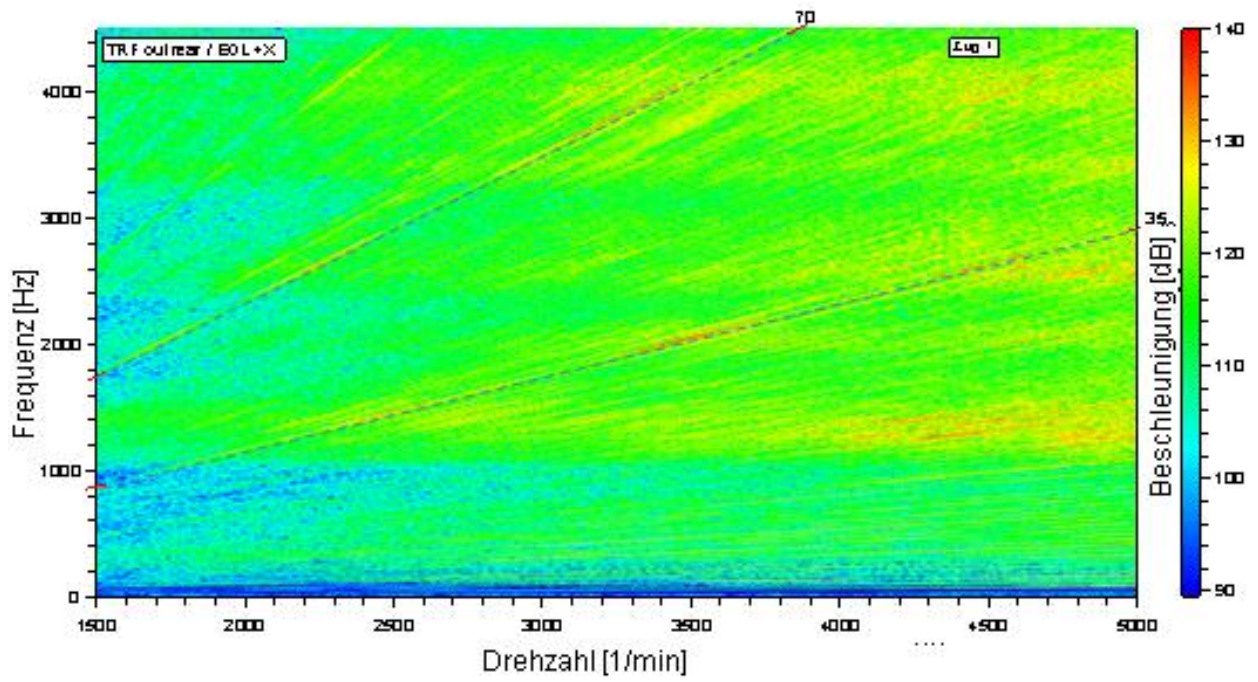


Abbildung 27: Körperschallintensität eines Hang-On Allradsystems

3.4.10 Bremsenkoppelung

Das Allradssystem kann beim Bremsvorgang durch die vorhandenen Wechselwirkungen der Achsen zu einem Verlust von Bremseffizienz und Fahrstabilität führen. Die bei Bremsung entlastete Hinterachse besitzt ein reduziertes Potential an übertragbaren Längs- bzw. Querkräften, womit sie durch Koppelung an die vorschriftsmäßig stärker gebremste Vorderachse leicht überbremst werden kann und somit schnell die Seitenführung und damit die Stabilität verliert. Die ECE-Regelungen R13 (Teil I & II) [56], sind ein Katalog mit standardisierten, technischen Vorschriften für das Verhalten von Kraftfahrzeugen im Bremsfall und bilden die gesetzlichen Rahmenbedingungen, nach denen die Fahrzeughersteller die Bremsanlagen auszulegen haben. Eine zentrale Bedingung wird hier durch die Vorgabe von Grenzen bzw. Bereichen für die Reibwertausnutzung in Abhängigkeit der Fahrzeugabbremmung z (Verhältnis von Bremsverzögerung und Erdbeschleunigung) vorgegeben. Dabei muss gewährleistet sein dass die Reibungsbedarfskurve der Vorderachse über der entsprechenden Kurve der Hinterachse liegt und dabei eine vorgegebene Grenzlinie nicht überschritten wird.

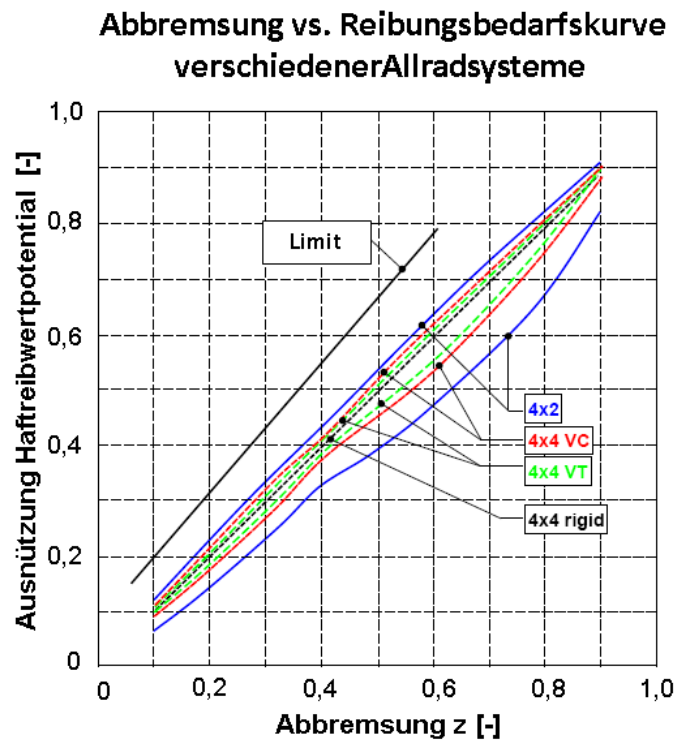


Abbildung 28: Achskoppelung bei Bremsung mit verschiedenen Allradsystemen

Abbildung 28 [3] zeigt die Lage der Abbremsungen von Vorder- und Hinterachse bei zunehmender Koppelung durch unterschiedliche Allradsysteme. Zusätzlich zum Bremssystem, das eine stabile Bremsung durch eine entsprechende Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse mittels Bremsdruckregler gewährleistet [57], darf die Bremsung durch das Allradsystem nicht negativ beeinflusst werden. Abhilfe kann hier durch Freiläufe (z.B. beim Viscosystem), Trennkupplungen bzw. durch geregelte Allradkupplungen geschaffen werden. Während eine Allradkupplung bei vollkommener Öffnung den Bremsvorgang nicht beeinflusst, erfolgt bei Systemen mit Mittendifferential immer eine gewisse Koppelung. Durch Einführung von ABS bzw. ESP als Standard hat sich diese Problematik etwas entschärft.

3.4.11 Kompatibilität mit ABS / ESP

Diese Regelsysteme haben sich in modernen Personenkraftwagen als Standard etabliert und unterstützen durch radindividuelle Brems- und Motormomenteingriffe Stabilität und Traktion des Fahrzeuges. Interventionen dieser Systeme führen bei Koppelung der Achsen zu Veränderungen von Raddrehzahlen und Momenten an anderen Rädern, womit die Algorithmen für ABS und ESP individuell an eine Allradanwendung angepasst werden müssen. Bei ABS in Verbindung mit Allradsystemen besteht etwa bei leichten Bremsungen auf Fahrbahnen mit niedrigem Reibwert die Gefahr einer Blockierneigung aller 4 Räder, ohne dass das ABS reagiert („Abseiler“). Der Grund liegt darin, dass durch die Koppelung an keinem der Räder die Verzögerungsschwelle von ca. -14 m/s^2 unterschritten wird [3]. Abhilfe erfolgt hier durch Verwendung eines Beschleunigungssensors zur Bildung einer realistischen Referenzgeschwindigkeit womit eine Blockierneigung erkannt wird und Gegenmaßnahmen eingeleitet werden können, siehe Abbildung 29.

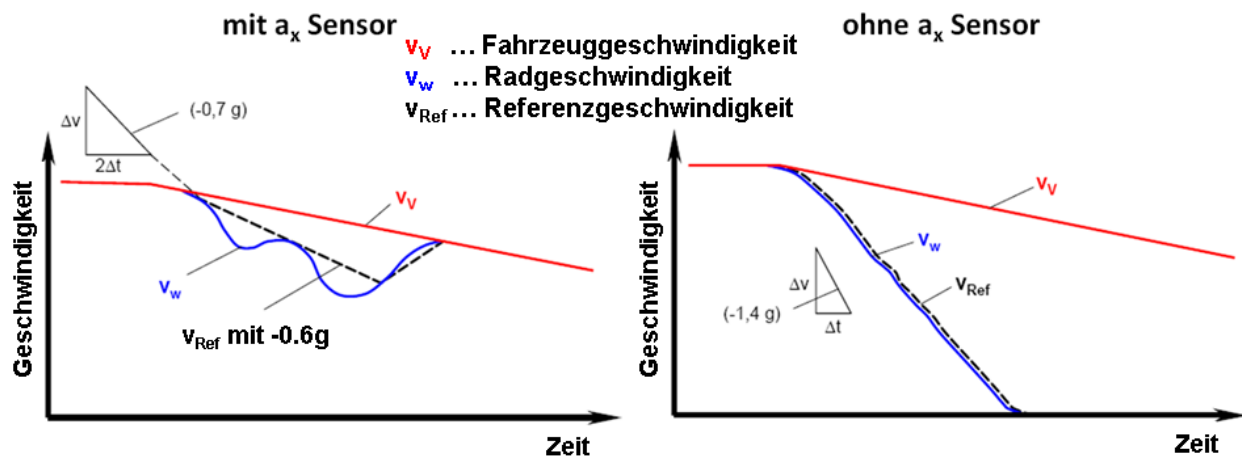


Abbildung 29: ABS Bremsungen mit/ohne Längsbeschleunigungsmessung

ESP-Eingriffe sind grundsätzlich in Eingriffe bei Übersteuern (kurvenaußen-vorne) und Untersteuern (kurveninnen-hinten) zu unterscheiden. Variable ESP Applikationen besitzen meist 3 Ebenen. Neben der Standardregelvariante, die Übersteuern im Ansatz unterbindet, kann zudem eine Rückfallebene mit erhöhten Eingriffsschwellen vorhanden sein. Auch die Variante mit Abschaltung von ESP und ASR unter 50 km/h ist verbreitet. Bei sportlichen Fahrzeugen lässt sich das ESP meist deaktivieren. Anforderungen und Struktur von ESP Regelalgorithmen werden in der Literatur ausreichend beschrieben [58], [59]. Für eine Kompatibilität ist die Momentenverteilungsstrategie des Allradsystems abhängig von Architektur und Betriebszustand anzupassen, siehe Kapitel 5. Ein Beispiel für einen kritischen Zustand kann mit einem Übersteuereingriff gegeben werden, wo bei vorhandenem Zentraldifferential das kurveninnere Hinterrad beschleunigt wird und Traktion bzw. Stabilität der Hinterachse durch reduziertes Seitenführungspotential beeinträchtigt werden kann. Eine formschlüssige Koppelung der Achsen stellt für ESP-Applikationen den ungeeignetsten Fall dar. Auch die meisten differenzdrehzahlführenden Systeme erhöhen den Applikationsaufwand für das ESP. Eine grundsätzliche Bedingung für geregelte Allradkupplungen ist dadurch gegeben, die Achsen bzw. die Räder einer Achse bei Intervention von ABS oder ESP innerhalb $100\text{-}150 \text{ ms}$ entkoppeln zu können und im geöffneten Zustand ein möglichst geringes Schleppmoment zu übertragen.

3.4.12 Komfort und Lenkungseinflüsse

Grundsätzlich ist eine nicht angetriebene Vorderachse hinsichtlich Lenkkomfort vorteilhaft. Ungleiches Haftreibwertpotential oder ein entlastetes kurveninneres Rad bei Kurvenfahrt führt zu Antriebskraftschwankungen die sich über die Lenksäule auf das Lenkrad übertragen, was im allgemeinen als störendes Rupfen empfunden wird. Der Effekt verstärkt sich noch wenn an der Vorderachse durch einen Sperren-, Torque-Vectoring bzw. Bremseneingriff wesentliche Zugkraftunterschiede auftreten. Beim Hebelarm der Radlängskraft, der den Momenteneintrag auf die Lenkachse bestimmt, ist bei Antrieb der Störkrafthebelarm r_σ und bei Bremsung der Lenkrollhalbmesser r_s maßgebend [50], siehe Abbildung 30 [4].

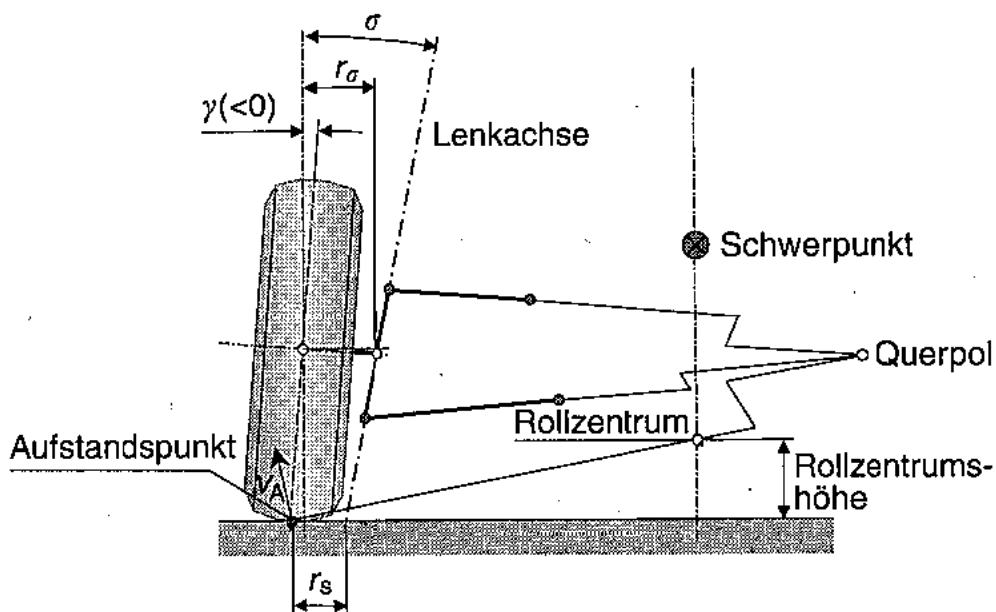


Abbildung 30: Lenkachse und Momente durch Längskräfte

Bei Verwendung eines aktiven Sperrensystems bzw. einem höheren Sperrwert des Differentials ist die Radaufhängung für angemessenen Komfort durch eine Minimierung des Störkrafthebelarms zu optimieren. Neben einer angepassten Radaufhängung kann theoretisch auch eine Kompensation mittels elektrischer Lenkkraftunterstützung Abhilfe schaffen. Aufgrund der definierten Richtung für die Momentenverlagerung kann bei Torque-Vectoring eine Kompensation leichter erfolgen als bei einer Differentialsperre. Der ungünstigste Fall hinsichtlich Komfort bei Verwendung einer Differentialsperre an der Vorderachse wird durch ein passives System (z.B. Torsen[®]) dargestellt. Das Sperrmoment stellt sich unmittelbar, abhängig von Fahrzustand und Reibwertverhältnissen ein und kann deshalb kaum aktiv kompensiert werden.

Während eigene Sperrensysteme an den Achsen aus Kosten und Bauraumgründen nicht so häufig eingesetzt werden, hat sich als Abhilfe die Sperrenfunktion durch den elektronischen Bremseneingriff (ASR) als Standard etabliert, siehe auch Abschnitt 5.3.

3.5 Synergien mit Systemen im Fahrdynamikregelverbund

Da Traktionsregelsysteme zunehmend im Verbund mit anderen Fahrdynamikregelsystemen eingesetzt werden, soll nachfolgend ein Überblick über Synergien und Potentiale bei Anwendung in Kombination mit anderen Systemen gegeben werden. Systeme zur Beeinflussung der Fahrdynamik eines Fahrzeuges können in folgende Kategorien eingeteilt werden, siehe Abbildung 31.

- Systeme zur Beeinflussung von Radlängskräften in Höhe und Verteilung,
- Konzepte zur gezielten Beeinflussung von Radquerkräften durch Änderung der Radstellung (Sturz, Vorspur) sowie
- Systeme zur Veränderung der Radaufstandskräfte.

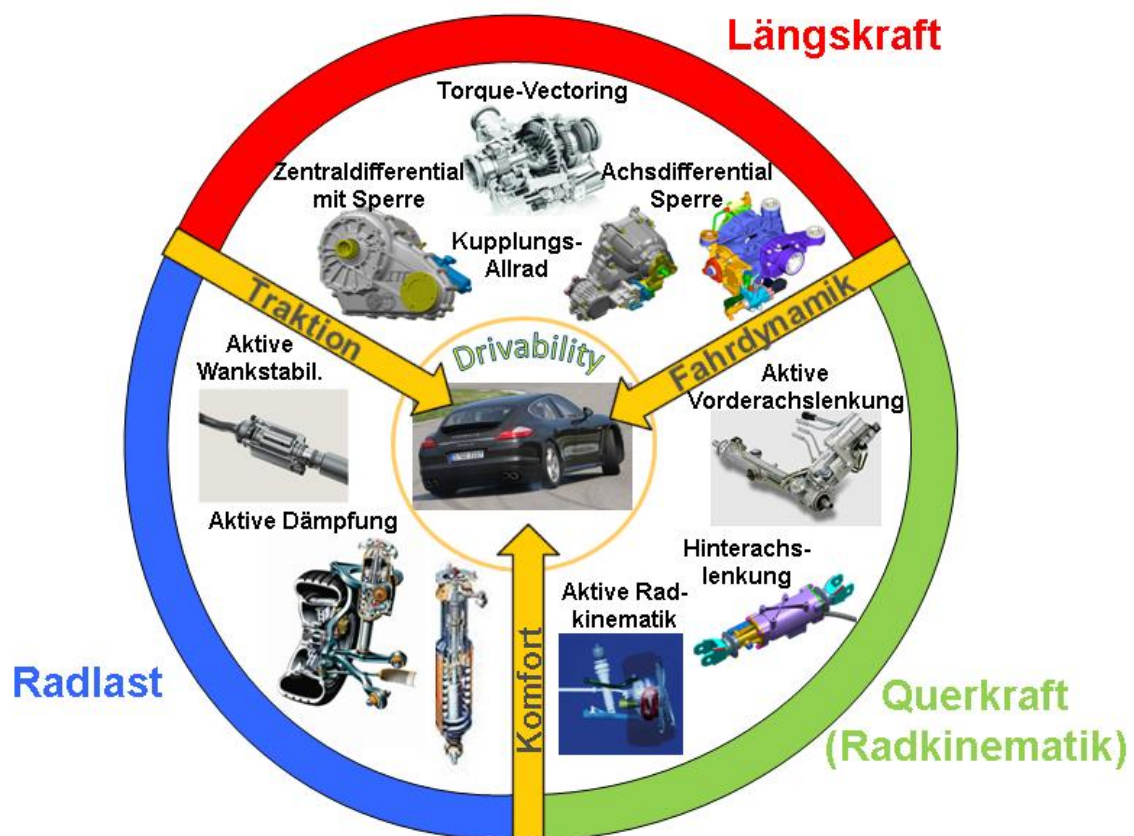


Abbildung 31: Einteilung von Systemen zur Fahrdynamikbeeinflussung

Die hier im Mittelpunkt stehenden Längskraftverteilungssysteme wie Allradkupplungen, Achsdifferentialsperren und Torque-Vectoring Systeme können nur innerhalb der durch die Summe der Haftreibungspotentiale an den Rädern vorgegebenen Traktion agieren. Ungleichmäßiges Traktionspotential, welches durch verschiedene Reibwerte an den Rädern oder dynamische Fahrweise entsteht, kann neben einer flexiblen Längskraftverteilung auch durch eine entsprechende Verteilung der Radaufstandskräfte optimal ergänzt werden. Systeme zur aktiven Wankstabilisierung und semi-aktive Raddämpfer liefern hierfür nennenswerte Synergien [60], [61].

3.5.1 Aktive Wankstabilisierung

Neben der individuellen Radlastverstellung beeinflusst der Wankstabilisator durch die positive Korrelation von Achswanksteifigkeit und Schräglauf¹³ den Schräglaufwinkel der entsprechenden Achse. Dadurch kann das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeuges in Richtung agilerem bzw. stabilerem Verhalten beeinflusst werden. Abbildung 33 [60] zeigt den Verlauf des Eigenlenkverhaltens in Form des Lenkwinkels δ_l eines heckgetriebenen Fahrzeuges, abhängig vom Anteil der Wanksteifigkeit λ der Vorderachse an der gesamten Wanksteifigkeit und der Querbewegung a_y . Die erhöhte Radlastdifferenz an der stärker stabilisierten Achse verursacht durch reduziertes Traktionspotential am kurveninneren Rad einen früheren Bremsen bzw. Sperrereingriff. Andererseits wird dadurch ein früherer Eingriff einer Differential Sperre und damit ein eindrehendes Giermoment ermöglicht, siehe auch 3.4.5. Ein Vergleich der Potentiale zur Erzeugung von Giermomenten um die Fahrzeughochachse durch Längskräfte mittels Bremseneingriff bzw. Verstellung des Stabilisierungsanteils zeigt Abbildung 32. In der zugrundeliegenden Simulation wurde für den Vergleich bei stationärem Zustand einer Kreisfahrt einerseits ein vorgegebener Bremsschlupf mit Untersteuer bzw. Übersteuertendenz eingestellt und andererseits die Verteilung der Stabilisatorsteifigkeiten auf einen definierten Wert eingestellt [62]. Das Potential des erzeugbaren Giermomentes ergibt sich dabei als Gleichgewichtsmoment um die Fahrzeughochachse, das benötigt wird, um Fahrzeuggeschwindigkeit, Schwimmwinkel und Gierrate konstant zu halten.

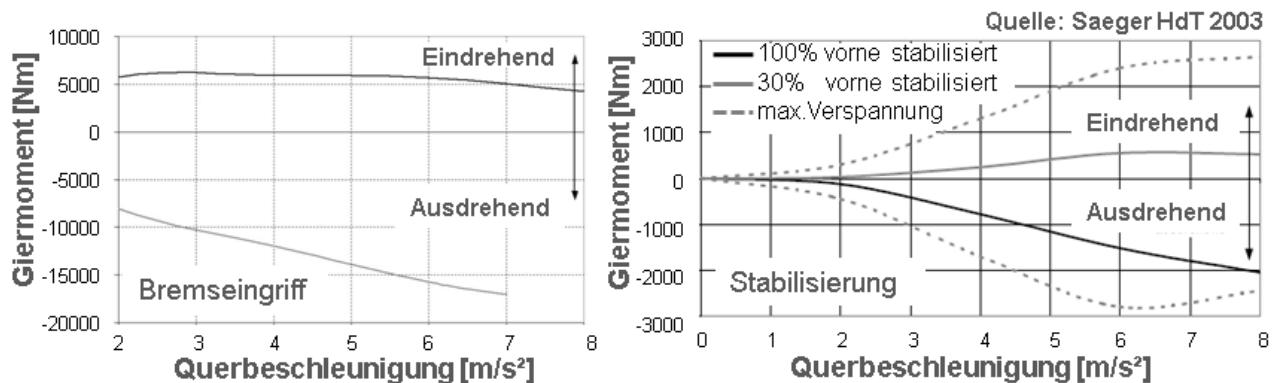


Abbildung 32: Giermomente durch Bremseneingriff und Radlastverlagerung

Neben der Beeinflussung der Radaufstandskräfte kann durch gegensätzliches Verdrehen der Wankstabilisatoren auch die Höhe der Achsversträngung des Fahrzeuges gesteigert werden. Dadurch ergibt sich bei der Anwendung im „Offroad“ Bereich ein höheres Traktionspotential durch mehr Reifen-Boden Kontakt.

Zu den genannten Einflüssen auf Traktion und Fahrdynamik besitzt die aktive Stabilisierung auch Potential zur Erhöhung des Fahrzeugkomforts. Die wesentlichen Maßnahmen hierfür sind

- der Ausgleich des Fahrzeugwankwinkels bis ca. 3 m/s² Querbewegung,
- Entkoppelung von linker und rechter Stabilisatorhälfte zum Eliminieren der Übertragung einseitiger Störungen („Kopierneigung“) sowie
- Vermeidung der „Verhärtung“ der Grundfedersteifigkeit der Radaufhängungs-federn bei Geradeausfahrt und einseitiger Einfederung.

¹³ Der Schräglaufwinkel ist als Winkel zwischen dem Vektor der Geschwindigkeit des Radaufstandspunktes und der Radmittelebene definiert

Im Vergleich zu diesen Punkten besitzt die aktive Wankstabilisierung in Verbindung mit variabler Antriebsmomentenverteilung folgende spezifische Vorteile:

Synergien mit Allradssystemen:

- Erhöhte Traktion der Hinterachse bei Lastwechsel in der Kurve durch erhöhte Lastwechselstabilisierung an der Vorderachse,
- mehr Fahrstabilität hinten beim Lastwechsel und
- frühere Kompensation des kinematischen Kurvenschlupfes durch mehr Schräglauf an der Hinterachse bei steiferem Stabilisator, siehe Abbildung 16.

Synergien bei Bremsengriff und Sperrsystemen:

- Bedarfsgerechte Radlastumverteilung bei radindividuellem Traktionsverlust im niederen Geschwindigkeitsbereich,
- frühere Verfügbarkeit eines eindrehenden Giermomentes bei höherem Stabilisierungsmoment an der Achse mit einer Differentialsperre und
- Unterstützung eines Übersteuereingriffes beim Zentraldifferential mit stärkerer Vorderachsstabilisierung und gleichzeitiger Erhöhung des Traktionspotentials am kurveninneren Hinterrad.

Synergie bei Torque Vectoring:

- Erhöhung der Vertikalkraft auf das Rad auf das fahrdynamik- bzw. traktionsbedingt mehr Moment verlagert wird.

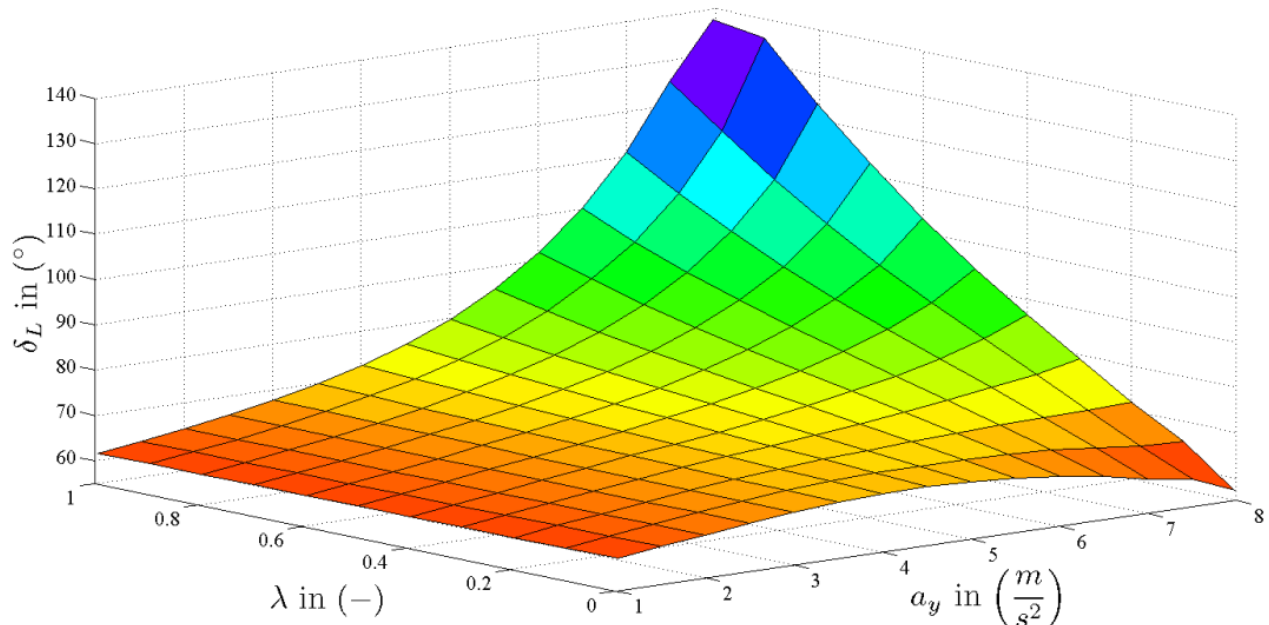


Abbildung 33: Eigenlenkverhalten bei variabler Achsstabilisierung und Hecktrieb

3.5.2 Aktive Dämpfung

Dieses Thema stellt kein unmittelbares Kennzeichen von Allradantrieben dar, wird jedoch zum Zweck der Vollständigkeit behandelt.

Während ein aktiver Wankstabilisator durch eine Verstellung des Stabilisierungsgleichgewichtes zwischen Vorder- und Hinterachse die Radaufstandskräfte jederzeit aktiv beeinflussen kann, braucht ein semi-aktives Dämpfungselement eine Änderung der Radlast um diese beeinflussen zu können. Die beeinflussbaren Betriebszustände sind vor allem das Einlenken, der Beschleunigungs- bzw. Bremsvorgang sowie der Lastwechsel. Die Möglichkeit der adaptiven Ansteuerung solcher Systeme hat wesentlich dazu beigetragen, den bei der Dämpferabstimmung bestehenden Zielkonflikt zwischen Fahrdynamik und Komfort zu entschärfen. Die grundsätzliche Funktionsweise beruht bei hydraulischen Systemen auf dem Prinzip verstellbarer Drosselquerschnitte, die das Dämpferöl durchströmen muss. Eine inzwischen verbreitete Alternative ist die Verstellung der Dämpfung unter Nutzung des magneto- bzw. elektrorheologischen Prinzips. Bei ersterem wird durch Einwirkung eines Magnetfeldes an der Stelle der Durchströmung einer Drossel die Viskosität eines magnethorheologischen Fluids geändert, womit sich der Durchströmungswiderstand und somit die Dämpfung ändert. Zusammengefasst ergeben sich die Vorteile durch

- Traktions- und Fahrkomfortgewinn mittels adaptiver Ansteuerung und somit optimiertem Reifen-Boden Kontakt,
- Reduzierung der Wank-, Nick- und Vertikalbewegung des Fahrzeuges sowie
- Erweiterung der Bandbreite des darstellbaren Fahrverhaltens.

Im Hinblick auf Synergien in Verbindung mit Traktionsregelsystemen kann gesagt werden, dass der Vorteil auf einem optimierten Reifen-Boden Kontakt beruht, wodurch Strategien zur Verteilung von Längskräften effizienter umgesetzt werden können.

3.5.3 Hinterachslenkung

Die Hauptanwendung einer Hinterachslenkung liegt in der Steigerung der Wendigkeit des Fahrzeuges, siehe Abbildung 34, sowie einer Erhöhung von Agilität einerseits und Stabilität andererseits.

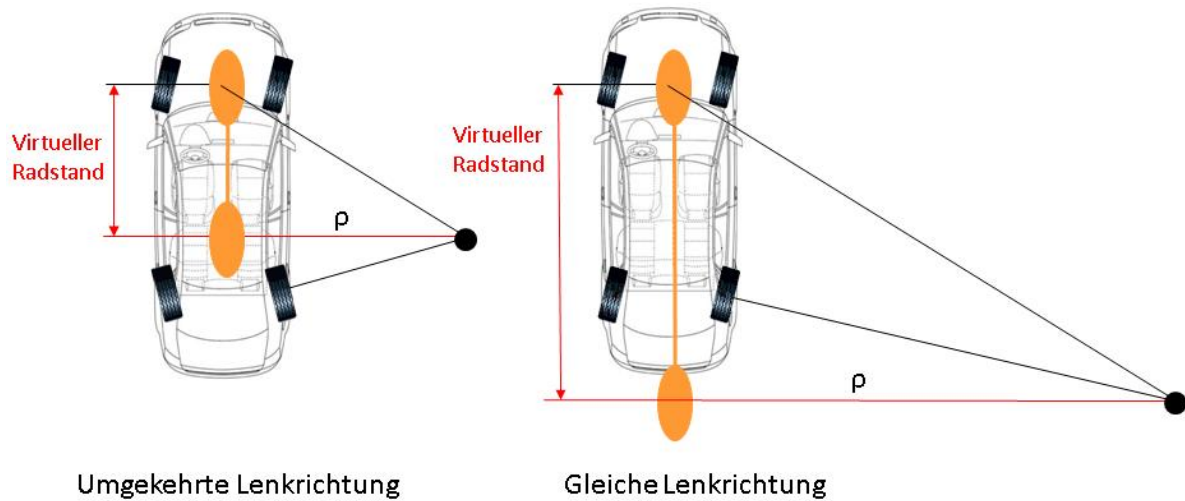


Abbildung 34: Virtueller Radstand bei Hinterachslenkung

Synergiepotential besitzt die Hinterachslenkung in Verbindung mit Kupplungsallradssystemen. Durch ein Mitlenken der Hinterachse kann der Nachteil der Antriebsstrangverspannung entschärft werden, siehe auch 3.4.3. Bei Annahme eines maximalen Hinterachsradlenkwinkels von 4° gemäß realisierter Systeme, kann der kinematische Kurvenschlupf bis zu einem Lenkradwinkel von ca. 80° vollständig kompensiert werden, siehe Abbildung 35. Dies entspricht einer Hinterachsübersetzung die in etwa um 0,5 % über jener der Vorderachse liegt.

Achs-Differenzgeschwindigkeit mit Hinterachslenkung bei Lenkwinkelrampe (10km/h)

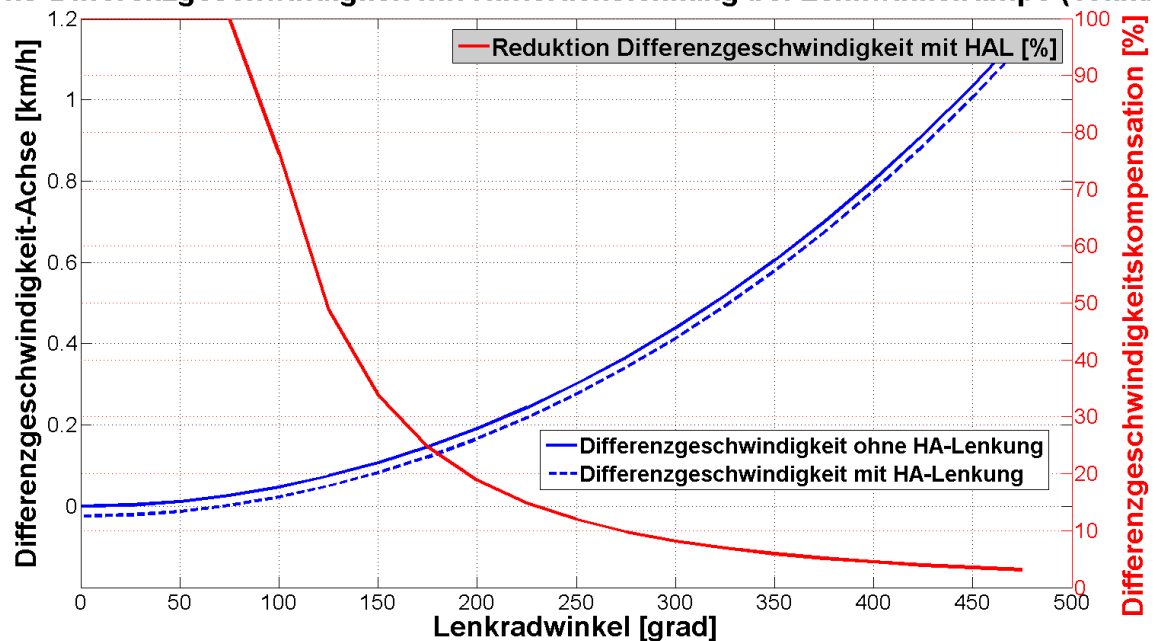


Abbildung 35: Kompensation des kin. Kurvenschlupfes durch Hinterachslenkung

Für eine Allradanwendung bedeutet das ein erhöhtes Traktionspotential, da z.B. eine Allradkupplung zur Vorderachse erst später geöffnet werden kann um Verspannung zu vermeiden. Im Vergleich zu einem Übersetzungsunterschied der Achsgetriebe ist damit kein negativer Einfluss der Momentenübertragung im Motorschub durch einen späteren Schubzustand an der Sekundärachse verbunden.

Abschließend kann gesagt werden, dass eine optimale Koordination der genannten Systeme in unterschiedlicher Kombination einer integrierten Fahrdynamikregelung (Global Chassis Controller, GCC) bedarf [18], die jedem System seinen Beitrag im gegenwärtigen Fahrzustand zuordnet und somit ein großes Potential zur Optimierung der Fahrbarkeit besitzt. Außerdem trifft der GCC Entscheidungen im Fall von sicherheitskritischen, gegensätzlichen Regeleingriffen.

4 Bewertungskriterien

4.1 Allgemeines

Bisher war für die qualitative Bewertung von Antriebsstrangkonzepthen das Führen von Listen mit den Attributen +/-/o verbreitet, in denen für eine Reihe übergeordneter Kategorien (Traktion, Fahrdynamik, Kompatibilität mit ABS/ESP etc.) für wenige Subkriterien die qualitativen Vor- und Nachteile der Systeme gegenübergestellt wurden, siehe Abbildung 36.

		Bemerkung	System1	System2	System3	System4
Preis	Stück	Preis relativ, Haldex 100%gesetzt	95	100	90	80
	Entw., Invest	Schätzung, relativ	120	100	100	110
Einbau	Package	Anbauteile, Motor	o(+)	+	++	++
	Gewicht	Aktuatorgewicht	o(+)	+	+	+
Traktion	Anfahren μ -step	Anfahrtschlupf	++	+	+(+)	+(+)
	Kurvenfahren μ -low	Vortriebskraftverteilung	++	++	+(+)	+(+)
	Sand	Kupplungsschlupf	+	+	++	++
Fahrdynamik, Handling, Sicherheit	Momentenaufbau Ansprechverhalten, Zug	Momentenaufbaugeschwindigkeit/winkel/schlupf	++	+	+(+)	+(+)
	Momentenaufbau Schub, Bremsen	s.o.	++	+	+(+)	+(+)
	Stell-/Regelgenauigkeit	Momentensteller, Charakteristiksteller	++	++(Genll)	+	+
	Momentenabbau-geschwindigkeit ABS/ESP		++?	++	+(+)	+(+)
	Restmoment, ABS/ESP		++	+	+	+
Komfort	Kurvenfahren	windup, Vortriebskraftverteilung	++	++	+(+)	+(+)
	Momentenruck	Stellgenauigkeit	++	++	+	+
	Abschleppen einachsrig	Restmoment, hohe deltan	+	+	--(o)	--(o)

Abbildung 36: Vergleichsmatrix zur qualitativen Systembeurteilung

Diese Art der Darstellung ist vor allem für eine Unterscheidung teilweise ähnlicher Systeme zu unpräzise und manchmal leicht zugunsten eines favorisierten Systems zu manipulieren. Eine erweiterte Möglichkeit der Systembewertung auf einer Skala von 0-10 für eine grössere Anzahl von Kriterien liefert einen detaillierteren Eindruck über Eigenschaften und Potentiale einer Systemarchitektur [34]. Um den Entscheidungsfindungsprozess in der Diskussion zwischen Systementwickler und Auftraggeber sowohl hinsichtlich Systemart als auch dessen Abstimmung effizienter zu gestalten, sollen Bewertung und Vergleich anhand aussagekräftiger und für den jeweiligen Anwendungsfall maßgeschneiderter Grössen durchgeführt werden. Die aus Simulations- bzw. Messsignalen extrahierten, bereichsübergreifenden Kriterien zielen dabei auf eine möglichst gesamtheitliche Betrachtung ab. Das Ziel besteht darin, alle Aspekte abzubilden, die auch ein erfahrener Applikationsingenieur im Zuge einer Systemabstimmung betrachtet. Zudem besteht die Herausforderung, die komplexen Zusammenhänge durch eine entsprechende Kriterienstruktur möglichst transparent zu gestalten und gleichzeitig die Flexibilität der Auswertung sicherzustellen. Auf dieser Basis sollen die Abweichungen zum Zielverhalten erkannt und

Ursachen für fehlerhaftes Systemverhalten leichter gefunden werden können, um somit den nächsten Schritt im iterativen Abstimmungsprozess aktiv zu unterstützen. Somit kann im komplexen Gesamtumfeld eines Fahrer-Fahrzeug-Traktionssystem Regelkreises [49], siehe Abbildung 37, schnell ein Überblick über die Güte einer Abstimmungsvariante gegeben werden.

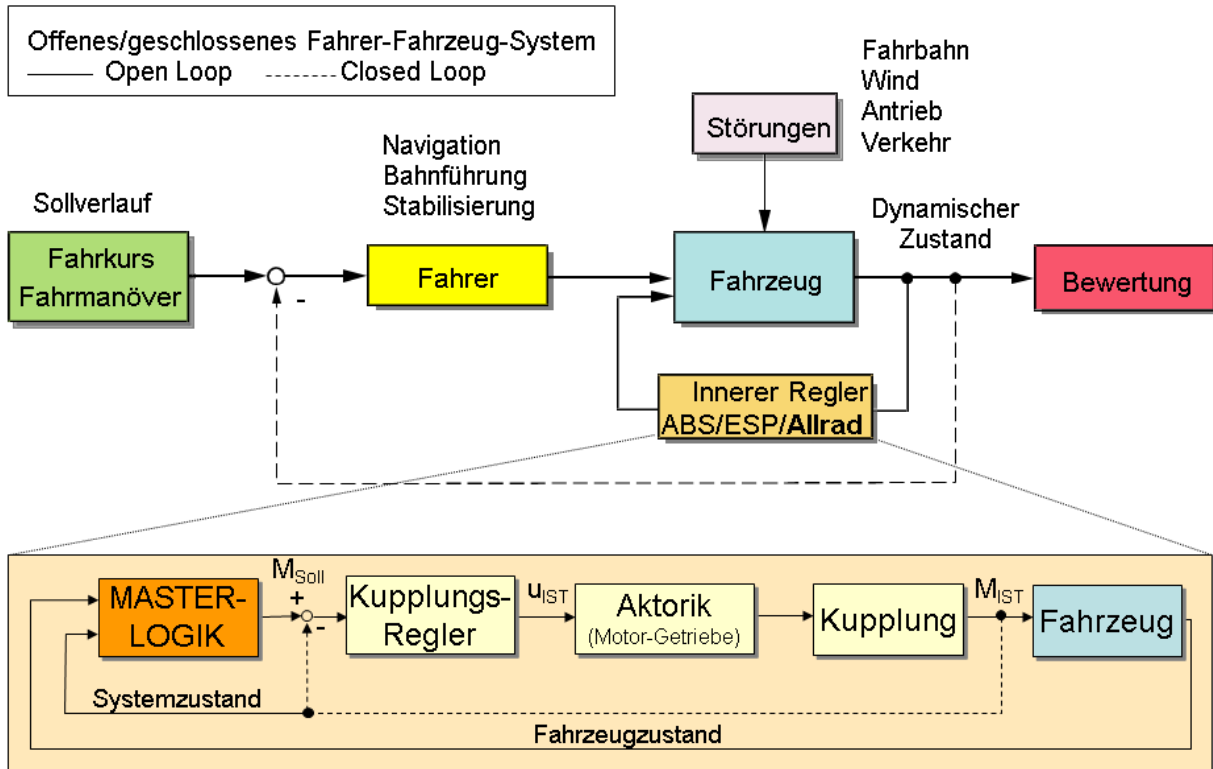


Abbildung 37: Fahrer-Fahrzeug Regelsystem

Im Zuge einer gesamtheitlichen Analyse wird das Gesamtsystem Fahrzeug in die nachfolgenden Bereiche gegliedert und innerhalb dieser nochmals in Bestandteile unterschieden, die in der Reihenfolge gemäß Wirkungskette aufgelistet sind.

Fahrzeug – Ebene 1:

Manöver – Fahrer – Fahrzeug – Traktionssystem (innerer Regler) – (Fahrzeug)

Antriebsstrangsystem(e) – Ebene 2:

Allradlogik – Regler – Leistungselektronik – Aktorik – Kupplung – Öl – Achsgetriebe

Traktionssystem-Software – Ebene 3:

Betriebszustand – Modul – Funktion – Softwareparameter – Sollwert

Da sich die Bewertung von Simulationsergebnissen rein auf objektive Größen stützt, besteht die Schwierigkeit darin, Effekte, die auch subjektiv im Fahrzeug stören würden, möglichst zuverlässig zu erkennen.

Dies setzt neben einer entsprechende Güte der Simulation auch ausreichende Erfahrung über das gewünschte Verhalten im Auto voraus, das durch zahlreiche Fahrzeugprobungen mit unterschiedlichen Systemen gewonnen werden kann.

4.2 Kriterienstruktur

Zunächst wird für die Bewertungskriterien für Allradssysteme eine Zuordnung zu den definierten Betriebszuständen

- Stillstand
 - Anfahren
 - Beschleunigung
 - Gangwechsel
- Einlenken
 - Lastwechsel
 - Kurvenfahrt
 - Bremsen
- Rollen
 - Wendekreis
 - Anbinden
 - Schub

vorgenommen. Diese Gliederung wurde gewählt, da Antriebsstrangkonzeppte auch betriebszustandsbezogen abgestimmt werden. Die Betriebszustände werden mittels des entwickelten Erkennungsmoduls aus für den jeweiligen Betriebszustand relevanten Signalen bestimmt. Teils wird bei den Triggerbedingungen fallweise zwischen Messung, Simulation und Hauptgetriebevariante unterschieden. Durch Verknüpfung geeigneter Bedingungen für diese Signale wird der Zeitbereich des gegebenenfalls mehrmals auftretenden Betriebszustandes ermittelt, siehe Abbildung 40. Für jeden detektierten Betriebszustand werden anschließend Kriterien in Form kombinierter Größen (Metadaten) oder als Größen aus nur einem Signal aus den verfügbaren, spezifisch aufbereiteten Signalen, die das Verhalten von

- Fahrer,
- Fahrzeug und
- Antriebsstrangkomponente(n)

charakterisieren, extrahiert, siehe Abbildung 38. Im Fokus stehen Kriterien, die das Systemverhalten bzw. den Applikationsstand detailliert beschreiben und einen Rückschluss auf die Ursache(n) von erkanntem Fehlverhalten unterstützen. Nachfolgend werden diese Kriterien miteinander in Zusammenhang gebracht und in übersichtlichen Grafiken dargestellt, um schnell ein gesamtheitliches Verständnis zu erhalten.

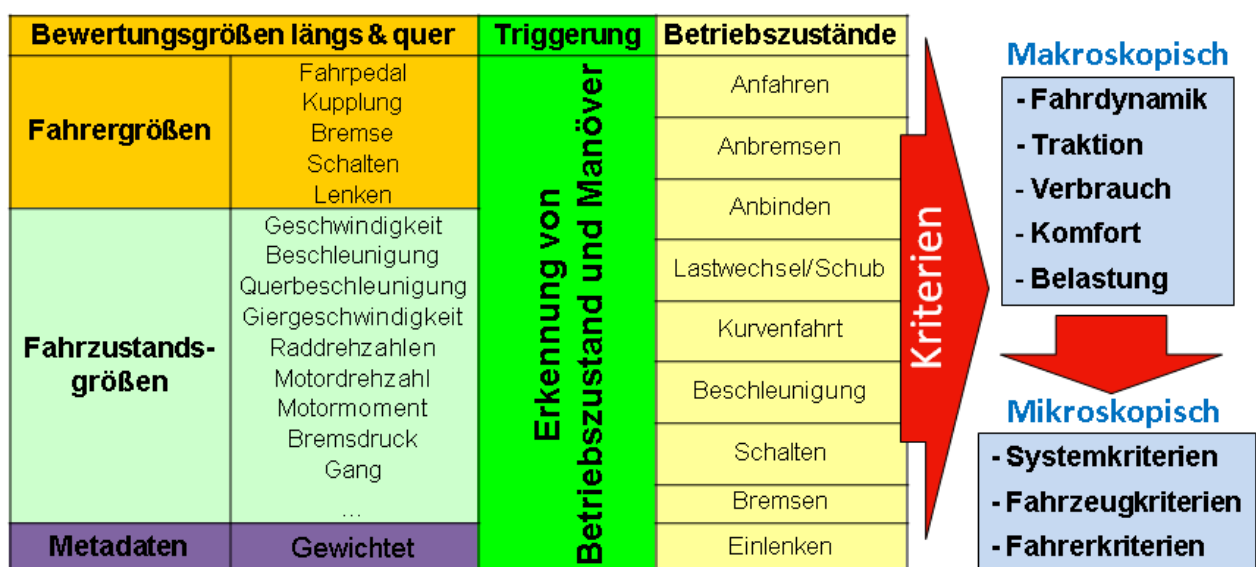


Abbildung 38: Datenanalyse und Bewertungskriterien

Um erfassen zu können, ob sich eine Abstimmung entsprechend einer vorgegebenen Zielrichtung verhält, werden ausgewählte Kriterien aus passenden Betriebszuständen schließlich den übergeordneten Bewertungskategorien

- Traktion,
- Fahrdynamik,
- Komfort,
- Sicherheit,
- Effizienz (Verbrauch) und
- Systembelastung

zugeordnet, welche je nach Systemanordnung in der Fahrzeugarchitektur auch im Zielkonflikt stehen können. Dabei bestimmen die ersten drei Kategorien die subjektive Fahrbarkeit, die folgenden die Betriebseffizienz. Diese Einteilung bildet die Basis einer zielgerichteten virtuellen sowie praktischen Applikation mit dem Ziel der Reduktion von Iterationsschleifen im Abstimmungsprozess, siehe Kapitel 7.4. Die Koordination der Analyse erfolgt mittels einer erstellten Bedienoberfläche, welche die Bereiche Dateneingabe, Signalkonvertierung, Abstimmung und Analyse koordiniert.

4.3 Signalspezifikation und Aufbereitung:

Während in der Entwicklungsphase zusätzlich applizierte Sensoren wie Drucksensoren, Temperatursensoren, etc. an ausgewählten Stellen zur Beobachtung des Systemverhaltens verfügbar sind, entfallen diese in der Serienapplikation meist aus Kostengründen und es ist mit den Standardsignalen vom Fahrzeug CAN-Bus das Auslangen zu finden. Um die entsprechenden Informationen aus den Signalen zu erhalten, müssen diese in ausreichender Qualität vorliegen und vor der Verarbeitung individuell aufbereitet werden. Wesentliche Inhalte sind hier

- ausreichende Signal-Abtastrate (10ms bzw. 2ms),
- Filterung und Glättung online oder im Post-Processing,
- Präzise Sollwertgenerierung des Fahrzeugverhaltens,
- Berechnung nicht gemessener Signale und die
- Plausibilisierung.

Im Bereich der Traktionssysteme sind die Momente und Drehzahlen im Antriebsstrang von vorrangiger Bedeutung. Die Raddrehzahlen sind die wichtigsten Größen zur Beurteilung der Güte eines Traktionssystems und stellen gleichzeitig die wichtigste Regelgröße dar. Üblicherweise sind die Raddrehzahlen durch das ABS-Steuergerät bereits einer Filterung unterzogen. Zur Berechnung von realen Drehgeschwindigkeiten und somit Schlupf in der Allradkupplung, sind diese zusätzlich mit einem Verdrehfilter zu behandeln, der die Steifigkeiten und Spiele von Antriebswellen der übertragenden Elemente berücksichtigt. Hinsichtlich der durch die Differenzdrehzahlen in Kupplungen von Traktionssystemen verursachten Wärmebringung ist hier hohe Genauigkeit gefordert, damit die für den Aggregateschutz notwendigen Temperaturmodelle basierend auf plausiblen Eingangsdaten rechnen, siehe Abschnitt 3.4.6. Bei Simulationen ist diese Filterung nicht notwendig, da Schnittgrößen an den entsprechenden Stellen im Modell vorliegen. Dazu sind die Steifigkeiten der Achs- und Kardanwellen im Modell mit ihren realen Werten zu bedaten.

Auch für den Schlupfregelalgorithmus als wesentlichen Bestandteil einer Allradlogik stellen die Raddrehzahlen die wichtigsten Eingangsgrößen dar. Bekannt ist die Problematik eines eingeleiteten Schlupfregelzyklus zufolge eines Scheinschlupfes, der durch stark schwankende Raddrehzahlen und zu geringer Filterung auftreten kann. Dies kann etwa bei schnellerer Fahrt auf grober Schotterpiste auftreten.

Auch die Verfügbarkeit von Sensoren zur Momentenmessung im Antriebsstrang sind auf die Entwicklungsphase beschränkt. Nach serientauglichen, günstigen Möglichkeiten zur Momentenmessung wird intensiv geforscht. Eine Möglichkeit besteht darin, diese aus den Verdrehungen der Antriebswellen zu berechnen. Für diese Anwendung ist hierzu die Genauigkeit der vom ABS-Steuergerät weitergegebenen Raddrehzahlsignale nicht mehr ausreichend, außerdem ist ein zusätzlicher Drehzahlsensor in Verteiler- bzw. Hauptgetriebe notwendig (bei Automatikgetrieben vorhanden), um die relative Verdrehung und somit das Moment berechnen zu können, siehe Abbildung 39.

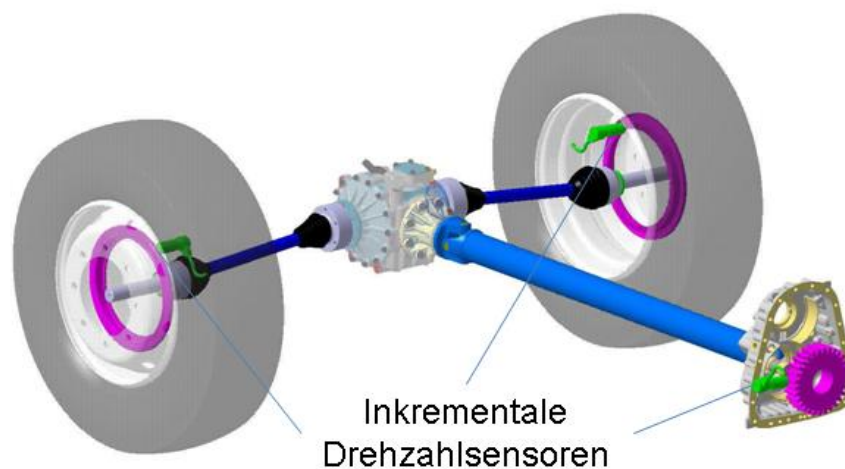


Abbildung 39: Momentenberechnung aus Drehzahlsignalen

Hier ist die Verwendung der Rohsignale der Raddrehzahlen notwendig, die mit hoher Genauigkeitsanforderung vorliegen sollten [63]. Die erforderlichen Genauigkeiten werden dabei mit $\pm 15-30$ Nm angegeben. Das tatsächlich übertragene Moment hat neben dem direkten Einfluss auf die Genauigkeit berechneter Verlustleistungen in den Kupplungen auch eine wesentliche Bedeutung für die Effizienz der Allradregelung. Bei Bekanntheit des tatsächlich zu jedem Zeitpunkt im Antriebsstrang übertragenen Momentes können Sollwertberechnung und Regelalgorithmus gezielt optimiert werden.

Manchmal besteht die Notwendigkeit nicht gemessene bzw. messbare Größen durch andere mittels sogenannter Zustandsbeobachter auszudrücken. Beispiele hierfür sind die Softwaremodule zur Berechnung der Schwerpunktslage des Fahrzeuges, der Fahrzeugbeschleunigung oder des aktuellen Fahrbahnhaftreibwertpotentials. Bei den Fahrzustandsgrößen sind Gierrate und Schwimmwinkel als fahrdynamisch maßgebende Größen von besonderer Bedeutung. Als wichtige Regelgrößen für Fahrdynamikregelsysteme wie Torque-Vectoring oder Hinterachslenkung ist zudem eine präzise Berechnung deren Sollwerte notwendig, siehe auch Abschnitt 6.1.

4.4 Datenanalyse und Darstellung

Um mit der Analyse eines definierten Betriebszustandes beginnen zu können, muss erst der Zeitbereich des Auftretens detektiert werden, was durch Verknüpfung von Bedingungen für einzelne Signale oder Metadaten erfolgt, siehe Abbildung 40.

Die Extraktion von Kriterien entsprechend der zuvor genannten Struktur hat primär zur Aufgabe, alle notwendigen Informationen für die weiteren Untersuchungen zur Verfügung zu stellen. Durch die Darstellung der Kriterien im richtigen Zusammenhang soll der Status einer Systemabstimmung im Gesamtumfeld, siehe 4.1, möglichst schnell erfasst werden können. Im Kapitel 7.4 erfolgt die Einbindung der vielfältigen Analyseergebnisse in einen Feinabstimmungsprozess. Bei der Analyse und Aufbereitung der Daten sind die Punkte

- Unterscheidung zwischen Messung und Simulation,
- Auswahl zuverlässiger, ev. redundanter Bedingungen,
- Eliminierung kurzer Ereignisse bzw. Unterbrechungen erkannter Zustände,
- Auswahl geeigneter Bewertungsgrößen gemäß Expertenfokus,
- Möglichkeit der Einschränkung des Suchraumes nach Geschwindigkeit, Längs- bzw. Querbeschleunigung, Antriebslast, etc. sowie
- Schaffung der Möglichkeit zur Verknüpfung von Kriterien

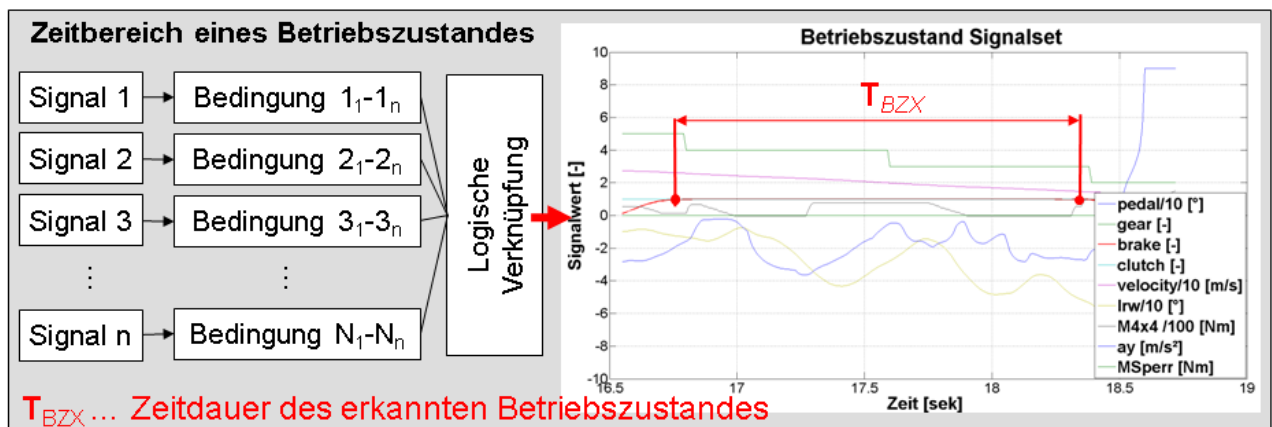


Abbildung 40: Betriebszustandserkennung

zu beachten. Nachfolgend ist eine Auswahl der für einen Überblick wichtigen Darstellungen angeführt:

- Überblick über das aktuelle Verhalten einer Abstimmung durch Auswertung von Betriebszuständen und Kriterien nach zeitlichem Auftreten in der Messung, Lokalität (Streckenabschnitt) und Qualität (Signalverläufe, extrahierte Kriterien), siehe Abbildung 41
- Kombinierte Darstellung von Fahrer, Fahrzeug- und Systemverhalten mit Auswirkungen auf das Fahrverhalten, Regeleingriffe, etc. als Farbcode im aufgezeichneten Verlauf, siehe Abbildung 43
- Visualisieren der anteiligen Signalentstehung in den Softwaremodulen in Form einer Signalhistorie, siehe Abbildung 47
- Statistische Auswertungen von Kriterien, siehe Abbildung 42
- Relation zu vorhandenen Referenzwerten für Kriterien und Parameter aus realisierten Abstimmungen und Eingabemöglichkeit neuer Referenzen

Nachfolgend wird näher auf einzelne Analysevarianten eingegangen und der Nutzen im Zuge der Systemapplikation dargestellt.

Für gute Übersicht eines detektierten Betriebszustandes dient der zeitliche Ausschnitt aller dafür relevanten Signale sowie die Lage auf dem gefahrenen Kurs, wie Abbildung 41 für eine Kurvenfahrt zeigt. Wenn dafür keine Messung mittels GPS-Sensor vorhanden ist wird die gefahrene Strecke näherungsweise aus den Fahrzustandsgrößen Geschwindigkeit, Gierrate und Querbewegung rekonstruiert. Für den definierten Zeitbereich erfolgt eine Analyse durch Extraktion einer Vielzahl von betriebszustandsindividuellen objektiven Kriterien, welche die Qualität des Systemverhaltens in der jeweiligen Situation abbilden.

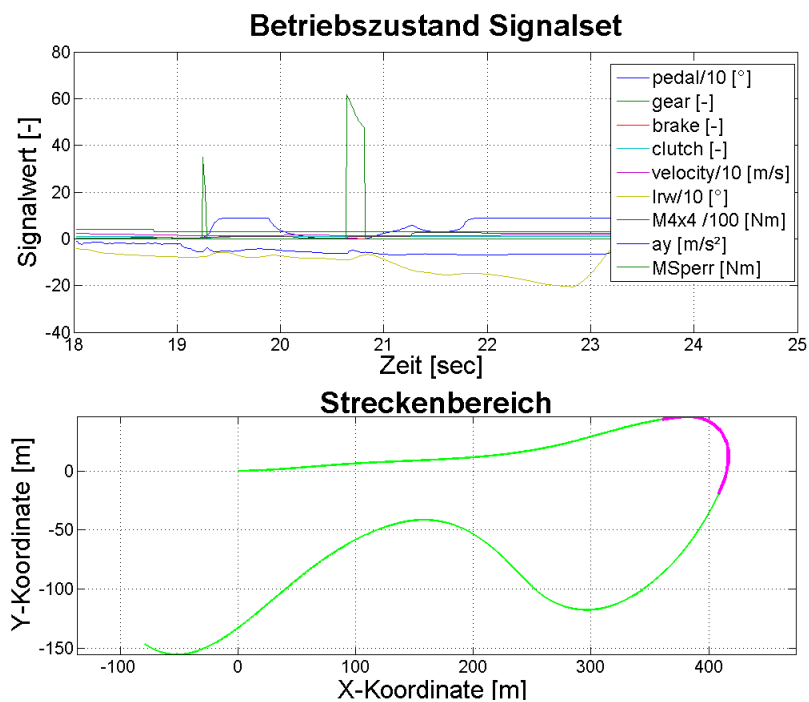


Abbildung 41: Signale und Streckenabschnitt eines definierten Betriebszustandes

Um den komplexen Datenumfang zu begrenzen kann durch Vorgabe eines zeitlichen Abschnittes oder Filterung nach Bereichen für Fahrzustandsgrößen nur ein definierter Bereich einer Simulation bzw. Messung analysiert werden. Um den Überblick über Höhe und Streuung beliebiger Kriterien zu bekommen wird die statistische Auswertung in Form von Box-Plots für alle detektierten Events eines Betriebszustandes durchgeführt. Neben den Extremwerten werden die 75, 50 und 25% Quantile¹⁴ der Kriterien dargestellt, siehe Abbildung 42. Im Zuge des Abstimmungsvorganges kann ein Vergleich der Kriterienstatistik für Versionen während der Applikation durchgeführt werden, wodurch negative Auswirkungen auf andere Kriterien schnell erkannt werden können, siehe Abschnitt 7.4.

Die Auswertung mittels Box-Plot eignet sich neben der Darstellung der Abweichung zu vorhandenen Referenzwerten zur Generierung neuer Zielgrößen. Diese können aus Applikationsständen mit guter Fahrbarkeit gewonnen werden und somit als Richtwerte für zukünftige Abstimmungen bzw. dem Zweck der Dokumentation dienen. Über die Bedienoberfläche können gefundene Werte unmittelbar in der

¹⁴ Ein Quantil ist jener Wert unter dem ein definierter Anteil aller beobachteten bzw. detektierten Ereignisse liegen (z.B. 75% Quantil)

Datenbank abgelegt werden. Abbildung 42 zeigt einen Vergleich zweier Applikationsstände anhand der Schlupfreglereingriffe während Beschleunigungen für die Kriterien mittlere Antriebsmomentverteilung, Dauer, relative Achsraddrehungen, maximale Achsgeschwindigkeitsdifferenz der Primärachse zur Fahrzeuggeschwindigkeit und die eingebrachte Kupplungsarbeit.

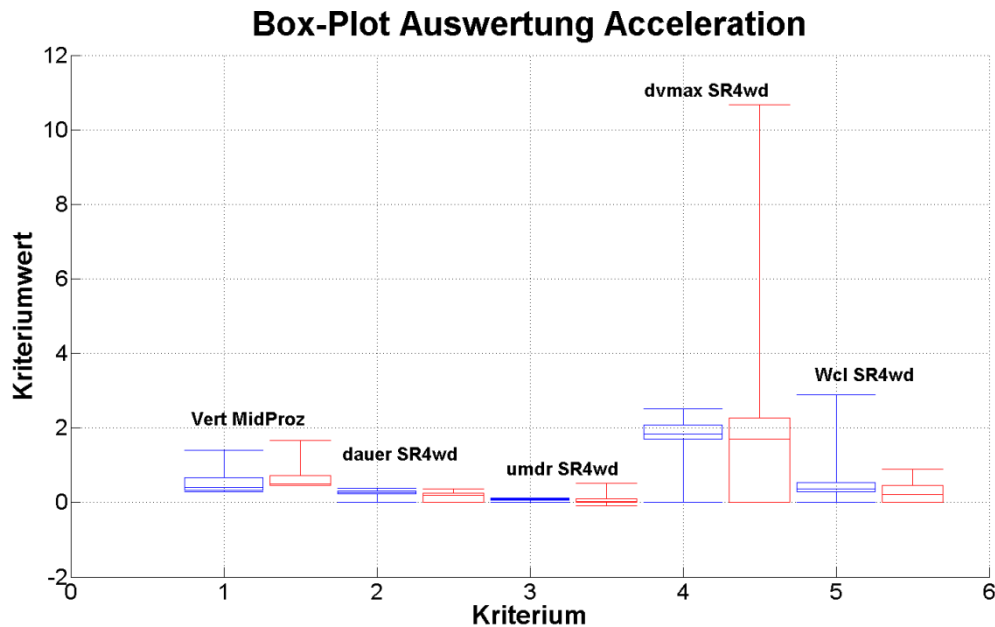


Abbildung 42: Statistische Auswertung mittels Box-Plot

Eine sehr kompakte Darstellung von Informationen aus wichtigen Bereichen einer Applikation für eine Kurvenfahrt gibt Abbildung 43 wieder.

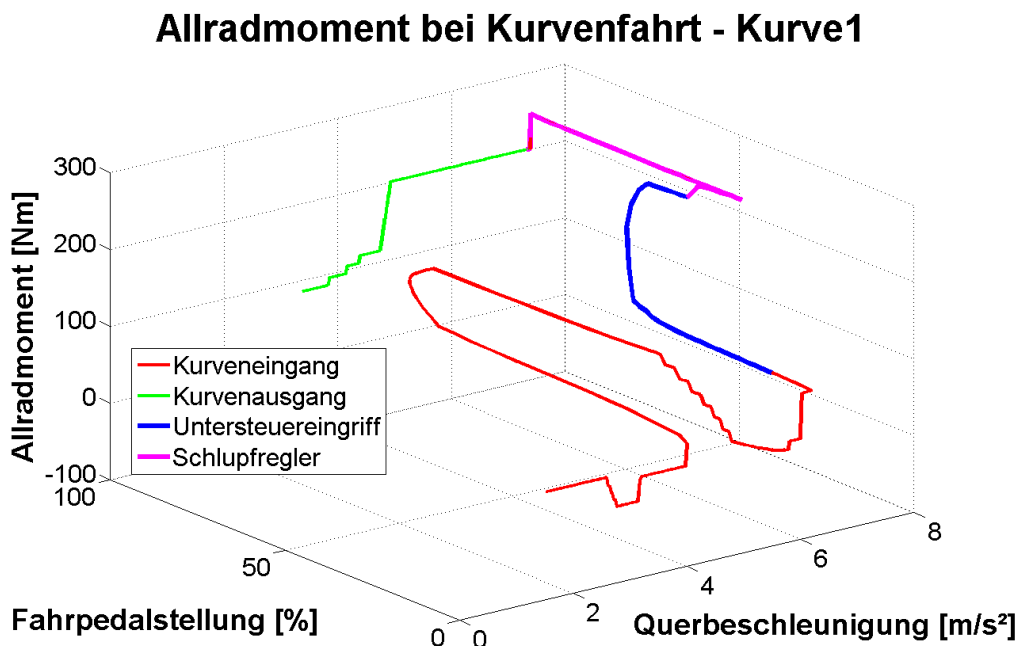


Abbildung 43: Verhalten von Fahrer, Fahrzeug und Traktionssystem

Darin wird der Verlauf des berechneten Allradsollmomentes über der Längs- und Querdynamik des Fahrzeuges anhand auswählbarer Größen für die Achsen des

Diagramms dargestellt und spezielle Ereignisse des Traktionssystems wie Schlupfregel- bzw. Untersteuereingriffe, etc. im Linienverlauf farblich gekennzeichnet. Eine Klassierung von Traktionssystemaktionen bzw. Bewertungskriterien nach Betriebszuständen gibt einen Hinweis darauf, wo Probleme hinsichtlich Traktion, Fahrdynamik etc. auftreten, siehe Abbildung 44.

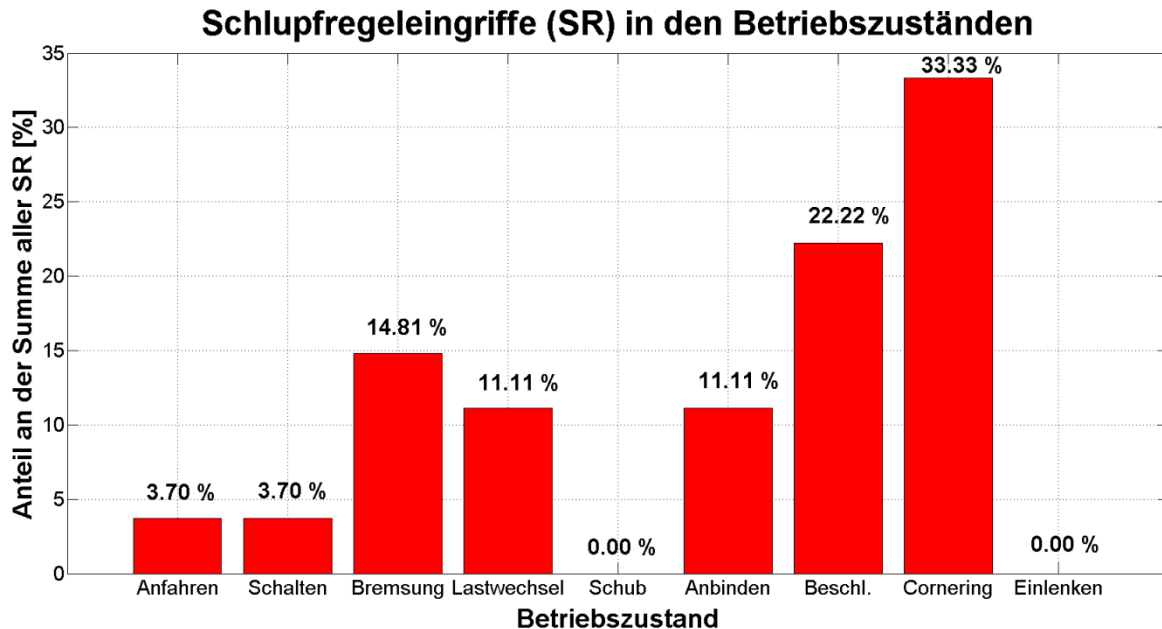


Abbildung 44: Klassierung der Schlupfregel Eingriffe nach Betriebszuständen

Auf die Erkennung gegenseitiger Beeinflussungen sowie Auswirkungen von Modulen einer Traktionssystemlogik während der Applikation zielt die nachfolgende Darstellung ab, in der verschiedene Ereignisse gleichzeitig gemäß ihres lokalen Auftretens mit Anzeige wichtiger Informationen dargestellt sind, siehe Abbildung 45.

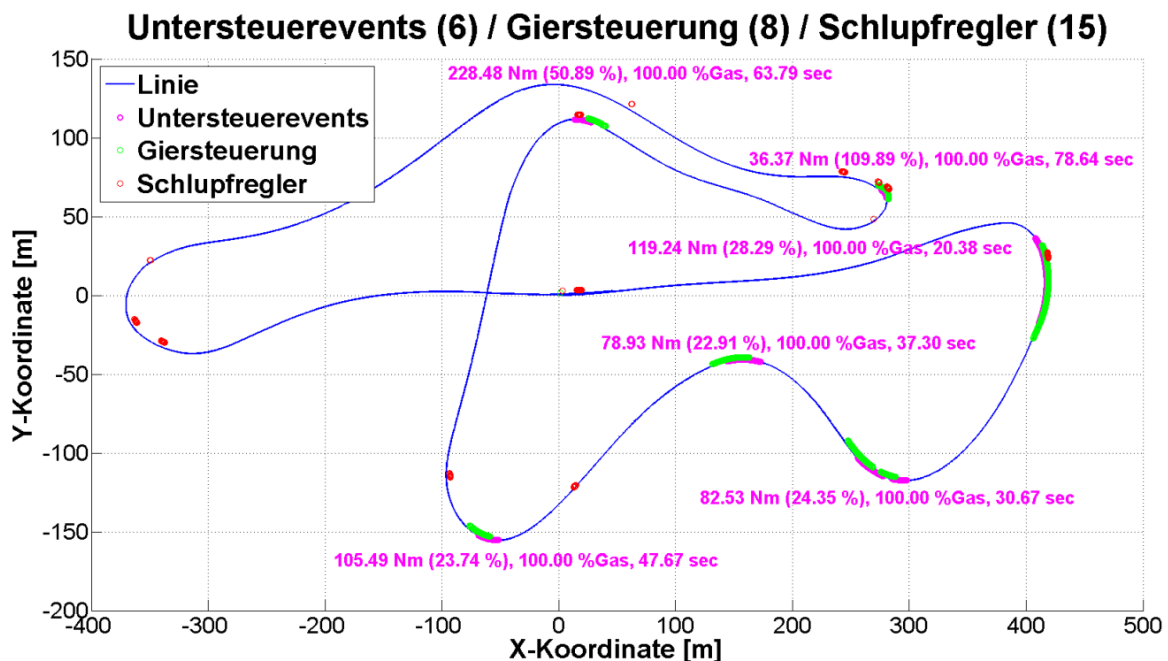


Abbildung 45: Traktionssystemeingriffe zur Kompensation von Untersteuern

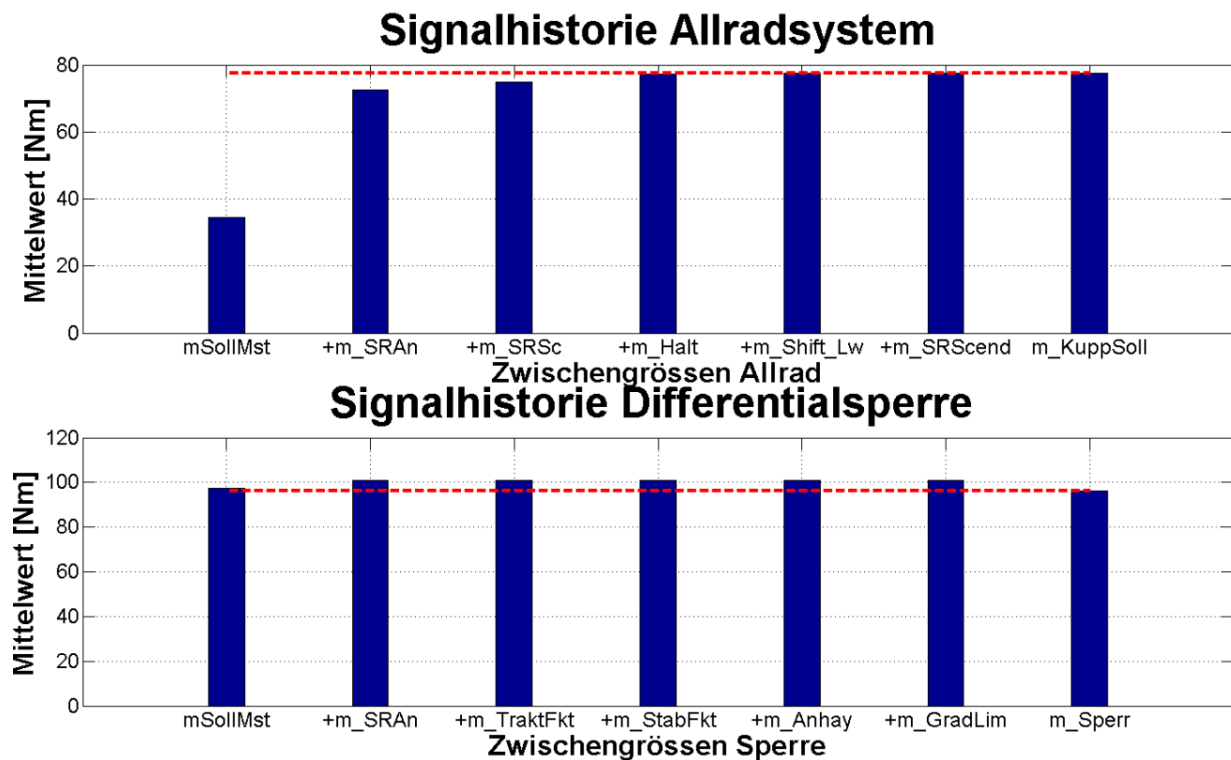


Abbildung 47: Signalhistorie

Bei kurz dauernden Betriebszuständen ist der repräsentative Wert für diese Darstellung zu wählen (Minimum, Maximum, Mittelwert ...). Für länger andauernde Betriebszustände werden die Signalverläufe der jeweils definierten Zwischenwerte während des zugehörigen Zeitraumes in einem Diagramm dargestellt.

Ist ein Betriebszustand bzw. ein Softwaremodul mit einer ungeeigneten Sollwertvorgabe lokalisiert worden, besteht die nächste Aufgabe darin, jene Parameter zu finden, die eine gezielte Beeinflussung des Sollwertes an dieser Stelle ermöglichen.

Idealerweise sind die Funktionen so zu gestalten, dass bei Veränderungen zugrundeliegender Funktionsparameter abgesehen vom Ziel-Betriebszustand möglichst keine Auswirkung auf andere Zustände bestehen.

Im Kapitel 7.4 werden die Analyseergebnisse systematisch angewandt, um eine Systemabstimmung in Richtung der Vorgabe für das finale Systemverhalten weiterzuentwickeln. Nachfolgend werden einige Kriterien und die Zuordnung zu definierten Zielbereichen einer Abstimmung näher beschrieben.

4.5 Bewertungskategorien

4.5.1 Traktion

In diesem Bereich liegt der Fokus auf der Erkennung bzw. Vermeidung erhöhten Schlupfes zwischen den Antriebsachsen sowie zwischen den Rädern einer Achse. Durch die definierten Kriterien sollen Schlupfereignisse möglichst transparent dargestellt werden, um schnell auf die Ursachen rückschließen zu können sowie die Auswirkungen abzuschätzen. Durch die Gestaltung der Kriterien kann eine schnelle Aussage über die Effizienz der Verteilung des verfügbaren Antriebsmomentes getroffen werden. Ein wichtiges Merkmal der Traktionseigenschaften des untersuchten Antriebes ist die Anzahl von Schlupfereingriffen. Dabei wird in Einzelschlupf, Diagonalschlupf und Achsschlupf unterschieden, auch die Ursache einer Verspannung, die häufig einen individuellen Radschlupf initiiert, wird zuverlässig erkannt.

Zur Erfassung der Ereignisse werden Größen wie Höhe, Dauer und Häufigkeit der eigentlichen Schlupfereignisse ausgewertet, siehe Abbildung 44. Zur Bewertung der aktuellen Schlupfreglerabstimmung werden Größen wie Reaktionszeit, Momentenaufbaugradient, Momentenhöhe etc. für jeden Eingriff beobachtet. Zusätzlich wird das Verhalten bei gleichzeitigem Auftreten von Traktionsereingriffen durch ABS und ASR erfasst. Zudem erfolgt eine übersichtliche Darstellung der wichtigsten Randbedingungen zur schnellen Bewertung der Abstimmungsqualität. Abbildung 48 gibt eine kleine Auswahl traktionspezifischer Kriterien wieder und zeigt etwa die Lokalität von Schlupfereingriffen mit Angabe interessanter Informationen wie Ausgangszustand einer Schlupfreglerintervention, eine Klassierung nach Betriebszuständen und Maximalmoment sowie die initiale Achsdifferenzgeschwindigkeit.

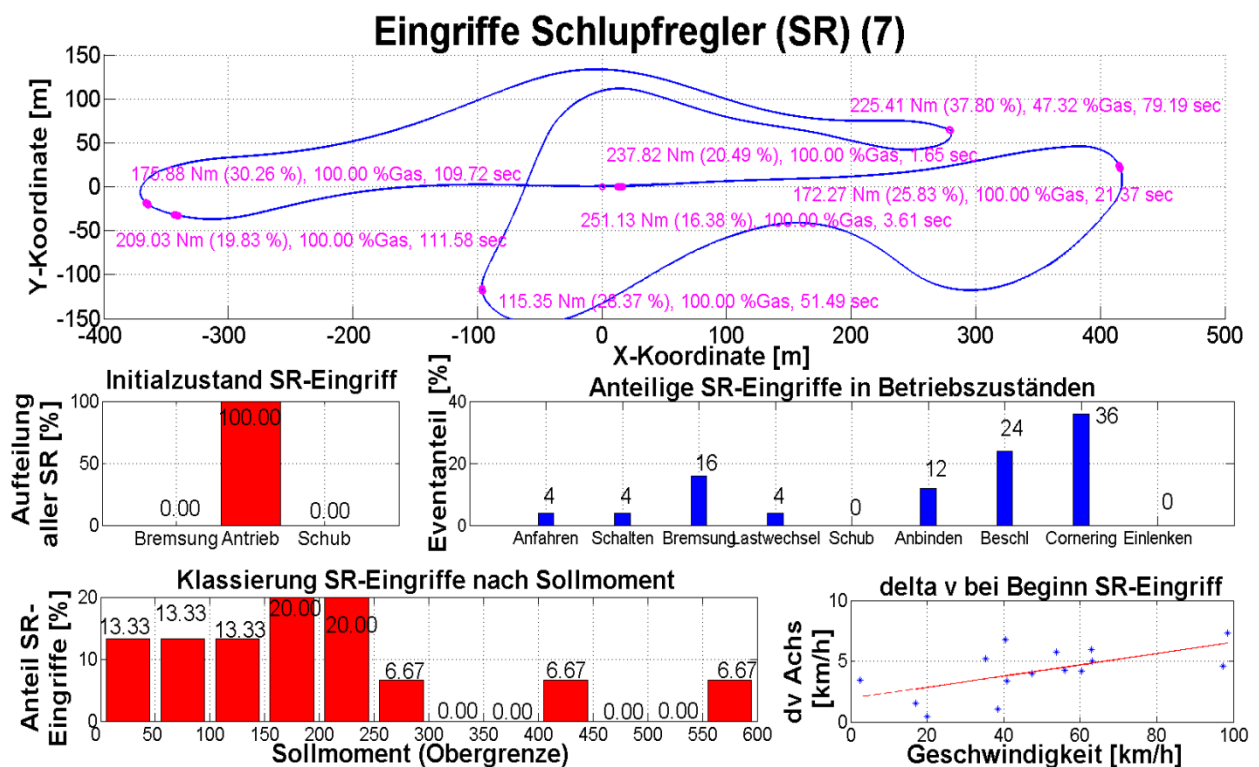


Abbildung 48: Systemverhalten - Traktion

4.5.2 Fahrdynamik

Hierfür wurden Kriterien definiert, die zeigen wie die Abstimmung eines Systems die Fahrdynamik des Fahrzeuges hinsichtlich Agilität und Stabilität (Handling) beeinflusst. Abhängig von der Architektur des Antriebsstranges bedeutet das, eine gezielte Lastverteilung mit teils höheren Anforderungen an die situationsspezifische Sollmomentenberechnung, Stellgeschwindigkeit und Genauigkeit der Aktuatorik zu analysieren. Da das ESP heutzutage nahezu als Standard gilt und die Fahrdynamik mitdefiniert, ist das Verhalten von Antriebsstrangsystemen auch im Zusammenspiel mit ESP Interventionen zu bewerten. Je nach Lage der Sekundärachse und den unterschiedlichen ESP Zuständen

- ESP- Eingriff,
- ESP- Aus und
- ESP- Rückfallebene mit erhöhten Eingriffsschwellen

ist die Strategie der Momentenverteilung seitens des Traktions- bzw. Fahrdynamiksystems unterschiedlich zu wählen, um optimales und sicheres Verhalten zu erzielen, siehe auch Kapitel 5.4. Ein Beispiel hierfür stellt die Rücknahme bzw. Abschaltung des Allradmomentes bei einer Hang-On Kupplung zur Vorderachse bei ESP Intervention dar, was speziell auf Niedrigreibwert schnell zu Instabilität führt. Der Fokus liegt auf dem Systemverhalten in den Betriebszuständen Einlenken, Kurvenfahrt, Lastwechsel und Beschleunigung. Die Kriterien zielen auf die Erkennung nicht zielführender Strategien der Momentenverteilung ab. Vor allem ist der Einfluss auf die Steuertendenz durch das Antriebsstrangsystem zu bewerten, der mit sinkenden Fahrbahnreibwerten steigt. Eine Zusammenstellung ausgewählter Kriterien für diese Kategorie gibt auch hier einen schnellen Überblick über die Fahrdynamikqualität einer Abstimmung. Abbildung 49 zeigt etwa die Lokalität von

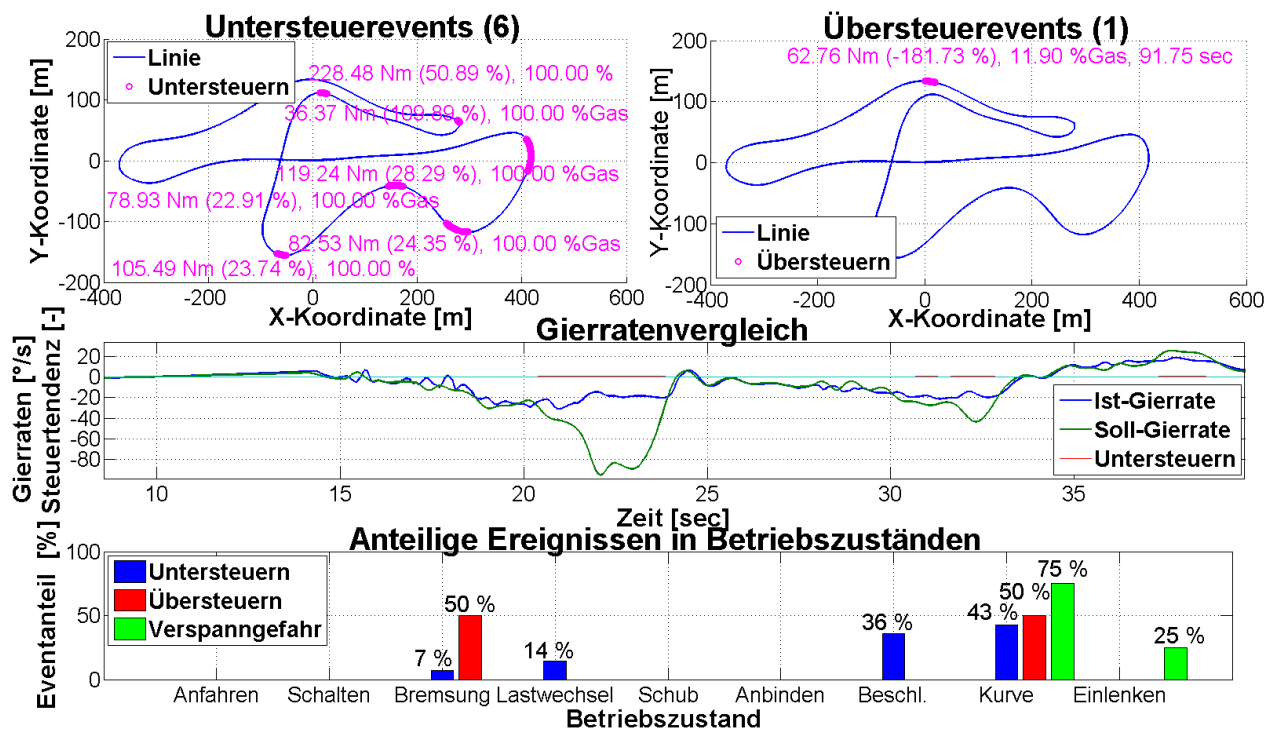


Abbildung 49: Systemverhalten - Fahrdynamik

Unter- und Übersteuerevents, einen Vergleich von Ist- und Sollgierrate sowie eine Klassierung fahrdynamikrelevanter Ereignisse in den definierten Betriebszuständen.

4.5.3 Systembelastung und Verfügbarkeit

Um neben den zuvor genannten fahrbarkeitsrelevanten Kriterien auch die nicht subjektiv spürbaren Belastungskriterien zu erfüllen, sind die Regel- bzw. Steuerlogik auch auf die konstruktiv zulässigen Systembelastungsgrenzen abzustimmen. Das Belastungskollektiv¹⁵ ist meist eine Mischung aus Fahrten in den Bereichen Stadt, Überland, Berg, Autobahn bzw. Handlingkurs. Mit welcher Gewichtung die einzelnen Bestandteile im Gesamtkollektiv berücksichtigt werden hängt stark vom Einsatzbereich des Fahrzeuges ab und beruht auf Erfahrungen von Systemzulieferer und Fahrzeughersteller. Die Belastungen folgender Komponenten von Allradsystem und Antriebsstrang werden durch die entwickelte Software anhand angeführter wichtiger Kriterien bewertet.

- **Leistungsmechanik und Elektronik der Aktorik:**
Haltephasen, Stellhäufigkeit, eff. Mittelwert Steuergerätestrom (Glg. 17), ...
- **Kupplungen:**
Genauigkeit, Reibleistung, Temperaturbelastung, Reibarbeitungsclassierung, Verschleiß ...
- **Achsgetriebe bzw. PTU (Power-Takeoff-Unit):**
Rainflowanalyse des übertragenen Sekundärmomentes, schädigungsäquivalentes Dauermoment (Glg. 10), ...
- **Getriebeöl:**
Öltemperatur, kummulierte Scherarbeit, Scherleistung ...

Mit dem Ziel, die aus der Allradsystemansteuerung resultierende Systembelastung im Überblick zu behalten, werden die verschiedenen Belastungskriterien konzentriert dargestellt. Eine Überbelastung in obengenannten Bereichen kann so schnell erkannt werden, siehe Abbildung 50. Eine Überbelastung führt im besten Fall nur zu einem temporären Ausfall der Verfügbarkeit, einer Funktionsbeeinträchtigung oder im Extremfall zu einem bleibenden Systemschaden. Bei aktiven Allradsystemen wird die Belastung des Sekundärtriebsstranges durch die Steuerlogik definiert. Es besteht die Gefahr, dass eine Regelstrategie zum Schutz schwacher Glieder der Übertragungskette zu einem Verfügbarkeitsproblem des Allradsystems führt. Um das zu vermeiden sind die Belastungsgrenzen zu kennen bzw. ein sich ankündigender Systemausfall zu erkennen um dem mit Maßnahmen entgegenwirken zu können. Zur Sicherstellung der Systemfunktionalität sind die Kriterien

- lineare Schadensakkumulation,
- thermische Belastung (Temperaturmodell bzw. ECU-Temperatur),
- Reibarbeit und Reibarbeitungsclassierung nach Leistungsklassen sowie der
- Verschleiß (Systemkalibrierung bei Start und/oder Abstellen)

während der Fahrt (On-Board Diagnose) zu beobachten. Nachfolgender Zusammenhang für das schädigungsäquivalente Dauermoment M_{SAD} stellt eine Standardgröße zur Bewertung der mechanischen Belastung von Achsgetrieben, Antriebswellen etc.

¹⁵ Als Kollektiv bezeichnet man eine Sammlung von Belastungsfällen, z.B. als Stufenprogramm mit Überrollungen in unterschiedlichen Belastungsklassen, was die Gesamtbelastung eines Systems oder Teilen davon während der gesamten Lebensdauer abbilden soll.

dar. Dieses wird aus einer Drehzahlklassierung des Antriebsmomentes in n Klassen gewonnen und nach folgendem Zusammenhang aus dem ersten Moment einer Klasse m_i und den kumulierten Umdrehungen je Klasse pro Sekunde n_i berechnet, siehe Glg. 10.

$$M_{SAD} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n m_i^k \cdot n_i}{2 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{Glg. 10}$$

Der Parameter k berücksichtigt die Komponente auf die sich die Berechnung bezieht und ist dementsprechend zu wählen (Lager...3, Verzahnung...5, Wellen...8). Als Referenz für die Zahl der Überrollungen wird ein üblicher Wert aus Dauerfestigkeitsberechnungen von $2 \cdot 10^6$ herangezogen. Abbildung 50 zeigt die Belastungen unterschiedlicher Bestandteile des Allradsystems. Links oben sind Reibarbeit und Verweildauer in Reibleistungsklassen sowie das Schädigungslimit für die Kupplung dargestellt. Rechts oben wird das Stellverhalten des Allradsystems in Form von Auf- und Abbauphasen des Momentes durch die Aktorik beobachtet und der quadratische Mittelwert vom Aktuatorstrom angegeben. Links unten erfolgt die Darstellung der Überrollungsklassierung des Momentes der Sekundärachse und Angabe des äquivalenten Dauermomentes. Zuletzt wird noch eine Klassierung von Verspannungseignissen nach Betriebszuständen durchgeführt.

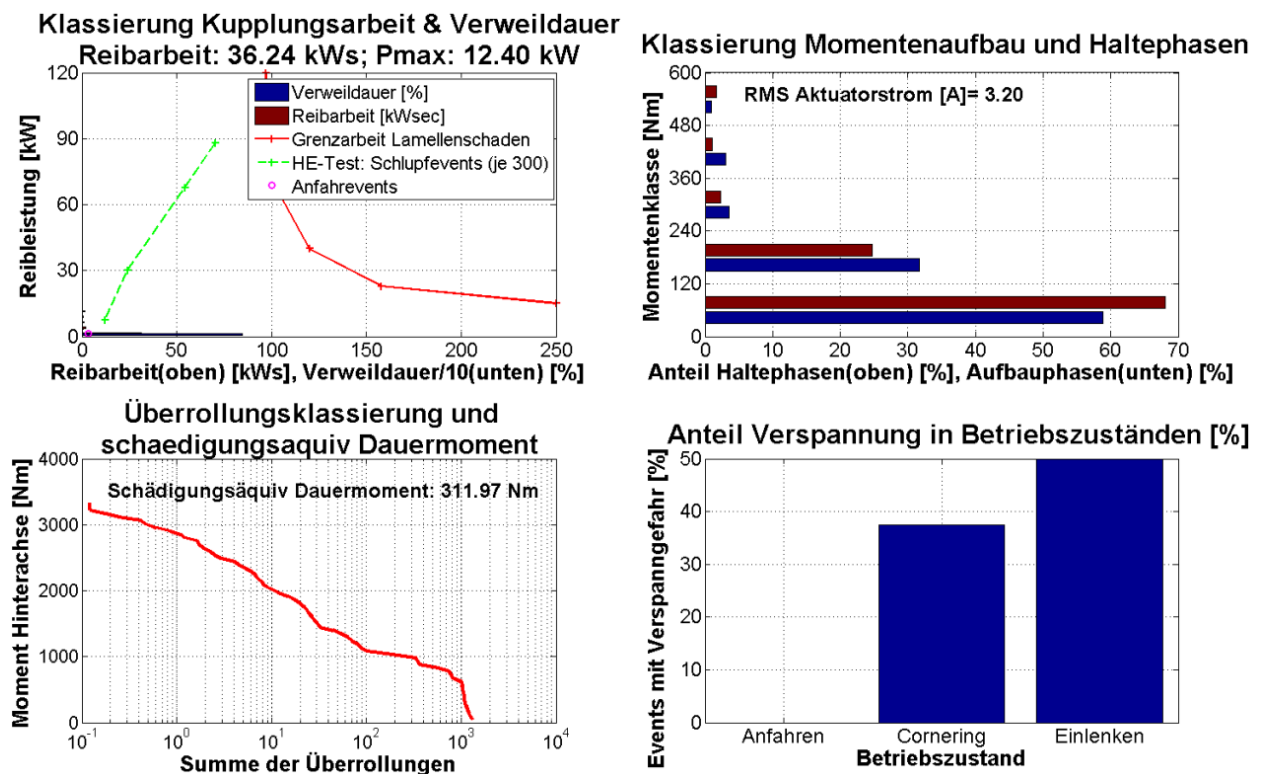


Abbildung 50: Systemverhalten - Belastung

Letztendlich besteht bei der Systemapplikation ein wichtiges Ziel darin, die Belastung der Antriebsstrangkomponente(n) zu optimieren, ohne die Fahrbarkeit des Allradfahrzeuges negativ zu beeinflussen.

4.5.4 Komfort

Ein Haupteinfluss auf den Fahrkomfort erfolgt durch Längs- bzw. Gierbeschleunigungen, die durch ruckartige Verteilungen von Antriebskräften entstehen. Ein Beispiel hierfür kann mit kurz hintereinander auftretenden Schlupfregleingriffen, auch Pulsen genannt, gegeben werden. Hier wird auf die VDI-Richtlinie 2057 zurückgegriffen [54], die in einer Reihenuntersuchung die Einflüsse auf die Bewertung der Schwingungseinwirkung auf den Menschen als Fahrer untersucht hat und die Ergebnisse in einer Berechnungsvorschrift berücksichtigt. Der Vergleichswert wird hier als quadratischer Mittelwert a_{wT} einer frequenzbewerteten Beschleunigung a_{wi} im Zeitintervall T gebildet:

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{wi}(t)^2 \cdot dt}$$

Glg. 11

Je nach Höhe dieses Wertes kann von einer Skala abgelesen werden, wie stark die Schwingung vom Menschen empfunden wird. Eine mögliche Anwendung dieser Richtlinie ist die Bewertung von Längsschwingungen, auch Ruckeln genannt, die durch Schlupfreglereingriffe von Allrad- bzw. Sperrkupplungen verursacht werden. Die Lage verschiedener bewerteter Frequenzanteile einer abklingenden Schwingung bezüglich Schwellen des menschlichen Empfindens zeigt Abbildung 51. Die Bereiche zwischen den Linien im doppelt logarithmischen Maßstab, von unten nach oben betrachtet, entsprechen dem Grad des subjektiven Empfindens, eingeteilt in gerade spürbar, gut spürbar und stark spürbar. Die Referenzlinien entsprechen dem Dezibelwert (dB) der Grenzbeschleunigungswerte dieser Bereiche bezogen auf die frequenzbewertete Referenzfrequenz a_{ref} (0.015 m/s^2) welche auch die Wahrnehmungsschwelle darstellt.

Frequenzbewertung einer Längsbeschleunigung durch Schlupfreglerpulsen

Effektivwert : $a_{wT} = 0.21494 \text{ m/s}^2$ Referenzwert: $a_{ref} = 0.015 \text{ m/s}^2$

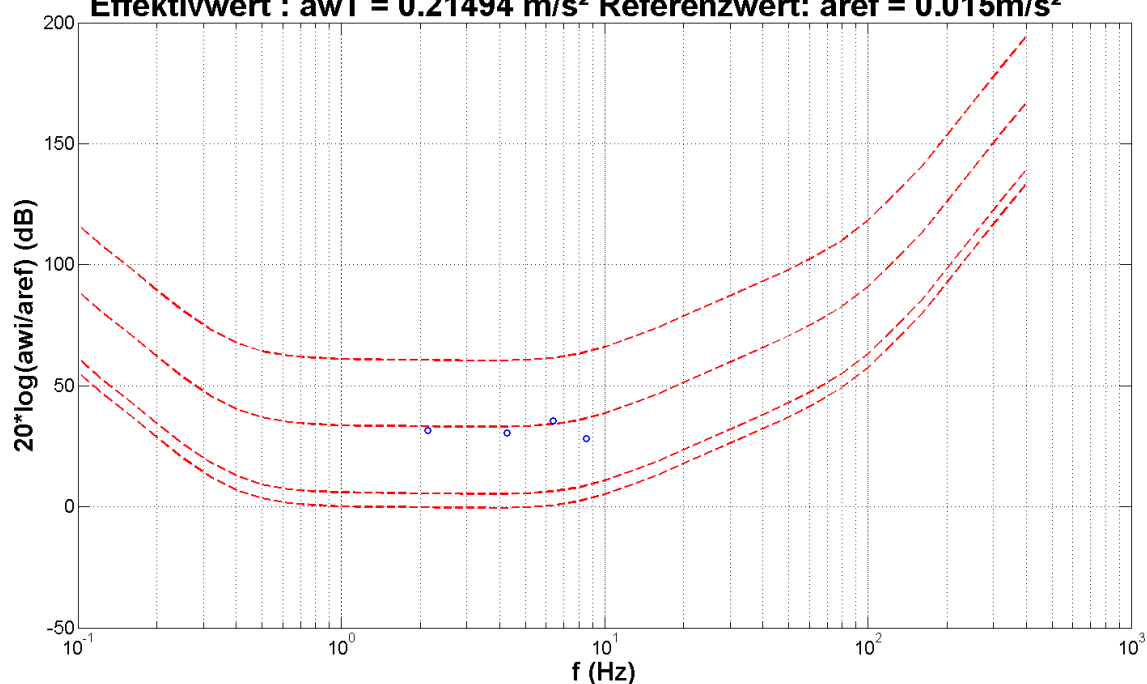


Abbildung 51: Frequenzbewertete Längsbeschleunigung (VDI 2057)

Ein Allradkupplungssystem mit nicht ausreichender Feinabstimmung kann bei dynamischer Kurvenfahrt bei niedrigen Reibwertverhältnissen zwischen Reifen und Fahrbahn zu inhomogenem Gierverhalten tendieren. Dieser Wechsel von Unter- und Übersteuern wird im Allgemeinen als unangenehm empfunden. Die entwickelte Software erkennt solche Vorgänge und untersucht, ob diese durch ungeeignetes Momentenstellverhalten des Allradsystems verursacht wurden.

Ein wichtiges Komfortkriterium klassischer Allradsysteme ist auch die Antriebsstrangverspannung, siehe Abschnitt 3.4.5. Durch die Unterdrückung der kinematischen Kurvendifferenzgeschwindigkeit zwischen Vorder- und Hinterachse kommt es zu Blindmomenten im Antriebsstrang und somit zu einer höheren Belastung des Antriebsstranges als durch das Getriebeausgangsmoment vorgegeben, siehe Abbildung 52. Dieser Effekt äußert sich durch schwergängige Lenkung, ruckartige Entspannung über Kupplung oder Reifen sowie Aufbauschwingungen sowohl während der Fahrt als auch bei verspanntem Stillstand. Dieser Zustand ist jedenfalls zu vermeiden sofern nicht die Betätigung eines Wahlschalters zur Antriebssperre (Lock-Mode) dieses Verhalten tolerieren lässt (Geländeeinsatz).

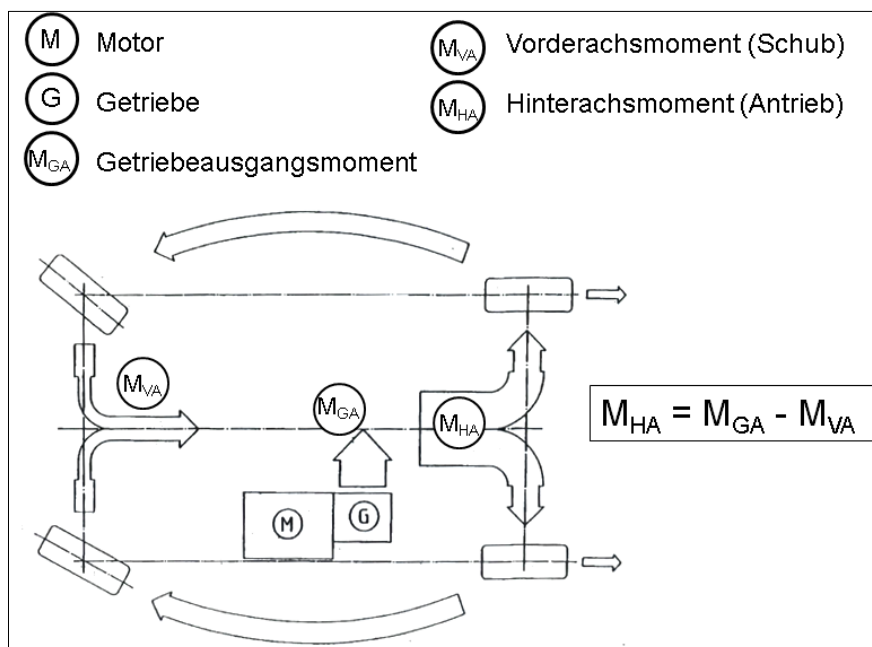


Abbildung 52: Verspannung bei Kurvenfahrt

4.5.5 Effizienz

Grundsätzlich kann bei der Effizienz von Traktionssystemen in Komponenten- und Betriebseffizienz unterschieden werden. Neben den durch die Konstruktion vorgegebenen Parametern wie Gewicht und Reibungsverlusten bzw. Wirkungsgrad der zusätzlichen Antriebsstrangkomponenten kann durch eine geeignete Allradstrategie eine Optimierung der Effizienz erfolgen, siehe Abschnitt 3.4.1. Um auch die lastunabhängigen Verluste zu vermeiden muss der Sekundärtriebsstrang stillgelegt werden, was mit einem erhöhten konstruktiven Aufwand durch zusätzliche Kupplungen, Synchronisierereinheiten etc. einhergeht.

Nachfolgende Kriterien geben einen kleinen Überblick über die Bewertung der Effizienz bzw. Verluste im Sekundärtriebsstrang einer Allradanwendung.

- Zeitanteil von Vorsteuerung T_{Vst} bzw. Schlupfregelungen T_{SR} während positivem Moment T_{Sec} im Sekundärtriebsstrang $t_{SR(Vst)}$

$$t_{SR(Vst)} = \frac{T_{SR}(T_{Vst})}{T_{Sec>0}} \times 100 \quad [\%] \quad \text{Glg. 12}$$

- Reaktion von Schlupfregelungen Rsp_{SR} als relative Radverdrehung bis zum Einsatz des Schlupfregelalgorithmus

$$Rsp_{SR} = \sum_{tSlipon}^{tSRon} \Delta\omega_{AchS} dt \quad [rad] \quad \text{Glg. 13}$$

- Effizienz in der Umsetzung einer Sollmomentenverteilung in Form des Übersperrgrades E_{OVLCK} als Abweichung des Sollmomentes M_{soll} vom Istmoment M_{Ist} bezogen auf das Istmoment

$$E_{OVLCK} = \frac{M_{Soll} - M_{Ist}}{M_{Ist}} \times 100 \quad [\%] \quad \text{Glg. 14}$$

- Wirkungsgrad-Betriebsbereich der Allradkomponente als Differenz des im gesperrten Zustand gemessenen Wirkungsgrades η_{Lock} und zusätzlichem Verlust durch Kupplungsschlupf $\Delta\eta_{Slip}$ der aus Kupplungsreiarbeit P_{Reib} und Verteilergetriebeeingangsleistung P_{VTGein} bestimmt wird

$$\eta_{4x4} = \eta_{Lock} - \Delta\eta_{Slip} \quad [\%] \quad \text{mit} \quad \Delta\eta_{Slip} = \frac{P_{Reib}}{P_{VTGein}} \quad \text{Glg. 15}$$

- Reiarbeitseintrag W_{SR} während Schlupfregelungen aus dem gestellten Kupplungsmoment M_{Kupp} und der Differenzwinkelgeschwindigkeit der Achsen $\Delta\omega_{AchS}$

$$W_{SR} = \int_{tSRon}^{tSRoff} \Delta\omega_{AchS} \cdot M_{Kupp} \cdot dt \quad [Ws] \quad \text{Glg. 16}$$

- Strombedarf der Aktorik als quadratischer Mittelwert i_{Eff} des Stromes i_{Akt} vom Steuergerät

$$i_{Eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T i_{Akt}(t)^2 \cdot dt} \quad [A]$$

Glg. 17

- Wiederzuschaltanteil rec_X eines Zuschaltkriteriums $Kact_X$ an allen Zuschaltungen $Kact_{Sum}$ bei Systemen zur Stilllegung des Sekundäranstriebsstranges

$$rec_X = \frac{\#Kact_X}{\#Kact_{Sum}} \times 100 \quad [\%]$$

Glg. 18

Für jede Bewertungskategorie gemäß Abschnitt 4.2 werden Gütekriterien definiert. Dies erfolgt durch gemittelte Gewichtung aller einer Abstimmungskategorie zugeordneten Subkriterienbewertungen Ind_{Si} , die den Prozentsatz der Erreichung eines Ideals wiedergeben, mit den zugehörigen Gewichtungen w_{Si} , siehe Glg. 19. Das Ergebnis ist ein kategoriespezifischer Bewertungsindex, siehe Abbildung 53. Eine Auswertung der Potentiale, abhängig von der Gewichtung der Subkriterien einer Kategorie w_{Si} liefert Informationen für die nächste Parametervariation im Zuge des iterativen Abstimmungsprozesses gemäß Glg. 20.

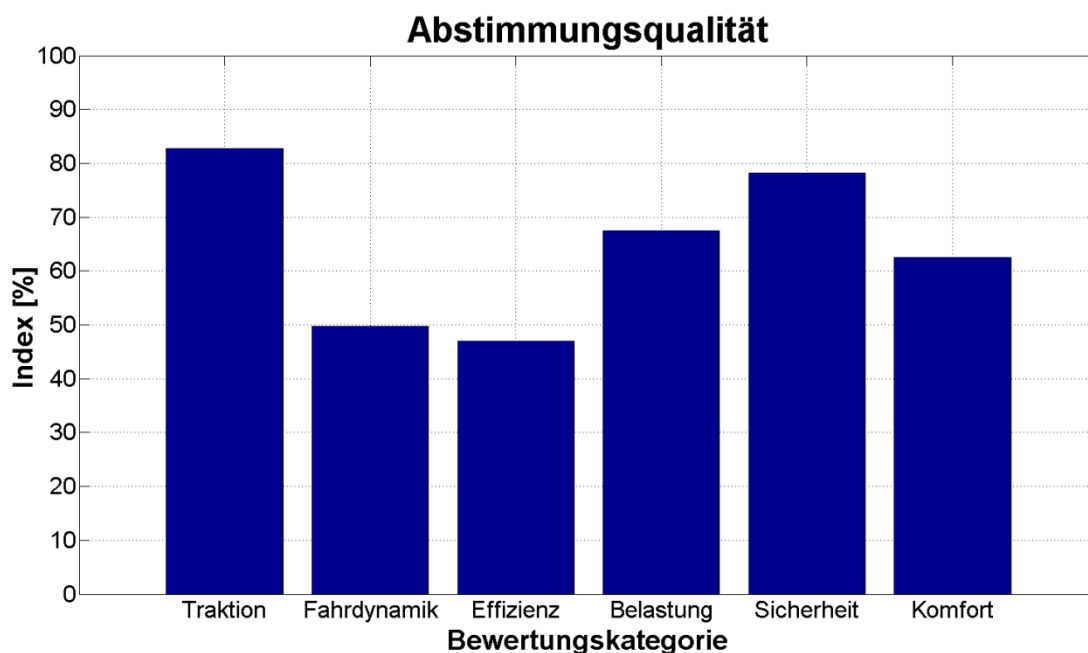


Abbildung 53: Abstimmungsqualität der Kategorien

$$Index_{KategorieX} = \left[Ind_{S1} \quad Ind_{S2} \quad \dots \quad Ind_{Sn} \right] \cdot \begin{bmatrix} w_{S1} \\ w_{S2} \\ \vdots \\ w_{Sn} \end{bmatrix} \quad [\%]$$

Glg. 19

$$Potential_{Kategorie} = \begin{bmatrix} w_{S1} \\ w_{S2} \\ \vdots \\ w_{Sn} \end{bmatrix} \cdot 100 - \begin{bmatrix} Ind_{S1} \\ Ind_{S2} \\ \vdots \\ Ind_{Sn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_{S1} \\ w_{S2} \\ \vdots \\ w_{Sn} \end{bmatrix} \quad [\%]$$

Glg. 20

4.5.6 Sicherheit

Zur Bewertung der funktionalen Sicherheit von angesteuerten Allradssystemen kommt die internationale Norm IEC-61508 bzw. IEC-61511 zur Anwendung. Die Bewertung des Sicherheits-Integritätslevels (SIL) erfolgt anhand der Analyse potentieller Fehlfunktionen in definierten Fahrzuständen. Zunächst erfolgt die Einordnung eines zuvor definierten Fehlverhaltens in eine von vier Stufen für unterschiedliche Bewertungskategorien des Sicherheitslevels, siehe Abbildung 54.

Class of Severity	S0	S1	S2	S3
Description	no injuries	Light and moderate injuries	Severe and lifethreatening injuries (survival probable)	Life-threatening injuries (survival uncertain), fatal injuries
Class of Exposure	E1	E2	E3	E4
Description	Rare events (< 1 per year)	Sometimes (< 1% of operation time)	Quite often (1%...10(39%) of operation time)	Often (10(39%)...100% of operation time)
Informativ examples	Accident situation that requires release of the airbag, Stop at railway crossing, which requires start of engine. Towing, jump start.	Pulling a trailer, driving with roof rack, Driving on a mountain pass with unsecured steep slope, Driving situation with deviation from desired path	Fuelling, passing, tunnels, hill hold, car wash, Night driving on roads without streetlights, wet roads, snow and ice, congestion	Starting, shifting gears, accelerating, braking, steering, using indicators, parking, driving backwards, Driving on highways, driving on secondary roads, city driving
Class of Controllability	C0	C1	C2	C3
Description	Legal regulations	Simply controllable	Normally controllable	Difficult to control or uncontrollable
Definition	Driver controls the situation due to the driving training (driving license) or regulations define the situation as controllable.	Less than 1% of average drivers or other traffic participants are usually unable to control the damage.	Less than 10% of average drivers or other traffic participants are usually unable to control the damage.	The average driver or other traffic participant is usually unable, or barely able, to control the damage.
Informativ examples	Driver gets distracted by sudden loud radio. Loss of power steering.	When starting the vehicle with blocked steering column, the car can be brought to stop by almost all drivers early enough to avoid harm to persons nearby. Faulty adjustment of seats while driving can be controlled by almost all drivers through adjustment of seats and bringing the vehicle to a stop.	Driver can normally avoid departing from the lane: <ul style="list-style-type: none"> ▪ in case of a failure of ABS during emergency braking. ▪ on snow or ice in a curve in case of a failure of ABS during emergency braking. ▪ in case of a motor failure at high lateral acceleration (motorway exit). Driver is normally able to bring the vehicle to a stop in case of a total light failure at medium or high speed on an unlighted country road without departing from the lane in an uncontrolled manner.	Self-steering with high angular speed at medium or high vehicle speed can hardly be controlled by the driver. Driver cannot bring the vehicle to a stop if a total loss of braking performance occurs. In case of faulty airbag release at high or moderate vehicle speed, driver usually cannot prevent vehicle from departing from the lane.

Abbildung 54: Sicherheitsintegritätslevel (SIL) - Bewertungsklassen

Diese Bewertungskategorien sind die Gefährdung des Fahrers, die Wahrscheinlichkeit des Auftretens sowie die Beherrschbarkeit der Fehlfunktionen durch den Fahrer. Die Kombination der Bewertungsstufen innerhalb der Kategorien ($S_{0...3}$, $E_{0...3}$, $C_{0...3}$) führt schließlich gemäß einem Schlüssel zur SIL-Einstufung.

Davon abhängig sind konstruktions- bzw. softwarebasierte Maßnahmen zur Risikominimierung bzw. Vermeidung von Fehlfunktionen auszuarbeiten.

Das vorgestellte Expertentool unterstützt die Gewährleistung der funktionalen Sicherheit durch Erkennung, Lokalisierung und Auswertung von Zuständen mit erfahrungsgemäß kritischer Längskraftverteilung für vorhandene Antriebsstrangsysteme. Nachfolgende Beispiele stellen eine kleine Auswahl solcher Zustände dar, die instabiles Fahrverhalten verursachen können und daher eine sensible Parametrierung der Allradsystemlogik erfordern:

- Zuviel Antriebsmoment bei Hang-On Allradsystemen zur Hinterachse bei einem Übersteuer-ESP Eingriff,
- Aktivierung der Hinterachs-Differentialsperre oder eines Torque-Vectoring Systems bei übersteuerndem Fahrzeug unter Last,
- Aktivierung eines Torque-Vectoring Systems bei höherer Geschwindigkeit während Geradeausfahrt,
- Überbremsung der Hinterachse in Kurven durch zu viel (Sekundärachse hinten) bzw. zu wenig (Sekundärachse vorne) Momententransfer durch das Allradsystem,
- Übersteuern beim Lastwechsel und niedrigem Reibwertpotential der Straße durch ein zu hohes Systemschleppmoment einer Allradkupplung zur Hinterachse,
- weitere Zustände.

Die frühzeitige, sichere Erkennung dieser Zustände in der Entwicklungsphase einer Software ermöglicht eine Gefährdungsbeurteilung und die frühe Entwicklung von entsprechenden Sicherheitskonzepten.

Die Eigenschaft der Ausfallsicherheit (engl. „Fail-safe“) ist in diesem Zusammenhang ebenso gebräuchlich. Darunter versteht man, dass die Auswirkungen im Fehlerfall möglichst ungefährlich sind, und eine Weiterfahrt bei totalem Systemausfall (z.B. defekte Allradsystemaktuatorik) zumindest bis zur nächsten Reparaturmöglichkeit möglich sein sollte.

5 Bauweisen und Allradsystemapplikationen

5.1 Allgemeines

Die teils hohe Bedeutung vom Allradantrieb für das Markenimage und die vielfältigen Möglichkeiten der Applikation sind ein wesentlicher Bestandteil der Abgrenzung eines OEM's zu Mitbewerbern. Die intensive Diskussion der CO₂-Problematik und die daraus resultierende neue Gesetzgebung forderte auch die Verbrauchsoptimierung und das „Downsizing“ von Allradsystemen. Die Funktionen und Module, die in modernen Regelalgorithmen für Antriebsstrangsysteme verwendet werden sind teilweise bekannt. Die effiziente Umsetzung einer Vorgabe auf Basis des bestehenden Funktionsumfangs oder durch Integrationen neuer Funktionen unter den verschiedensten Voraussetzungen stellt dabei die eigentliche Schwierigkeit dar. Abhängig von Architektur, Systemtyp, Fahrzeugtyp sowie spezieller Systemspezifika, siehe Abschnitt 3.4, wird die Umsetzbarkeit einer Strategie zur Verteilung von Längskräften beeinflusst. Neben der Hauptanforderung guter Traktionseigenschaften besteht die Zielsetzung zunehmend auch in der Versorgung einer Achse bzw. einzelner Räder mit Antriebs- oder Schubmoment in gezielter Höhe und Dauer zum Zweck der fahrdynamischen Beeinflussung des Fahrzeuges in gewolltem Ausmaß. Das große Spektrum möglicher Systemauslegungen reicht vom vollwertigen Geländeallrad über bedarfsgerechte, effiziente Momentenverteilung mit adaptiver Anpassung an den Fahrstil bis hin zu fahrdynamisch orientierten Anwendungen. Die stark fahrzeugherstellerspezifisch gewichteten Zielbereiche Traktion, Fahrdynamik, Effizienz, Komfort und Systembelastung sind in der Endabstimmung entsprechend abzubilden. Beispiele zu berücksichtigender Zielkonflikte bei der Abstimmung eines Kupplungsallradsystems sind etwa die Vermeidung von Verspannungszuständen auf Hochreibwert, bei optimierter Traktion auf Niedrigreibwert oder bestmögliche Effizienz durch eine reduzierte Nutzung des Allradsystems bei gleichzeitig geringstmöglicher Komfortbeeinträchtigung durch eine zunehmende Anzahl von Schlupfreglereingriffen. Abbildung 55 zeigt die wechselwirkenden, teils im Zielkonflikt stehenden Anforderungen einer Applikation sowie das Umfeld, das die Rahmenbedingungen definiert.

Während Allradantrieb auf Hochreibwert hauptsächlich bei leistungsstarken Fahrzeugen bzw. erst im Grenzbereich einen Vorteil hinsichtlich Traktion und Fahrdynamik zeigt, kann durch entsprechende Längsverteilung des Antriebsmomentes das Fahrverhalten bei Verhältnissen mit niedrigem Fahrbahnreibwert in einem weiten Bereich variiert werden. Meist ist ein Fahrzeug mit Traktionsverlust an einer Achse leichter zu beherrschen als wenn an beiden Achsen übermäßiger Schräglauf auftritt. Dieser Fall kann speziell bei Niedrigreibwert und Einsatz von Sperrern auftreten. Eine gezielte Längskraftverteilung, wie es durch Kupplungsallradsysteme möglich ist, kann z.B. die dynamische Kurvenfahrt verbessern, da eine hecklastige Antriebskraftverteilung ein früheres Beschleunigen im Kurvenausgang ermöglicht. Andererseits kann dies auch zur Stabilisierung von Übersteuern eingesetzt werden.

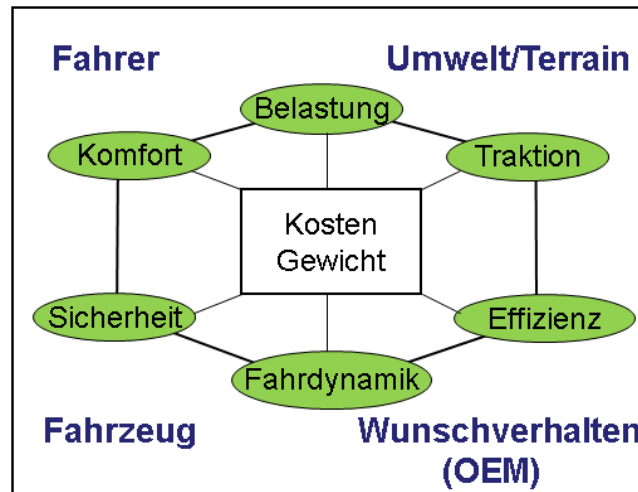


Abbildung 55: Spannungsfeld der Allradsystementwicklung

Vor dem Hintergrund obenstehender Einflussfaktoren ist die Komplexität dieser Aufgabe erkennbar und legt damit eine systematische Vorgehensweise nahe. Eine makroskopische Sicht auf die Vielfalt der zu berücksichtigenden Einflüsse gibt Abbildung 56.

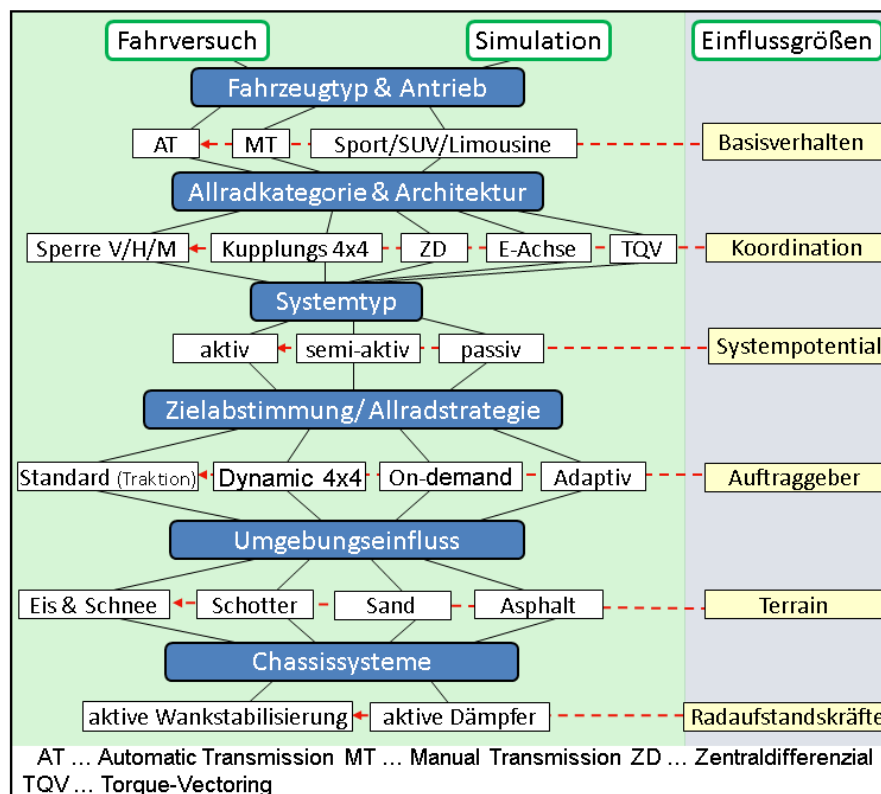


Abbildung 56: Einflussfaktoren der Allradsystemapplikation

Im Folgenden soll auf verschiedene Zielabstimmungen und deren charakteristische Eigenschaften näher eingegangen werden. Der Prozess für die spezifische Umsetzung selbst und der dafür verfügbare funktionale Rahmen ist in Kapitel 7 beschrieben.

5.2 Vollwertiges Allradsystem (Geländeallradsystem)

Der klassische Vertreter dieser Kategorie hinsichtlich Antriebsstranglayout ist das Zentraldifferential, ggf. um eine oder mehr Differentialsperren ergänzt. Abbildung 57 zeigt ein Zentraldifferential mit integriertem Geländegang und aktiver Sperre. Dies entspricht der üblichen Bauweise für eine Längsanordnung der Verbrennungskraftmaschine und Verschraubung mit dem Hauptgetriebe anhand der dafür vorgesehenen Flanschfläche (rot gekennzeichnet). Bei dieser Allradkategorie ist Traktion unter allen Bedingungen das Hauptkriterium. Der Vorteil liegt hier speziell bei engen Kurven, wo eine Allradkupplung wegen Verspannungsfahrer geöffnet werden muss und nur die Schlupfregelung aktiv ist. Eine Ausnahme hinsichtlich dieses Vorteils stellt ein Differential mit Selbstsperrereffekt (Torsen[®]) dar.

Die für normale PKW geltenden hohen Anforderungen an Verbrauchsreduzierung, Gewicht, Verspannung und Komfort treten für diese Fahrzeugkategorie zurück. Antriebsstrangverspannung wird teilweise akzeptiert, wenn vom Fahrer über ein Bedienelement der Antriebsstrang aktiv gesperrt werden kann, um einen Verlust der Traktion zu vermeiden. Ergänzend zu höherwertigen Systemen mit geregelter Differentialsperre sind hier auch Wahlschalter gebräuchlich, mit denen speziellen Anforderungen an Strassenreiwert und Terrain (Schlamm, Fels, Gras, ...) durch eine spezifische Systemabstimmung Rechnung getragen werden kann, siehe 3.4. Eine vorhandene Geländeübersetzung, auch Hi-Lo Schaltung genannt, erhöht die zu installierende Kupplungsleistung zusätzlich.

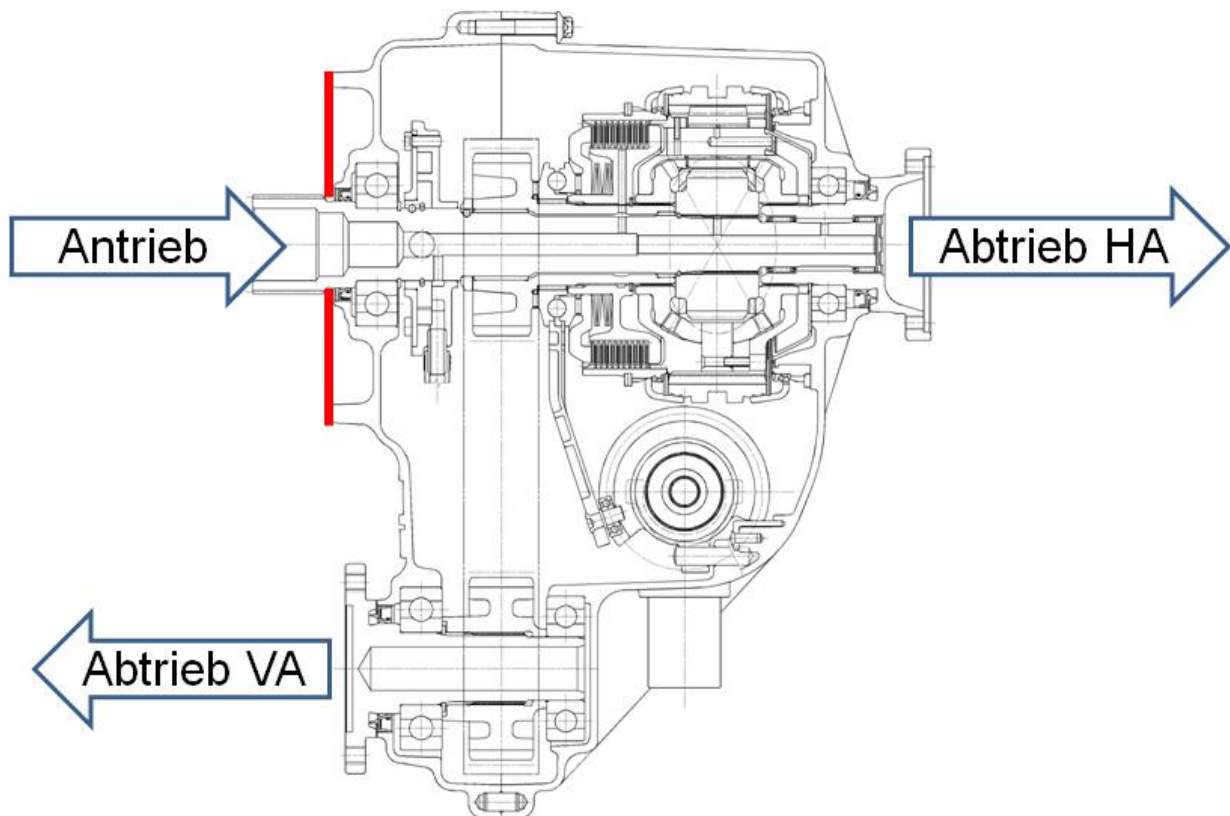


Abbildung 57: Zentraldifferential mit Sperre und Geländegang (Magna-Powertrain)

Üblicherweise entspricht das Auslegungsmoment eines Geländeallradantriebsstranges dem maximal verfügbaren Antriebsmoment zuzüglich einem Dynamikfaktor, was im Extremfall mittels Zentralfachsperrperre bzw. Allradkupplung auf eine Achse übertragen werden können muss.

Für volle Geländetraktion sind unterstützende Allradsperranordnungen an den Knotenpunkten des Antriebsstranges (Klauenkupplung, Lamellenkupplung) unverzichtbar. Für Sperranwendungen (elektromechanisch, elektrohydraulisch) werden hier die gleichen Systeme (aktiv, passiv oder semi-aktiv) eingesetzt, wie sie auch für ein reines Kupplungsallradsystem üblich sind. Sperranordnungen, die den Antriebsstrang mittels Klauenkupplung(en) starr durchschalten, sind bei Personenkraftwagen nahezu verschwunden. Ihr Einsatz beschränkt sich meist auf Geländefahrzeuge.

5.3 Traktionsallradsysteme „light“

Bei dieser Auslegungsvariante eines Allradantriebes besteht das Ziel darin, nur soviel Allradmoment zu installieren, dass die primär angetriebene Achse unterstützt wird und die Traktion erhalten bleibt. Diese, auch „Light-Allradsystem“ genannten Systeme zielen somit auf höchste Effizienz und sichere Fahrt bei Nässe, Schnee und Eis ab. Für die Dimensionierung solcher Allradanwendungen ist ein Maximalmoment, das etwa 30-40%¹⁶ des an der Primärachse auf Hochreibwert maximal absetzbaren Momentes entspricht, ausreichend.

Dieser Wert erscheint naheliegend, da man damit einerseits Fahrbahnreibwerte bis zu griffigem Schnee ($\mu \sim 0.35$) ausnützen kann sowie bei nasser Fahrbahn ($\mu \sim 0.7$) das an der Primärachse im Vergleich zu Hochreibwert fehlende Kraftschlusspotential an der Sekundärachse nutzen kann, siehe auch Abbildung 58 [64].

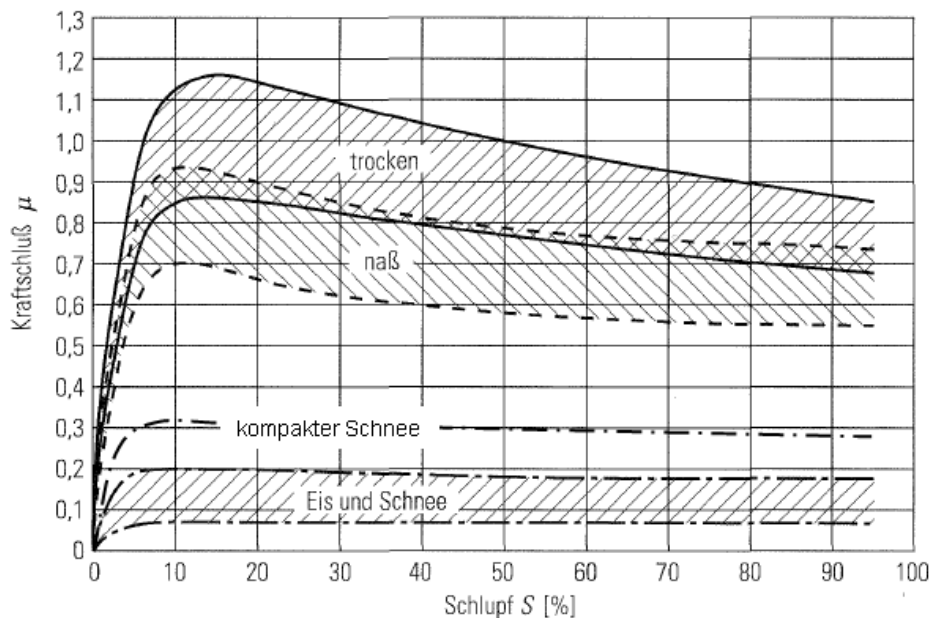


Abbildung 58: Reifenschlupfcurven bei verschiedenem Haftreibwert

Die Hauptaspekte dieser Anwendung sind Traktion, Systemverfügbarkeit und Effizienz der Aktorik. Der Nachteil dieser Anwendung ist, dass die Systemverfügbarkeit abnimmt, je mehr die Allradkapazität reduziert wird. Bewertet man solch ein System anhand des Standardmanövers Steigungsanfahrt mit Niedrig-

¹⁶ Diese Prozentsätze werden in der Fachsprache auch als Reibwertausnutzung bezeichnet.

reibwert an der Primärachse, äußert sich dieser Nachteil in Form einer reduzierten Anzahl möglicher Anfahrten, ehe das System aufgrund zu hohen Wärmeeintrages durch schlupfenden Zustand zum Schutz der Allradkupplung und des Öls abgeschaltet werden muss. Dies kann auf Steigungen durch rückwärtiges Abrutschen zu gefährlichen Situationen führen und sollte deshalb nach Möglichkeit vermieden werden. Auch schlecht abgestimmte Antriebsschlupfregelsysteme (ASR) können das Anfahren auf Steigungen bei Niedrigreibwertverhältnissen durch zu starke Reduzierung des Motormomentes erschweren oder gar verhindern.

Der Trend zu wirkungsgradoptimierten Allradgetrieben in Form des Ersatzes von Ölpumpen durch passive Schmierkonzepte hat diese Problematik durch reduzierte Schmierung bzw. Kühlung noch verschärft. Um neben der Kupplung auch den Stellmotor der Aktorik bzw. eine vorhandene Anbauelektronik thermisch nicht zu überlasten, ist die Allradstrategie hier sehr sorgfältig zu wählen und zu vermeiden, dass Grundfunktionen zum Zweck des Aktuatorschutzes zu sehr beschnitten werden müssen. Unterstützung bei μ -split Bedingungen kann auch hier ein gut applizierter Bremsengriff an der Primärachse liefern, wodurch das Allradsystem entlastet werden kann. Wesentliche Bestandteile eines wirkungsgradoptimierten Allradsystems sind möglichst geringes permanentes Sekundärmoment bzw. Maximalmoment sowie eine intelligente Erkennung des Allradbedarfes, womit die Schlupfreglerabstimmung und adaptive Strategien in den Vordergrund rücken, siehe Kapitel 5.5.

Eine Alternative zu einem aufwendigen separaten Sperrensystem ist der radindividuelle Bremsengriff am Rad mit Traktionsverlust. Im Vergleich zu Sperrensystemen stellt sich der elektronische Bremsengriff wie folgt dar:

- Kein zusätzlicher baulicher Aufwand (Gewicht & Kosten),
- bei hohem Fahrbahnreibwert kann ein mittlenkendes Giermoment auch ohne vorhergehende Entlastung des kurveninneren Rades aktiv aufgebaut werden (Untersteuereingriff: hinten am kurveninneren Rad),
- Achsanwendungen dissipieren 50% der Antriebsleistung während bei einer Sperre verlagert wird,
- Belastung und Verfügbarkeit sind eingeschränkter als bei einer Sperre,
- Abhängigkeit vom ABS/ ESP Hersteller.

Die Qualität der Applikation von Bremsengriffen streut teils erheblich, was oft bei Anfahrten mit einseitig niedrigem Kraftschlußpotential (μ_{split} -Bedingung) offensichtlich wird. Ein wesentlicher Unterschied zum Bremsengriff ist, dass eine Sperre, sofern es sich um ein geregeltes System handelt, auf das vorhandene Allradsystem abzustimmen ist. Mitunter ein Grund für die häufigere Verwendung von Sperren zur Erhöhung der Traktion moderner Fahrzeuge sind die im Vergleich zu früher strafferen Fahrwerke, wodurch die Verschränkung der Achsen und somit der Reifen-Bodenkontakt reduziert wurde.

5.4 Fahrdynamikallradssysteme

Während bei traditionellen Allradanwendungen die Traktion im Vordergrund steht, spielt in sportlicheren Fahrzeugen auch die Unterstützung einer zielgerichteten Fahrdynamik mit höheren Anforderungen an Agilität und Stabilität eine bedeutende Rolle. Gleichzeitig darf die Traktion nicht zu stark vernachlässigt werden, um das vom Fahrer angeforderte Antriebsmoment (Fahrerwunschkmoment) in Vortrieb umzusetzen. Strategien für eine fahrdynamikorientiertes Verhalten werden im Wesentlichen von der Lage der Primärachse bzw. von der Basisantriebsverteilung beeinflusst. Während sich primär frontgetriebene Fahrzeuge mit Allradkupplung bei ausreichend Allradmoment speziell im Grenzbereich merkbar neutraler verhalten, und mit reduziertem Allradmoment gut zu stabilisieren sind, tendieren primär heckgetriebene Fahrzeuge durch mehr Allradmoment speziell auf Schnee zu untersteuerndem bzw. stabilerem Verhalten, siehe Abbildung 59. Bei ausgeprägtem Eigenlenkverhalten, eingestellt durch das Fahrwerk, ist dann das Potential einer Veränderung durch das Allradsystem beschränkt.

Trajektorienvergleich Tipln: R50, $a_y=7\text{m/s}^2$, Lenkwinkel konstant

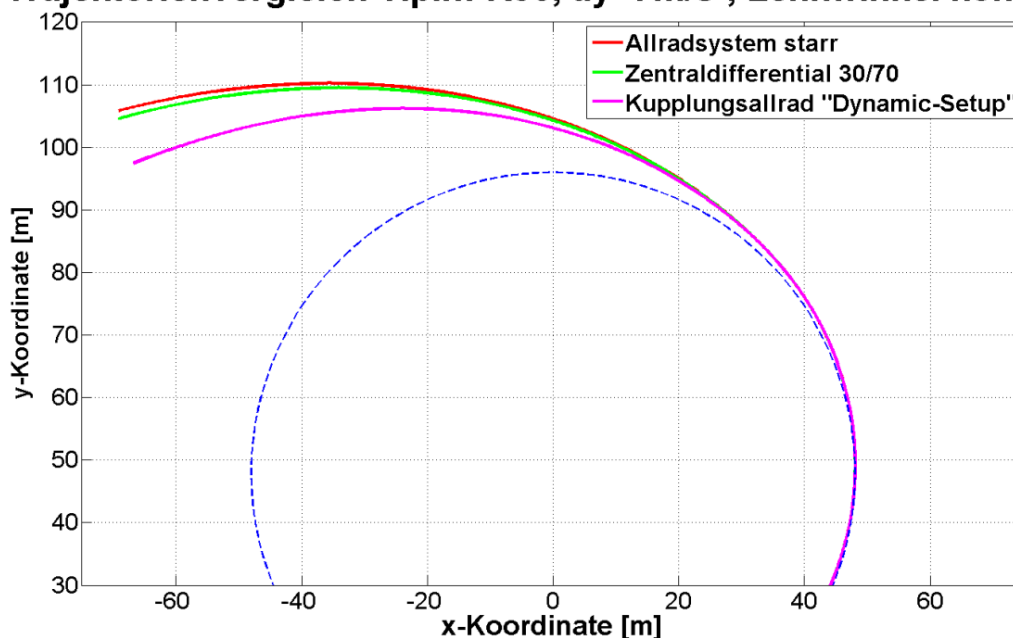


Abbildung 59: Trajektorienvergleich unterschiedlicher Allradvarianten beim Tipln

Die wichtigsten Betriebszustände zur Realisierung einer ausgeprägten Fahrdynamik sind:

- Einlenkvorgang und Lastwechsel,
- Kurvenfahrt sowie
- Beschleunigung im Kurvenausgang

welche auch die wesentlichen Elemente einer Kurvenfahrt darstellen [65]. Eine gute Fahrdynamik ist nicht generell mit mehr Momentenbedarf an der Hinterachse verbunden. Zur Unterstützung der Stabilität bei schnellen Einlenkvorgängen ist eine antriebs- bzw. bremskraftfreie Hinterachse meist von Vorteil.

Beim Einlenken mit gleichzeitigem Lastwechsel kann die Gierwilligkeit und ggf. ein initiales leichtes Übersteuern gut mit etwas mehr Moment an der Hinterachse

eingestellt werden. Bei einer Allradkupplung zur Hinterachse kann ein Kardanmoment von ca. 50 Nm bei Fahrzeugen mit geringem Radstand im Lastwechsel auf Niedrigreibwert schnell zu einer starken Übersteuertendenz führen. Ein initiales Übersteuern mittels Lastwechsel im Kurveneingang kann durch Transfer von ausreichend Antriebsmoment an die Vorderachse wieder stabilisiert werden. Zur Vermeidung von veränderlichem Steuerverhalten in Form schneller Wechsel von Über- und Untersteuern, was bei FehlAbstimmung auf Eis und Schnee sehr ausgeprägt sein kann, ist das Allradmoment betriebszustandspezifisch zu dosieren. Da bei sportlichen Fahrzeugen mit Allradkupplungen zur Vorderachse oft nur wenig Moment zur fahrdynamischen Unterstützung bereitgestellt wird, tritt hier die Systemgenauigkeit speziell auf niedrigem Reibwert in den Vordergrund, siehe Abschnitt 3.4.6. Speziell der Zustand der Verspannung ist hier zu vermeiden, da dadurch undefiniert Moment zwischen den Achsen transferiert wird, womit eine gezielte Beeinflussung des Fahrverhaltens schwierig wird. Systemparameter wie Stellgenauigkeit bzw. Stellgeschwindigkeit und Grundmoment bei offener Allradkupplung stellen die wesentlichen Einflüsse dar. Zu beachten ist hier die grundsätzliche Eigenschaft, dass das Antriebsmoment nur dann definiert übertragen werden kann, wenn die Allradkupplung schlupfend betrieben wird.

Für die Lastwechselabstimmung gilt, dass sich ein drohender Verlust der Stabilität auf beherrschbare Weise ankündigen soll, was sich durch einen entsprechenden Gradient des Gierratenaufbaues ausdrücken lässt. Werte im Bereich von 3-5 $^{\circ}/s^2$ wurden bei Testfahrten auf Schnee bzw. Eis von unterschiedlichen Fahrern als gut korrigierbar und sportlich empfunden, während Gradienten von 10-15 $^{\circ}/s^2$ oder mehr sehr schnelle Reaktion erfordern und daher unangenehm sind.

Für die eigentliche Kurvenfahrt wird eine konstante, ausgewogene Lastverteilung gegen auftretenden Radschlupf kurveninnen angestrebt, wobei hier die Abstimmung des Fahrwerkes und der Stabilisierung einen wesentlichen Einfluss darstellt, siehe Abschnitt 6.1. Die Lage der Primärachse beeinflusst auch wesentlich die Abstimmung für den Kurvenausgang. Mit einem heckgetriebenen Fahrzeug kann aufgrund der Radlastverlagerung früher beschleunigt werden als mit einem frontgetriebenem Fahrzeug.

Die Höhe der Momentenkapazität des Allradsystems zur Umsetzung einer fahrdynamikorientierten Strategie hängt also in erhöhtem Maß von den übrigen Fahrzeugeigenschaften und der Architektur ab. Während ein primär heckgetriebener Sportwagen mit Momenten entsprechend einer Ausnutzung von 30% der bei Hochreibwert an der Sekundärachse absetzbaren Längskräfte auskommt, fordert ein Fahrzeug, das primär frontgetrieben ist und einen hohen Schwerpunkt besitzt wesentlich mehr Allradmomentenpotential. Funktionen, die diese Zusammenhänge berücksichtigen werden in Kapitel 7.3 beschrieben.

Eine fahrdynamikorientierte Verteilung lässt sich bei Allradkupplungen auch durch gezielte Drehzahlunterschiede zwischen den Achsen mittels unterschiedlicher Achsgetriebeübersetzungen oder Reifendurchmesser installieren, wobei die Höhe aus Gründen der Systembelastung beschränkt ist.

In Verbindung mit sportlichen Fahrzeugen höherer Leistungskategorie sind Systeme zur Querverteilung von Antriebskräften (Quersperre, Torque-Splitter) separat oder in Verbindung mit einem Allradsystem zur Steigerung von Traktion und Fahrdynamik sinnvoll. Die fahrdynamische Unterstützung erfolgt dabei durch bessere Ausnutzung des verfügbaren Straßenreibwertes, speziell bei höheren Querschleunigungen durch Aufbau eines Gierrmomentes zur Steigerung von Agilität und Stabilität, siehe Abschnitt 3.4.5.

Auch bei Allradsystemen kann mit Torque-Vectoring Systemen ein Giermoment beliebigen Vorzeichens ohne die Prämisse reduzierter Traktion an einem Rad bzw. Aufbau einer Mindestquerbeschleunigung jederzeit aufgebracht werden. Dieser gleichmäßige Giermomentenaufbau bei jedem Lenkwinkel führt zu einem Mitlenkeffekt und damit zu einem geringeren Lenkbedarf für den Fahrer, was zu spürbar agileren bzw. komfortableren Handlungseigenschaften führt. Zusätzlich unterstützt dieses System die Traktion, da es wie eine Sperre jederzeit Antriebsmoment auf das Rad mit geringerer Traktion verlagern kann. Abbildung 60 zeigt eine Gegenüberstellung des Lenkwinkelbedarfes mit und ohne Torque-Vectoring System an der Hinterachse, basierend auf einer Simulation der Nürburgring-Nordschleife [66].

Lenkwinkelbedarf und Querbeschleunigung mit / ohne Torque-Vectoring (Nürburgring)

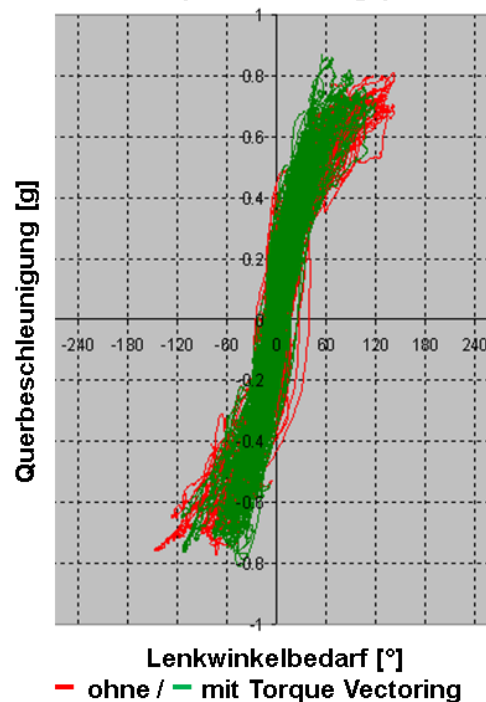


Abbildung 60: Lenkbedarf Nürburgring mit/ohne Torque-Vectoring

Die Abstimmung dieser querverteilenden Systeme in Verbindung mit einem aktiven Allradsystem unterliegt vielen Abhängigkeiten, die für optimale Ausnutzung der Potentiale beider Systeme in die Regel- bzw. Steuerlogik einbezogen werden müssen [18], [22]. Leichter gestaltet sich hier die Applikation in Verbindung mit einem passiven System wie dem Torsen[®]-Differenzial, wo die Längsverteilung durch den sich einstellenden Sperrwert vorgegeben ist [7], [17].

5.5 Adaptive Allradstrategien

Adaptive Strategien bieten die flexible Möglichkeit einer situationsspezifischen automatischen Anpassung der Parametrierung des Regelalgorithmus einer Allradanwendung gemäß aktuellem Fahrzeugeinsatz und Umgebungsbedingungen. Damit können je nach Fahrzustand Elemente aus obenstehenden Allradbauweisen enthalten sein, womit eine individuellere Anpassung an die Anforderungen von Fahrer und Strasse entsprechend dem vorgegebenen Zielverhalten möglich ist. Bei den Ursachen für eine situationsspezifische Adaption des Systemverhaltens können die Kategorien

- Fahrerwunschbasierend (Wahlschalterstellung im Fahrzeug),
- Ereignisbasierend (Schlupfreglereingriff, ABS, ESP, ...),
- Betriebszustandbasierend und
- Fahrertypbasierend (mit Fahrstilerkennung)

unterschieden werden, siehe Abbildung 61. Obenstehende Reihenfolge entspricht auch dem steigenden Schwierigkeitsgrad bei der Umsetzung der Strategien. Bei Aktivierung von Wahlschaltern durch den Fahrer ist das gewünschte Zielverhalten bzw. die Erwartungshaltung des Fahrers bereits näher definiert, worauf in der Software zwischen vorabgestimmten Parametersätzen für die jeweilige Schalterstellung umgeschaltet werden kann. Ereignis- bzw. Zustandsbasierende Algorithmen aktivieren bzw. deaktivieren das Allradsystem gemäß vordefinierter Auslösekriterien und Schwellen mit davon abhängigem Verhalten der Funktionen. Die Erkennung eines Fahrmusters durch eine Online-Erkennung während der Fahrt und die situationsgerechte Parametrierung gestaltet sich dagegen ungleich aufwendiger, weshalb die zuvor genannten Varianten breitere Anwendung finden. Zur Erkennung des Fahrzustandes werden Größen aus den Bereichen Fahrer, Fahrzeug, Umwelt und Systemreaktion verwendet. In solchen Algorithmen werden etwa Signale bzw. Rechengrößen für

- Außentemperatur,
- Regensensor,
- Schlupfereignisse,
- Luftfederzustand,
- ABS/ESP/ASR Eingriffe,
- Systembelastung / Schädigung,
- Fahrertypen (teils am Fahrzeug CAN-Bus verfügbar) sowie
- Fahreraktionen (Fahrpedal, Lenkung, Bremse, Schaltverhalten),

welche eine kleine Auswahl einer großen Vielfalt darstellen, ausgewertet. Eine große Herausforderung ist die Prädiktion bzw. Bestimmung des verfügbaren Kraftschlußpotentials der Strasse [47], [48]. Das Optimierungspotential von Antriebsstrangsystemen kann dadurch wesentlich gesteigert werden. Eine direkte, hinreichend zuverlässige bzw. aktuelle Bestimmung gestaltet sich gegenwärtig noch sehr schwierig und bedeutet einen erhöhten Zusatzaufwand an Sensorik und Messtechnik. Deshalb wird in aktuellen Algorithmen hauptsächlich eine Abschätzung aus Fahrerwunsch und Fahrzeugreaktion (Lenkwinkel vs. Gierrate, Motormoment vs. Radschlupf) durchgeführt, siehe auch [67].

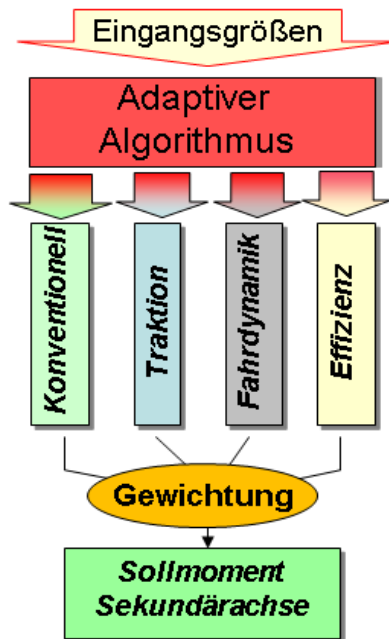


Abbildung 61: Adaptive Algorithmen

Wesentlich für die Umsetzung adaptiver Strategien ist die Verfügbarkeit entsprechender Funktionen und Module. Dabei ist zwischen Softwaremodulen innerhalb eines Systems (Vorsteuerung, Schlupfregelung, Stilllegung...) bzw. der Koordination zusätzlich verfügbarer Antriebsstrang- bzw. Chassis-Regelsysteme zu unterscheiden. Charakteristische Merkmale einer adaptiven Logik eines Allradsystems mit dem Fokus Effizienz, umgesetzt mittels Stilllegung des Sekundärtriebsstranges bzw. Öffnen der Allradkupplung sind

- Kriterien für die Abschaltung,
- Kriterien für die Wiedereinschaltung,
- Dauer der Einschaltung (Aktivierung eines Setups) sowie das
- Verhalten während der Einschaltung mit Anpassung (Lernfähigkeit) während der Einschaltung entsprechend Auslösehäufigkeit des Kriteriums (z.B. Höhe der Grundverteilung, Auslöseschwelle der Schlupfregelung, ...)

Bei Stilllegung des Sekundärtriebsstranges einer Quermotoranwendung sind für den realen Fahrbetrieb Einsparungspotentiale von bis zu 80% des Mehrverbrauchs eines Allradsystems möglich. Im Zyklus NEFZ wird das Potential für ein Mittelklasse SUV mit 0.5-0.6 l/100km beziffert [53].

Für einen Überblick über das Systemverhalten in den Abstimmungskategorien ist die Auswertung repräsentativer Kriterien je Kategorie und deren Gewichtung von Bedeutung, siehe Kapitel 4.5. Derartige adaptive Logikmodule müssen der Anforderung eines konsistenten Verhaltens unter verschiedensten Betriebsbedingungen bzw. Fahrstilen genügen. Der Fahrer darf dabei nicht durch ein merkbar veränderliches Fahrverhalten irritiert werden. Die Notwendigkeit, solche Algorithmen unter verschiedensten, realitätsnahen Umgebungsbedingungen auch virtuell testen zu können, ist ein zusätzlicher Grund für die Entwicklung von Fahrermodellen zur Darstellung unterschiedlicher Fahrstile, siehe Abschnitt 6.6.

6 Modellbildung und Simulation

Um die vorgestellten Allradssysteme auch in der virtuellen Entwicklung mit hinreichender Qualität der Aussagen bewerten zu können, werden nachfolgend alle Komponenten eines Gesamtfahrzeugmodells geprüft und hinsichtlich Wiedergabe zu bewertender Effekte in der Traktionssystementwicklung angepasst. Die Vielfalt von Einflussfaktoren auf die Systemauslegung und variierende Anforderungen an Allradsystemapplikationen unterschiedlichster Art lassen die Schwierigkeit dieser Aufgabe erkennen.

Erstellung und Simulation des Gesamtfahrzeugmodells erfolgen mit der systemdynamischen, auf MATLAB[®]-Simulink[®] basierenden, Fahrdynamiksoftware veDYNA[®]. Während für grundsätzliche Fahrdynamikuntersuchungen oft ein Einspurmodell genügt, ist für die realistische Abstimmung von Algorithmen zur radindividuellen Momentenverteilung die Verwendung eines Zweispurmodells erforderlich. Das Programm arbeitet nach dem Prinzip der Vorwärtssimulation¹⁷ und erfordert somit auch die Verfügbarkeit eines Fahrermodells bzw. einer Geschwindigkeitsregelung für geregelte Fahrmanöver.

Für die Verwendung der erstellten Steuer- bzw. Regellogiken im Fahrversuch wurde die Software Control-Desk[®] von dSpace in Verbindung mit dem Entwicklungssteuergerät Micro-Autobox[®] verwendet. Das veDYNA[®]-Fahrzeugmodell ist echtzeitfähig und wird auch am „Hardware in the Loop“-Prüfstand (HIL) anhand ausgewählter Testmanöver zum Steuergerätestest eingesetzt, siehe Kapitel 6.7. Trotz Anspruch einer hohen absoluten Genauigkeit durch gut validierte Vollfahrzeugmodelle können verbleibende Ungenauigkeiten in der Modellbildung durch Relativvergleiche teilweise kompensiert werden, womit die Aussagen von Vergleichen verschiedener Systeme bzw. Systemsetups an Qualität gewinnen.

6.1 Grundlagen der Längs und Querdynamik

Der grundsätzliche Vorteil, der sich durch Antriebskraftverteilung mittels Allradsystemen ergibt, liegt in einer Erhöhung der Reserven der übertragbaren Reifenkräfte an der primär angetriebenen Achse (Kupplungsallradsysteme) bzw. in einer ausgeglicheneren Ausnutzung der an den Achsen maximal übertragbaren Reifenkräfte. Abbildung 62 zeigt diesen Sachverhalt vereinfacht anhand der Ausnutzung der übertragbaren Reifenkraft, dargestellt in Form des Kamm'schen Kreises pro Rad [3]. Der Traktionsvorteil von ausgeglichenen Sicherheitsreserven an den Rädern im normalen Fahrbetrieb kann bei neutral abgestimmten Fahrzeugen im Grenzbereich zur Überschreitung des Haftreibwertpotentials an beiden Achsen und damit zu einem aggressiven Grenzbereich führen. Dieser Zustand ist meist schwieriger kontrollierbar als der Traktionsverlust nur einer Achse. Um ein eindeutiges Steuerverhalten und somit eine bessere Beherrschbarkeit zu erreichen ist es günstig, wenn sich die Antriebskraftverteilung von der Achslastverteilung unterscheidet (gilt nicht für Traktion). Während diese Bedingung beim offenen Zentraldifferenzial erfüllt ist, sind die starre Koppelung der Achsen durch Allradkupplungen oder Systeme mit definiertem Sperrwert (Torsen[®]) anfällig für inhomogenes Steuerverhalten.

¹⁷ Bei der Vorwärtssimulation wird ein Fahrermodell zur Bewältigung einer Fahraufgabe in Form eines Geschwindigkeits- bzw. Streckenprofiles verwendet. Im Gegensatz dazu erfolgt bei der Rückwärtsimulation, auch quasi-stationäre Simulation genannt, die Rückrechnung von der Fahraufgabe auf das notwendige Motormoment bzw. den notwendigen Lenkaufwand.

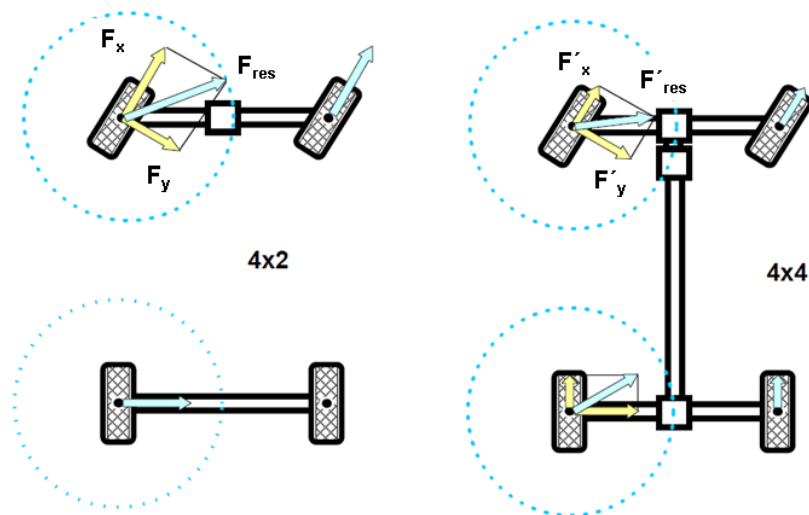


Abbildung 62: Kombinierte Reifenkräfte

Nachfolgend werden anhand des Einspurmodells, siehe Abbildung 63 [49], die grundsätzlichen Zusammenhänge zur Beschreibung des Steuerverhaltens von Fahrzeugen abgeleitet.

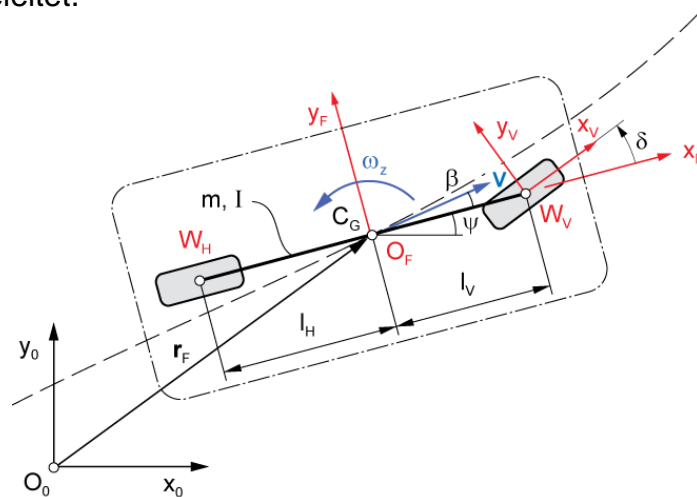


Abbildung 63: Einspurmodell

Mit den Bewegungsgleichungen für Translation (Impulssatz)

$$m_F \mathbf{a} = \sum_F \mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_{xV} + F_{xH} \\ F_{yV} + F_{yH} \end{bmatrix} \quad \text{Glg. 21}$$

sowie für die Rotation um die Fahrzeughochachse (Drallsatz)

$$I_{zF} \dot{\omega}_z = \sum_F \mathbf{M}_Z = F_{yV} l_V - F_{yH} l_H \quad \text{Glg. 22}$$

jeweils bezogen auf das fahrzeugfeste Koordinatensystem des Einspurmodells erhält man mit dem Zusammenhang für die Beschleunigung

$${}_F \mathbf{a} = {}_F \dot{\mathbf{v}} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v} = \begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_z \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{v}_x - \omega_z v_y \\ \dot{v}_y + \omega_z v_x \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{Glg. 23}$$

die Bewegungsgleichung für das Einspurmodell in Matrixform.

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = m \begin{bmatrix} \omega_z v_y \\ -\omega_z v_x \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xV} + F_{xH} \\ F_{yV} + F_{yH} \\ F_{yV} l_V - F_{yH} l_H \end{bmatrix} \quad \text{Glg. 24}$$

Der charakteristische degressive Verlauf der Radquerkraft über den Schräglaufwinkeln $\alpha_{V,H}$ gemäß Abbildung 64 [64] kann im Bereich kleiner Schräglaufwinkel vereinfacht als linear mit den Steifigkeiten $c_{SV,H}$ angenommen werden (Koordinaten nach ISO)

$$F_{yV} = -c_{SV} \alpha_V \quad \text{und} \quad F_{yH} = -c_{SH} \alpha_H \quad \text{Glg. 25}$$

Mit der Definition des Schräglaufes zu

$$\tan \alpha_{V,H} = \frac{{}_F v_{yV,H}}{{}_F v_{xV,H}} \approx \alpha_{V,H} \quad \text{Glg. 26}$$

ergibt sich die Seitenkraft an der Hinterachse im fahrzeugfesten Koordinatensystem

$$F_{yH} = -c_{SH} \frac{v_{yH}}{v_{xH}} = -c_{SH} \frac{v_y - l_H \omega_z}{v_x} \quad \text{Glg. 27}$$

Die Seitenkraft am Vorderrad ergibt sich im radfesten System zu

$$F_{yV} = -c_{SV} \frac{-v_{xV} \sin \delta + v_{yV} \cos \delta}{v_{xV} \cos \delta + v_{yV} \sin \delta}$$

und unter Annahme kleiner Lenkwinkel im fahrzeugfesten System schließlich mit

$$F_{yV} = -c_{SV} \left(-\delta + \frac{v_y + l_V \omega_z}{v_x} \right) \quad \text{Glg. 28}$$

Stationäre Kreisfahrt:

Für den Sonderfall einer stationären Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit bei gleichbleibendem Kurvenradius ρ und mit dem Schwimmwinkel β ergibt sich wegen

$$\frac{v_y}{v_x} \approx \beta \quad \text{und} \quad \frac{\omega_z}{v_x} \approx \frac{1}{\rho}$$

die Seitenkraft vorne zu

$$F_{yV} = -c_{SV} \left(-\delta + \beta + \frac{l_V}{\rho} \right)$$

Glg. 29

sowie die Seitenkraft hinten zu

$$F_{yH} = -c_{SH} \left(\beta - \frac{l_H}{\rho} \right)$$

Glg. 30

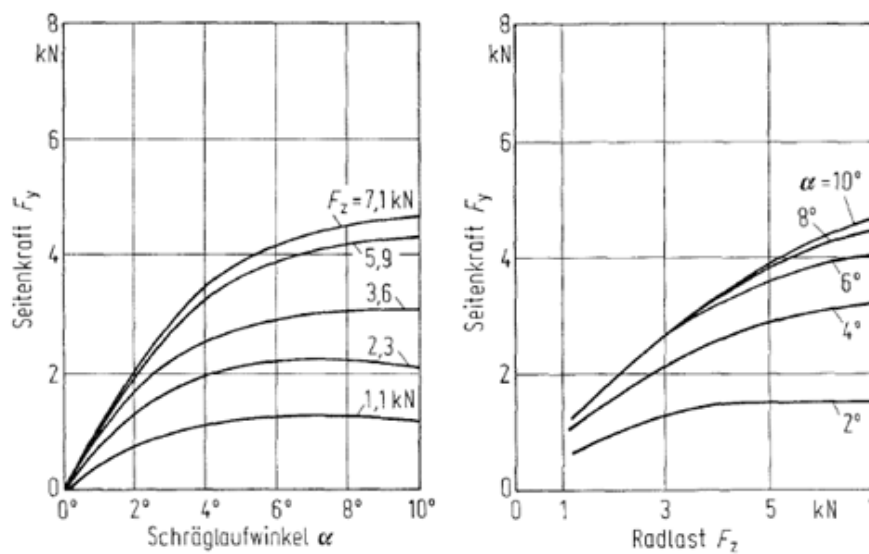


Abbildung 64: Radquerkräfte und Schräglaufwinkel

Durch gleichsetzen der oben berechneten Seitenkräfte mit den Anteilen der Achsen an der gesamten Zentrifugalkraft des Fahrzeuges ergibt sich

$$-c_{SH} \left(\beta - \frac{l_H}{\rho} \right) = \frac{mv^2}{\rho} \left(\frac{l_V}{l_V + l_H} \right)$$

$$-c_{SV} \left(-\delta + \beta + \frac{l_V}{\rho} \right) = \frac{mv^2}{\rho} \left(\frac{l_H}{l_V + l_H} \right)$$

Daraus ergibt sich der Lenkwinkelbedarf δ zu

$$\delta = \frac{l_V + l_H}{\rho} + \frac{m \cdot}{l_V + l_H} \left(\frac{l_H}{c_{SV}} - \frac{l_V}{c_{SH}} \right) a_y$$

Glg. 31

Der erster Term stellt den Ausgangslenkwinkel bei nicht vorhandener Querbesehleunigung dar und wird auch als Ackermannwinkel δ_A bezeichnet.

Die Korrektur des Lenkwinkelbedarfs $\Delta\delta$ über der Querbesehleunigung a_y im linearen Modell wird auch als Eigenlenkgradient EG bezeichnet. Abhängig vom Gradienten der Lenkwinkelkorrektur werden für die Steuertendenz die Fälle

- Gradient = 0 ... **neutral**
- Gradient > 0 ... **untersteuernd**
- Gradient < 0 ... **übersteuernd**

unterschieden. Hier erkennt man mit der Schwerpunktlage, bestimmt durch l_V bzw. l_H sowie den Schräglauftsteifigkeiten c_{SH} bzw. c_{SV} die maßgebenden Größen zur Beeinflussung der Steuertendenz. Den Lenkradwinkelbedarf und mögliche Fahrzeugtrajektorien zeigt Abbildung 65 [49].

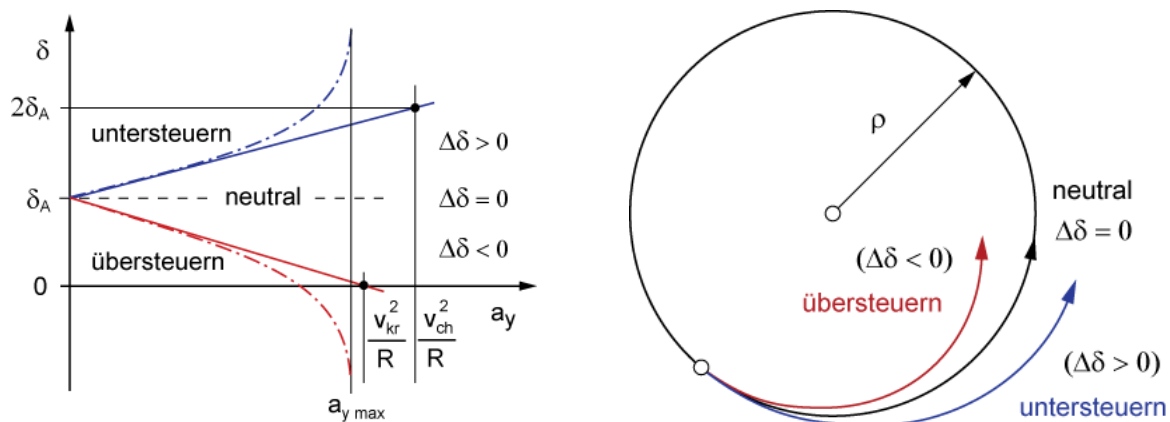


Abbildung 65: Lenkwinkelbedarf und Steuertendenz

Ein Fahrzeug, das bei quasistationärer Kreisfahrt und niedrigem Haftreibungswert untersteuerndes Verhalten zeigt, kann bei Beschleunigung auf einer Kreisbahn durchaus übersteuernd werden. Dies ist bei Heckantrieb sowie Allradantrieb mit einer Antriebsverteilung entsprechend der Achslasten durch eine geschlossene Allradkupplung oftmals der Fall, da zuerst das Haftreibungspotential an der Hinterachse überschritten wird.

Eine andere Formulierung für den Lenkwinkelverlauf beim linearen Einspurmodell ergibt sich durch Verwendung der charakteristischen Geschwindigkeit v_{ch} , die bei einem Lenkwinkelbedarf vom doppelten des initialen Lenkwinkels δ_A bei stationärer Kreisfahrt definiert wird, siehe Abbildung 65, und sich aus Glg. 31 zu

$$v_{ch}^2 = \frac{(l_V + l_H)^2}{m} \frac{c_{SV} c_{SH}}{l_H c_{SH} - l_V c_{SV}} \quad \text{Glg. 32}$$

ergibt. Diese liegt bei modernen Fahrzeugen in einem Bereich von 70 bis 100 km/h. Schließlich ergibt sich der Lenkwinkelbedarf unter Verwendung der charakteristischen Geschwindigkeit zu

$$\delta = \delta_A + \frac{l_V + l_H}{v_{ch}^2} \frac{v^2}{\rho} \quad \text{Glg. 33}$$

Eine Kenngröße, die eine Aussage über die Agilität bei mittleren Geschwindigkeit gibt, ist die Gierverstärkung, die sich aus dem Verhältnis von Giergeschwindigkeit und Lenkradwinkelbedarf mit der Lenkübersetzung i_L zu

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_L} = \frac{1}{i_L (l_V + l_H)} \frac{v}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}}\right)^2} \quad \text{Glg. 34}$$

ergibt. Abbildung 66 zeigt die Verläufe für die unterschiedlichen Steuertendenzen. Die Gierverstärkung hat bei untersteuerndem Fahrzeugverhalten ihren Maximalwert bei der charakteristischen Geschwindigkeit.

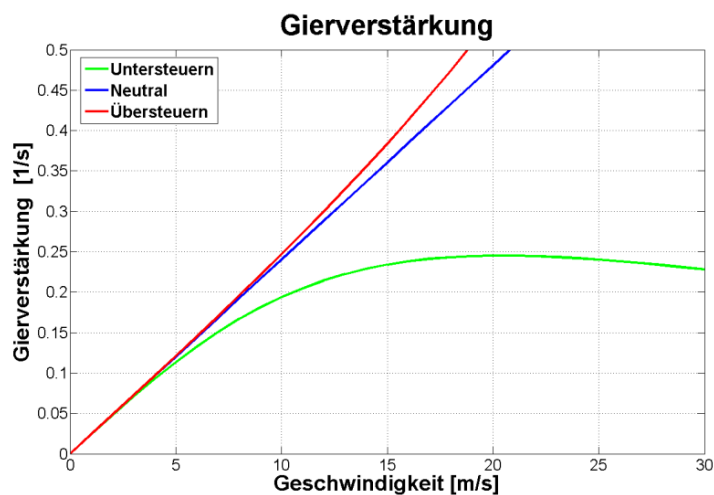


Abbildung 66: Gierverstärkung

Eine wichtige Größe zur Beschreibung der Fahrdynamik ist der Schwimmwinkel β , der als Winkel zwischen Fahrzeugachse und dem Vektor der tatsächlichen Geschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt definiert ist, siehe Abbildung 16. Er berechnet sich mit

$$\beta = \frac{l_H}{\rho} - \frac{m \cdot a_y}{c_{SH}} \left(\frac{l_V}{l_V + l_H} \right) \quad \text{Glg. 35}$$

wobei der erste Term den Ausgangsschwimmwinkel β_0 und der zweite Term die Zunahme $\Delta\beta$ bezeichnet. Einen typischen Verlauf in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung zeigt Abbildung 67 [49]. Berücksichtigt man auch die Ableitung des Schwimmwinkels so ergibt sich der tatsächliche Bahnkrümmungsradius ρ zu

$$\rho = \frac{v}{\dot{\psi} - \dot{\beta}} \quad \text{Glg. 36}$$

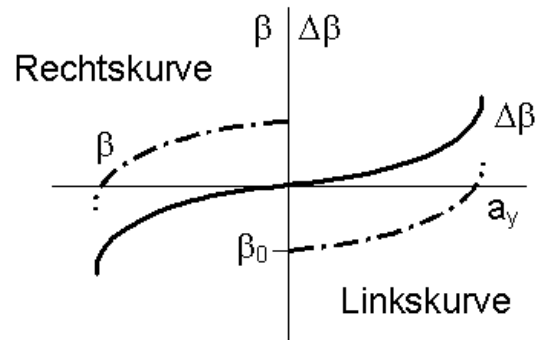


Abbildung 67: Schwimmwinkelverlauf

Eine Bestimmung dieses Winkels erfolgt in der Entwicklungsphase häufig durch optische Messung von relativer Richtung und Geschwindigkeit der Fahrbahn zur Fahrzeugachse [68], siehe auch Abbildung 68. Dazu erfolgt die Kalibrierung des Messsystems bei langsamer Geradeausfahrt. Da eine Montage des Sensors im Schwerpunkt meist nicht praktikabel ist, muss nachträglich eine Umrechnung der Messergebnisse vom Messpunkt auf den Schwerpunkt durchgeführt werden.

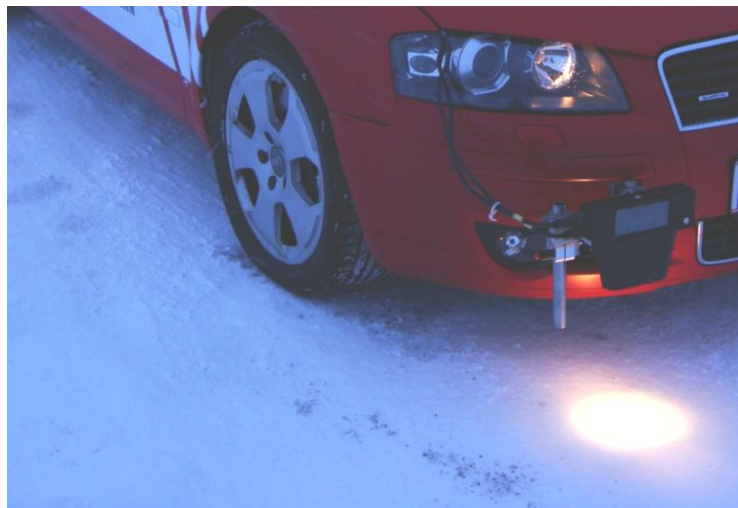


Abbildung 68: Optische Schwimmwinkelbestimmung

Eine weitere Sichtweise zur Erklärung der Steuertendenz bei Betrachtung eines zweispurigen Fahrzeugmodells ist die, dass die Radlastverlagerung an einer Achse zufolge Kurvenfahrt durch den degressiven Verlauf der Reifenkennlinien zu einem Seitenkraftverlust kurveninnen führt, der die Zunahme kurvenaußen überwiegt, siehe Abbildung 64 rechts. Daraus resultiert ein höherer Schräglaufwinkel an der jeweiligen Achse zur Übertragung der erforderlichen Seitenkraft. Diese Erhöhung des Schräglaufwinkels führt damit abhängig von der betroffenen Achse zu Übersteuern bzw. Untersteuern, siehe auch Abbildung 65 [49].

Damit ist auch die Möglichkeit der Beeinflussung der Fahrdynamik eines Fahrzeuges durch Systeme zur Veränderung von Radaufstandskräften wie etwa aktive Dämpfung und Wankstabilisierung erklärt.

Beispielsweise steht das Moment der Radlastdifferenz ΔF_{zV} an der Vorderachse im Gleichgewicht mit dem Moment aus dem Vorderachsfliehkraftanteil des Aufbaues und der Rollzentrumshöhe an der Vorderachse p_V , dem Federmoment an der Vorderachse aus Vorderachswanksteifigkeit c_V und Wankwinkel κ sowie dem Moment aus der Fliehkraft der Vorderachseinheit G_V mit dessen Schwerpunktsabstand zum Boden h_V , siehe Abbildung 69 [64]. Dabei ergibt sich das Gesamtfedermoment des Fahrzeuges mit den Gesamtwanksteifigkeiten der Achsen c_H und c_V , dem Wankwinkel, dem Wirkhebel der Aufbaufliehkraft um die Fahrzeugrollachse h' und der Gewichtskraft des Fahrzeugaufbaues G_A zu

$$(c_V + c_H)\kappa = m_A \frac{v^2}{\rho} h' + G_A h' \sin \kappa \quad \text{Glg. 37}$$

woraus der Wankwinkel κ berechnet werden kann. Die Radlastdifferenz an der Vorderachse ΔF_{zV} ergibt sich damit zusätzlich abhängig von der horizontalen Schwerpunktslage l_H , dem Radstand l und der Spurweite s_V mit

$$\Delta F_{zV} = m_A \frac{v^2}{\rho} \left(\frac{l_H}{l} \frac{p_V}{s_V} + \frac{c_V}{c_V + c_H - G_A h'} \frac{h'}{s_V} + \frac{G_V}{G_A} \frac{h_V}{s_V} \right) \quad \text{Glg. 38}$$

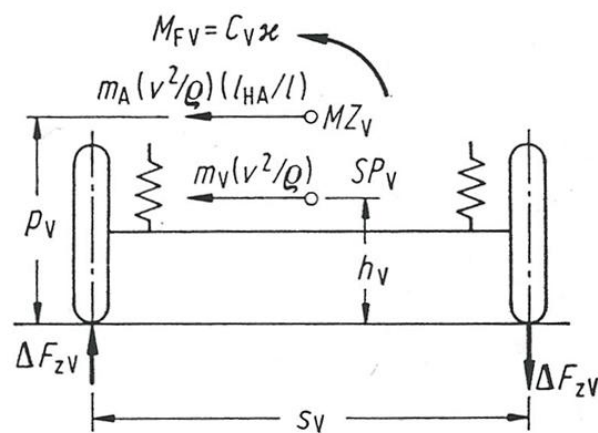


Abbildung 69: Vorderachs-gleichgewicht-Zweispurmodell

6.2 Modellbildung des Antriebsstranges

Mit Kenntnissen über das Verhalten des realen Traktionssystems und die wichtigsten Einflüsse soll hier die Modellbildung der wesentlichen Elemente im Antriebsstrang des verwendeten Simulationspaketes veDYNA[®] mit dem Ziel möglichst realitätsnaher Ergebnisse genauer betrachtet werden.

Die simulierten Antriebsstrangarchitekturen wurden mit dem implementierten Standardmodell für den Antriebsstrang unter Nutzung der vielfältigen Schnittstellen zur Einbringung externer Drehmomente realisiert. Für Berechnungen in separaten Modellen können an diversen Schnittstellen im Antriebsstrangmodell Zustandsgrößen wie Winkelgeschwindigkeiten, Drehmomente und Kräfte ausgelesen werden. Die Abbildung des Antriebsstranges erfolgt dabei modular durch Modelle für Verbrennungskraftmaschine, Haupt- und Achsgetriebe, Antriebswellen, Räder etc. Abbildung 70 zeigt den Aufbau des Standardantriebsstranges mit Differentialen an den Knotenpunkten, die eine flexible Bedatung der Verteilung und die Auswahl verschiedener Sperrentypen ermöglichen. Dadurch ist die geforderte Flexibilität zur Einbringung von anwendungsspezifischen Modellergänzungen wie Gasrücknahme beim Schalten, MTM-Kompensation etc. im Matlab[®]-Simulink[®] Modell gegeben. Die Beschreibung des Verhaltens der einzelnen Systeme erfolgt dabei mittels Kennfeldern und Parametern. Spiele werden im Standardmodell nicht berücksichtigt und müssen deshalb bei Bedarf an geeigneter Stelle im Simulink[®]-Modell ergänzt werden. Teilweise wurden für Simulationen Komponenten, die in einem anderen Simulationspaket erstellt wurden, als kompatibles Modul in Form einer „s-Function“¹⁸ in das Simulink[®]-Fahrzeugmodell eingebunden. Für längere Simulationsdauer wie etwa bei Verbrauchszyklen wird auch für das Standardmodell eine kompilierte Variante erzeugt womit auch die Simulationszeit auf 10-15% sinkt. Das Modell besitzt eine fixe Simulationsschrittweite von einer Millisekunde. Die Signale werden mit einer Auflösung von 10ms aufgezeichnet.

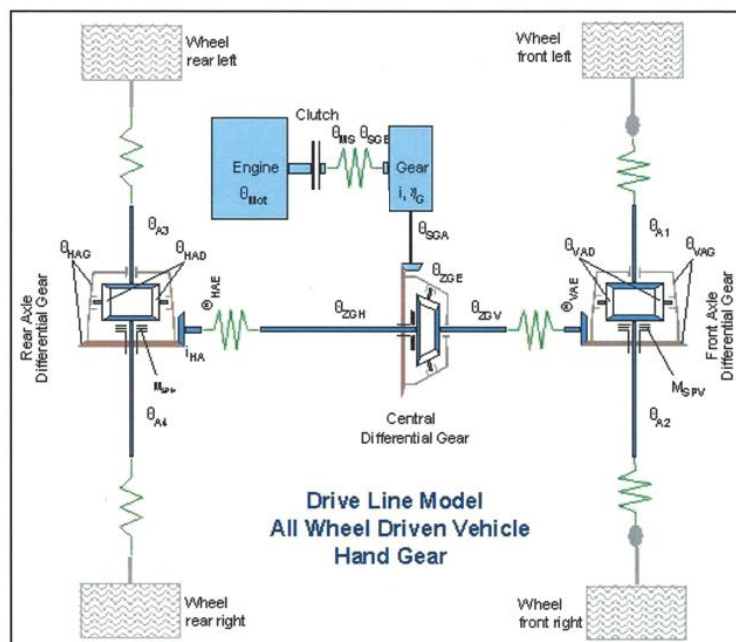


Abbildung 70: Standardantriebsstrang veDYNA[®]

¹⁸ Als s-Function wird ein frei programmierbares, kompilierbares Modul verstanden, das die Änderung ausgewählter Parameter erlaubt

6.2.1 Modellierung von Allradfunktion und Momentenschnittstelle

Zur Momentenübertragung der diversen Antriebsstrangversionen wird das im Regelalgorithmus bzw. im physikalischen Allradmodell berechnete Sollmoment an die entsprechende Schnittstelle der Sperrenkupplungsmodelle an Vorder- bzw. Hinterachse oder am Zentraldifferential des vorhandenen Standardantriebsstrangmodells übergeben. Wenn aus Gründen der Vereinfachung bzw. optimierter Simulationsgeschwindigkeit nicht das volle Modell für Aktorik und Komponentenregler verwendet werden soll, wird dieses durch ein aus Messungen parametrisiertes PT1-Verhalten¹⁹ und eine Totzeit für die Momentenübertragung ersetzt. Zur Darstellung eines Hang-On Allradsystems wird z.B. der Systemparameter für die nominale Momentenverteilung im standardisierten Zentraldifferentialmodell für die jeweilige Primärachse auf 100% gestellt, das implementierte Kupplungsmodell transferiert dann das übergebene Moment an die Sekundärachse. Neben genannter Vorgehensweise für Systeme mit aktiver Momentenregelung ist bei semi-aktiven bzw. passiven Systemen ein physikalisches Modell, meist erstellt in Simulink®, bzw. im einfachsten Fall ein Kennfeld für das übertragbare Moment abhängig von Drehzahldifferenz und Aggregattemperatur notwendig. Abbildung 71 [69] zeigt einen Vergleich von simulierten und gemessenen Schlupfreglereingriffen eines aktiven Allradsystems mit gleicher Regellogik in Modell und Fahrzeug anhand der Raddrehzahlen. Es lässt sich die Eignung für die Wiedergabe derartiger dynamischer Effekte erkennen. Aus Gründen der besseren Darstellung wurden die Signale aus Messung (strichliert) und Simulation mit einem Offset von ca. 10 km/h dargestellt.

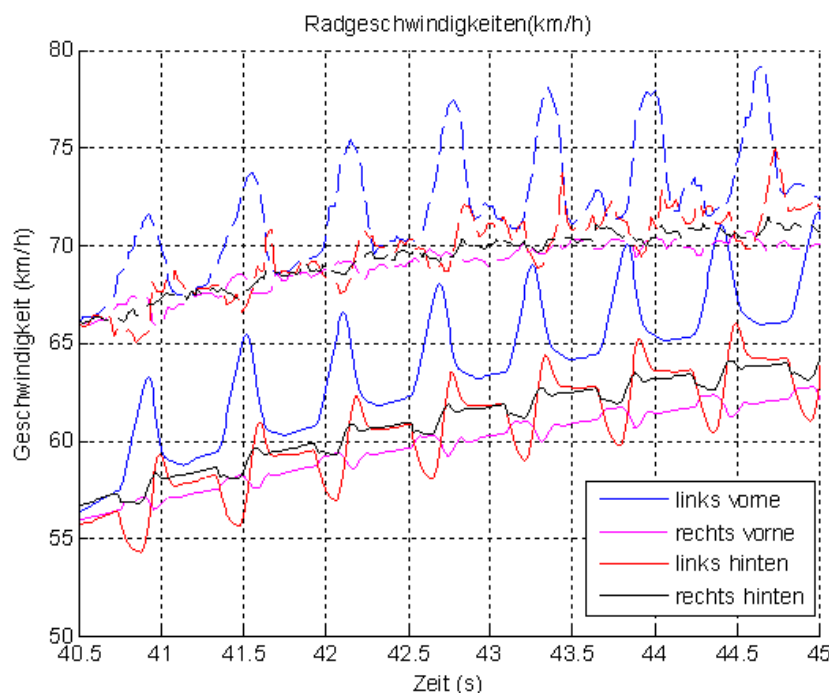


Abbildung 71: Schlupfreglereingriffe in Simulation und Messung

Differenzdrehzahlfühlende hydraulische Systeme sind bei hoher Anforderung an realitätsnahe Momente in der Modellbildung der momentenerzeugenden Einheit

¹⁹ Als PT1-Übertragungsverhalten bzw. Verzögerungsglied 1. Ordnung wird ein degressiver Verlauf als Zeitantwort auf eine Sprungfunktion verstanden, definiert mittels Zeitkonstante T (63% des Zielwertes)

aufwändig. Das komplexe Zusammenwirken von Temperatur und Leckage (Druckverlust) muss im Modell hinreichend genau erfasst werden was mit a-priori-Messungen bewerkstelligt werden kann. Hinzu kommt die Notwendigkeit einer sorgfältigen Auswahl des Lösungsalgorithmus für das Simulink[®]-Modell da diese Systeme meist sehr steif sind. Einfacher gestaltet sich die Simulation von passiven mechanischen Systemen wie dem Torsen[®]-Differential bzw. einem gewöhnlichen Selbstsperrdifferential (LSD), welche als Option im Standardantriebsstrang des Simulationspakets veDYNA[®] verfügbar sind und nur richtig bedatet werden müssen. Reale Systeme haben die Eigenschaft unterschiedlicher Sperrwerte bei Antrieb und Schub mit zusätzlicher Abhängigkeit von der Fahrtrichtung, siehe Abbildung 5. Das veDYNA[®]-Fahrzeugmodell bietet dafür eine Schnittstellen zur situationsspezifischen Übergabe des Sperrwertes während der Simulation.

6.2.2 Verbrennungskraftmaschine und Hauptgetriebe

Neben einer genauen Bedatung des Motorkennfeldes als Funktion von Fahrpedal und Drehzahl kommt hier dem Drehmomentaufbau hinsichtlich Reaktionszeit und Gradient hohe Bedeutung zu. Das Motormoment ist eine der wichtigsten Eingangsgrößen für Prozeduren zur Sollmomentenberechnung aktiver Traktionsysteme und stellt einen Haupteinfluss auf die Reifenschlüpfe dar. Eine gut abgestimmte Momentenquelle ist für eine realitätsnahe Wiedergabe der dynamischen Verhältnisse im Antriebsstrang und somit für repräsentative Aussagen bei der Simulation von Lastkollektiven notwendig. Die Parametrierung des dynamischen Motorverhaltens erfolgt auch hier mittels einer geeigneten Zeitkonstante für das PT1-Übertragungsverhalten.

Modelle für Handschaltgetriebe werden im Wesentlichen durch die maximale Kupplungskapazität, die Öffnungszeit der Kupplung und den Einkuppelgradient parametrieren. Für einen plausiblen Schaltvorgang ohne zu große Drehmomentspitzen bzw. Rucke ist hier speziell auf den Phasenverlauf von Fahrpedal und Kupplung beim Einkuppelvorgang zu achten. Für einen ruckfreien Übergang erfolgt die Applikation von Fahrpedalrücknahme (Motormomentrücknahme) sowie Gasstößen für eine schnellere Drehzahlangleichung von An- und Abtrieb beim Rückschalten. Abruptes Einkuppeln lässt sich so leicht parametrieren, um z.B. Rückschaltfunktionen aktiver Allradsysteme zu testen. Der Synchronisierverlauf der Drehzahlen beim Gangwechsel erfolgt dabei nach einer Exponentialfunktion.

Automatikgetriebe herkömmlicher Bauart erhöhen den Aufwand der Parametrierung im Vergleich zu Handschaltgetrieben. Während bei Handschaltgetrieben der Schaltvorgang bei Überschreiten einer Drehzahlgrenze ausgelöst wird, ist bei Automatikgetrieben ein Schaltkennfeld als Funktion von Fahrpedal, Fahrzeuggeschwindigkeit und Ist-Gang abzustimmen. Für eine Abbildung von Anfahrt und Schaltvorgängen sind Kennfelder für den hydrodynamischen Drehmomentwandler, die Wandlerüberbrückungskupplung und Schaltbeginn notwendig. Bei Automatikgetrieben sind auch Anfahrtvorgänge mit gleichzeitiger Betätigung von Bremse und Fahrpedal realistisch abzubilden, da dies Standardmanöver zum Test von Traktionsystemen sind. Für eine realistische Drehmomentensituation sind Schließbeginn und Zeit für die Wandlerüberbrückungskupplung richtig zu parametrieren. Es wird empfohlen, Motor und Hauptgetriebe zur Vermeidung unrealistischer Momentenspitzen im Antriebsstrang durch Variation der Schaltzeiten innerhalb der zulässigen Grenzen aufeinander abzustimmen.

6.2.3 Allradkupplung

Das zentrale Element aktiver Allradssysteme ist die Kupplung, welche meist als Lamellenkupplung ausgeführt ist, und die Qualität des zu übertragenden Momentes wesentlich beeinflusst. Für spezifische Eigenschaften von Kupplungen siehe auch Abschnitt 3.4.6. Der Verlauf des übertragbaren Momentes als Funktion der Gleitgeschwindigkeit kann bei Annahme von Gleitpartnern mit einem ausgeprägten Übergang zwischen Haftreibung und Gleitreibung F_{GR} abhängig von der Gleitwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$, der Differenz zwischen Haft- und Gleitreibwert ΔF und einer Zeitkonstante T_v durch Glg. 39 angenähert werden. Wegen Begünstigung von Reibschwingungen bei mit der Gleitgeschwindigkeit sinkendem Reibwert werden Tribosysteme für solche Anwendungen mit der Anforderung eines steigenden Reibwertes entwickelt. Einen Vergleich der Reibungskoeffizienten in Theorie (Haften-Gleiten) und Realität gemäß Messungen von Kupplungsreibpaarungen auf einem Tribometer zeigt Abbildung 72.

$$F_r = -|sign| \Delta\omega \left[F_{GR} + \Delta F \cdot e^{-\frac{|\Delta\omega|}{T_v}} \right] \quad \text{Glg. 39}$$

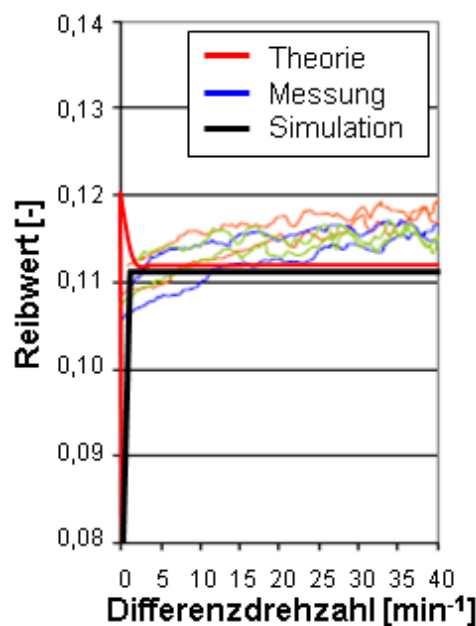


Abbildung 72: Kupplungsreibwerte in Theorie und Praxis

In der Simulationssoftware veDYNA[®] wird die Kupplung ohne ausgeprägten Übergang zwischen Haft- und Gleitreibwert mit einem parametrierbaren, starken Anstieg und anschließend konstantem Verlauf über der Gleitgeschwindigkeit abgebildet, siehe Abbildung 72. Entsprechend dem Sollmoment wird das Kupplungsmomentenpotential als horizontale Linie abgebildet bei dessen Überschreitung die Kupplung zu Gleiten beginnt, darunter befindet sie sich im Zustand der Haft.

6.2.4 Achs- und Verteilergetriebe

Bei Untersuchungen der Effizienz von Allradanwendungen ist der Wirkungsgrad von Achs- und Verteilergetrieben die Basis für Abschätzung von Potentialen zur Verbrauchseinsparung durch Detailoptimierung. Der aus gemessenen Verlustmomenten berechnete Wirkungsgrad eines Getriebes, siehe Abbildung 73, kann in lastabhängige und lastunabhängige Verluste unterteilt werden.

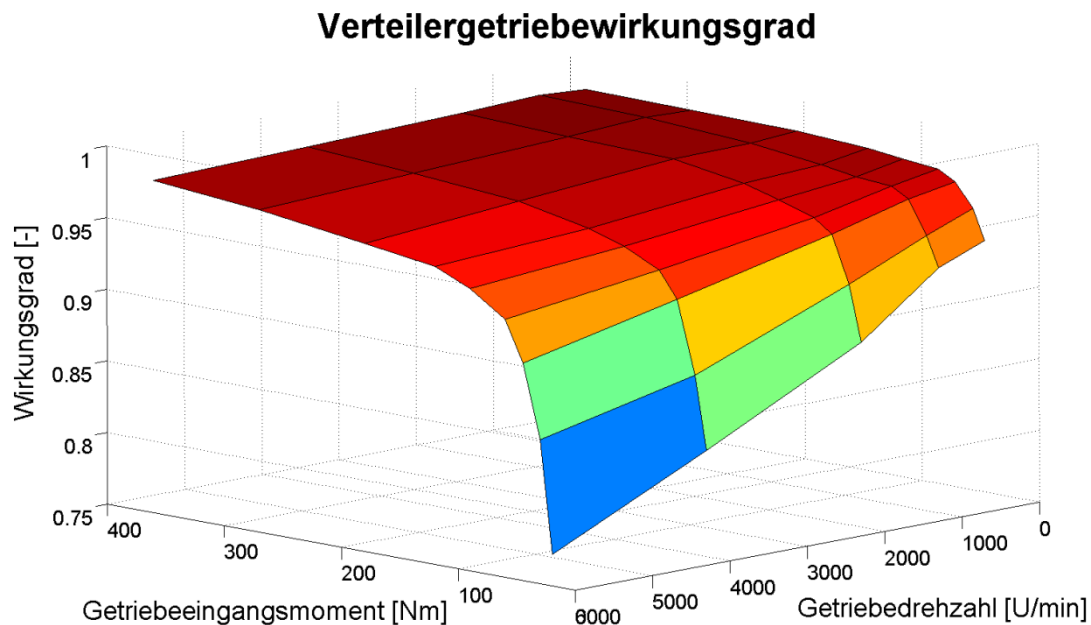


Abbildung 73: Wirkungsgradkennfeld eines Verteilergetriebes

Das verwendete Simulationspaket bietet hier nur die Möglichkeit einen konstanten Wirkungsgradparameter zu hinterlegen, was für derartige Untersuchungen unzureichend ist. Deshalb wurden die gemessenen Verlustmomente ΔM_{Ges} aus dem Kennfeld für den Wirkungsgrad η_{Ges} und dem Verteilergetriebeeingangsmoment M_{Ein} rückgerechnet, siehe Glg. 40, als Kennfelder hinterlegt und an die vorhandenen Momentenschnittstellen (Momentensenke) am jeweiligen Getriebeeingang an das Modell übergeben. Wichtig ist dabei, dass das Verlustmoment im lastlosen Zustand dem gemessenen Schleppmoment ΔM_{Schl} entspricht. Für die Untersuchung von Potentialen aus Detailverbesserungen im Verbrauchszyklus werden gemessene Temperaturverläufe herangezogen mit denen die Kennfelder, die für bestimmte Temperaturen aufgenommen wurden interpoliert werden.

$$\eta_{Ges}(M, n, T) = 1 - \frac{\Delta M_{Ges}}{M_{Ein}} = 1 - \frac{(\Delta M_{LA} + \Delta M_{Schl})}{M_{Ein}} \quad \text{Glg. 40}$$

Im Fahrzyklus NEFZ steigt die Achsgetriebetemperatur eines Mittelklasse SUV von 21 auf 45°C. Der rein lastabhängige Wirkungsgrad ergibt sich durch Separierung der rein lastabhängigen Verlustmomente ΔM_{LA} durch Reduktion des Gesamtverlustmomentes um die gemessenen Schleppverluste ΔM_{Schl} .

$$\eta_{LA} = 1 - \frac{\Delta M_{LA}}{M_{Ein}} \quad \text{für } M_{Ein} > 0 \quad \text{Glg. 41}$$

6.2.5 Reifen

Im verwendeten Simulationspaket wird das semi-physikalische Reifenmodell TMeasy[®] verwendet, das auf der Approximation von Messdaten für den jeweils vorliegenden Reifentyp basiert [49], [70]. Dieses Modell zeichnet sich durch einen vertretbaren Parametrierungsaufwand und eine kurze Rechenzeit aus. Das Modell ist echtzeitfähig und somit für HIL-Anwendungen geeignet, siehe Kapitel 6.7. Dies gewährleistet eine effiziente Simulation und ist für die angestrebten Fahrdynamik- und Traktionsuntersuchungen gut geeignet. Bei Vorliegen von Reifendaten im verbreiteten Format von Pacejka (Magic-Formula) wurde der in veDYNA[®] verfügbare Konverter Pacejka94 zur Konvertierung in das TMeasy[®] Format (Version 3.2) verwendet. Dabei ist die verfügbare Option einer Optimierung für Antrieb oder Bremsung zu berücksichtigen. TMsimple[®], ein Derivat von TMeasy[®], ermöglicht die Approximation der Kennlinien für die horizontalen Reifenkräfte mittels drei Parametern, wobei K für die Maximalkraft bei einem ausgeprägtem Maximum steht, B für die Sättigungskraft bei hohem Radschlupf X und A für die Anfangssteigung der Reifenschlupfcurve steht, siehe Glg. 42.

$$Y = K \cdot \sin \left[B \cdot \left(1 - e^{\frac{-|X|}{A}} \right) \cdot \text{sign}(X) \right]$$

Glg. 42

Dieser Zusammenhang wurde bei manchen Berechnungen im vorgestellten Tool für vereinfachte Abschätzungen des Reifenschlupfverhaltens verwendet. Die Anpassung an a-priori Messungen ist damit einfach und schnell möglich, ein Beispiel für einen Standardreifen mit ausgeprägtem Maximum der Reifenlängskraft zeigt Abbildung 74.

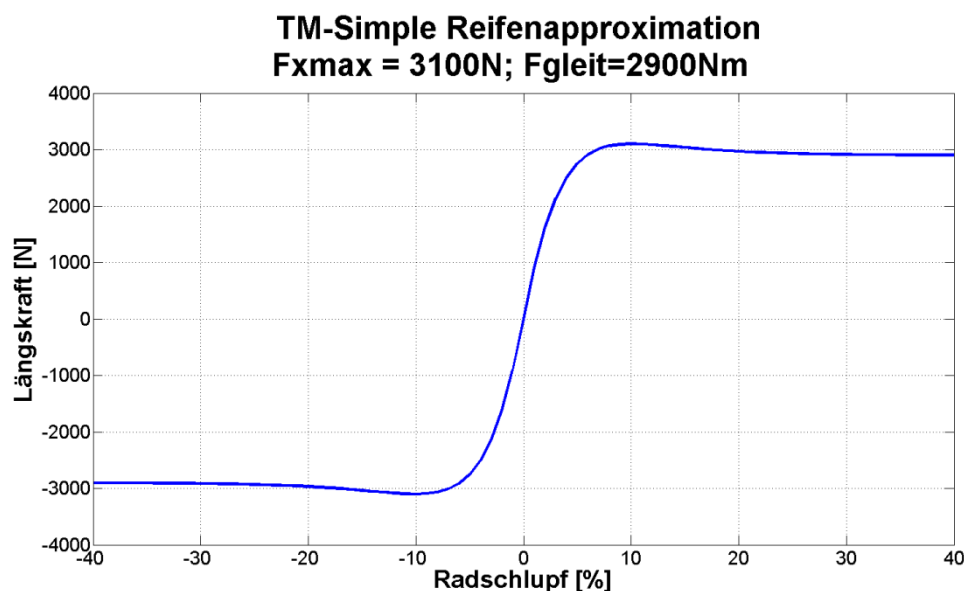


Abbildung 74: Approximation einer Reifenschlupfcurve mit TM-Simple

Mit dem Ziel der Kombination der Reifenkräfte in Längs und Querrichtung erfolgt zunächst eine Transformation des Reifenschräglaufwinkels α in eine äquivalente Größe für den Querschlupf s_{l_y} mit einer Anfangssteigung entsprechend dem Längsschlupf s_{l_x} , siehe Glg. 43.

$$sl_y = \frac{\alpha}{G(F_z)} = \alpha \frac{dF_{y0}(F_z)}{dF_{x0}(F_z)} = \alpha \frac{A_x K_y B_y}{A_y K_x B_x} \quad \text{Glg. 43}$$

Damit ist der Schlupfvektor s definiert, siehe Glg. 44.

$$\mathbf{s} = \begin{bmatrix} sl_x \\ sl_y \end{bmatrix} \quad \text{Glg. 44}$$

Durch Rotation des Schlupfvektors in der Ebene aus Längsschlupf sl_x und Querschlupf sl_y ergibt sich im dreidimensionalen Kennfeld der kombinierten Reifenkräfte (Reibungskuchen) die resultierende Reifenkraft F , siehe Abbildung 75 [49].

Die aus dem Betrag des Schlupfvektor erhaltenen Basiswerte für Längskraft F'_x und Querkraft F'_y werden dabei zur Interpolation der resultierenden Kontaktkraft F im Reifenlatsch herangezogen, wobei β die Orientierung des Schlupfvektors in der Rotationsebene definiert, siehe Glg. 45.

$$F = \frac{1}{2} \left[F'_x + F'_y + (F'_x - F'_y) \cos 2\beta \right] \quad \text{Glg. 45}$$

Dies führt schließlich zum Vektor der resultierenden Reifenkraft F gemäß Glg. 46.

$$\mathbf{F} = F \begin{bmatrix} \cos \beta \\ \sin \beta \end{bmatrix} \quad \text{Glg. 46}$$

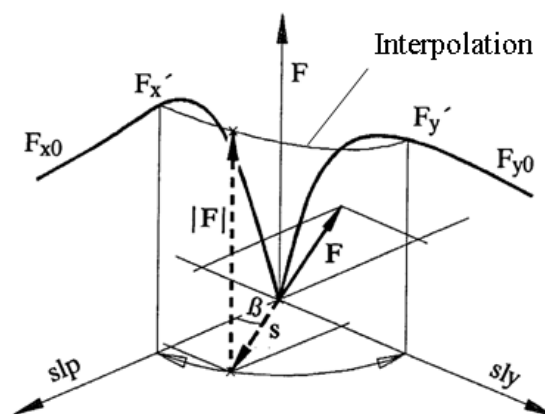


Abbildung 75: Kombinierte Reifenkräfte TMeasy[®]

Bei Simulationen mit Fahrbahnen reduzierten Kraftschlußbeiwertes wie z.B. Schnee, denen für Konzept- bzw. Setupvergleiche von Allrad- und Traktionssystemen hohe Bedeutung zukommt, ist darauf zu achten, dass das Reifenkennfeld nicht einfach nur skaliert werden darf. Für einen Reifen bleibt die Anfangssteigung bei verschiedenem Kraftschlußpotential nahezu gleich. Diese ändert sich allerdings bei

Verwendung eines anderen Reifens oder einer Modifikation der Radaufstandskraft F_z . Sehr ausgeprägt ist der Unterschied zwischen Sommer- und Winterreifen, siehe Abschnitt 3.4.2. Zusätzlich ist der Schlupf bei ggf. vorhandenem ausgeprägtem Maximum der übertragbaren Reifenkraft bzw. die Sättigungscharakteristik anzupassen, siehe Abbildung 77. Aufgrund der Problematik einer Nachbildung von Schneeverhältnissen auf Reifenprüfständen im Labor [43] sind Messungen von Reifenschlupfkurven für Schneefahrbahnen schwer zu bekommen, Daten liefern hier nur Fahrzeugmessungen und Simulationen.

Neben der Reifenschlupfkurve hat auch der dynamische Reifenradius r_{dyn} einen starken Einfluss auf die Ergebnisse von konzeptvergleichenden Simulationen von Allradsystemen. Abbildung 76 zeigt den Verlauf des Reifenradius in TMeasy[®] abhängig vom Haupteinfluss der Radlast F_z , ausgehend vom undeformierten Reifenradius r_0 . Dieser wird unter statischer Belastung zum statischen Reifenradius r_{Stat} , definiert als Abstand von Radmittelpunkt zur Fahrbahn bei stehendem Fahrzeug. Für das belastete, rollende Rad gilt schließlich der dynamische Reifenradius r_{dyn} , der durch eine Verlagerung des Momentanpols unter die Fahrbahnoberfläche entsteht. Der Effekt der Erhöhung des Reifenradius mit der Fahrgeschwindigkeit und somit vorhandener Fliehkraft am Reifen wird hier nicht berücksichtigt. Durch einen falsch parametrisierten dynamischen Reifenradius kommt es speziell beim häufigen Zustand gekoppelter Fahrzeugachsen zufolge übersperrter Allradkupplung zu einer nicht beabsichtigten Verteilung des Antriebsmomentes durch Momententransfer zur langsamer drehenden Achse und damit ggf. zu verfälschten Aussagen bei Kollektiv- und Verbrauchssimulationen. Auch negative Auswirkungen auf die Allradsystemfunktion durch Momentenanpassung zufolge eines Ansprechens des Moduls zur Reifentoleranzerkennung sind möglich.

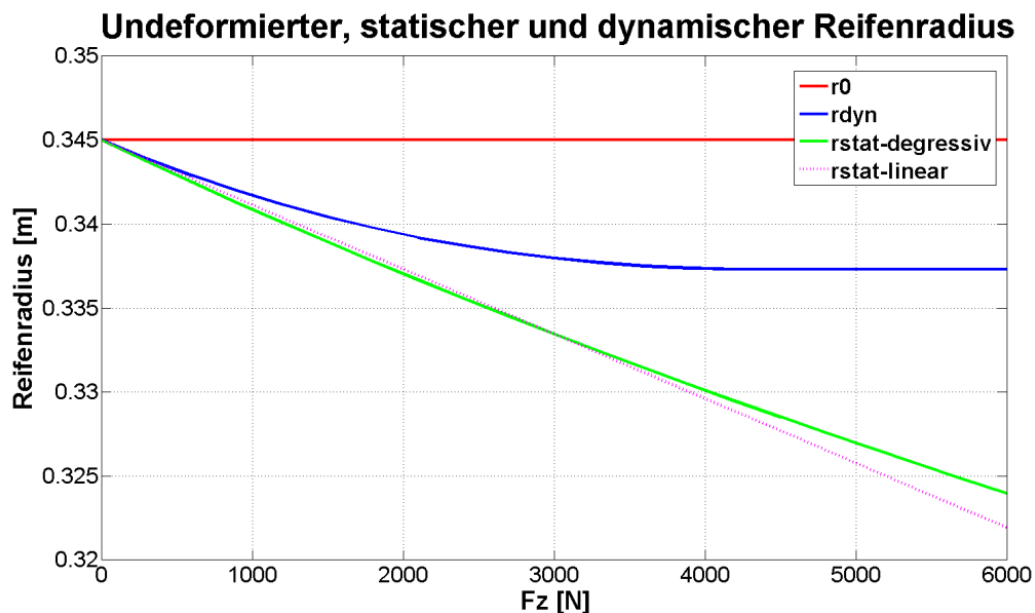


Abbildung 76: Reifeneindrückung in TMeasy[®]

Die Reifeneindrückung bei einer Nennlast von z.B. $F_z = 6000\text{N}$ bewegt sich abhängig vom Reifenluftdruck im Bereich von 3-8% des statischen Reifenradius entsprechend einem degressiven Verlauf. Die Abtastung des Reibwertes im Fahrbahnmodell durch das Reifenmodell TMeasy[®] erfolgt je nach Version mit 3 bzw. 4 Punkten, verteilt über die Reifenaufstandsfläche, auch Reifenlatsch genannt. Diese werden anschließend

zum lokalen Gesamtreibwert gemittelt. Diese Nachbildung eines lokal veränderlichen Kraftschlußpotentials zwischen Reifen und Strasse, was zum virtuellen Test von geregelten Traktionssystemen anhand von Standardmanövern gefordert ist, bildet die realen Verhältnisse mit hinreichender Genauigkeit ab. Nachfolgendes Bild zeigt die beiden grundsätzlichen Reifencharakteristiken, siehe Abbildung 77. Bei einem Reifen mit Abreißcharakteristik wird diese mit steigender Radlast noch ausgeprägter.

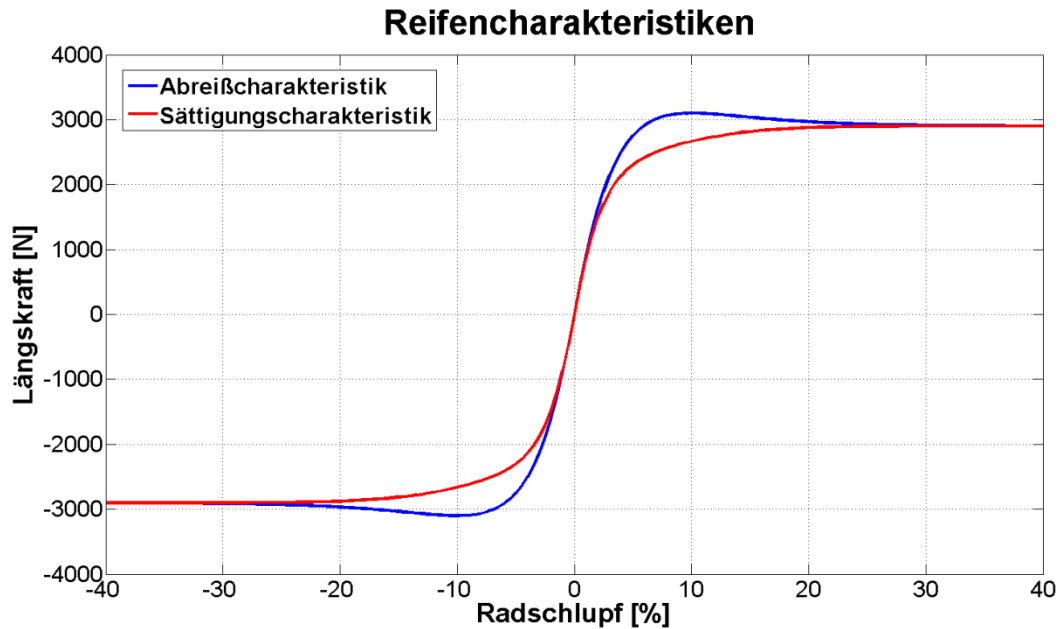


Abbildung 77: Grundsätzliche Reifencharakteristiken

6.3 Gesamtfahrzeug und Validierung

Für die virtuelle Abstimmung neuer Konzepte müssen auch Modelle für die entsprechende Fahrzeugklasse verfügbar sein. Um die Parametrierungszeit bei der Untersuchung von neuen Konzepten gering zu halten, wurden verschiedene Fahrzeuge aus den Klassen SUV, Limousine, Kleinwagen und Sportwagen im Laufe von Projekten validiert.

Die Parametrierung vom Fahrwerk hinsichtlich Geometrie erfolgte wie üblich durch Definition von Vorspur- und Sturzänderung bei gelenkter Einfederung sowie der elastokinematischen Verformung bei Einleitung definierter Längs- und Querkräfte. Wenn keine Messdaten vorhanden sind, können die Daten mittels virtuellem Einfederversuch in einem Mehrkörpersimulationspaket (MKS) ermittelt werden. Die Validierung des Fahrzeugverhaltens erfolgte zunächst anhand einiger Standardmanöver bei Hochreibwertverhältnissen wie der stationären Kreisfahrt (ISO 4138), einem freien Lenkwinkelsprung mit $180^\circ/0.9\text{sek}$ ($200^\circ/\text{sek}$), siehe Abbildung 78, einer Vollastbeschleunigung u.a.m.

Gierrate - Freier Lenkwinkelsprung (180° Lenkradwinkel)

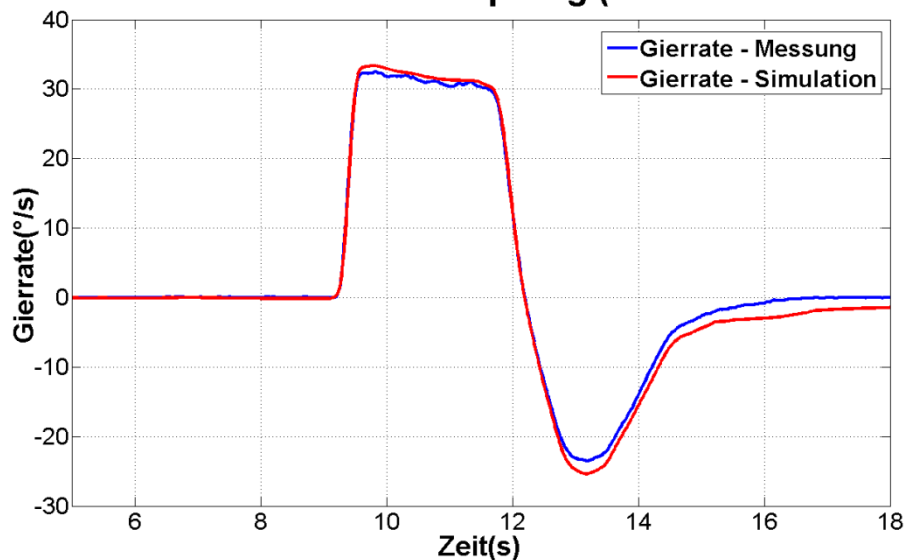


Abbildung 78: Freier Lenkwinkelsprung mit Auslenken

Wenn keine separaten Messgeräte vorhanden sind, werden Standardsignale vom Fahrzeug CAN-Bus wie Gierrate, Querbeschleunigung etc. verwendet.

Zusätzlich erfolgt die Messung der Antriebsmomente in den Kardanwellen mittels Applikation von Dehnungsmessstreifen an der Oberfläche und berührungsloser Übergabe des Signals an den fahrzeugseitigen Verstärker mittels Empfängerantenne. Abbildung 79 zeigt einen Vergleich von gemessenem und simuliertem Momentenverlauf am Eingang des Vorderachsdifferentials für eine Vollastbeschleunigung einer Limousine mit Handschaltgetriebe. Man sieht nach den Einbrüchen des Momentes während den Schaltungen, dass auch eine plausible Abbildung der Momentenüberhöhungen beim Einkuppeln möglich ist.

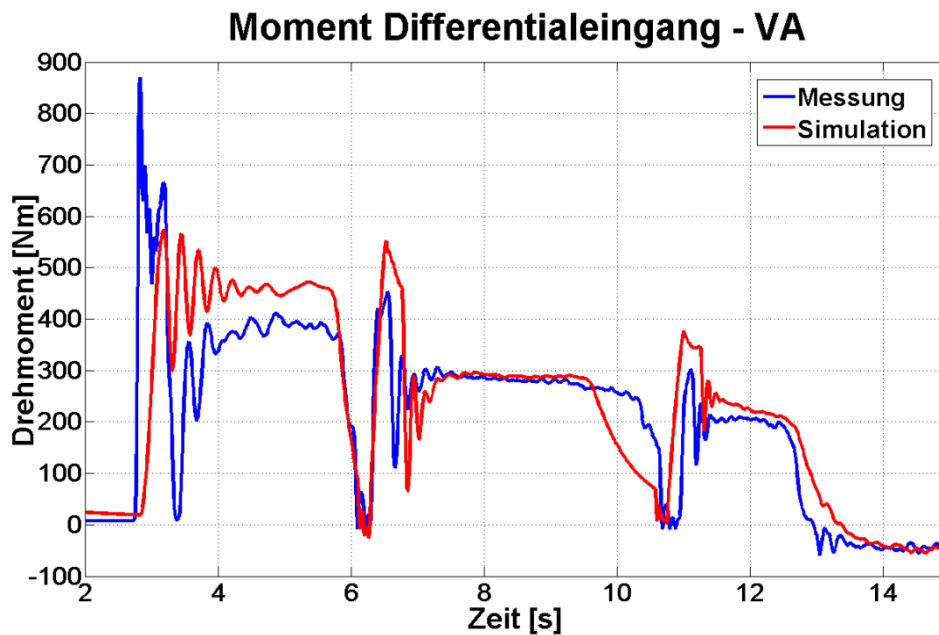


Abbildung 79: Kardanwellenmoment Vorderachse bei Vollastbeschleunigung

Ein diesbezüglicher Abgleich zwischen Messung und Simulation ist notwendig, da die dynamische Antriebsmomentenverteilung zwischen den Achsen auch einen wesentlichen Einfluss auf das fahrdynamische Verhalten des Gesamtfahrzeuges hat. Zudem ist eine plausible Wiedergabe der Antriebsstrangbelastung die Basis für glaubhafte Ergebnisse aus Kollektivsimulationen.

Die Allradlogik wurde, sofern nicht als Original vorhanden, nachgebildet. Bei Einzelmanövern²⁰ wurde für den Abgleich von Messung und Simulation der Antriebsstrang an der entsprechenden Schnittstelle mit gemessenen Momenten bedatet. Bei Verwendung eines Zentralsdifferentials ist die Momentenverteilung leicht zu ermitteln, bei einer übersperrten Allradkupplung bildet sie sich unter der Voraussetzung gleicher Reifenradien und Reibwerte an den Rädern sowie geringer Lenkwinkel ungefähr entsprechend dem Verhältnis der Radlasten aus. Restabweichungen des Modells im Vergleich zum realen Fahrzeug können durch vergleichende Simulationen teilweise kompensiert werden, eine permanente Plausibilisierung der Simulationsergebnisse ist ohnehin notwendig und erfordert fundierte Kenntnisse über das reale Fahrzeugverhalten seitens des Simulationsingenieurs. Bei der Abstimmung eines Fahrzeugmodells ist zudem darauf zu achten, dass sich jene Stellparameter, die zum Abgleich von Messung und Simulation herangezogen wurden, innerhalb realistischer Grenzen bewegen.

²⁰ Manöver die durch strikte Vorgabe der Fahrerstellgrößen wie Lenkwinkel, Fahrpedalstellung, etc. definiert sind bezeichnet man auch als „open-loop“ Manöver. Dementsprechend wird bei regelndem Eingriff durch einen Fahrer von „closed-loop“ Manövern gesprochen.

6.4 Funktionssoftware für Fahrzeug und Antriebsstrangsystem

Aufgrund der Vielfalt unterschiedlicher Regelsysteme und ihrer Vernetzung in einem modernen Fahrzeug ist eine vollständige Nachbildung für die Simulation kaum möglich bzw. sinnvoll. Standardsysteme wie ABS und ESP, siehe auch Abschnitt 3.4.11, wurden im Zuge dieser Arbeit in vereinfachter Form dargestellt, um das virtuelle Fahrzeug speziell bei Simulationen mit Vorgabe eines niedrigen Straßenreibwertes stabil zu halten und so realistischeres Verhalten zu erzielen. Schwellwerte für den Schwimmwinkel β bzw. dessen Ableitung etc. zur Abstimmung eines vereinfachten ESP-Regelalgorithmus in Form von Motormomentreduktion und selektiven Bremsenriffen finden sich in der Literatur [58], [59].

Speziell im Hinblick auf ein in manchen Situationen unrealistisch agierendes Fahrermodell konnte mit radindividuellen Bremsenriffen und Motormomentabsenkungen das stabile Durchfahren längerer virtueller Bergstrecken mit niedrigem Straßenreibwert ($\mu \sim 0.35$) im Zuge von Traktionsuntersuchungen ermöglicht werden, ohne die Strecke zu verlassen bzw. unrealistische Radschlüpfе zu generieren. Mit der Entwicklung eines modifizierten Fahrermodells, für das mit realistischem Verhalten auch auf Niedrigreibwert ein Hauptziel definiert wurde, konnte der Einsatz der ESP und ABS Funktionen auf ein Minimum reduziert werden, siehe auch Abschnitt 6.6. Gemäß der Vorgehensweise bei der Funktionsverifikation im Auto ist das Systemverhalten in jedem Standardmanöver auch mit deaktivierter ESP Funktionalität zu bewerten, um einen unverfälschten Eindruck der Funktion des zu testenden Traktionsregelsystems zu erhalten.

Für die Funktion des Bremsenriffes zu Traktionszwecken wurde das Schlupfregelmodul aus dem Algorithmus einer geregelten Differentialsperre verwendet und für die Anwendung unmittelbar am Modell eines Rades modifiziert. Die Logiken wurden in Matlab-Simulink[®] abgebildet, womit der Vorteil einer gleichzeitigen Verwendbarkeit in Simulationen, für HIL-Prüfläufe und im Fahrversuch mittels Entwicklungssteuergerät gegeben ist, siehe auch Abschnitt 6.7.

Bei der Software für die untersuchten Antriebsstrang- bzw. Chassissysteme ist grundsätzlich zwischen dem Fahrzeugregler zur Berechnung der Sollwertvorgabe und dem Komponentenregler zur Ansteuerung der Aktorik zu unterscheiden. Die Basissoftware (Betriebssystem) als dritte Komponente der Gesamtsoftware spielt in der Simulation keine prinzipielle Rolle. Während für die Sollwertvorgabe stets die gesamte Funktionalität verwendet wird, erfolgt die Nachbildung des Komponentenreglers meist vereinfacht mittels einem PT1-Glied. Die Bedatung erfolgt gemäß Prüfstandsmessungen entsprechend der Temperatur- und Lastabhängigkeit für das gewählte System. Dies ist einer kürzeren Rechenzeit dienlich, der Einfluss auf das Verhalten des Gesamtfahrzeuges kann als gering angenommen werden. Für Simulationen zur Bewertung der Regeleffizienz einer Kupplungsaktorik wird dann die komplette Komponentenreglerfunktion verwendet.

Die Integration eines Traktionsregelsystems in ein Fahrzeug wird durch die Schnittstellen definiert. Neben der Versorgung mit den notwendigen Fahrzeugsignalen durch den Datenbus (CAN oder Flexray) entsteht eine zusätzliche Schnittstelle, wenn die Logik zur Berechnung des Sollmomentes nicht auf dem Allradgetriebebesteuergerät implementiert ist (Momentenschnittstelle). Zudem kann zum Schutz des Traktionssystems ein Eingriff in das gelieferte Moment der Verbrennungskraftmaschine in Form einer Limitierung erforderlich sein, was hauptsächlich bei sehr starken Motoren der Fall ist.

6.5 Fahrbahn und Manöver

Bei der realitätsnahen Nachbildung von Abstimmungsfahrten ist zwischen Vorgabe definierter Manöver²¹ und der freien Fahrt auf einem Strassenverlauf bzw. Rundkurs (Handlingkurs) zu unterscheiden. Die Erstellung der Fahrbahn für Einzelmanöver erfolgt meist segmentspezifisch mittels geometrischer Basiselemente wie Kreise, Klothoiden, Geraden etc.. Straßenverläufe werden auf Basis von GPS-Messungen bzw. aus Kartenmaterial ggf. unter Einbeziehung der Querneigung mittels einer Software zum Generieren eines durchgehenden, tangentenstetigen 3D-Kurvenzuges für die Simulation rekonstruiert. Der Reibwert der der Fahrbahn zugeordnet wird ist homogen bzw. abschnittsweise homogen und kann für jede Spur individuell gewählt werden. Die Beschreibung der Fahrbahnunebenheit erfolgt mittels der sogenannten spektralen Unebenheitsdichte der Fahrbahn, die man durch Fourier Transformation (FFT) des Fahrbahnlängsprofils erhält [71], [49], [72]. Das normalverteilte Spektrum $\Phi_z(\Omega)$, dargestellt über der Wegkreisfrequenz Ω bzw. Unebenheitswellenlänge L , siehe Glg. 47, verläuft ähnlich einer Hyperbel.

$$\Omega = \frac{2\pi}{L}$$

Glg. 47

Durch Geraden-Approximation des Verlaufes im doppellogarithmischen Diagramm, definiert durch Bezugs-Wegkreisfrequenz und Steigung (Welligkeit), erhält man die charakteristischen Verläufe verschiedener Fahrbahntypen, siehe Abbildung 80.

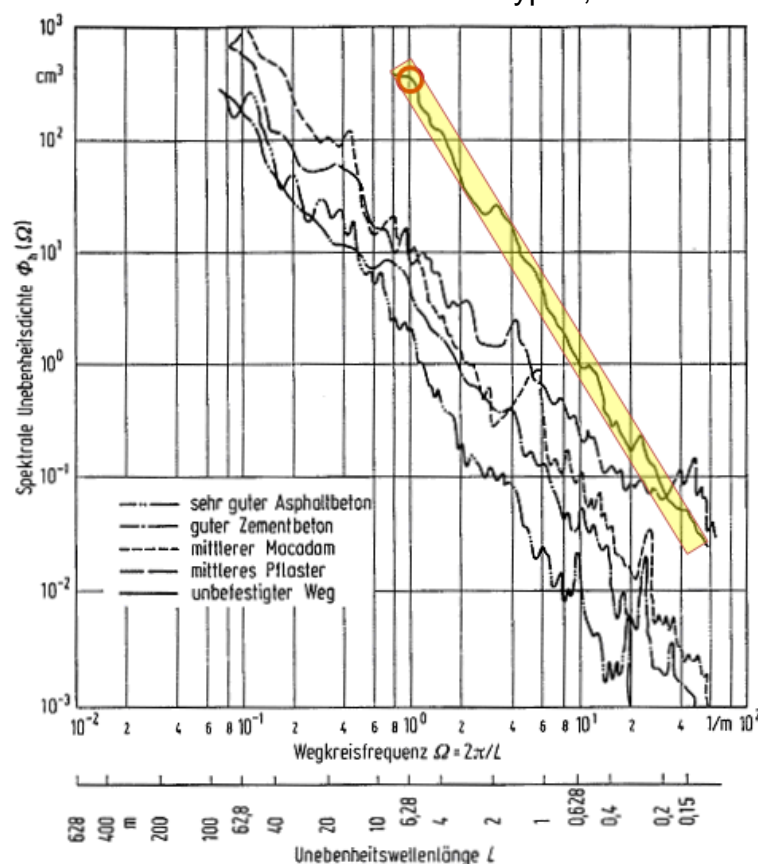


Abbildung 80: Spektrale Unebenheitsdichte von Fahrbahnen

²¹ Zusammenfassung der Manöver im sogenannten „Design_Verification_Plan“

Einzelmanöver:

Folgende relevante Manöver wurden in veDYNA[®] abgebildet und stellen eine Basis für die Bewertung des Verhaltens einer Systemauslegung anhand oben genannter Kriterienstruktur dar.

- μ -Step²² Anfahrt bzw. Überfahrt (vorwärts bzw. retour, Steigung, Ebene)
- μ -Split Anfahrt bzw. Überfahrt
- μ -Split Bremsung (ISO 14512)
- Vollastbeschleunigung
- Progressive Bremsung bzw. ABS-Bremsung bei homogenem Reibwert
- Stationäre Kreisfahrt (ISO 4138)
- Beschleunigte Kreisfahrt mit konstantem Lenkwinkel bzw. Radius
- Lastschlag μ -low
- Lastwechsel μ -low (ISO 9816)
- Schubrückschaltungen μ -low
- Rangieren (Wendekreis, Einparken, ...)
- ...

Diese Auswahl erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Die Definition der Manöver in veDYNA[®] erfolgt als sequentielle Beschreibung des Verhaltens in Längs- und Querrichtung sowie der Vorgabe von Randbedingungen (Gangbereich, Pedalbereich, ...). Die wichtigsten Manöverparameter wurden als Variable definiert, wodurch eine Anpassung an geänderte Testanforderungen schnell möglich ist.

Streckenverläufe:

Um Aussagen zu Handling, Systembelastung und Verbrauch treffen zu können erfolgt die Streckenwahl nach dem Gesichtspunkt möglichst ausgewogener Systembelastung bzw. gemäß Anforderungen eines Auftraggebers. Die Strecken umfassen Handlingkurse zur Bewertung des fahrdynamischen Verhaltens von Fahrzeug und System, Bergstraßen mit und ohne Anhänger zum Belastungstest sowie den Stadtverkehr und werden je nach Fahrzeuganforderung in einem spezifischen Mix (Kollektiv) in Simulation und Fahrversuch durchfahren. Eine besondere Bedeutung besitzen Tests auf Strecken mit homogen bzw. partiell niedrigem Reibwertpotential, da schlechte Abstimmungen von Traktionsregelsystemen unter diesen Umständen deutliche Einbußen bei Fahrdynamik und Komfort erkennen lassen. Die kollektivbestimmenden Streckenanteile sind meist eine Mischung aus erfahrungsbasierten, teils sehr unterschiedlichen Anforderungen. Dies bringt für Systemzulieferer die Notwendigkeit mit sich schnell neue Strecken für die Simulation aufbereiten zu können, um die Komponente unter vom Auftraggeber geforderten Umständen zu testen. Da bei Kollektivsimulationen das Resultat wesentlich davon abhängt wie ein Fahrer auf einer bestimmten Strecke fährt, wurde dafür ein bestehendes Fahrermodell dahingehend erweitert, dass vordefinierte Stile abgebildet werden können, siehe auch Abschnitt 6.6.

²² μ -Step bezeichnet unterschiedlichen Straßenreibwert zwischen den Achsen. μ -Split bezeichnet unterschiedliches Traktionspotential zwischen linker und rechter Fahrspur.

6.6 Fahrermodell

In der virtuellen Entwicklung von Regelprozeduren für Traktions- und Fahrdynamiksysteme kommt der Verfügbarkeit eines Fahrermodells für realistisches Befahren einer freien Strecke mit beliebigem Reibwertpotential der Straße und einstellbarem Fahrverhalten eine hohe Bedeutung zu. Neben der Vorgabe von Standardmanövern zum grundsätzlichen Systemtest erfolgt damit eine Ergänzung der Testprozedur um Aspekte bezüglich Systembelastung, Verschleiß und Effizienz, wodurch eine gesamtheitliche Betrachtung erst möglich wird. Ein oft praktizierter Ansatz, gemessene Geschwindigkeitsprofile mittels eines Geschwindigkeitsreglers in der Simulation nachzufahren ist wegen des Aufwandes für den Fahrversuch sowie meist geringer Eignung für andere Fahrzeuge und Fahrstile für eine flexible, zielgerichtete Simulation ungeeignet. Neben der Erstellung von Kollektiven zur Belastungsrechnung sollen Allrad- und Fahrdynamiksystemalgorithmen mit unterschiedlichen Fahrstilen getestet werden, um dadurch den Einfluss unterschiedlicher Fahrweisen auf Fahrzeug und teils adaptives Systemverhalten bewerten zu können. Zudem kommt in der Realität besonders im Stadtverkehr der starke Einfluss des Verkehrsflusses auf die Systembelastung (Anfahrvorgänge), deren Nachbildung die Komplexität von Fahrermodellen enorm steigert.

Gegenwärtig am Markt verfügbare Fahrermodelle verfolgen meist einen ähnlichen Ansatz. Auf der *Führungs- bzw. Bahnplanungsebene* erfolgt die Ermittlung der Sollwertvorgaben für Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung sowie der Fahrlinie eines gewählten Straßenverlaufes, welche anschließend von einer geeigneten Reglerarchitektur der *Stabilisierungsebene* umgesetzt werden. Auch das steuernde Verhalten sowie die Vorausschau als wichtige Eigenschaften eines realen Fahrers sind in der Reglerarchitektur entsprechend zu berücksichtigen [64]. Ein Beispiel für die Verknüpfung von Straße, Fahrer und Fahrzeug in einer Reglerarchitektur zeigt Abbildung 81 [73].

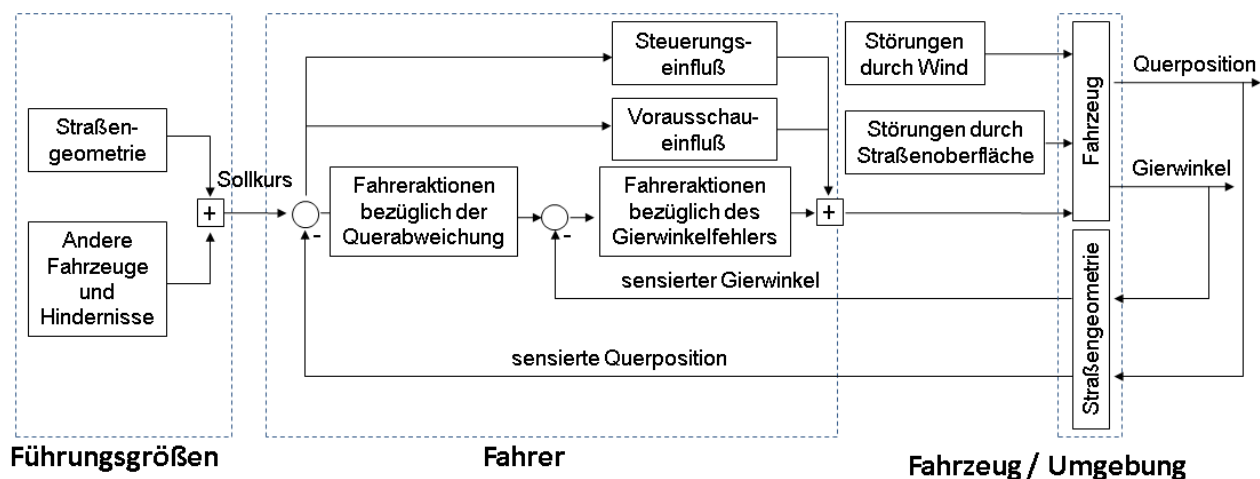


Abbildung 81: Architektur-Fahrermodell nach McRuer

6.6.1 Anforderungen

Das Fahrermodell soll durch die Berücksichtigung einer hinreichenden Anzahl charakteristischer Parameter eine realistische und flexible Abbildung unterschiedlicher Fahrstile ermöglichen. Aus Messungen sollen dadurch representative synthetische Fahrstile zum stilabhängigen testen von Antriebsstrangsystemen hinsichtlich Funktion, Belastung etc. nachgebildet werden können. Die wichtigsten Anforderungen an das Fahrermodell sind

- transparente Parametrierung,
- schnelle Abbildung von Fahrstilen (aus Messungen),
- realistische Geschwindigkeitsvorgabe bei freier Wahl der Fahrlinie,
- Regelung für Längs- und Querführung mittels realistischem Verhalten der Stellgrößen Lenkwinkel, Fahrpedal, Bremse, Kupplung und Gang,
- stabiles Verhalten bei Vorgabe eines niedrigen Straßenreibungswertes,
- Anwendbar auf Strecken wie Passstraße, Stadtfahrt, Rundkurs etc. sowie
- Kompatibilität mit Fahrdynamikregelsystemen.

Das anschließend vorgestellte Fahrermodell wurde auf Basis des von veDYNA[®] verwendeten Fahrermodells „Advanced-Driver“ entwickelt. Dabei wurde speziell darauf geachtet, die flexible Anwendbarkeit bei gleichzeitig geringer Komplexität zu erreichen [74].

6.6.2 Führungs- bzw. Bahnplanungsebene

Zunächst erfolgt die Berechnung der Sollvorgabe für die Querführung als auch für die Längsführung in Form von Fahrlinie und Geschwindigkeitsprofil. Das sind in diesem Konzept separate Schritte welche im Folgenden beschrieben werden.

Generieren der Fahrlinie:

Die Fahrlinie kann im vorgestellten Fahrermodell gemäß nachfolgender Beschreibung auf 2 Arten bestimmt werden.

- Für die Erstellung einer Fahrlinie in einem vorgezogenen Berechnungsschritt wird ein frei verfügbares Optimierungsprogramm namens „Python“ (Version 2.5) verwendet. Der Streckenverlauf liegt in Form der nach der Bogenlänge s parametrisierten Komponentenfunktionen $x(s)$ und $y(s)$ der Mittellinie und der Fahrbahnbreite vor. Glg. 48 zeigt wie sich die Streckenkrümmung κ_n aus den Ableitungen der Komponentenfunktionen berechnet. Die Software berechnet nun innerhalb der definierten Fahrbahnbreite eine optimierte Linie gemäß einer Minimierung des Gütefunktional C , gebildet aus der Summe der mit w_n gewichteten Quadratwerte der Streckenkrümmung κ_n , siehe Glg. 49. Sollte das Ergebnis der Optimierung nicht den Erwartungen entsprechen, so können an beliebigen Streckenpunkten Randbedingungen als Wertepaar mit Wegkoordinate und Querabweichung bezüglich der Mittellinie angegeben werden. Der Optimierungsalgorithmus berücksichtigt diese Stützstellen im Ergebnis, wodurch auch die Rechenzeit sinkt. Abbildung 82 zeigt das

Ergebnis der Optimierung für einen Abschnitt der Passstraße auf das Stilfserjoch.

$$\kappa_n = \frac{\ddot{y} \cdot \dot{x} - \ddot{x} \cdot \dot{y}}{\sqrt{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^3}}, \text{ wobei } x = x(s) \text{ bzw. } y = y(s) \quad \text{Glg. 48}$$

$$C = \sum_0^n w_n \kappa_n^2 \quad \text{Glg. 49}$$

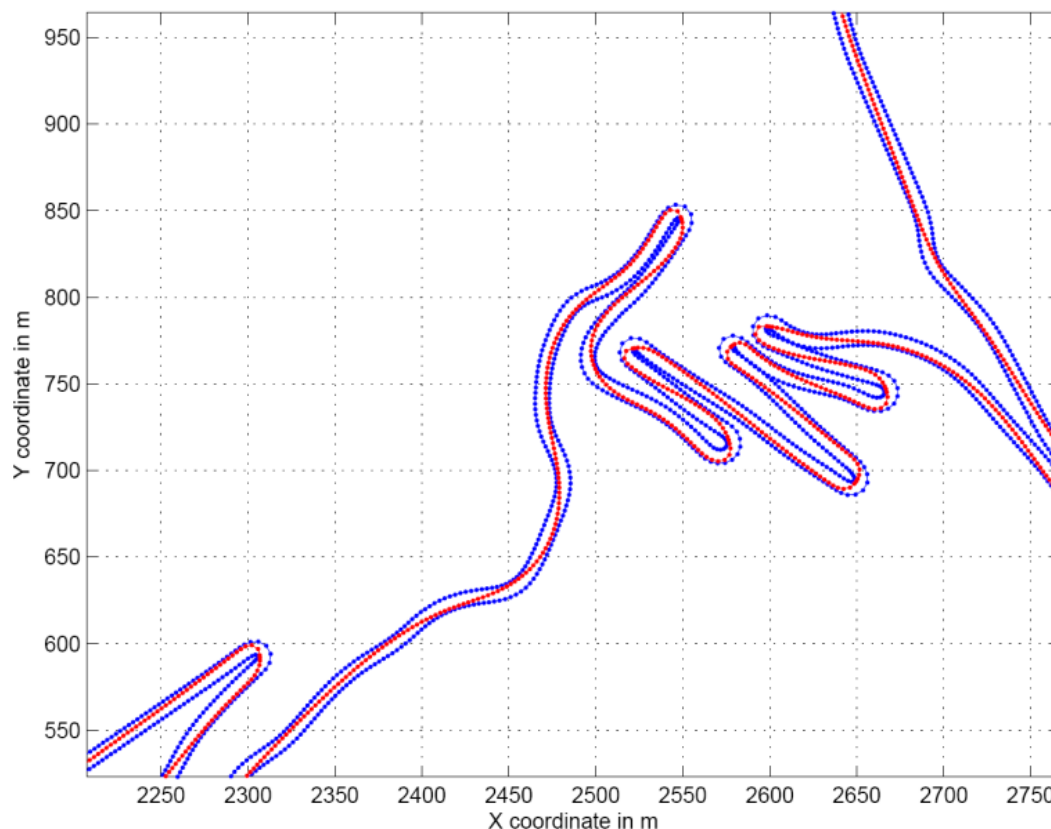


Abbildung 82: Optimierung einer Fahrlinie für das Stilfserjoch

- Die Sollkursbestimmung während der Simulation (dynamische Bahnplanung) erfolgt durch Regelung auf einen vorausseilenden Zielpunkt (Target Punkt) in der Straßenmitte, dessen Geschwindigkeit abhängig von Kurvenkrümmung und geforderter Quer- bzw. Längsbeschleunigung ermittelt wird. Der nacheilende Punkt (Target Aim Punkt) befindet sich auf der Fahrzeugachse, dessen Abstand zum vorausseilenden Punkt kann abhängig von Kurvenkrümmung und Geschwindigkeit variiert werden und bildet die Vorausschau eines Fahrers ab, siehe Abbildung 83. Durch Variation dieser Vorausschau wird ein gleichmäßigeres Lenkverhalten erzielt und es kann die in der Kurve gefahrene Linie beeinflusst werden. Die konzeptbedingte Koppelung von Längs- und Querdynamik bei diesem Ansatz führt in der Simulation teilweise zu Problemen. Wie etwa in engen Kurven (Kehren), wo durch zu weites entfernen des Zielpunktes im Kurvenausgang ein unplausibles Beschleunigungsverhalten des Modells resultiert, weil dem Zielpunkt nicht mehr gefolgt

werden kann. Dies führt speziell bei Vorgabe von niedrigem Fahrbahnreiwert schnell zu einer Fahrzeuginstabilität.

Geschwindigkeitsprofil:

Die Berechnung der Sollvorgaben für die Längsführung kann in einem Berechnungsschritt vor der Simulation bzw. während der Simulation erfolgen. Nachfolgende Punkte stellen die Unterschiede der beiden Varianten dar.

- Die explizite Vorgabe der Geschwindigkeit als Funktion der Zeit bzw. des zurückgelegten Weges wird vor allem für Zyklussimulationen im Zuge der Verbrauchsbestimmung von Fahrzeugen als auch für Kollektivsimulationen zur Abschätzung der Systembelastung angewandt. Die Berechnung der Geschwindigkeitsvorgabe basiert auf der Krümmungsinformation der zuvor optimierten Fahrlinie mit Vorgabe der erlaubten bzw. gewünschten Quer- und Längsbeschleunigung²³, siehe Abbildung 85. Diese Vorgehensweise bietet den Vorteil der Integration von Streckeneigenschaften wie Reiwertpotential, Querneigung etc. sowie des Fahrstiles in das Geschwindigkeitsprofil was einer stabilen Simulation dienlich ist.
- Die Berechnung des Geschwindigkeitsprofils während der Simulation bietet insbesondere bei virtuellen Handlingtests zum Zweck der Steuergeräte-Applikation für Fahrdynamikregelsysteme die Möglichkeit flexibel auf wechselnde Fahrsituationen reagieren zu können, ohne jedesmal eine neue Berechnung durchführen zu müssen. Die Geschwindigkeitsberechnung erfolgt hier im Wesentlichen durch Vorgaben von Grenzen für Längs- und Querb beschleunigung sowie der kombinierten Beschleunigung (Kamm'scher Kreis), die vom vorauseilenden Target-Punkt an keiner Stelle der Strecke überschritten werden dürfen, siehe Abbildung 83. Zudem kommen geschwindigkeits- und krümmungsabhängige Reglerparameter, welche das Folgeverhalten des Fahrzeuges bezüglich Target-Punkt beschreiben.

²³ Eine plakative Darstellung erfolgt durch Auftragen der Längsbeschleunigung über der Querb beschleunigung in einem Diagramm. Diese Darstellung wird auch als gg-Diagramm bezeichnet, welches durch Erweiterung um die Fahrgeschwindigkeit als dritte Dimension zum gg-v-Diagramm wird.

6.6.3 Stabilisierungsebene

Längsregelung

Für die Längsregelung des vorliegenden Fahrermodells werden lineare Geschwindigkeits- bzw. Beschleunigungsregler eingesetzt. Die Regelung ist als Kaskadenregelung ausgeführt. Im inneren Regelkreis wird das Motormoment, im äußeren die Abweichung der Fahrgeschwindigkeit von der Sollgeschwindigkeit kontrolliert. Im Geschwindigkeitsregler werden die Proportional (P) und Integralanteile (I) abhängig vom gewählten Gang umgeschaltet, was auch als „Gain-Scheduling“ bezeichnet wird. Im inneren Regelkreis erfolgt die Vorsteuerung basierend auf der Sollgeschwindigkeit sowie die Störgrößenkompensation mit Berücksichtigung von Rollwiderstand, Aerodynamik und Straßensteigung.

Vorsteuerung und Störgrößenkompensation des inneren Regelkreises werden um den kompensatorischen Anteil aus der Geschwindigkeitsregelung ergänzt und führen schließlich zum Sollmoment am Getriebeeingang. Durch inverse Kennfelder für den hydraulischen Wandler des Automatikgetriebes und die Verbrennungskraftmaschine werden die Nichtlinearitäten berücksichtigt und führen somit zum Wert für das Fahrpedal als Stellgröße. Zur Regelung von Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen stehen speziell lineare Beschleunigungsregler zu Verfügung, zwischen denen je nach Manöver umgeschaltet werden kann. Diese spezifische Reglerauswahl fördert eine flexible, nachvollziehbare Generierung von Fahrstilen und gewährleistet die Vergleichbarkeit der Ergebnisse [75], [76].

Querregelung:

Für die Querregelung kommt ein Positionsregler zum Einsatz, der auf der Theorie der nichtlinearen Systementkoppelung basiert. Im Gegensatz zu anderen aus der Literatur bekannten Fahrreglern erfolgt hier keine Linearisierung des Fahrerhaltens um einen bestimmten Fahrzustand. Das Ziel besteht hier darin den Target-Aim Punkt, der sich auf der Längsachse des Fahrzeuges befindet und dessen Abstand zum Schwerpunkt parametrierbar ist, dem Target-Punkt nachzuführen, dessen Position durch die generierte Sollbahn bzw. die Mittellinie und die Geschwindigkeitsvorgabe bestimmt wird, siehe Abbildung 83.

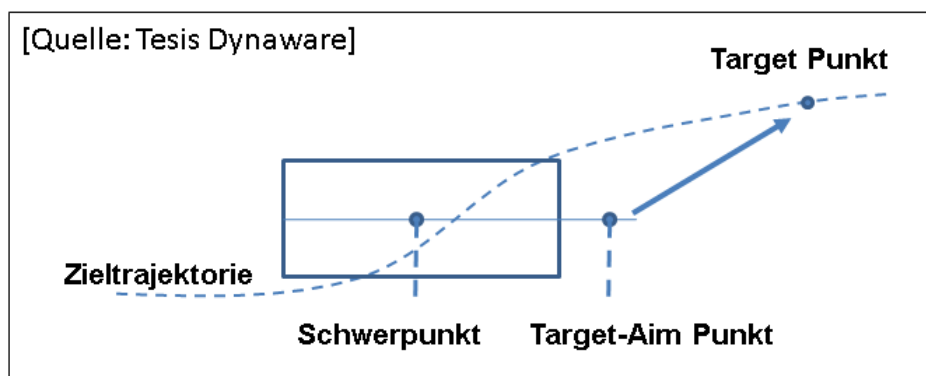


Abbildung 83: Strategie für die Querregelung

Der Abstand zwischen Target-Aim Punkt und Fahrzeug ist durch einen konstanten Wert festgelegt, der Abstand von Target-Punkt und Target-Aim Punkt verfügt über geschwindigkeits- und krümmungsabhängige Anteile wodurch die Vorausschau abgebildet wird. Bei expliziter Vorgabe eines Sollpfades erfolgt die Querregelung unter Verwendung einer reduzierten Vorausschau für eine möglichst präzise Einhaltung des generierten Sollkurses. Als Stellgröße wird hier die Querkraft am Vorderrad F_{yV} verwendet, die sich unter Vernachlässigung der Reifenseitenkräfte auf die Fahrzeuggeschwindigkeit aus folgendem Zusammenhang, abhängig von Gierwinkel ψ , Schwimmwinkel β , Querkraft am Hinterrad F_{yH} sowie den Beschleunigungsvorgaben a_{xdes} und a_{ydes} ergibt [75], siehe Glg. 50. Hierbei beziehen sich die Querkräfte an Vorder- bzw. Hinterrad auf ein fahrzeuffestes Koordinatensystem mit Ursprung im Fahrzeugschwerpunkt, während sich die Größen ψ , a_{xdes} und a_{ydes} auf das Inertialsystem beziehen.

$$F_{yV} = -F_{yH} + m [(\beta \cos(\psi + \beta) - \sin(\psi + \beta))a_{xdes} + (\beta \sin(\psi + \beta) + \cos(\psi + \beta))a_{ydes}] \quad \text{Glg. 50}$$

Mit dem aus der Abhängigkeit der Reifenquerkraft F_y von Reifenschräglauf α und der Radaufstandskraft F_Z ermittelten Schräglaufwinkel α_V , siehe Abbildung 64, und dem Verhältnis der Geschwindigkeitskomponenten an der Vorderachse (Einspurmodell)

$$\tan(\delta_V - \alpha_V) = \frac{l_V \dot{\psi} + v \sin \beta}{v \cos \beta} \quad \text{Glg.51}$$

erhält man schließlich den notwendigen Lenkwinkel δ_V .

6.6.4 Fahrstilnachbildung

Für die Definition des Fahrstiles wurde eine Einteilung der Fahrabschnitte in die Phasen

- Geschwindigkeit anpassen (Bremsen, Schub),
- Einlenken,
- Kurvenfahrt,
- Auslenken sowie
- Beschleunigung im Kurvenausgang

vorgenommen [65]. Durch die phasenspezifische Festlegung von stildefinierenden Parametern sowie Einschränkungen für die Fahrerstellgrößen Lenkwinkel, Fahrpedal etc. wird eine flexible Gestaltung beliebiger Fahrstile des virtuellen Fahrers ermöglicht. Die Charakteristik eines Fahrstiles lässt sich mittels eines Verlaufes von Längs- und Querbesehleunigung im gg-Diagramm sehr anschaulich darstellen, siehe Abbildung 84 [77]. Das Kurvenverhalten kann dabei durch verschiedene Formen des kombinierten Beschleunigungsverlaufes vorgegeben werden.

Durch die Abhängigkeit der Beschleunigungsgrenzwerte von der Geschwindigkeit wird das gg-Diagramm um die 3. Dimension ergänzt. Damit lässt sich spezifisches Verhalten wie z.B. progressives bzw. degressives Bremsen abbilden.

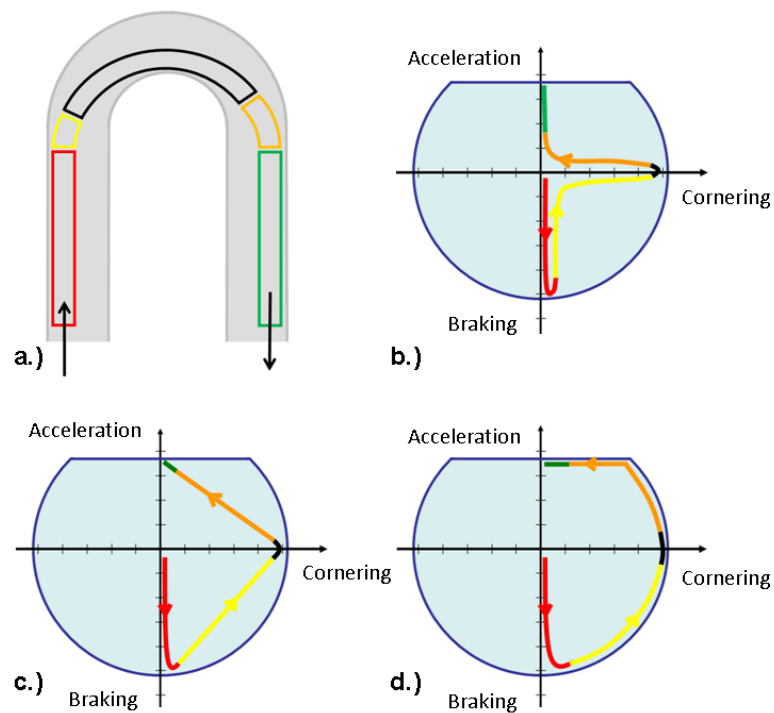


Abbildung 84: Fahrstildefinition mittels gg-Diagramm

Abbildung 85 zeigt die drei unterschiedlichen Fahrstile die mit sportlich, ambitioniert und moderat beschrieben werden können. Basierend auf dieser Vorgabe und einigen weiteren Parametern, siehe Tabelle 3, kann nun die Sollgeschwindigkeit des jeweiligen Fahrstiles berechnet werden.

GG-Diagramm

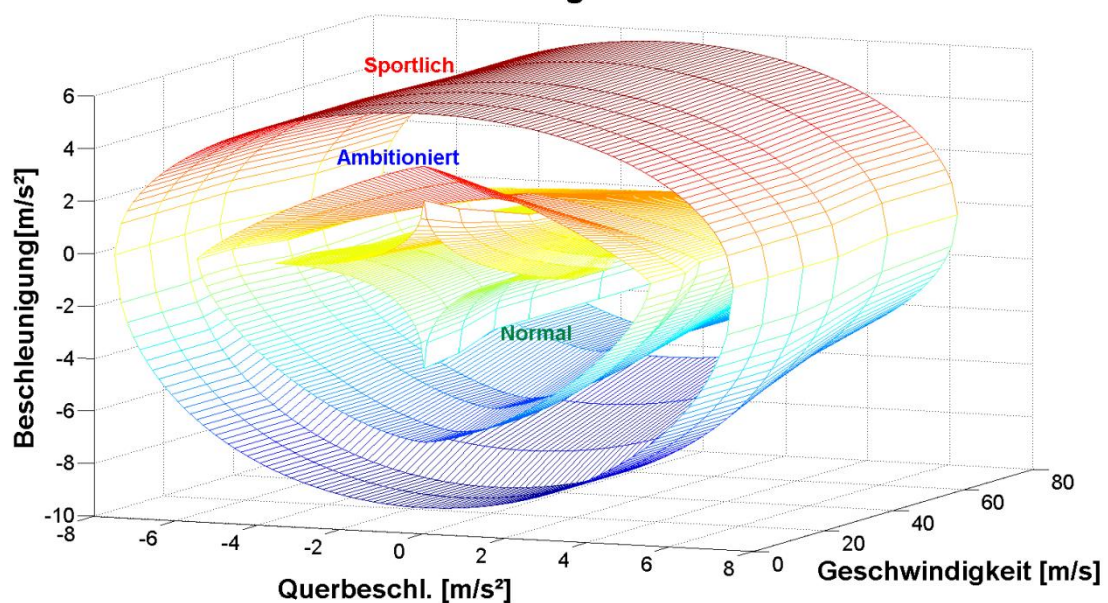


Abbildung 85: ggv-Diagramm

Die zugrundeliegenden Daten für die Darstellung unterschiedlicher Fahrstile stammen aus Studien über das menschliche Fahrerverhalten [78] oder wurden aus eigenen Messungen auf Handlingkursen mit verschiedenen Fahrern extrahiert. Nachfolgend wird die grundsätzliche Vorgehensweise bei der Berechnung des Geschwindigkeitsprofils beschrieben.

Gemäß einer Studie zur Untersuchung der krümmungsabhängigen Querbeschleunigungen im Alltagsverkehr [78], siehe Abbildung 86, oder durch Vorgabe eines einfachen Limits wird der maximalen Kurvenkrümmung $\kappa_{max,crv}$ zunächst eine maximal zulässigen Querbeschleunigung $a_{y,max,crv}$ zugewiesen, woraus dann die Kurvenscheitelgeschwindigkeit $v_{max,crv}$ berechnet wird, siehe Glg. 52.

$$v_{max,crv} = \sqrt{a_{y,max,crv} \cdot \kappa_{max,crv}} \quad \text{Glg. 52}$$

Die Phase Kurvenfahrt wird aus der Kurvengeschwindigkeit und dem Krümmungsverlauf der Fahrlinie mittels Querbeschleunigungswerten für Bremsende bzw. Beschleunigungsbeginn definiert.

Zwischen zwei Kurven erfolgt die Berechnung der Geschwindigkeits durch Integration der Beschleunigungsvorgabe ab dem letzten Beschleunigungsbeginn bzw. Rückwärtsintegration der Bremsverzögerung vom Bremsende vor der nachfolgenden Kurve bis zum gemeinsamen Schnittpunkt. Dazu kann die Geschwindigkeit mit einem Maximalwert beschränkt werden. Die Information, wie in die Kurve eingelenkt wird, ist in der berechneten Fahrlinie integriert oder ergibt sich bei Berechnung der Fahrlinie während der Simulation aus der Vorausschaudistanz. Für das Verhalten in der Kurve können die Manöver

- Konstantfahrt nach Anbremsen der Kurve und einer Anbindephase,
- Durchfahren der Kurve im Schub, beginnend mit der berechneten Sollgeschwindigkeit nach Ende der Bremsphase sowie
- Durchrollen der Kurve mit offener Kupplung

ausgewählt werden. Eine Zusammenstellung möglicher Parameter zur Definition des Fahrerverhaltens in den unterschiedlichen Phasen zeigt Tabelle 3.

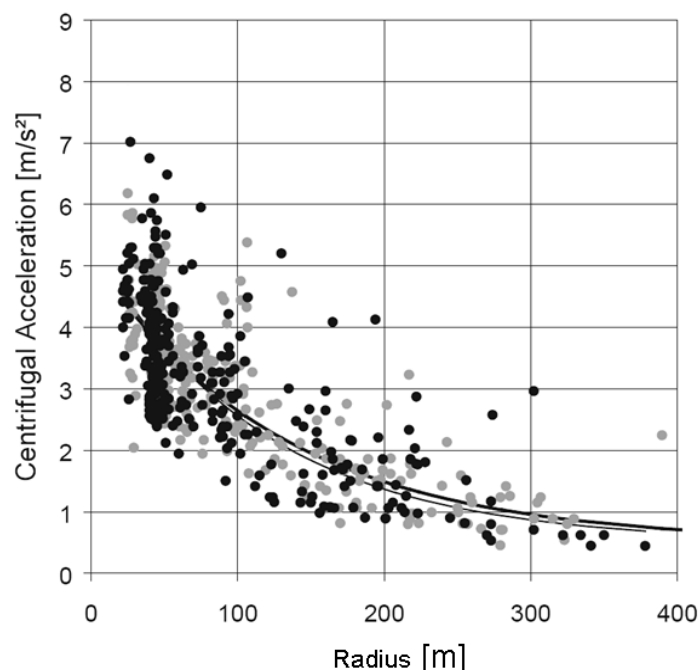


Abbildung 86: Querbeschleunigungen im Alltagsverkehr

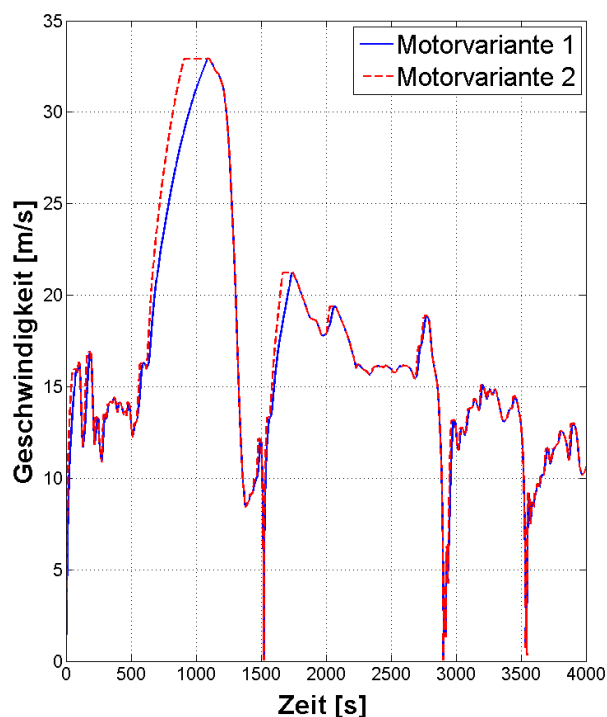
Einen wesentlichen Einfluss auf das Fahrverhalten stellt das Reibwertpotential der Straße dar. Gemäß eines homogenen oder abschnittsweise unterschiedlichen Reibwertes erfolgt eine Anpassung der stildefinierenden Parameter in Form einer Skalierung des ggV-Diagrammes sowie einer Anpassung von Reglerparametern für die Fahrerstellgrößen Lenkwinkel, Fahrpedal, Kupplung, Bremse und Gangwahl.

Fahrzustand	Parametrierbare Fahrerparameter
Allgemein	<ul style="list-style-type: none"> - Vorausschau $s = f(\kappa, v_{kfz})$ - Maximaler Lenkwinkelgradient
Kurs/Kurshaltung	<ul style="list-style-type: none"> - Fahrlinie als Querabweichung zur Mittellinie $q(s)$ - Erlaubte Abweichung zur Sollspur (Dead Band)
Anfahren	<ul style="list-style-type: none"> - Motordrehzahl bei Einkuppelbeginn oder lösen der Bremse - Einkuppelgeschwindigkeit = $f(\text{Fahrpedal})$ - Fahrpedal beim Lösen der Bremse (Automatikgetriebe) - Einfache Handbremsfunktionalität
Kurve anbremsen	<ul style="list-style-type: none"> - Bremsverlauf (progressiv, degressiv,..) $a_x = f(a_y, v_{kfz})$ - Zwischengas beim Herunterschalten: ja/nein, Höhe - Einkuppelgeschwindigkeit = $f(a_y, \text{gang}, \text{Kupplungsschlupf})$ - Bremsende bei a_{ydec} - Gang bei Bremsende - Drehzahl bei öffnen der Kupplung
Anbinden	<ul style="list-style-type: none"> - Schubdauer nach Bremsende = $f(a_y, a_x, \text{Motorschub})$ - Gradient des Anbindens = $f(a_y, \text{bzw. Steigung Lenkwinkel})$ - Höhe Fahrpedal = $f(n_{Mot}, \text{Gang})$
Einlenken	<ul style="list-style-type: none"> - Pre-processing: Stützpunkte am Kurveneingang - Online-Berechnung: Vorausschaudistanz = $f(\kappa, v_{kfz})$ - Steueranteil Lenkwinkel = $f(\kappa, \text{Vorausschau})$
Kurve	<ul style="list-style-type: none"> - Bremsen: ja/nein, Intensität (a_{xmin}) - Lastwechsel: ja/nein = $f(a_y, n_{Mot}, \text{Gang})$ - max. Fahrpedalgradient = $f(a_y)$ - max. Lenkwinkelgradient = $f(v_{kfz})$ - Schalterlaubnis = $f(a_y)$ - Einkuppelgeschwindigkeit = $f(\text{gang}, \Delta n_{Kupp}, a_y)$ - max. Querbeschleunigung $a_{ycrv} = f(\kappa_{max, crv})$
Beschleunigung	<ul style="list-style-type: none"> - Beschleunigungsbeginn bei Schwellwert a_{yacc} - Fahrpedalgradient = $f(\text{Pedalhöhe}, a_y)$ - max. Beschleunigung $a_{xmax} = f(a_y, v_{kfz})$ - Schaltdrehzahl - Schaltqualität (Kuppelzeit, Einkuppelgradient) - Geschwindigkeitslimit

Tabelle 3: Phasenspezifische Fahrerparameter

Für die Simulation von Belastungskollektiven wurde das Fahrermodell um die Möglichkeit erweitert, beliebige Anhaltepunkte auf der Strecke vorgeben zu können. Aufgrund der Vorsteuerung von Traktionssystemen beim Anfahren sind diese von erheblichem Einfluss auf die Systembelastung. Zudem ist aus Gründen der Effizienz eine Funktion erstellt worden, die auf Basis eines gerechneten bzw. simulierten Geschwindigkeitsprofils für ein Fahrzeug mit bekannten Eigenschaften eine Extrapolation der Geschwindigkeiten während der Beschleunigungsphasen vornimmt. Dies erfolgt durch Anpassung der Längsbeschleunigung in jedem Punkt der Beschleunigung gemäß dem geschwindigkeitsabhängigen Verhältnis der maximalen Motorleistungen der Vergleichsfahrzeuge, siehe Abbildung 87. Diese Modifikation soll eine erste Abschätzung dafür liefern, wie sich eine Fahrt mit leistungsstärkerem Motor und der damit einhergehenden angepassten Fahrweise auf das Verhalten des Traktionssystems auswirkt, ohne den virtuellen Fahrstil anpassen zu müssen.

Extrapolation Beschleunigung auf Motorvariante 2



Maximalleistung Motorvarianten 1&2

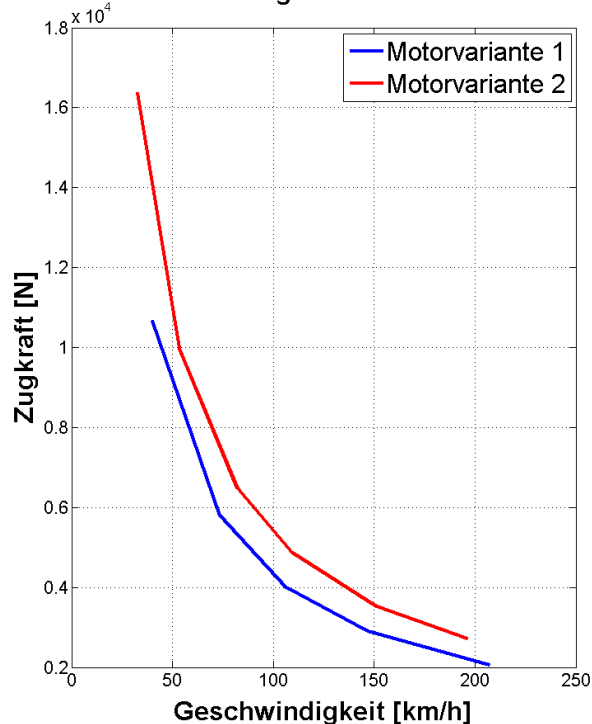


Abbildung 87: Beschleunigung bei erhöhter Motorleistung

Nachfolgend werden zwei Vergleiche gezeigt, in denen jeweils die gemessene Geschwindigkeit mit dem Ergebnis einer Simulation mittels einem nachgebildeten, synthetischem Fahrstil gegenübergestellt werden. In beiden Fällen handelt es sich um eine sportliche Fahrweise, einmal für einen schnellen Handlingkurs bei hohem Kraftschlußpotential der Straße, siehe Abbildung 88, sowie für einen Handlingkurs mit engen Kurven mit Schnee- bzw. Eisfahrbahn, siehe Abbildung 89.

Vergleich v-Profil Handlingkurs $\mu = 1$

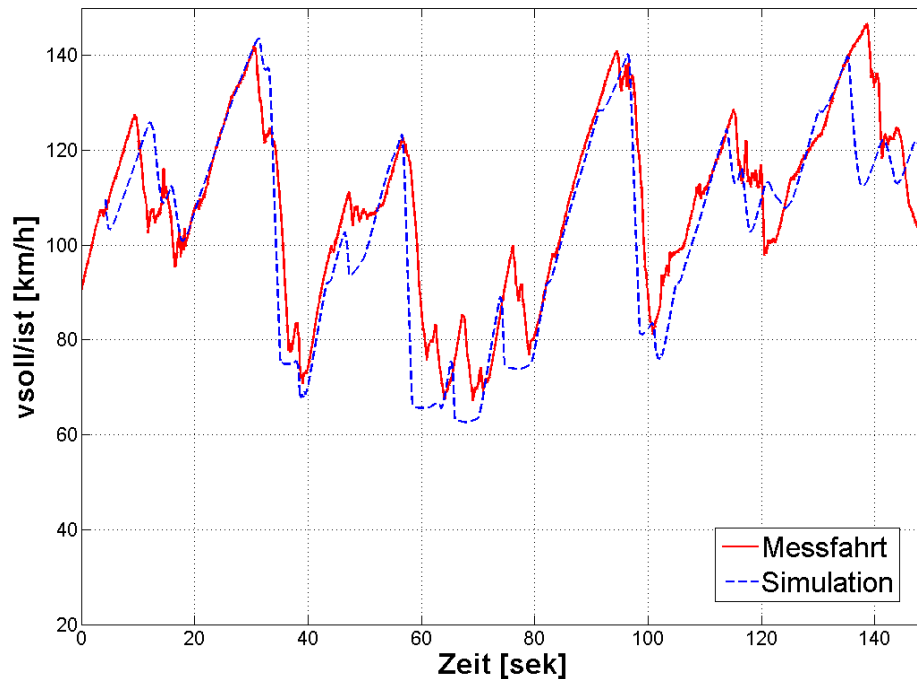


Abbildung 88: Vergleich Geschwindigkeitsprofil Handlingkurs μ_{high}

Vergleich v-Profil Handlingkurs $\mu = 0,3$

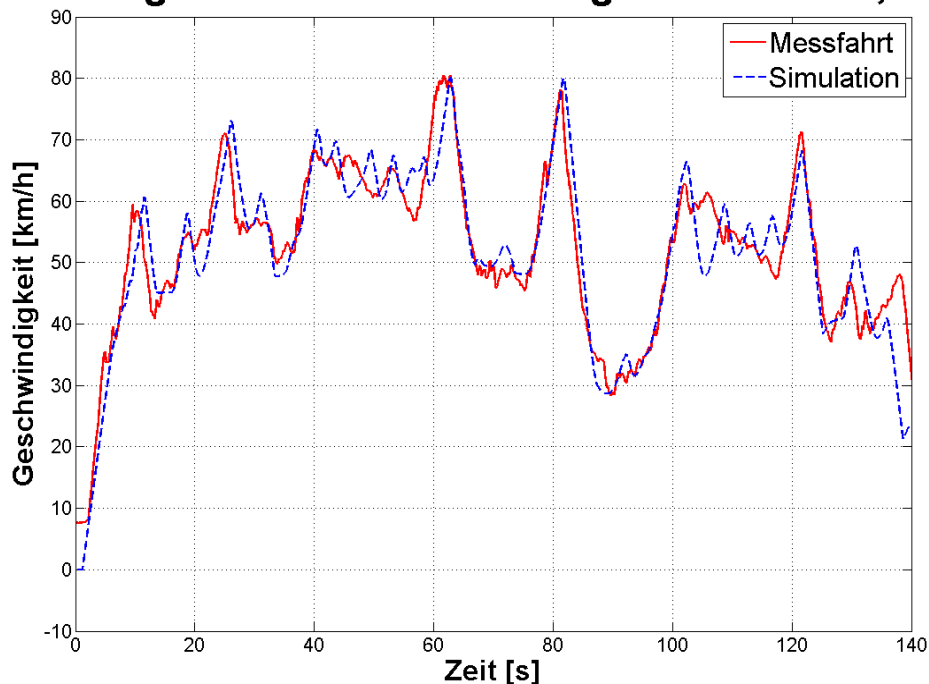


Abbildung 89: Vergleich Geschwindigkeitsprofil Handlingkurs μ_{low}

Neben dem Geschwindigkeitsprofil, das bei geringem Aufwand für die Nachbildung bereits ganz gute Übereinstimmung zeigt, wurde auch das Verhalten des Allradsystems beobachtet. Auch dieses zeigt hinsichtlich Kupplungsschlupf und der Höhe des Dauermomentes der Sekundärachse (Vorderachse) eine gute Übereinstimmung.

6.7 Hardware / Software in the Loop (HIL/SIL)

Zum effizienten Testen von Software bzw. Hardware von Fahrzeugsystemen haben sich Labortests, in denen die zu prüfende Einheit in einer virtuellen Umgebung wie z.B. veDYNA[®] arbeitet, als Standard etabliert. Module, die ausschließlich steuernde Funktion haben, können teilweise auch durch Bedatung der Schnittstelle(n) mit gemessenen Fahrzeugsignalen und Vergleich mit gemessenem Referenz-Systemverhalten (Erwartungswerte) überprüft werden. Reglermodule, wie der Schlupf- bzw. Gierratenregler, müssen für jede neue Softwareversion im Verbund mit dem realen oder virtuellen Fahrzeug getestet werden, da die tatsächliche, aktuelle Fahrzeugreaktion rückgeführt werden muss („closed-loop“). Die HIL-Anordnung besteht aus einem Entwicklungsrechner, einem in Echtzeit²⁴ rechnenden Fahrzeugmodell sowie der zu prüfenden Einheit, die aus dem Allradgetriebe und dem Steuergerät besteht, siehe Abbildung 90. Der Datentransfer zwischen Steuergerät und dem HIL-Rechner erfolgt dabei wie im Fahrzeug über einen CAN oder Flexray-Datenbus.

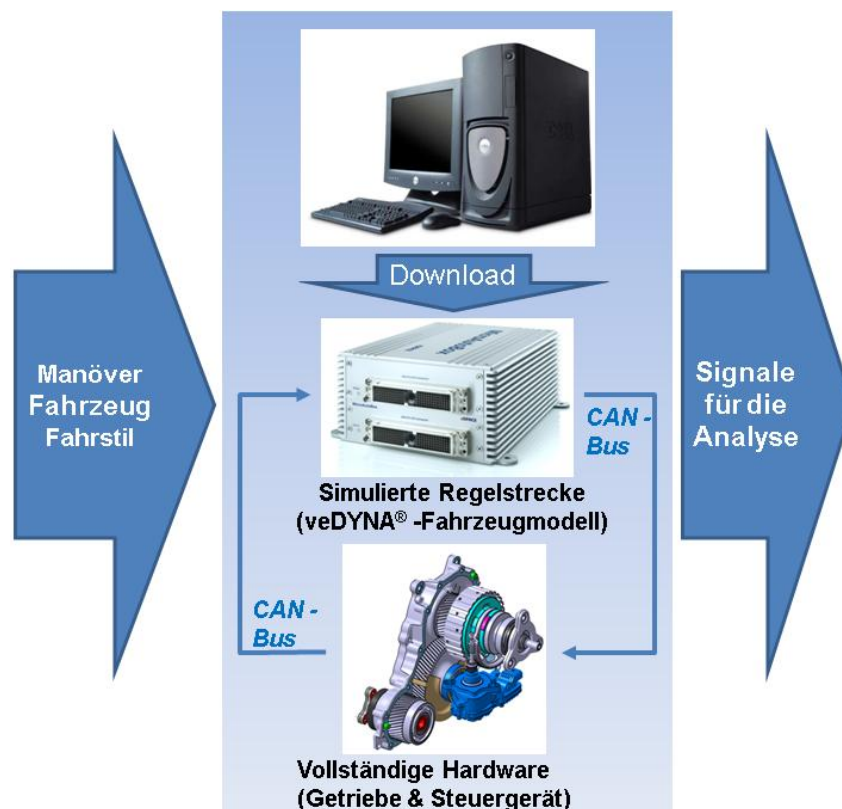


Abbildung 90: HIL-Anordnung

Mit dieser Vorgehensweise können Teile der Arbeitsumfänge in den Bereichen

- Funktions- und Softwareentwicklung,
- Vorabstimmung einer Funktionssoftware sowie der
- Steuergerätestest

²⁴ Mit Echtzeitfähigkeit wird die Anforderung bezeichnet, dass ein Berechnungsergebnis innerhalb eines vorher definierten Zeitintervalles vorliegen muss

im Labor durchgeführt werden, womit ein entsprechender Reifegrad von Software und Elektronik abgesichert werden kann, ohne dass jede Änderung die teure und zeitintensive Verifikation durch den Fahrversuch durchlaufen muss. Somit kann dem Verifikationsingenieur ein Stand übergeben werden, der eine vorwiegende Konzentration auf die Feinabstimmung (Applikation) des Funktionsumfangs ermöglicht, ohne viel Zeit für die Behebung von Fehlern aufwenden zu müssen. Neben dem Test einzelner Module, was meist schon während der Definition erfolgt, steht für eine Weitergabe einer Software an den Verifikationsingenieur der Test des gesamten Funktionsumfangs (Integrationstest) im Vordergrund. Zudem ist eine laufende bzw. abschließende Kontrolle von durch den Fahrversuch freigegebenen Softwareständen sinnvoll, um Zustände mit Fehlverhalten des Traktionssystems zu finden, die im Fahrversuch übersehen wurden oder aus zeitlichen Gründen nicht mehr getestet werden konnten. Die beiden folgenden Fragen stehen beim Softwaretest im Vordergrund:

I. *Funktionsabsicherung*

Verhält sich die Regel- bzw. Steuerlogik wie durch die Software-Definitionsabteilung spezifiziert bzw. entsprechend der Parametrierung ?

II. *Funktionsabstimmung*

Ist die Abstimmung hinsichtlich fahrbarkeits- bzw. belastungsrelevanten Kriterien von ausreichender Qualität ?

Der erste Punkt stellt einen klassischen Funktionstest dar, der für genau definierte Testfälle (Eingangssignalset) als Vergleich des Ausgangswertes mit Erwartungswerten durchgeführt wird.

Die Intention des zweiten Punktes ist eine Vorparametrierung hinsichtlich eines vorgegebenen Zielverhaltens, was im Vergleich zum reinen Funktionstest eine ungleich schwierigere Aufgabe darstellt. Neben einem gut verifiziertem Fahrzeugmodell und einer gut abgestimmten Testumgebung (Manöver, Strecke, ...) erfordert ein effizienter virtueller Softwaretest kombinierte Kenntnisse aus den Bereichen Software-Definition, Software-Test und Systemapplikation im Fahrzeug. Der Softwaretestingenieur am HIL-Prüfstand ist dabei wesentlich auf spezifische Informationen der Definitions- und Verifikationsingenieure angewiesen, um den Testfällen die richtigen Kriterien zuzuweisen. Eine zentrale Rolle hat der Verifikationsingenieur, der aus den in der Fahrzeugerprobung erlangten subjektiven Eindrücken wichtige Informationen für die Software-Definition als auch für den Softwaretest liefert.

Im vorgestellten Werkzeug wurde wichtiges Applikations Know-How integriert und der Funktionstest für Allradsysteme automatisiert. Dabei werden die 25 wichtigsten Fahrmanöver in einer Stapelverarbeitung simuliert. Jedem Manöver werden zu bewertende Betriebszustände und Kriterien zugeordnet, die zuvor im HIL-Bewertungssetup definiert werden, siehe auch Kapitel 4 bzw. Abbildung 118. Diese Struktur aus Bewertungskriterien wird automatisch mit den Ergebnissen aus der jeweiligen Analyse befüllt, wenn gewünscht kann eine automatische Abfrage nach Referenzwerten für jedes Kriterium aktiviert werden. Schließlich erfolgt je Manöver eine kompakte Darstellung der wichtigsten Signale sowie der Kriterien mit ihren Werten, welche je nach Abweichung von vorliegenden Referenzwerten in einem Farbcode gedruckt werden. Ein abgespeichertes Bewertungssetup kann jederzeit als Referenz für spätere Analysen geladen werden. Nachfolgend wird ein Gesamtkonzept zur Funktionsapplikation vorgestellt.

7 Systematischer Abstimmungsprozess

Das Wunschverhalten, das sich ein Fahrzeughersteller bei der Beauftragung eines Allradsystems vorstellt, hängt im wesentlichen vom Fahrzeugtyp, der Zielklientel sowie der Markenphilosophie ab. Oftmals sind bei einem Auftraggeber die Vorstellungen über das Sollverhalten noch nicht konkret bzw. es fehlt an Erfahrung bezüglich der Umsetzbarkeit eines spezifischen Verhaltens durch das gewählte Antriebsstrangsystem. Das entwickelte Tool soll, wie in der Einleitung erwähnt, den Entscheidungsfindungsprozess durch effizientere Erstellung von Abstimmungsvarianten und geeignete Darstellung deren Auswirkungen unterstützen. Die Definition einer Prozedur zum Generieren einer Abstimmung, basierend auf anwendungsspezifischer Einbindung vorhandener und erprobter Softwaremodule zur Sollmomentberechnung, ermöglicht das ausgewählte System zielgerichtet abzustimmen. Dies ist vor allem aus Sicht eines Systemzulieferers von Bedeutung, wenn bei Erprobungsfahrten das Potential durch unterschiedliche Abstimmungen dargestellt werden muss, um einem Auftraggeber schnell die Möglichkeiten aufzuzeigen oder unterschiedliche Belastungskollektive zur Betriebsfestigkeitsbeurteilung aufgenommen werden sollen. Dabei gewonnene Erkenntnisse sollen zudem möglichst einfach und strukturiert in das Softwarewerkzeug reintegriert werden können. Den generellen Ablauf sowie die wichtigsten Inhalte einer Abstimmung zeigt Abbildung 91.

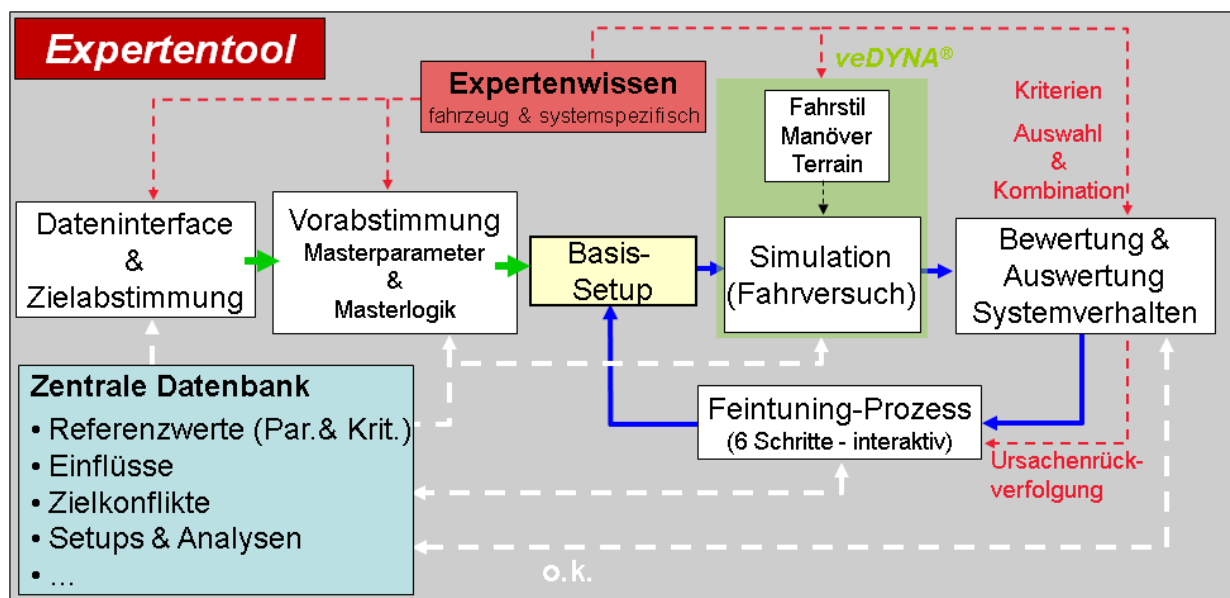


Abbildung 91: Systematischer Abstimmungsprozess

Nach Erstellung einer Vorabstimmung, basierend auf den wichtigsten Eingabegrößen und einer definierten Zielabstimmung, erfolgt die Feinabstimmung anhand spezifischer Manöver und Kriterien im realen oder virtuellen Entwicklungsumfeld gemäß maßgeschneidertem Prozess, siehe Abschnitt 7.4. Die auf unterschiedliche Weise generierbare Vorabstimmung liefert einen nach Inhalt standardisierten Parametersatz, dessen Ergebnisse die zugehörige modulare Masterlogik zur Sollwertberechnung bedaten, siehe Kapitel 7.3. Im Rahmen der Vorabstimmung neuer Anwendungen kann dabei auch auf Datensätze („Default-Datensätze“) bereits realisierter, ähnlicher Anwendungen zurückgegriffen werden. Dem virtuellen bzw.

realen Fahrversuch liegt ein Katalog aus standardisierten Fahrmanövern, Strecken und Fahrstilen zugrunde, die im Zuge der Feinabstimmung wiederholt zu durchlaufen sind. Unterstützt wird der iterative Feinabstimmungsprozess durch eine speziell auf Traktionssysteme abgestimmte Kriterienstruktur zur schnellen Erfassung der Zusammenhänge, siehe Kapitel 4.

Für eine Abstimmung innerhalb des virtuellen Entwicklungsbereiches arbeitet das Expertentool in Verbindung mit dem Fahrdynamik-Simulationspaket veDYNA[®]. Obwohl das Softwarewerkzeug zunächst auf eine interaktive Bedienung abzielt, ist später auch die Verwendung einer Optimierungssoftware (z.B. Optimisation-Toolbox von MATLAB[®]) für die Abstimmung ausgewählter Kriterien denkbar. In alle genannten Bestandteile dieses Abstimmungsprozesses ist bestehendes Expertenwissen eingeflossen, womit Abstimmungen zielgerichteter durchgeführt werden können.

Das Expertentool ist sowohl praktisch während der Applikation im Fahrzeug als auch im virtuellen Entwicklungsprozess einsetzbar und erhöht dessen Qualität und Effizienz durch den Transfer von Erfahrungen aus dem Fahrversuch in die frühe Entwicklungsphase. Die Herausforderung besteht darin, das Wunschverhalten mit den systemeigenen Parametern und Stellgrößen unter Berücksichtigung vielfältiger Einflüsse wie Fahrzeugtyp, Antriebsstrang, Terrain, Fahrstil, etc. einzustellen. Aufgrund der anwendungsspezifischen Einflüsse gibt es dafür keine „Regallösung“ weshalb jede Applikation maßgeschneidert werden muss, um im Spannungsfeld der Zielkonflikte zwischen den Bereichen Traktion, Fahrdynamik, Komfort etc. ein ausgewogenes Verhalten zu erzielen. Eine Darstellung der bei der Entwicklung eines Allradsystems im Zielkonflikt stehenden Einflüsse zeigt Abbildung 55.

Im Entwicklungsbereich ist grundsätzlich in Konzeptentwicklung zu Demonstrationszwecken und Projekte mit nachfolgender Serienfertigung zu unterscheiden. Die Unterschiede sind signifikant und werden im nachfolgenden Vergleich dargestellt.

Konzeptentwicklung:

- Kleines Konzeptteam mit erfahrenen Personen
- Meist sehr enger zeitlicher Rahmen
- Schnelle, flexible Reaktion bei Problemen mit Prototypen gefordert
- Schneller Softwareerstellungsprozess
- Dokumentation in Form vom Fahreindruck beim Auftraggeber
- Funktion steht im Vordergrund (noch keine Diagnose)
- Flexibilität in der Darstellbarkeit verschiedener Abstimmungen
- Betriebsfestigkeit vorerst nachrangig
- Systemeffizienz des Konzeptes bei Software und Hardware wichtig
- Prototypkosten sind von untergeordneter Bedeutung
- Software- bzw. Systemabsicherung sind vorerst nachrangig
- Kein Engpass der ECU Kapazität (Entwicklungssteuergerät, Micro-Autobox[®])
- Unsicherer Datenstand

Serienentwicklung:

- Hoher Ressourcenaufwand über längeren Zeitraum
- Komplexere Software
- Wesentlicher Softwareanteil für Diagnosefunktionen
- Vorgabe von Entwicklungsprozessen und somit erhöhter Zeitaufwand für Änderungen
- Aufwendiger Softwareerstellungsprozess
- Genaue Dokumentation im Zuge der Qualitätssicherung
- Entwicklung nach einem gesamtheitlichen Kriterienkatalog (Lastenheft) in dem neben der Fahrbarkeit auch Verbrauch, Systembelastung und Sicherheit eine wesentliche Rolle spielen
- Umfangreiche Testprozedur zur Serienabsicherung
- Softwarefehler- und Systemsicherheit haben hohe Priorität
- Kosten stehen im Vordergrund
- Hardwarekapazität von Elektronik und Mechanik wird optimiert

Um alle relevanten Einflussparameter zu erfassen, erfolgt die Generierung einer Abstimmung systematisch in mehreren Schritten. Der Prozess wird in den nachfolgenden Abschnitten genauer beschrieben.

7.1 Eingangsinformationen

Bevor eine spezifische Abstimmung durchgeführt werden kann müssen die notwendigen Informationen für

- Fahrzeug,
- Antriebsstrangarchitektur,
- charakteristische Parameter der Antriebsstrangkomponente(n) sowie
- Einsatzbereich und Sollverhalten des Allradsystems, siehe Kapitel 5,

festgelegt werden. Grundsätzlich ist hier methodisch zwischen Fahrversuch und Simulation zu unterscheiden. Während der reale Fahrversuch durch die über den Datenbus des Fahrzeuges verfügbaren Fahrzeugsignale eine Reihe zusätzlicher Informationen wie ABS, ESP etc. zur Anpassung der Momentenverteilungsstrategie an den gegenwärtigen Fahrzustand liefert, sind diese für die Simulation oft nicht verfügbar oder nur in vereinfachter Form vorhanden. Andererseits sind in der Simulation alle Zustandsgrößen des Fahrzeuges bekannt, die im realen Fahrversuch meist nur durch zusätzliche Messgeräte bestimmt werden können und daher außerhalb der Entwicklungsphase aus anderen Größen berechnet werden müssen (Zustandsbeobachtung). Abbildung 92 zeigt eine Gegenüberstellung von Sachverhalten für Messung und Simulation. Die Eingangsgrößen werden in Zustandsgrößen (Fahrzeug, Traktionssystem, Architektur, Umgebung ...), Systemparameter (Software-/Hardwareparameter) und Zusatzinformationen unterteilt. Zusatzinformationen geben Auskunft über grundsätzliches Verhalten des mit Allradantrieb auszustattenden Fahrzeuges wie etwa

- Grundsteuertendenz bei Antrieb oder Lastwechsel (Schub),
- Neigung zu NVH Problemen (Drehzahl/Gang Bereich),
- Anhebung Motormoment für die Servolenkung bei Lenkansschlag,
- Absterbneigung beim Anfahren etc.

und fließen im weiteren Verlauf in die Parametrierung geeigneter Funktionen der Masterlogik ein, siehe Abschnitt 7.3. Neben Traktionssystem- und Fahrzeugparametern ist für das schnelle Generieren einer Abstimmung die Angabe eines Zielterrains wie

- Schnee & Eis,
- Asphalt,
- Sand oder
- Gemischt

hilfreich. Gemäß Erfahrungswerten kann dann in der Abstimmung des Systems durch geeignete Wahl bestimmter Logikparameter bzw. Kennfelder Rücksicht genommen werden. Allgemein ist für eine endgültige Abstimmung ein wiederholtes, abwechselndes Testen bei Niedrig- und Hochreibwertverhältnissen empfehlenswert, da FehlAbstimmungen bei niederem Reibwertpotential erst bei Hochreibwert auffallen bzw. umgekehrt, siehe Kapitel 7.4.

		Eingangsgrößen	
		Fahrversuch	Simulation
Fahrzeug	<ul style="list-style-type: none"> • Reales Fahrzeugverhalten • Zustandsbeobachter • Signale gefiltert • ABS/ESP... real 	<ul style="list-style-type: none"> • Validierung nötig • Genaue Fahrzeuginfos • Signalaufbereitung nötig • ABS/ESP ... vereinfacht 	
System / Layout	<ul style="list-style-type: none"> • Allradmoment geschätzt • Temperatureinfluss • Systemverschleiss • Kupplungsregler real • Kupplungsschlupf aus Raddrehzahlen (gefiltert) 	<ul style="list-style-type: none"> • Allradmoment bekannt • Systemzustand ideal (zeitinvariant) • Aktorik meist simplifiziert (z.B. PT1-Verhalten) • Kupplungsschlupf ist bekannt 	
Umgebung	<ul style="list-style-type: none"> • Aussentemperatur • Regensensor • Geländegang, Terrain Response • Niveauregelung ... 	<ul style="list-style-type: none"> • Straße synthetisch (keine Schlechtwegsimulation) • Umgebungseinfluss idealisiert • Reibwert abschnittsweise homogen und bekannt 	
Fahrer/Bewertung	<ul style="list-style-type: none"> • Fahrstil real (CAN-Info) • Erfahrung Testfahrer • Subjektives Empfinden • Ursachenanalyse in der Expertenrunde 	<ul style="list-style-type: none"> • Fahrstil synthetisch • Manöverdefinition & Referenzwerte • Definition & Detektion objektiver Kriterien • Analyse vordefinierter Fälle & Verknüpfungen 	

Abbildung 92: Setupinformationen in Fahrversuch und Simulation

7.2 Definition eines Zielverhaltens

Ziel dieses Schrittes ist die systematische Entwicklung bzw. Anpassung einer Momentenverteilungsstrategie gemäß Wunschverhalten im Rahmen der gegebenen Möglichkeiten. Dies soll unter Berücksichtigung aller relevanten Eingangsinformationen und auf eine Weise geschehen, die gleichzeitig auch zur Dokumentation der Umsetzung eines gezielten Fahrzeugverhaltens für nachfolgende Projekte dient. Als Basis für eine möglichst präzise und flexible Abbildung der gegebenen Anforderungen in einem vorabgestimmten Parametersatz der Regellogik wurden die drei Möglichkeiten

- Standardabstimmung (Vollwertiger Allrad mit maximaler Traktion) aus einem Mindestumfang an Informationen für Fahrzeug und System,
- Kategorieabstimmung (Traktion On-Demand, Fahrdynamik,..) sowie
- Betriebszustandsabstimmung für spezifisches Verhalten beim Anfahren, Beschleunigen, Lastwechsel etc. mit Unterscheidung innerhalb eines Betriebszustandes anhand zugeordneter Attribute

vorgesehen, siehe Abbildung 93.

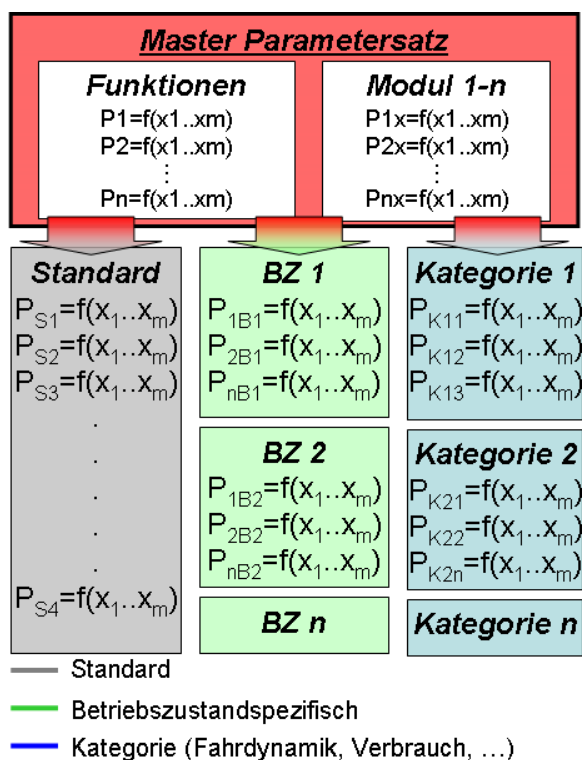


Abbildung 93: Optionen für die System - Vorabstimmung

Die grundsätzliche Vorgehensweise bei der Applikation des Funktionsumfangs eines Antriebsstrangsystems orientiert sich an gezieltem Verhalten in den Betriebszuständen. Die *erste Version* dient als Standardsetup, die im Sinne einer konventionellen Abstimmung auf weitestgehende Vermeidung von übermäßigem Achs- bzw. Radschlupf unter allen Bedingungen abzielt und ggf. ein vertretbares Ausmaß an Verspannung zulässt. Dabei entsteht bei einem Kupplungsallradssystem der Anspruch darin, den Eigenschaften eines Zentraldifferenzials hinsichtlich Traktion und Komfort möglichst nahe zu kommen.

Die *zweite Version* bietet die Möglichkeit der Vorgabe einer Zielkategorie, siehe Kapitel 5. Entsprechend dem Fokus (Fahrndynamik, Bedarfsgerecht, Verbrauch, ...) werden der Kategorie beeinflussende Parameter der Regelalgorithmen zugewiesen und diese erfahrungsgemäß und basierend auf realisierten Anwendungen bedatet. Die Herausforderung besteht neben der Auswahl geeigneter Parameter in der entsprechenden Wahl der Abhängigkeit dieser von Zustandsgrößen, System- und Fahrzeugeigenschaften, siehe auch Abschnitt 7.3.2.1. Die Parameter können durch das erstellte Modul für eine Einflussanalyse im Zuge des Applikationsprozesses ermittelt werden, siehe Abschnitt 7.4.3.1.

Die *dritte Version* stellt die flexibelste Möglichkeit der Parametrierung des Allradsystem-algorithmus dar und basiert auf der Standardabstimmung. Es kann jeder Betriebszustand individuell angesprochen werden und die ihm zugeordneten Parameter abgestimmt werden, siehe Kapitel 5. Eine spezielle Anpassung erfolgt nur für Betriebszustände mit expliziter Auswahl eines spezifischen Attributes für das Verhalten, auswählbar über die Eingabeschnittstelle, siehe Abbildung 94. Die restlichen Betriebszustände werden gemäß Standardabstimmung parametrieren. Die auswählbaren Attribute werden durch Bewertungen von Parameterständen im Rahmen des Fahrversuchs bestimmt und die abgestimmten Werte dem zugeordneten Parameterset zugewiesen. Dadurch wird eine unmittelbare Verknüpfung von Logikparametern und subjektivem Empfinden direkt während der Systemapplikation ermöglicht und gleichzeitig laufend neuer Inhalt für das Expertensystem generiert. Diese Vorgehensweise kann dann auch für die Abstimmung einer Kategorie verwendet werden (Version 2), wobei für ein gezieltes Verhalten einer Kategorie nur einzelne Betriebszustände im Vergleich zum Standardsetup angepasst werden.

Anfahren	Full_Traction
Beschleunigung	Standard
Anbremsen	AnbremsenStabil
Einlenken	Agil
Kurvenfahrt	Neutral_Untersteuernd
Lastwechsel	Lastwechsel Neutral
Schub	Agil, nur Schlupfregler
Anbinden	Torq_on_Dmd
Schalten	Schaltstabilisierung

Abbildung 94: Betriebszustandsspezifische Abstimmung

Die Umsetzung dieser Vorgehensweise erfordert eine zuverlässige Betriebszustandserkennung mit Berücksichtigung von Überschneidungen mit anderen Betriebszuständen und der damit einhergehenden Notwendigkeit der Vergabe von Prioritäten. Gleichzeitig stellt die Gesamtheit ausgewählter Attribute der Abstimmungen in den Betriebszuständen das Anforderungsprofil dar und bietet somit einen dokumentierten Überblick über die gewünschte Zielabstimmung. Durch die Ablage realisierter Abstimmungen in einer Datenbank stehen diese bei zukünftigen ähnlichen Abstimmungen als Auswahl zur Verfügung, siehe Abschnitt 7.3.2.1.

Die oben genannte Methodik wird durch Funktionsmodule unterstützt, die gezielt dafür entwickelt wurden, subjektiv störende Effekte im Fahrzeug zu kompensieren oder konkrete Potentiale zu nutzen. Als Beispiele können die Module

- Adaptive Momentensteuerung zur Effizienzsteigerung, siehe Kapitel 5.5,
- Lastschlagdämpfung,
- Ruckeldämpfung gegen Antriebsstrangschwingungen,
- Gierratenregelung zur Übersteuer- bzw. Untersteuerkompensation,
- Lernfunktion für Haltephasen des Kupplungsmomentes sowie
- Instabilitätserkennung und Stabilisierung mittels Allradsystem

genannt werden. Damit können übergeordnete Anforderungen in den Bereichen Fahrbarkeit und Effizienz schnell umgesetzt werden, indem die separaten Module optional aktiviert und entsprechend bedatet werden. Im Rahmen der Vorabstimmung werden diese abhängig von der Anwendung entsprechend der Fahrzeug- und Systemdaten vorparametriert.

7.3 Generieren einer Vorabstimmung

Nach Verfügbarkeit aller relevanten Informationen und der Vorgabe eines Zielverhaltens ist diese in eine Systemabstimmung in Form eines Parametersatzes umzusetzen. Die Hauptaufgabe besteht dabei darin, die umfangreichen Kenntnisse über Potentiale zur Beeinflussung der Fahrbarkeit bei einzelner oder kombinierter Anordnung genannter Antriebsstrangsysteme systematisch zu nutzen, um das gewollte Verhalten zu erreichen. Nachfolgend wird die aus Masterlogik³ und Masterparametersatz²⁵ bestehende Umgebung beschrieben.

7.3.1 Masterlogik

Dazu wurden für Allrad-, Differenzialsperren- und Torque-Vectoring Systeme modulare Regel- bzw. Steueralgorithmen erstellt, welche die standardisierten und optionalen Funktionen zur Generierung einer finalen Sollmomentenverteilung enthalten. Wesentliche Inhalte stellen die Punkte

- Zusammenführung vielfältiger Funktionen und Module,
- Identifizierung der Parameter zur gezielten Beeinflussung des Fahrverhaltens in Betriebszuständen bzw. Abstimmungskategorien,
- Umschaltung entsprechend der Fahrzeugeigenschaften (z.B. MT/AT), Antriebsstrangarchitektur (z.B. Allradkupplung zu Hinter-/ Vorderachse) etc.,
- Berechnung von Traktions- und Momentenpotentialen bei Systemkombinationen (z.B. Allradsystem und Querperre),
- Betriebszustandserkennung und Stilunterscheidung sowie die
- Definition von Stellen in der Logik zum Auslesen von Zwischengrößen

dar. Durch den modularen Aufbau wird einerseits eine flexible Abstimmung ermöglicht und andererseits durch genau definierte Schnittstellen eine Rückverfolgung von Fehlerursachen durch Analyse von Zwischengrößen im

²⁵ Im Masterparametersatz werden die endgültigen Logikparameter aus Formeln unter Berücksichtigung der relevanten Einflüsse berechnet

Berechnungsverlauf der Sollmomentenvorgabe erleichtert. Einen groben Überblick über die in der Masterlogik verwendeten Module und deren Verknüpfung zeigt Abbildung 95.

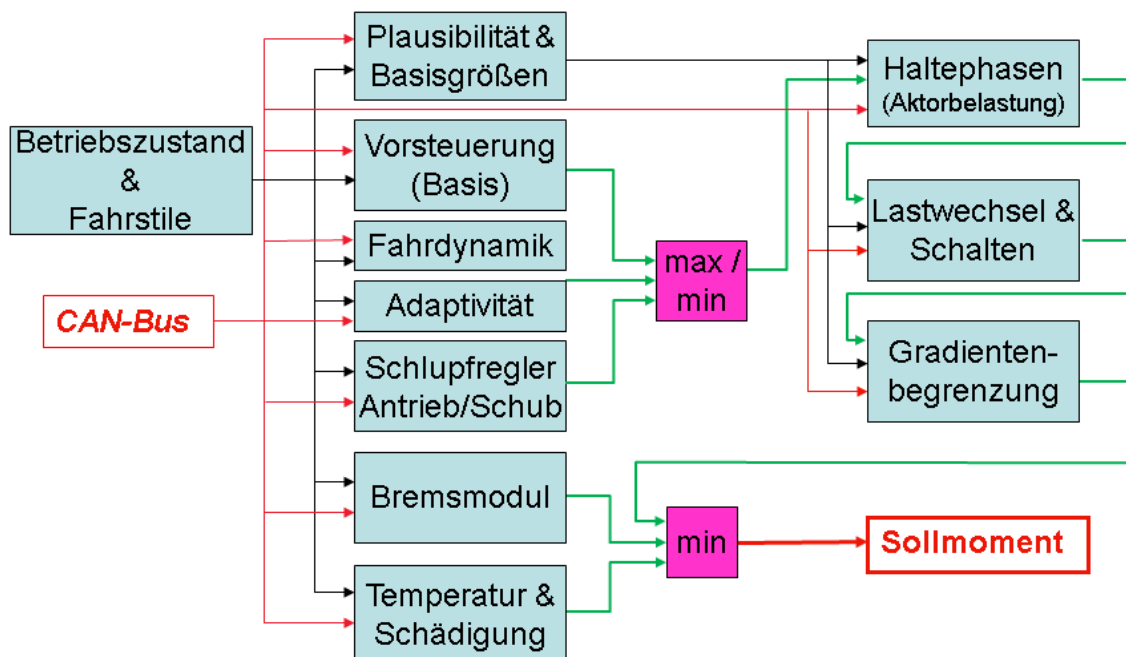


Abbildung 95: Grundlegende Module einer Masterlogik

Innerhalb der Berechnungslogik für das Sollmoment eines Antriebsstrangsystems, auch Fahrzeugregler genannt, wird in Steuer- und Regelanteile unterschieden, welche nachfolgend näher beschrieben werden.

7.3.1.1 Momentensteuerung

Der Steueranteil des berechneten Sollmomentes wird fahrsituationsspezifisch, abhängig vom verfügbaren Antriebsstrangmoment (Liefermoment) und den Fahrzustandsgrößen berechnet. Da die Abstimmung eines Regelsystems im Allgemeinen anhand von Manöverkatalogen erfolgt (Design-Verification-Plan, DVP), die auf Betriebszuständen wie z.B. Anfahren, Lastwechsel, etc. basieren, ist auch das Vorsteuermodul intern in diese Bereiche untergliedert, siehe auch Abschnitt 4.2. Für eine zeitgerechte, zustandsindividuelle Berechnung des Sollmomentes wurde zudem ein Modul zur Betriebszustandserkennung erstellt, siehe Abbildung 96. Anhand vordefinierter Signalmuster (Trigger) für ausgewählte und über den Datenbus verfügbare Fahrzeuggrößen wird der aktuelle Betriebszustand erkannt und dabei teilweise noch in unterschiedliche Stile unterschieden. Bei der Festlegung der Momentenhöhe wird auch die vorhergehende Situation mitbetrachtet, um dadurch gewisse Absichten des Fahrers zu erkennen und dafür eine optimale Verteilung einzustellen.

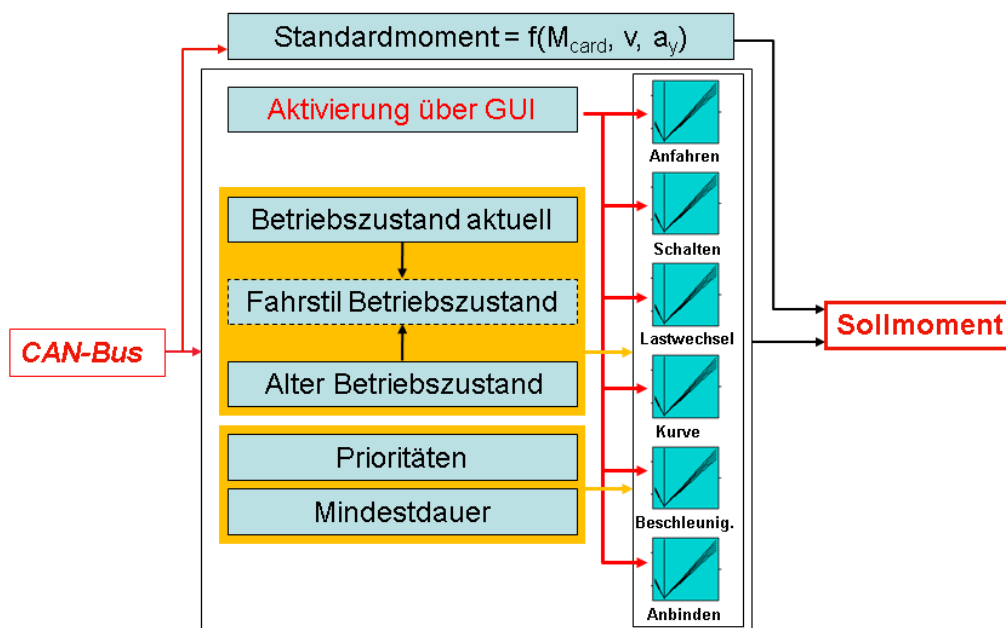


Abbildung 96: Modul zur Betriebszustandserkennung

Die Bedingungen für die Aktivierung der individuellen Berechnung eines Momentes sind einerseits die Erkennung eines Betriebszustandes bzw. Varianten davon sowie eine vorliegende Bedatung der Datenreihe für diese Variante in der zugrundeliegenden Datenmatrix durch Auswahl eines spezifischen Verhaltens im Bedieninterface, siehe Abbildung 94. Für nicht aktivierte Betriebszustände erfolgt eine standardisierte Berechnung als Funktion vom verfügbarem Antriebsmoment M_{card} (Fahrerwunsch), Lenkradwinkel, Fahrzeuggeschwindigkeit v und Querschleunigung a_y . Die Herausforderung bei zustandsspezifisch berechnetem Moment besteht darin, ein nicht zu unruhiges Führungsverhalten des Sollmomentes zu erhalten, wodurch neben subjektiv störenden Einflüssen auch eine steigende Anzahl von Stellvorgängen und somit eine erhöhte Systembelastung resultieren würde. Zur Erreichung dieser Vorgabe wurden die Maßnahmen

- Festlegen einer Mindestdauer, ehe ein Zustand erkannt wird,
- Berücksichtigung des zuvor detektierten Betriebszustandes,
- Prioritätenvergabe bei Überschneidung detektierter Betriebszustände (z.B. Kurvenfahrt und Lastwechsel in einer Kurve) sowie
- Gestaltung des Überganges der Momentenanforderung zwischen Betriebszuständen durch Gradientenbegrenzung

ergriffen. Gemäß dem nachfolgend beschriebenen Feinabstimmungsprozess wird nach Ende der funktionalen Abstimmung hinsichtlich Fahrbarkeitskriterien nach Potentialen zur Verbesserung von Effizienz und Belastung ohne negativer Beeinflussung der Fahrbarkeit gesucht. Innerhalb des Betriebszustandsmoduls findet zusätzlich eine Erkennung unterschiedlicher Fahrdynamikzustände wie

- Übersteuern beim Einlenken,
- Übersteuern mit Gegenlenken,
- Aufschaukeln entgegen der Lenkrichtung sowie
- Untersteuern bei Einlenken und Kurvenfahrt

statt. Basierend auf diesen Informationen wird eine zustandsindividuelle Abstimmung ermöglicht. Vor allem bei dynamischer Fahrweise bzw. sportlicher Grundabstimmung kann mit einer selektiven Momentenverteilung durch Allrad- bzw. Torque-Vectoring Systeme ein stabiles bzw. gezielt dynamisches Fahrverhalten unterstützt werden. Der gesteuerte Momentenanteil wird letztlich noch korrigiert, damit keine Verspannungen, Rucke etc. auftreten, wodurch die Fahrbarkeit des Allradfahrzeuges hinsichtlich Komfort negativ beeinflusst würde, siehe Abschnitt 3.4.

7.3.1.2 Schlupfregelung

Übermäßiger Radschlupf an einer Achse bzw. an einem der beiden Räder einer Achse führt nicht nur zu einem Traktionsverlust sondern auch schnell zur Fahrzeuginstabilität. Ein Verlust der Traktion bei der gewählten Strategie der gesteuerten Antriebsmomentenverteilung wird permanent durch einen Schlupfregler überwacht. Dabei wird die Differenz der mittleren Achsgeschwindigkeit als Regelgröße gewählt. Geschwindigkeitsabhängige Werte für die Regelgröße und ein Filter bestimmen Zu- und Abschaltung des Schlupfregelmoduls. Die Regelgröße ist hierfür um kinematische Geschwindigkeitsunterschiede zufolge Kurvenfahrt und vorhandene Differenzen durch Mischbereifung zu bereinigen. Die Schlupfregelung ist sowohl bei Antrieb als auch im Schub gewünscht und wird im Reglermodul separat behandelt. Das durch den Schlupfregler bestimmte Verhalten bei Traktionsverlust spielt auch eine wesentliche Rolle für das Fahrzeugverhalten und das subjektive Fahrempfinden. Die Merkmale einer Momentenerhöhung zufolge eines Schlupfregelungsgriffes sind

- Ansprechverzögerung,
- Aufbau- und Abbaugradient des Momentes,
- Momentenhöhe (Verteilung) sowie die
- Haltephase nach Schlupfstabilisierung

und sind bei Umsetzung eines Wunschverhaltens gezielt zu wählen. Dabei stellt die Systembelastung hinsichtlich eingebrachter Reibarbeit und mechanischer Belastung einen limitierenden Faktor bei der Umsetzung einer Strategie dar. Bei Akzeptanz von erhöhtem Schlupf zwischen den Achsen, was bei fahrdynamischen Abstimmungen von primär heckgetriebenen Fahrzeugen gewünscht sein kann, muss der thermische Zustand permanent überwacht werden. Davon abhängig ist die Strategie anzupassen bzw. die Kupplung zu öffnen um eine Überlastung bzw. nachhaltige Schädigung zu vermeiden. Vorsteuerstrategie und Schlupfregelung sind aufeinander abzustimmen, um ein harmonisches Fahrverhalten zu erreichen. Zusammen mit gestiegenen Anforderungen an die Effizienz von Allradantrieben ist ein gut abgestimmter Schlupfregelalgorithmus von hoher Bedeutung, siehe 3.4.1.

7.3.1.3 Ergänzende Module

Für einen gleichmäßigeren Verlauf des berechneten Sollmomentes werden Module für Haltephasen und Gradientenbegrenzungen verwendet, um Rucke zu vermeiden. Die Wirkungsweise ist stark fahrzustandsbezogen und wird in Fällen wo eine erhöhte Dynamik bzw. Genauigkeit des angeforderten Momentes gefordert ist unterdrückt, womit nur mehr die Stelldynamik der Aktorik limitierend wirkt.

7.3.1.4 Temperatur-, Schädigungs- und Verschleißmodule

Die Überwachung der thermischen Situation des Allradsystems erfolgt mittels eines Rechenmodells für eine Mehrmassen-Wärmebilanz, welche die Temperaturen von

- Kupplung,
- Ölsumpf,
- Gehäuse und
- Aktorik

permanent beobachtet. Den grundsätzlichen Aufbau des Modells zur Temperaturberechnung zeigt Abbildung 97. Bei einem angebauten Steuergerät dient der integrierte Temperatursensor als einzige Stützstelle für die Wärmebilanzrechnung, da ein separater Sensor wenn, dann meist im Ölsumpf aus Kostengründen vermieden und nur zur Abstimmung des Temperaturmodells während der Entwicklung eingesetzt wird. Diese Temperatur wird auch herangezogen um bei Überschreitung einer Temperaturschwelle das Allradsystem zum Schutz des Steuergerätes abzuschalten.

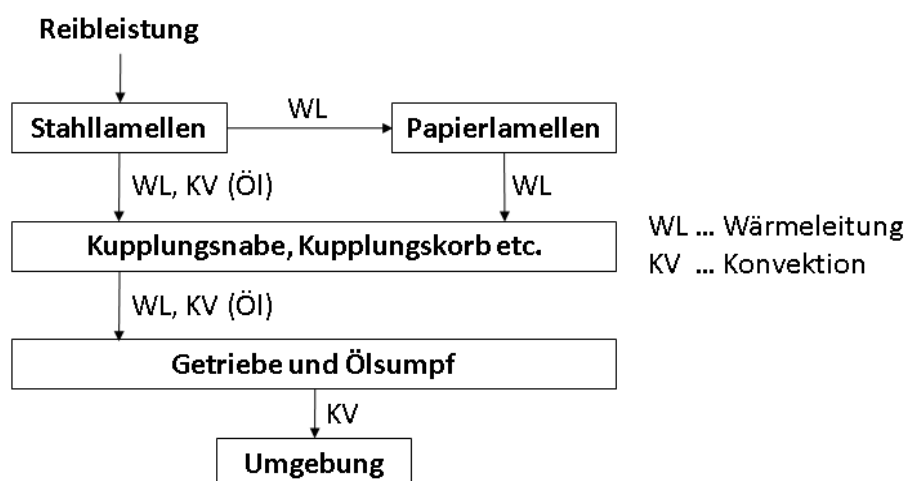


Abbildung 97: Temperaturmodell einer Allradkupplung

Neben dem Kriterium Temperatur spielt auch die Schädigung des Öls durch Scherung in der Kupplung und Quetschung durch die Kette oder den Rädertrieb eine Rolle. Die Überwachung der eingebrachten Arbeit bei schlupfender Kupplung und deren Klassierung nach der Leistung stellt die Referenzgröße für eine Bewertung des Ölverschleißes dar. Bei weggesteuerten Kupplungssystemen (elektromechanisch) erfolgt eine Überwachung vom Kupplungsverschleiß auch im Zuge der Kalibrierung der Aktorik, was jeweils bei Ein- bzw. Abschaltung der Fahrzeugzündung durchgeführt wird. Kraftgesteuerte Systeme (elektrohydraulisch) bieten diese Möglichkeit theoretisch auch, der fehlende direkte Zusammenhang zwischen Elektromotordrehung und Kupplungsweg zufolge der Pumpenleckage erschwert die Situation. Hier sei erwähnt, dass unabhängig davon, ob der Regelalgorithmus in der Simulation oder im Fahrversuch verwendet wird, Signale die im Fahrzeug nicht gemessen werden auch in der Simulation aus anderen zu berechnen sind und nicht einfach durch ggf. vorliegende Signale der Simulation ersetzt werden dürfen (z.B. Kupplungsschlupf).

7.3.2 Masterparametersatz

Das Experten Know-How zur Vorabstimmung der *Masterlogiken* wird in *Masterparametersätze* integriert, die in Form von Matlab-Skriptfiles zur Berechnung der Funktionsparameter abhängig von definierten Einflussgrößen erstellt wurden. Das Ziel hierbei ist, einen Großteil der relevanten Einflüsse bereits in der Vorabstimmung zielgerichtet zu berücksichtigen. Die Anforderungen für die Berechnung der zustandsindividuellen Sollwerte für das zu stellende Allradmoment sind im Wesentlichen

- Transparenz der Berechnung durch einen strukturierten Ablauf,
- Übersichtlichkeit der Parametersätze für die manuelle Feinabstimmung,
- Flexibilität in der Abbildung von Zielabstimmungen und
- Berücksichtigung der Möglichkeit einer späteren automatischen Parameterberechnung durch Optimierungsalgorithmen.

Den generellen Ablauf der Ermittlung von Logikparametern im Überblick zeigt Abbildung 98. Zunächst sind mittels der Benutzeroberfläche die Daten für Fahrzeug, System und Antriebsstranganordnung anzugeben. Anschließend erfolgt ggf. eine individuelle Aktivierung bzw. Deaktivierung einzelner Module und die Auswahl eines betriebszustand- bzw. kategoriespezifischen Zielverhaltens.

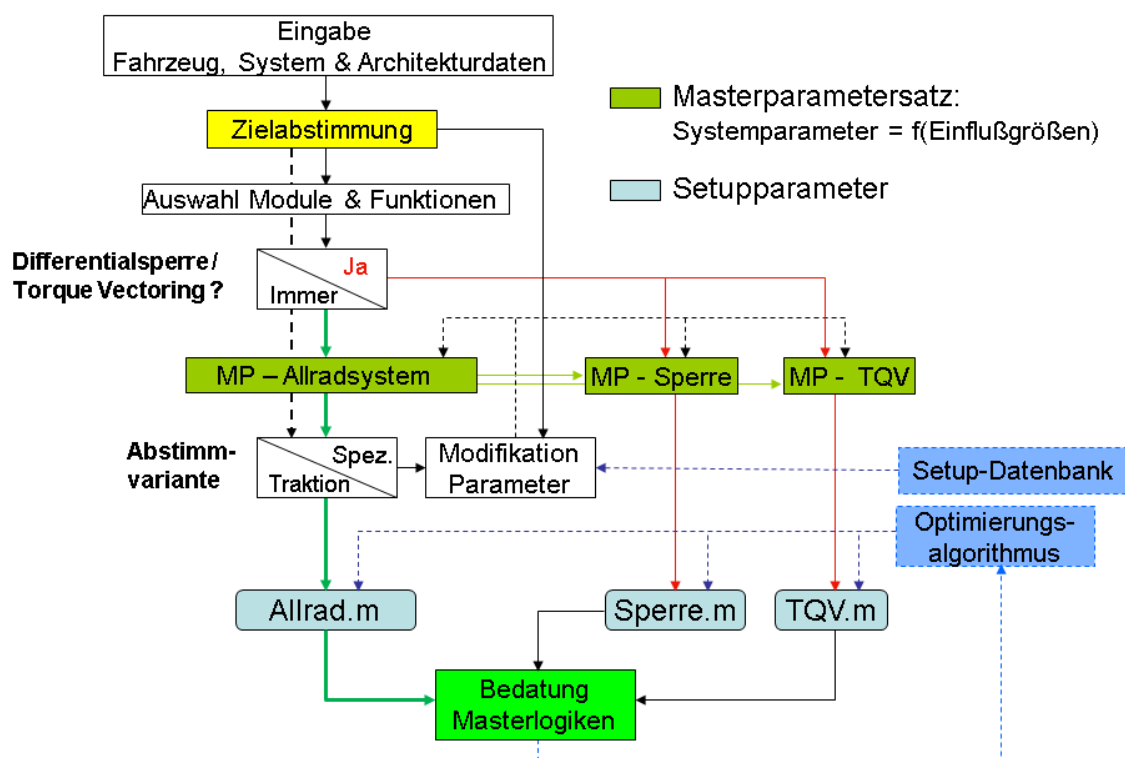


Abbildung 98: Ablauf der Systemparametrierung

Masterparametersatz und Masterlogik des Allradsystems sind ein immanenter Bestandteil mit zentraler Funktion im Gesamtablauf. Hier erfolgt die Definition bzw. Online-Berechnung von Basisgrößen (Antriebsstrangmoment, Sollgierrate, ...) sowie die Aufbereitung von Signalen, die auch von anderen Algorithmen verwendet werden. Von diesem Parametersatz werden neben unterschiedlichen Allradsystemen

auch die Masterparametersätze ggf. zusätzlich vorhandener Systeme wie Differentialsperren oder ein Torque-Vectoring aktiviert und anschließend separate Parameterfiles für jedes dieser optionalen Systeme generiert. Entsprechend den Angaben im Zielverhalten werden diesem zugeordnete Parameter erfahrungsgemäß modifiziert. Die resultierenden Parameter zur Bedatung der Regelalgorithmen werden nach einer bewährten Namenskonvention benannt, in editierbaren Parameterfiles (Matlab[®] Skript-Files) abgelegt und bilden die Basis für die nachfolgende Feinabstimmung, siehe Abschnitt 7.4.

7.3.2.1 Neue Abstimmung und „Setup-DNA“

Zur Umsetzung eines konkreten Wunschverhaltens²⁶ in eine Vorabstimmung der Funktionen zur Berechnung des Sollmomentes für ein Traktionssystem sind Fragen wie

- Welches Verhalten ist gewünscht (OEM, Fahrereinstellungen, Fahrstil, Systemlieferant ABS/ESP etc.),
- Wie verhält sich das Fahrzeug ohne bzw. mit starrem Allradantrieb,
- Was ist möglich (Architektur, Traktionssystem(e), Fahrzeugsetup),
- Wie erfolgt die Umsetzung (Stellgrößen, Einflüsse, Funktionen ...) oder
- Welche Limits ergeben sich während dem Betrieb (thermische Systemkapazität, Reifentoleranzen, Verspannung etc.)

zu beantworten. Alle notwendigen bzw. verfügbaren Einflüsse in die Berechnung eines Sollverhaltens miteinzubeziehen gestaltet sich je nach Randbedingungen teils sehr schwierig und empfiehlt eine systematische Vorgehensweise. Dazu wurden betriebszustandspezifisch Entscheidungsbäume definiert, womit die relevanten Einflüsse durch einen Ablauf möglichst gesamtheitlich und an der richtigen Stelle berücksichtigt werden. Diese Vorgehensweise dient der Effizienz und erhöht zudem die Transparenz einer Abstimmung. Der strukturierte Entscheidungsprozess, anhand dem eine Abstimmung durchgeführt wird, ist nachfolgend am Beispiel der Lastwechselabstimmung eines Kupplungsallradsystems schematisch dargestellt, siehe Abbildung 99.

²⁶ Als Wunschverhalten wird im Folgenden das gezielte Verhalten in definierten Fahrzuständen (Betriebszuständen) verstanden

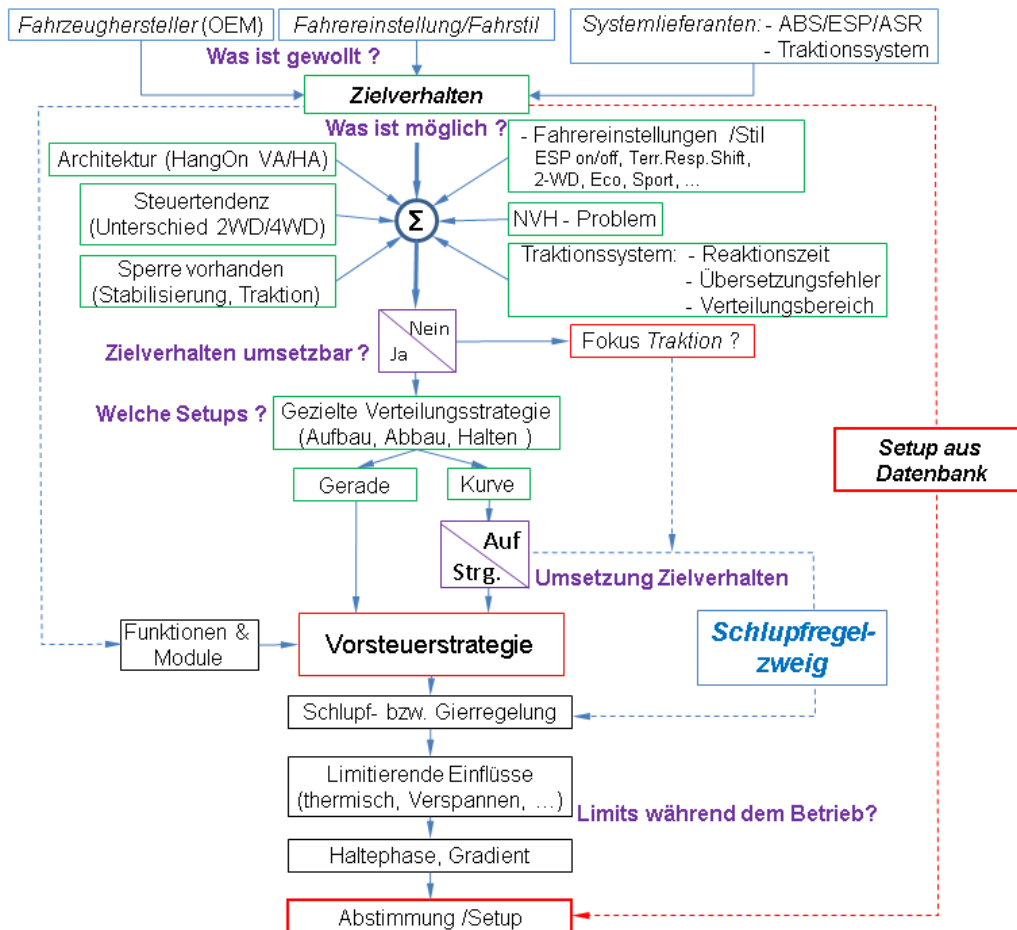


Abbildung 99: Entscheidungsbaum Lastwechselverhalten (makroskopisch)

Basierend auf dieser Strategiefestlegung werden für das jeweilige Traktionssystem zunächst die Parameter zur Definition des Sollmomentenverlaufes für die anzusprechenden Betriebszustände bzw. Abstimmungskategorien festgelegt, womit ein gezieltes Führungsverhalten umgesetzt werden kann, siehe Abbildung 100.

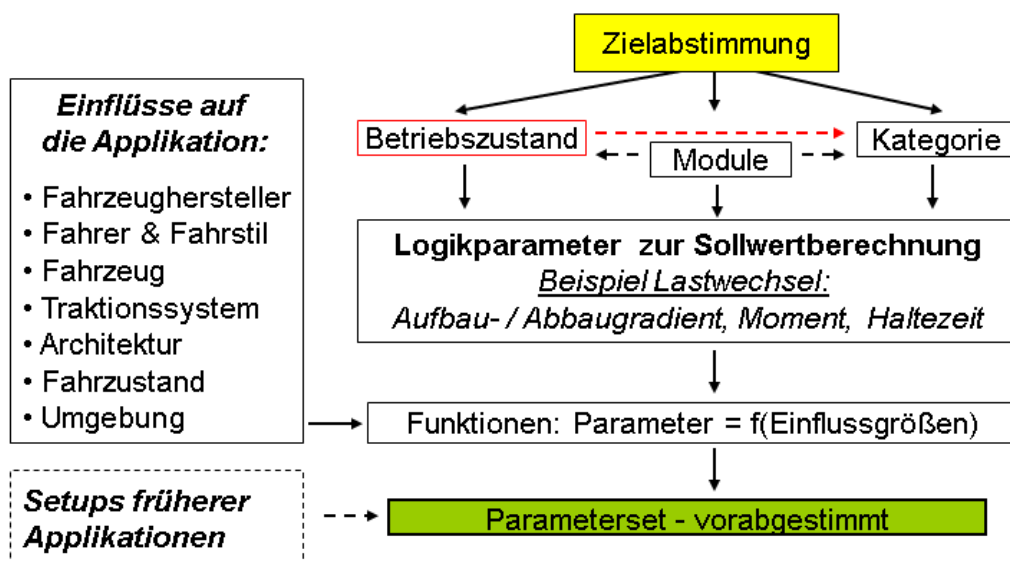


Abbildung 100: Ablauf einer gezielten Vorabstimmung

Anschließend werden für diese Parameter der Masterlogik Einflussgrößen aus den unterschiedlichen Bereichen festgelegt und daraus erfahrungsgemäß die Funktionen zur Berechnung der Parameter erstellt, siehe Abbildung 101. Das Bild zeigt, wie gezielt Fahrer-, Fahrzeug und Zustandsgrößen in die Berechnung der 5 wichtigsten Parameter zur Definition des Sollmomentenverhaltens während einem Lastwechsel für ein aktives Allradssystem einfließen.

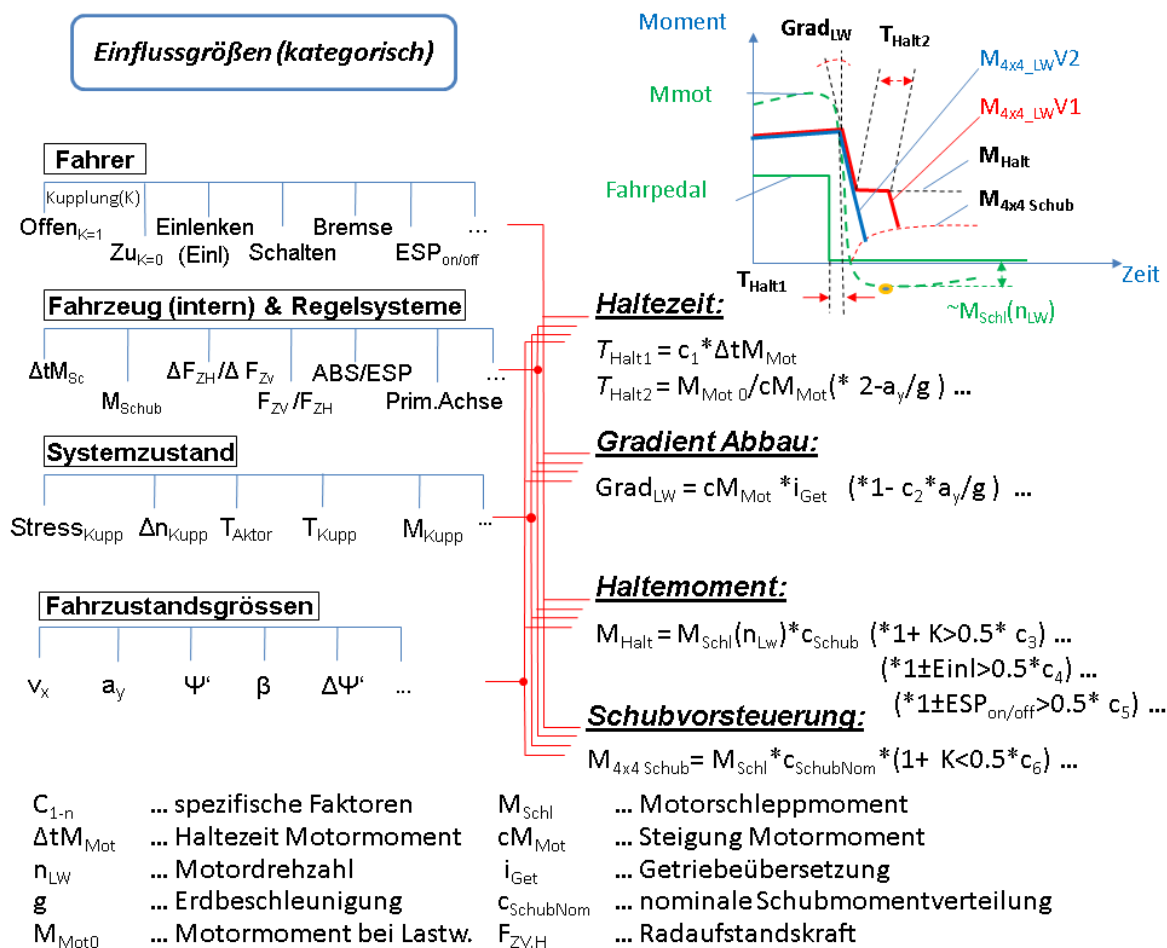


Abbildung 101: Parametrierung Lastwechselverhalten

Für die Ablage der vielfältigen und für die Systemabstimmung wichtigen Daten, wurde eine als „Setup-DNA“ bezeichnete Datenstruktur in Matlab[®] geschaffen. Dazu wurde eine Struktur gewählt durch die bei Vorgabe weniger Randbedingungen einem Sachverhalt schnell und gezielt Informationen zugeordnet werden können, siehe Abbildung 102. Da das Verhalten einer Abstimmung als auch spezifische Informationen dazu stark an die Fahrzeugarchitektur und den Systemtyp gebunden sind, bilden diese Eigenschaften auch die oberste Ebene der Datenstruktur. Darunter wird für definierte Betriebszustände bzw. Kategorien in Standardzuordnungen sowie Zuordnung zu Attributen, die das erzielte Verhalten realisierter Abstimmungen wiedergeben unterschieden. Auf gleicher Ebene werden auch die zur Verifikation zu fahrenden Manöver abgelegt. Zuletzt werden auf unterster Ebene eine Vielzahl von abstimmungsspezifischen Informationen wie Logikparameter, zugehörige Werte, Einflüsse, Bedingungen mit zugehörigen Bemerkungen etc. zugewiesen.

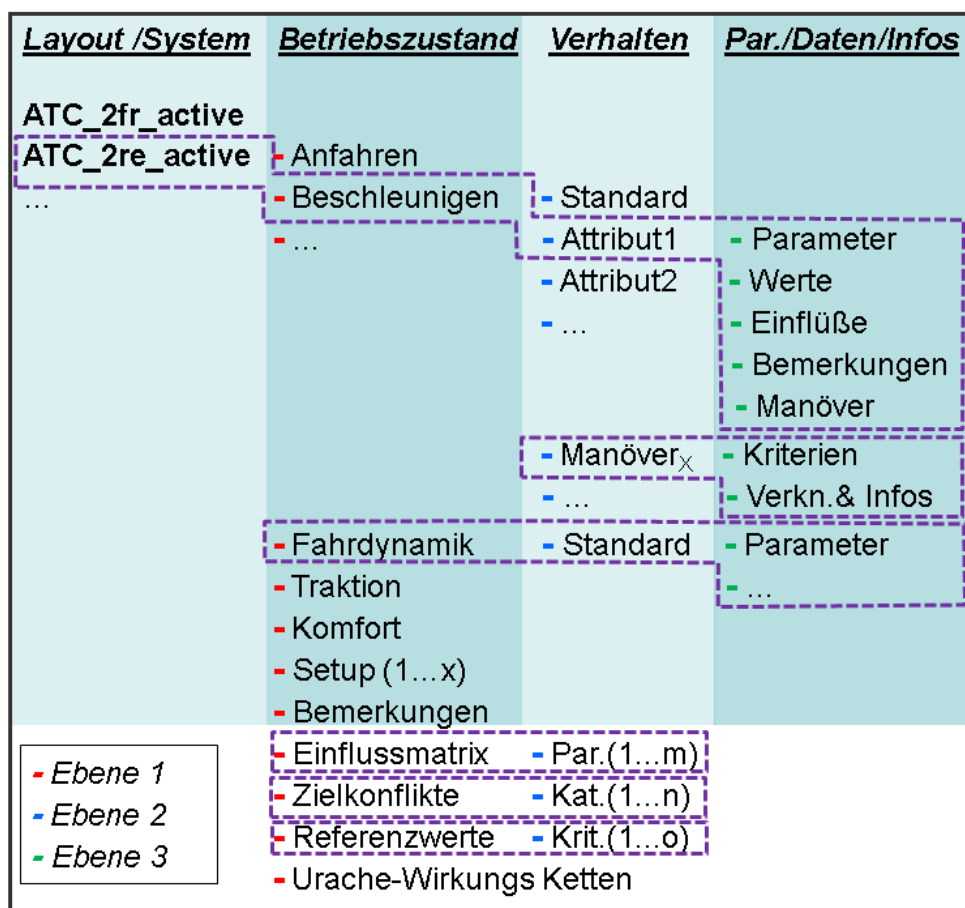


Abbildung 102: Datenstruktur für Abstimmungen („Setup-DNA“)

Zudem beinhaltet die Datenbank eine Vielzahl weiterer, im Applikationsprozess benötigter bzw. generierter Informationen wie

- Manöver zur Systembewertung mit zugeordneten Kriterien, logischen Verknüpfungen und fallspezifisch auszugebenden Informationen,
- Einflüsse auf Bewertungskriterien und daraus abgeleitete Zielkonflikte zwischen Bewertungskategorien bei der Variation von Logikparametern,
- Referenzwerte für objektive Bewertungskriterien sowie
- Wirkungsketten von Fahrer-, Fahrzeug- und Traktionsystemaktionen bzw. Reaktionen mit fallspezifisch auszugebenden Informationen.

Die gezielte Bedienung erfolgt für generierte Informationen, z.B. Ergebnisse einer Einflussanalyse, entweder automatisch nach Abfrage und Autorisierung durch den Benutzer oder selbstbestimmt mittels erstelltem Bedieninterface. Auch das Auslesen von Informationen erfolgt im Zuge von Analysen entweder automatisch oder kann durch den Benutzer frei gewählt werden. Eine hohe Bedeutung kommt dabei der Aktualisierung von Datenbankeinträgen zu. Beispielsweise wird bei einem erkannten Einfluss eines Parameters auf ein Bewertungskriterium abhängig von einem Aktualisierungszähler entschieden, wie stark ein aktuell erkannter Einfluss den bestehenden Datenbankwert für den Einflussindex (0...kein Einfluss, 5...Einfluss sehr stark) verändert, siehe auch Abschnitt 7.4.3.1.

Mit der „Setup-DNA“ entsteht eine Datenbank, die sowohl eine Erstabstimmung als auch die Feinabstimmung von Traktionssystemlogiken unterstützt. Die Zuordnung von Logikparametern sowie relevanten Informationen gemäß Expertensicht zu definierten Betriebszuständen und die Verfügbarkeit ganzer Abstimmungen mit der zum jeweiligen Zielfahrzeug gehörenden Bedatung dient dem Überblick und der Dokumentation von realisierten sowie neuen Abstimmungen. Eine Abstimmung kann durch Extraktion der „DNA“ aus einem endgültigen Parametersatz am Ende einer Applikation gemäß obengenannter Struktur abgelegt werden. Eine beliebige Auswahl von verfügbaren Bedatungen für die definierten Betriebszustände über das Bedieninterface bildet schließlich ein gesamtes Setup, siehe auch Abschnitt 7.2. Die resultierende Vorparametrierung soll eine gute Basis für realitätsnahe Simulationen bzw. eine gute Fahrbarkeit im ersten Fahrversuch und damit eine Grundlage für die nachfolgende Feinabstimmung darstellen.

7.3.2.2 Vorparametrierung basierend auf realisierten Abstimmungen

Für aktuelle Applikationen können vorhandene Setups ähnlicher Anwendung aus früheren Projekten als Basis einer Feinabstimmung verwendet werden, siehe Abbildung 94. Der Zugriff auf bewertete und durch Attribute gekennzeichnete Abstimmungen einzelner Betriebszustände oder ganzer Setups bieten große Erleichterung bei der Umsetzung einer neuen Applikation. Je mehr Einträge in der Datenbank vorhanden sind, umso präziser kann einer neuen Anforderung mit dem Basis-Setup entsprochen werden bzw. umso flexibler ist man bei der Darstellung unterschiedlicher Abstimmungsvarianten. Jedoch ist bei der Übernahme von Setups aus der Datenbank noch zu berücksichtigen wie stark die Unterschiede in der Ausgangsbasis also bei Fahrzeug- und Systemdaten sind. Abhilfe schafft ein Vergleich der wichtigsten Fahrzeugparameter die auch in der obengenannten Struktur abgelegt sind. Die wichtigsten Parameter sind an geeigneter Stelle des Masterparametersatzes bzw. in der Masterlogik zu berücksichtigen, wodurch die Sollwertberechnung automatisch angepasst wird.

An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass eine interaktive Feinabstimmung mit diesem Werkzeug auf Basis der generierten Vorabstimmung aus Gründen der Transparenz sowie der schnellen Entwicklung eigener Kenntnisse beabsichtigt ist.

7.4 Iterativer Feinabstimmungsprozess (Funktionsapplikation)

Nachfolgend wird eine erfahrungsbasierte Strategie für die Feinabstimmung von Traktionssystemen definiert, die alle zuvor beschriebenen Elemente integriert. Das entwickelte Softwarewerkzeug besitzt die notwendige Flexibilität, um auch bei davon abweichendem Vorgehen wertvolle Unterstützung zu liefern, da die einzelnen Module separat verwendet werden können. Im Zuge eines systematischen Applikationsprozesses wird eine Abstimmungsschleife mit den Bereichen Fahren von Manövern, Auswertung, Analyse und Parameteranpassung anhand verschiedener Testfälle und mit unterschiedlichem Fokus wiederholend durchlaufen. Bei der Abstimmung ist grundsätzlich zwischen Kriterien welche die Fahrbarkeit beeinflussen und jenen die die Betriebseffizienz definieren zu unterscheiden.

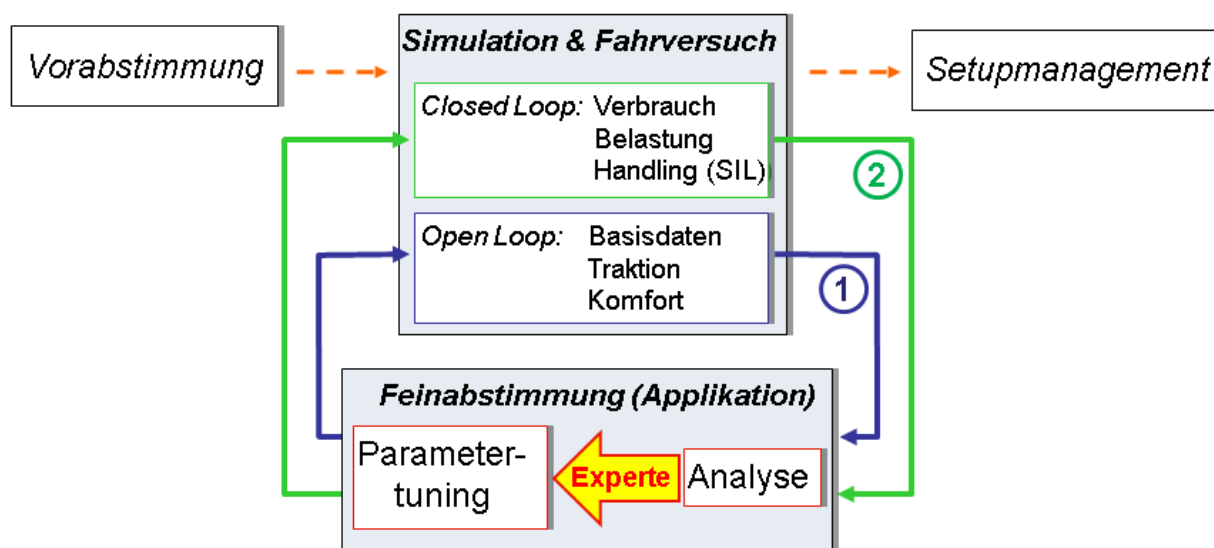


Abbildung 103: Feinabstimmungsprozess

Die Unterstützung der Ableitung des nächsten Parametrierungsschrittes aus dem Verhalten des aktuellen Applikationsstandes stellt die Hauptaufgabe des definierten Feinabstimmungsprozesses dar. Der Fokus lag hierbei auf einer möglichst effizienten und nachvollziehbaren Gestaltung dieses Ablaufes. Anschließend wird auf die einzelnen Teilbereiche näher eingegangen.

7.4.1 Simulation und Fahrversuch

Um die Qualität von Systemabstimmungen (Setups) möglichst effizient auf die Erfüllung der aus der Zielabstimmung abgeleiteten Anforderungen zu testen ist die Testprozedur²⁷, bestehend aus Einzelmanövern, Strecken (Handlingkurse), Reibwert (homogen/inhomogen) und Fahrstil fallspezifisch an Fahrzeug und Traktionssystem anzupassen. Der gesamte Testablauf besteht im wesentlichen aus den nachfolgend beschriebenen zwei Bereichen, siehe Abbildung 103.

Der erste Teil besteht aus einer Abfolge der wichtigsten Einzelmanöver, siehe auch Kapitel 6.5, womit nach wenigen Applikationsschleifen eine gute Grundabstimmung mit dem Fokus auf Traktion und Komfort gefunden werden kann. Der Fahrstil ist bei Einzelmanövern entsprechend existierendem Know-How bzw. Lastenheftanforderung teilweise in den Manöverablauf (Open-Loop) integriert, während dieser bei

²⁷ Der Testinhalt ist im sogenannten „Design-Verification-Plan“ (DVP) als Sammlung zu fahrender Manöver bzw. Kollektive zusammengefasst.

freier Fahrt auf einer vorgegebenen Strecke ausgewählt bzw. erst durch das Fahrermodell generiert werden muss, siehe Kapitel 6.6.

Der zweite Teil dieser Vorgehensweise beinhaltet das Fahren von Zyklen (NEFZ etc.) zur Verbrauchsbestimmung sowie freier Fahrt auf vorgegebenen Strecken anhand definierter Fahrstile. Eine verfügbare Auswahl an Handlingkursen, Bergstrecken, Überlandfahrten und Stadtkursen ergibt durch Mischung und Gewichtung der Streckenanteile und Hochrechnung entsprechend der geplanten Fahrzeuglebensdauer (Kilometerleistung) ein repräsentatives Kollektiv zur gezielten Ermittlung der Systembelastung. Der zweite Teil ergänzt die Erkenntnisse aus Standardmanövern um Aussagen über Belastung und Effizienz von Traktionssystem und Antriebsstrang sowie dem Fahrzeughandling.

Mit dem entwickelten Fahrermodell kann die Betriebsfestigkeitsberechnung bei geänderten Anforderung schnell mit einem gerechneten Kollektiv in Form einer fahrstilspezifischen Geschwindigkeitsvorgabe unterstützt werden.

Die beiden Teilbereiche werden mit dem Ziel möglichst weniger Schleifen bei hohem, niedrigem oder heterogenem Straßenhaftreibwert abwechselnd wiederholt, um schließlich ein gesamtheitlich akzeptables Verhalten zu erreichen. Diese gesamtheitliche Betrachtung einer Systemabstimmung in einer frühen Phase, unterstützt durch einen Ablauf der alle praktisch relevanten Aspekte in einen systematischen Ablauf integriert, hilft die Anzahl von Entwicklungsschleifen zu reduzieren. Referenzdaten aus realen Abstimmungen und Simulation ergänzen sich hier. Der Verifikationsingenieur kann eine Abstimmung die hinsichtlich Fahrbarkeit für gut befunden wurde nach Gesichtspunkten bezüglich

- Systembelastung und Verbrauch,
- Systemverhalten bei unterschiedlichem Reibwert (Sommer-/Wintertests),
- Verhalten in einer anderen Fahrzeugvariante,
- Einfluss des Fahrstiles auf Systembelastung und Fahrverhalten,
- Konzeptspezifisches kritisches Verhalten (Risk and Hazard Analyse) und
- Zielbereiche für Parameter und Kriterien

überprüfen. Diese, zur Überprüfung der allgemeinen Gültigkeit einer Abstimmung notwendigen Aussagen, im praktischen Fahrversuch zu ermitteln würde einen hohen, nicht akzeptablen Aufwand erfordern.

Im Fahrversuch ist die Abstimmung von Traktionsregelsystemen für einen unverfälschten Eindruck immer auch bei deaktiviertem ESP sowie bei vorhandenen unterschiedlichen Ebenen mit erweiterten Regelschwellen zu testen. Dies entschärft den Umstand, dass für die virtuelle Beurteilung der Systeme durch die Simulation oft keine ESP Funktionalität vorhanden ist. Die Überprüfung der ESP Strategie ist damit meist dem Fahrversuch vorbehalten. Für eine grundsätzliche Überprüfung des Verhaltens bei ESP Intervention in der Simulation wurde eine stark vereinfachte Funktion abhängig von Schwimmwinkel und Schwimmwinkeländerung erstellt [58], [59], die bei Überschreitung von Schwellwerten eine Motormomentreduktion initiiert. Diese Funktion ist speziell für Simulationen bei niedrigem Straßenreibwertpotential hilfreich. Dass das abzustimmende Traktionssystem bei einem ESP-Eingriff das Moment bei Bedarf spätestens nach einer hier üblichen Zeitspanne von 100-150 ms unter ein erlaubtes Mindestmoment absenken kann stellt dabei eine notwendige Bedingung dar.

7.4.2 Analyse

Für einen möglichst schnellen und detaillierten Überblick im Hinblick auf eine zielgerichtete Abstimmung gemäß Anforderungsprofil werden Informationen aus den Bereichen

- Traktionssystem (Allrad-, Sperre, Torque Vectoring, ...),
- Komponente (Aktorik, Kupplung, Öl, Getriebe),
- Funktion (Steuerung, Regelung, Adaptives Verhalten, ...),
- Bewertungskategorie (Traktion, Fahrdynamik, Belastung, Effizienz, ...) und
- Betriebszustand (Fahrer-, Fahrzeug- und Systemgrößen)

entsprechend der Sichtweise erfahrener Applikationsingenieure in einem aussagekräftigen Zusammenhang dargestellt. Abbildung 104 gibt einen Überblick und zeigt wo bzw. welche Analysen stattfinden. Dadurch wird die Betrachtungsweise erfahrener Systemapplikateure nachgebildet und die Basis zur Vorbereitung der nächsten Parameteradaptation mittels nachfolgend beschriebenem Feinabstimmungsprozess geschaffen. Die Hauptaufgabe der Darstellung des aktuellen Abstimmungsstatus wird durch die Auswertelgorithmen der definierten Bewertungskriterienstruktur nach Kapitel 4.4 realisiert. Diese gesamtheitliche Sichtweise, die gleichzeitig verschiedene Aspekte einer Abstimmung beleuchtet, ermöglicht eine schnelle Erkennung von FehlAbstimmungen und deren Ursachen. Durch die strukturierte Aufbereitung von Simulationen bzw. Messungen wird der Anwender der Software bei der Entwicklung eigener Kenntnisse während des Abstimmprozesses unterstützt. Nachfolgend wird erfahrungsbasiert mit dem Ziel bestmöglicher Transparenz eine Vorgehensweise für die Systemapplikation definiert und durch Erstellung von Analysemodulen mit definierter Ein- und Ausgabe in anwendbare Form gebracht.

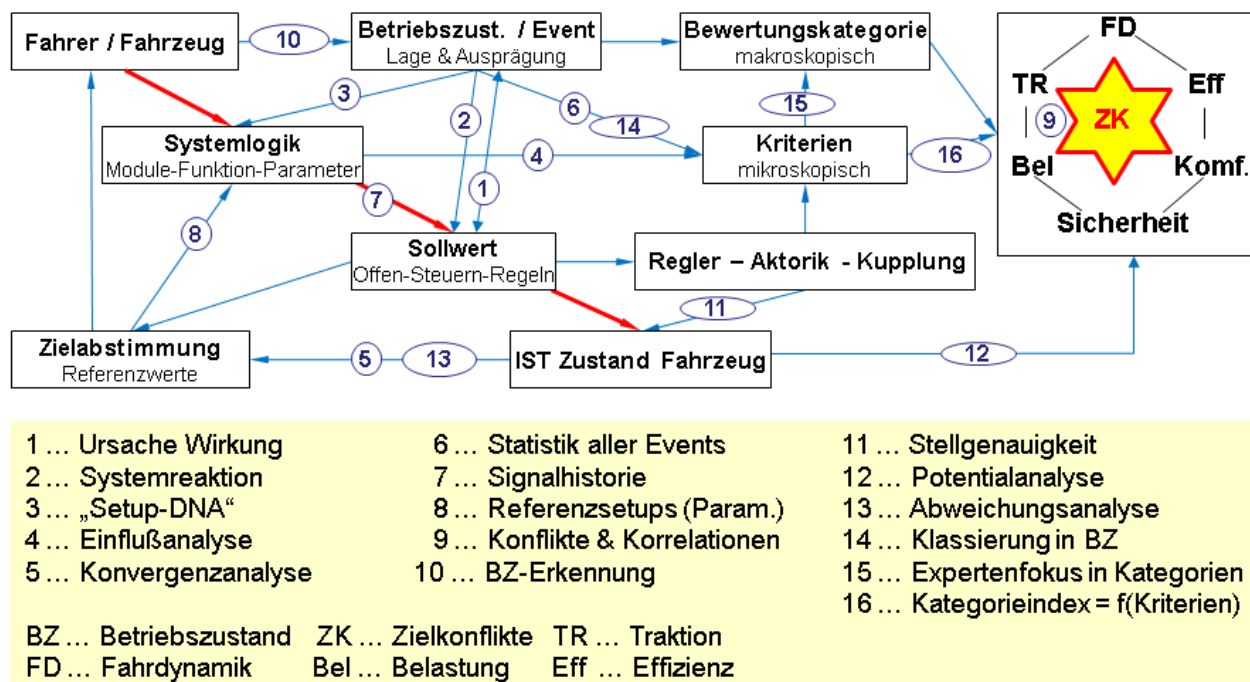


Abbildung 104: Gesamtübersicht Analyse

7.4.3 Feinabstimmung (Applikation)

Als Feinabstimmung wird hier die systematische Vorgehensweise verstanden, welche basierend auf der Analyse eines Applikationsstandes eine gezielte Parametervariation vor der nächsten Verifikationsschleife unterstützt. Die Hauptaufgabe ist dabei die möglichst präzise Herausarbeitung des Zusammenhangs zwischen erkanntem Fehlverhalten und ursächlichen Parametern bzw. Modulen der Masterlogik.

Dafür werden die umfangreichen, vielfältig verknüpften Kriterien in einen durchgängigen Ablauf integriert wodurch der Anwender schnell den Überblick erhält und bei den richtigen Schlussfolgerungen sowie dem Gewinn neuer Erkenntnisse unterstützt wird. Der auf Traktions- und Fahrdynamikregelsysteme ausgerichtete Feinabstimmungsprozess basiert auf der vorgestellten Kriterienstruktur, siehe Kapitel 4, liefert eine detaillierte Analyse von Fahrzeug, System und Fahrerverhalten der aktuellen Abstimmung und leitet daraus schließlich Fehlerursachen einer Abstimmung in Form anzupassender Parameter bzw. Fehlerquellen in der Logik ab. Auf Basis der Vorabstimmung und die an System und Zielabstimmung angepasste Verknüpfung von Kriterien wird die Feinabstimmung in jeder Abstimmungschleife durch die Beantwortung folgender Fragen unterstützt:

- Welche Parameter wurden verändert ?
- Welche Bewertungsbereiche bzw. Kriterien wurden dadurch beeinflusst ?
- Wie hoch sind Abweichungen zu einem Referenzverhalten und Streuung ?
- Verlauf von Systembewertungskriterien über die Iterationen ?
- Wo liegt die Ursache für gefundenes Fehlverhalten ?
- Welche Wechselwirkungen bzw. Zielkonflikte mit anderen Kriterien und Bewertungskategorien sind zu berücksichtigen ?
- Wie können Potentiale für erhöhte Effizienz und reduzierte Belastung ohne negativen Einfluss auf die Fahrbarkeit erschlossen werden ?
- Welche Parameter gehören dafür angepasst ?
- Welche Manöver sind dabei zu wiederholen und wie sind sie zu fahren?
- Welche Kriterien sind daraufhin nochmals zu kontrollieren ?

Für das Feintuning einer Traktionssystemanwendung sind abhängig vom gewählten Systemtyp eine unterschiedliche Anzahl von Stellparametern verfügbar. Der Umfang beläuft sich von einigen wenigen Parametern, wie beispielsweise den vier Sperrwerten und einer Basis-Antriebsmomentenverteilung beim rein mechanischen Torsen[®]-Allradsystem, bis zu über hundert Parametern zur Berechnung der Sollvorgabe und dessen Regelung eines aktiven Traktionssystems. Reihenfolge und Inhalt des definierten sechsstufigen Prozesses zur Feinabstimmung zeigt Abbildung 105.

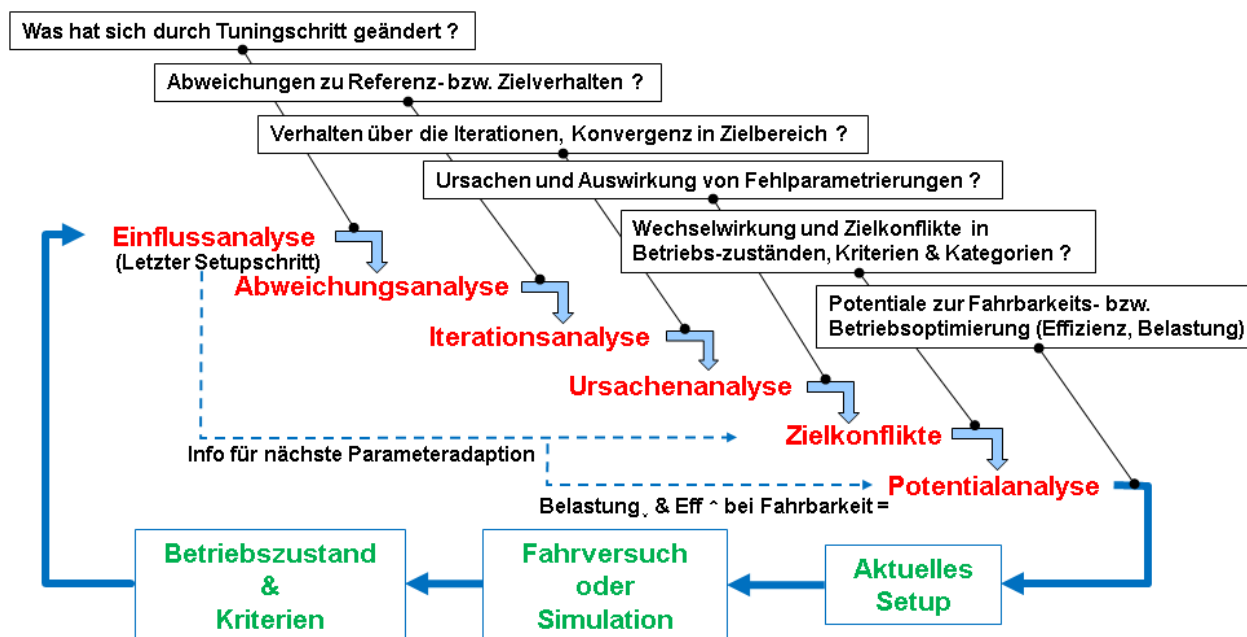


Abbildung 105: Inhalte und Reihenfolge einer Applikationsschleife

Nachfolgend werden Inhalte und Umsetzung des Feinabstimmungsprozesses mit dem Ziel der Beantwortung obenstehender Fragen näher beschrieben.

7.4.3.1 Einflussanalyse

Ausgehend von der Annahme vorliegender Simulationsergebnisse, die sich nur durch unterschiedliche Parametrierung von Regelalgorithmus oder durch Hardwareparameter des zu untersuchenden Traktionssystems unterscheiden, erfolgt zunächst mittels Setupvergleich die Ermittlung der geänderten Parameter. Für eine eindeutige Zuordnung von Änderungen im Fahrzeug bzw. Systemverhalten darf nur ein Parameter zwischen zwei Setup-Versionen geändert werden. Bei Änderung von mehr als einem Parameter soll der Benutzer der Software bei Kenntniss des hauptverantwortlichen Parameters die Möglichkeit haben diesen zu bestätigen und diesem die gefundenen Einflüsse in der Datenbank zuzuweisen. Zuerst werden für alle Events eines erkannten Betriebszustandes die zugeordneten Kriterienwerte aus den Analyseergebnissen verglichen (mikroskopische Einflussanalyse), sofern der Fahrzustand während des Betriebszustandsevents nach den Kriterien Geschwindigkeit, Quereschleunigung und Antriebsstrangmoment Vergleichbarkeit erlaubt. Ein Einfluss auf ein Kriterium wird dann detektiert, wenn eine Mindestanzahl vergleichbarer Events vorliegt und die Häufigkeit der Abweichungen eines Kriteriums die über einem Schwellwert liegen (z.B. 20%) einen vorgegebenen Prozentsatz überschreitet. Zudem erfolgt ein Vergleich der Kategoriebewertungsindizes für Traktion, Fahrdynamik, Effizienz etc. (makroskopische Einflussanalyse), um auch die übergeordnete Auswirkung von Veränderungen eines Parameters beurteilen zu können, siehe auch Abschnitt 7.4.3.5. Anschließend erfolgt für jeden Betriebszustand eine Darstellung der Abweichungen aller durch die Parameteränderung beeinflussten Kriterien in Form der maximalen Abweichung sowie der Häufigkeit der einen Schwellwert übersteigenden Kriterienwerte in einem Balkendiagramm, siehe Abbildung 106. Auf gleiche Weise kann auch der Einfluss geänderter Fahrzeugparameter bei unverändertem Allradsystem bewertet werden.

Die gefundenen Einflüsse der Parameteränderung werden in Form einer Einflussmatrix in die genannte Datenstruktur („Setup-DNA“) eingetragen. Sind nach erneuter Einflussanalyse für Betriebszustände bzw. Kriterien mit erkanntem Einfluss bereits Werte in der Datenbank vorhanden, so werden diese unter gewissen Bedingungen aktualisiert. Bei mehrmaliger Änderung eines Parameters kann der Einfluss abhängig vom Parameterwert durch eine Regressionsfunktion dargestellt werden.

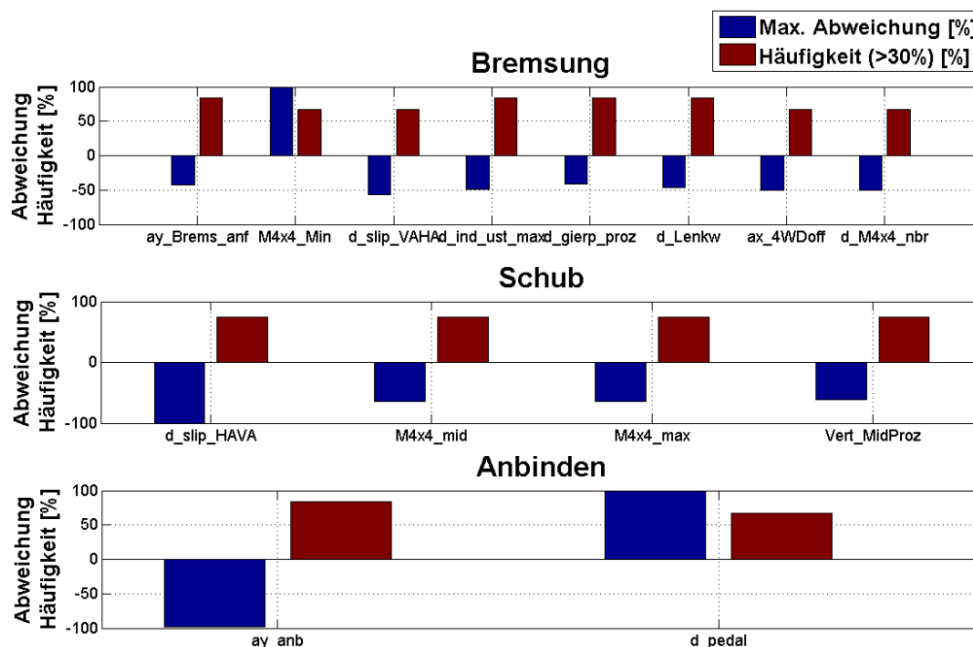


Abbildung 106: Beeinflusste Kriterien durch Parameteränderung

Für erhöhte Aussagekraft und Wiederverwendbarkeit im Zuge einer fallbasierten Auswahl ist eine Zuordnung der Umstände zu den erkannten Einflüssen (Art des Rundkurses, Reibwertverhältnisse, Fahrstil, ...) in der Datenbank dienlich.

Im Zuge der Einflussanalyse werden durch paarweisen Vergleich der Kategorieindizes auch Zielkonflikte erkannt, siehe auch Kapitel 4.5.5. Abbildung 107 zeigt den Ablauf der Einflussanalyse (mikroskopisch) in Form eines Entscheidungsdiagrammes. Die Einflüsse können vor einer nächsten Setupanpassung zur Abschätzung der Auswirkung und damit zur Unterstützung einer effizienteren Feinabstimmung abgerufen werden.

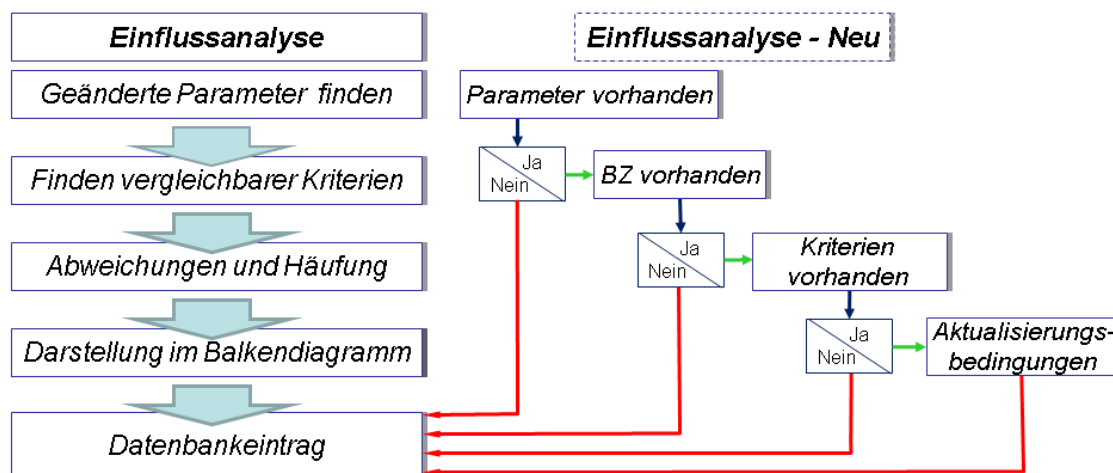


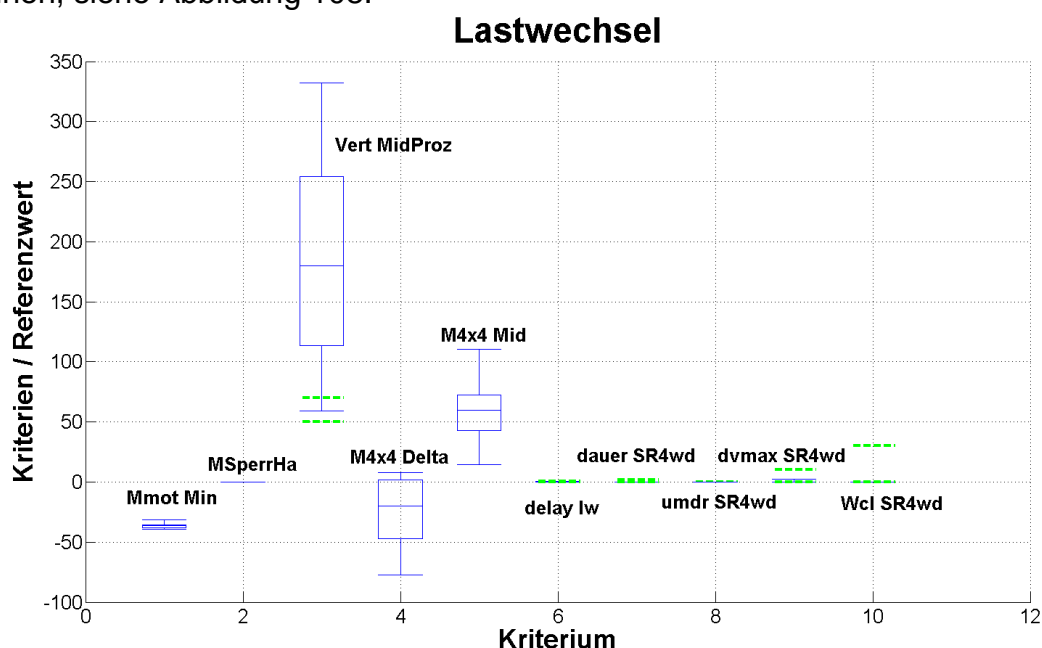
Abbildung 107: Prozess-Einflussanalyse

7.4.3.2 Abweichungsanalyse (Momentaufnahme)

Nachdem Informationen darüber gewonnen wurden, wo im Vergleich zum letzten bewerteten Zustand Änderungen stattgefunden haben, kann der Fokus für die aktuelle Auswertung zielgerichteter gewählt werden indem stark geänderte Kriterien nochmal geprüft werden. Aufgabe dieses Schrittes sind Lokalisierung und Quantifizierung der Abweichungen von objektiven Referenzwerten für das Verhalten von Fahrzeug- und Traktionssystem sowie der Streuung von Kriterienwerten. Referenzwerte können aus laufenden Applikationen, realisierten Setups, Prüfstand-Teststandards, Fachliteratur etc. gewonnen werden. Bei geregelten Antriebsstrangsystemen ist dabei zwischen Referenzen für Momenten-Sollwerte und jenen für Zustandsgrößen von System und Fahrzeug zu unterscheiden. Nachfolgend werden Beispiele verwendeter Referenzwerte angeführt:

- Logikparameter aus Referenzapplikationen ähnlicher Anwendungen
- Sollmomentverhalten:
Stellbewegungen, Gradienten, Antriebskraftverteilung, ...
- Physikalische Referenzwerte bzw. Bereiche:
max. Kupplungsschlupfleistung, Gradient-Giergeschwindigkeit, Aktuatorstrom, max. Radschlüpfе ...
- Referenzwerte für Häufigkeiten des Auftretens von Ereignissen wie Schlupfregelingriffen, Untersteuer-/Übersteuerevents, sowie
- Referenzdaten aus Bewertungen realisierter Setups (z.B.: Kategorieindex)

Eine Darstellung von Minimalwert, Maximalwert und Quantilen als Boxplot lässt die Abweichungen eines Kriteriums über alle Ereignisse eines Betriebszustandes gut erkennen, siehe Abbildung 108.



Hier sei erwähnt dass die Qualität der Referenzwerte bzw. Bereiche von großer Bedeutung ist und diese daher sorgfältig auszuwählen sind. Hierfür bietet das Softwarewerkzeug die Möglichkeit repräsentative Referenzwerte für Kriterien in eine

der Bewertungskriterienstruktur entsprechende Struktur in der Datenbank abzu-
legen. Somit ist eine einfache Erweiterung mit Experten Know-How auch hier
möglich.

7.4.3.3 Iterationsanalyse

Zusätzlich zu Informationen über das aktuelle Verhalten (Momentaufnahme) bzw. die
Verhaltensänderung durch die letzte Abstimmungsänderung ist es hilfreich den
Verlauf der extrahierten objektiven Kriterien über mehrere Applikationsschleifen
hinweg verfolgen zu können.

Im Vergleich zu den vorhergehenden Schritten kann so die Effizienz des
Applikationsprozesses überwacht und der Trend für die im Fokus stehenden Kriterien
bezüglich verfügbarer Referenzwerte und Bereiche (grün) verfolgt werden, siehe
Abbildung 109. Dieses Bild zeigt etwa den Verlauf für Kriterien wie Abbauzeit des
Motormoments auf 20% des Ausgangswertes beim Lastwechsel t_{20Perc} , den Zeitver-
zug zwischen Pedalabnahme und Abnahme des Allradkupplungsmomentes $delay_{lw}$
sowie einen etwaigen markanten Anstieg der Gierrate durch den Lastwechsel
 $d_{vgier_{lw}}$. Diese Art der Darstellung kann auch in Form eines Säulendiagrammes für
die Kategorie-Bewertungsindizes ausgegeben werden. Neben der Analyse beliebiger
Kriterien kann anhand der Informationen aus der Einflussanalyse der Fokus gezielt
auf geänderte Kriterien gelegt werden. Als Referenzwerte werden hier wiederum die
in der Datenbank hinterlegten Wertebereiche herangezogen, welchen der Mittelwert
(Erwartungswert) aller Ereignisse eines Kriteriums für jeden Applikationsstand
gegenübergestellt werden.

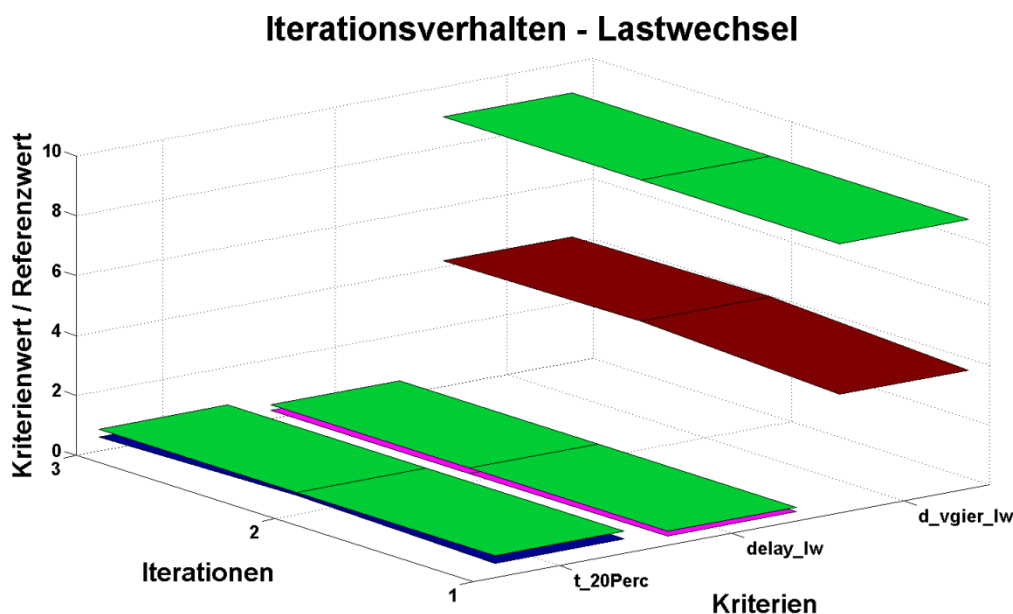


Abbildung 109: Iterationsverhalten von Bewertungskriterien

Die Aufzeichnung von zielführenden Parameteränderungen mit zugehörigen
Kriterienwerten sowie einer Fallbeschreibung und anschließender Ablage in der
Datenbank liefert weitere Referenzinformationen zur Nachvollziehung zielführender
bzw. kontraproduktiver Vorgehensweisen für zukünftige Abstimmungen.

7.4.3.4 Ursachenanalyse

Hier beginnt die Überleitung von der reinen Analyse des Systemverhaltens zur Vorbereitung der nächsten Parameteradaption (Synthese).

Die Ursachenanalyse bedient sich aller Informationen aus den zuvor getätigten Analysen, siehe Kapitel 4.4, und verknüpft diese um einerseits die primäre Ursache für erkanntes Fehlverhalten zu finden sowie dadurch ausgelöste Ketten von Folgewirkungen zu erkennen, siehe Abbildung 46.

Mögliche Ursachen bzw. Auslöser für sensibles Fahrzeugverhalten mit und ohne Einfluss der Abstimmung des Antriebsstrangsystems sind beispielsweise

- kombinierte Betriebszustände die ein kritisches Verhalten initiieren wie z.B. gleichzeitiger Lastwechsel und Rückschaltung,
- die Fahrzeuggrundabstimmung mit dominierendem Fahrwerkseinfluss,
- Systemhardwareparameter wie Genauigkeit, Schleppmoment, etc.,
- Ungeeignete Momentenverteilung zum Zeitpunkt des kritischen Betriebszustandes sowie
- resultierende Aktivierung weiterer Softwaremodule wie Schlupfregler, Gierratenregelung, etc.

Das Ziel besteht darin, Ursachen für erkanntes Fehlverhalten in Form einer unzureichenden Systemabstimmung zu erkennen sowie auf eine ggf. nicht vorhandene Beeinflussbarkeit durch das Traktionssystem hinzuweisen. Entsprechend dem Aufbau von Softwarefunktionen mit Zuordnung von Funktionen bzw. Modulen zu Betriebszuständen erfolgt die Ursachenrückverfolgung schrittweise invers von Betriebszuständen mit störenden Eingriffen der Steuer- bzw. Regellogik zu den zugrundeliegenden Modulen, Funktionen und Parametern, siehe „Setup-DNA“.

Um im vorhandenen Funktionsumfang jene Stellen zu finden, die ein unpassendes Verhalten initiieren, werden durch das Softwarewerkzeug folgende Vorgehensweisen unterstützt:

1. Darstellung der Häufigkeit des Auftretens störender Ereignisse (Schlupfreglereingriff, Untersteuern, Kupplungsreiarbeit, ...) in Betriebszuständen, siehe Abbildung 110. Die einem Betriebszustand zugeordneten Parameter geben einen Hinweis auf die Ursache.
2. Detektieren vordefinierter Wirkungsketten (z.B. Untersteuern → Abbau Allradmoment zufolge Gierabweichung → Schlupfreglereingriff) für ein erweitertes Verständnis der Situation und Erkennung von Folgewirkungen, siehe Abbildung 46. Wird ein Partner einer Kette nicht gefunden so wird nach alternativen Partnern gesucht (maximal 4 Partner), wodurch ggf. neue Verkettungen entdeckt werden, siehe Abbildung 112. Bei der Verkettung von Ereignissen (Fahreraktion und Reglereingriff) wird unterschieden, ob es sich dabei um eine direkte Reaktion zufolge einer Fahreraktion bzw. eines äußeren Umstandes handelt (z.B. lokal niedriger Straßenreibwert) oder ob eine vorhergehende Reaktion der Regellogik der Auslöser war (z.B. Untersteuern nach einem Schlupfreglereingriff bei einer Allradkupplung zur Vorderachse).

3. Darstellung der Sollwerthistorie für das untersuchte Traktionsregelsystem, wobei an geeigneten Stellen im Berechnungsalgorithmus Zwischenwerte als Signal aufgezeichnet und gemäß Berechnungsreihenfolge darstellt werden, siehe Abbildung 47. Bei kurzer Dauer eines Betriebszustandes kann wahlweise Minimal-, Maximal- oder Mittelwert, bei längerer Dauer der ganze Signalabschnitt des jeweiligen Zwischenwertes dargestellt werden.

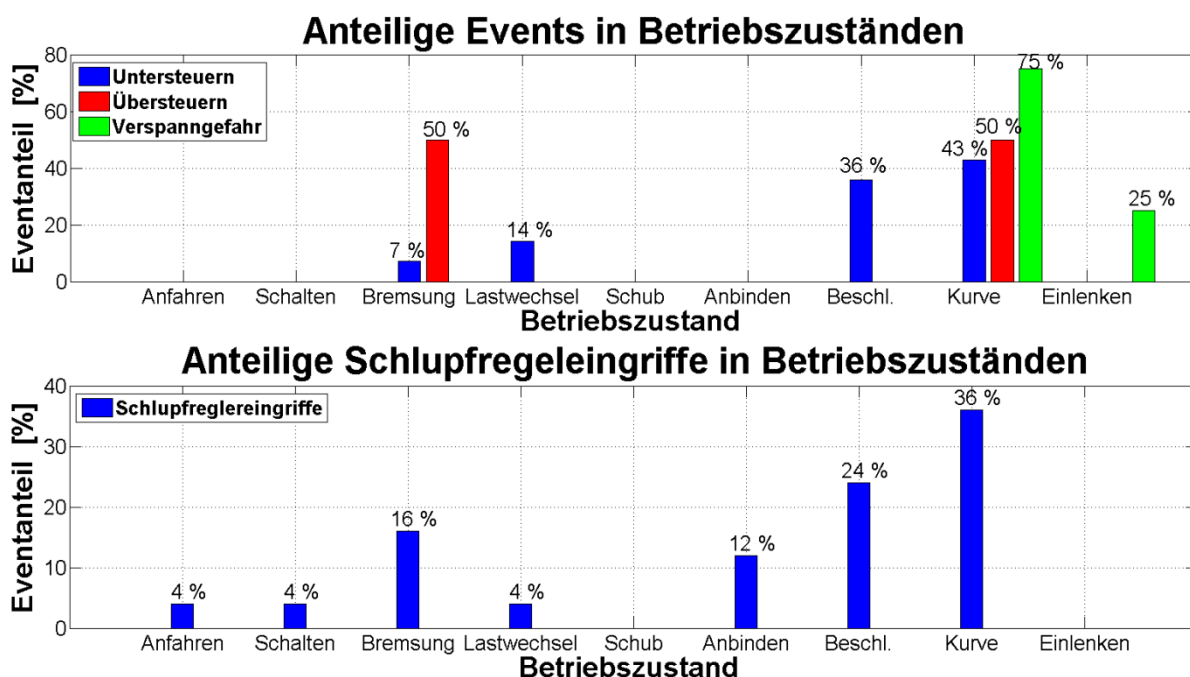


Abbildung 110: Ereignisklassierung nach Betriebszuständen

Durch die an Bedingungen geknüpfte Ausgabe von Hinweisen kann die tatsächliche Ursache zuverlässiger erkannt werden. Als Beispiel hierfür kann ein Übersteuerzustand nach einem Lastwechsel unter der Bedingung einer geschlossenen (übersperrten) Allradkupplung zur Vorderachse angeführt werden. Ist diese Bedingung erfüllt kann ein Potential der Beeinflussung hinsichtlich neutralerem Fahrverhalten durch die Allradkupplung ausgeschlossen werden. Ein erscheinender Hinweis darauf, dass hier die Fahrwerksauslegung eine dominante Rolle spielt ist dann sehr hilfreich, siehe Abbildung 111.

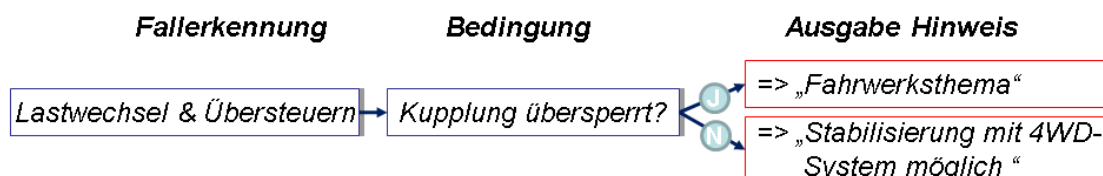


Abbildung 111: Fallerkennung und Interpretation

Ist ein Betriebszustand mit zu überarbeitender Parametrierung gefunden worden, so kann grundsätzlich schon durch Auswertung von Streckenabschnitt, Signalausschnitt und Kriterien auf die Ursache rückgeschlossen werden. Ein direkter Hinweis auf die anzupassenden Parameter als Basisursache einer FehlAbstimmung erfolgt schließlich durch die Informationen aus der „Setup-DNA“, in der den Betriebs-

zuständen und Kategorien die Parameter zur Einflussnahme zugewiesen sind, siehe Abschnitt 7.3.2.1. Im Idealfall kann bei Vorliegen der Information über die verantwortlichen Parameter eine Referenzabstimmung einer anderen ähnlichen Anwendung aus der Datenbank herangezogen werden. Eine Darstellung des Ablaufes einer Ursachenanalyse zeigt Abbildung 112.

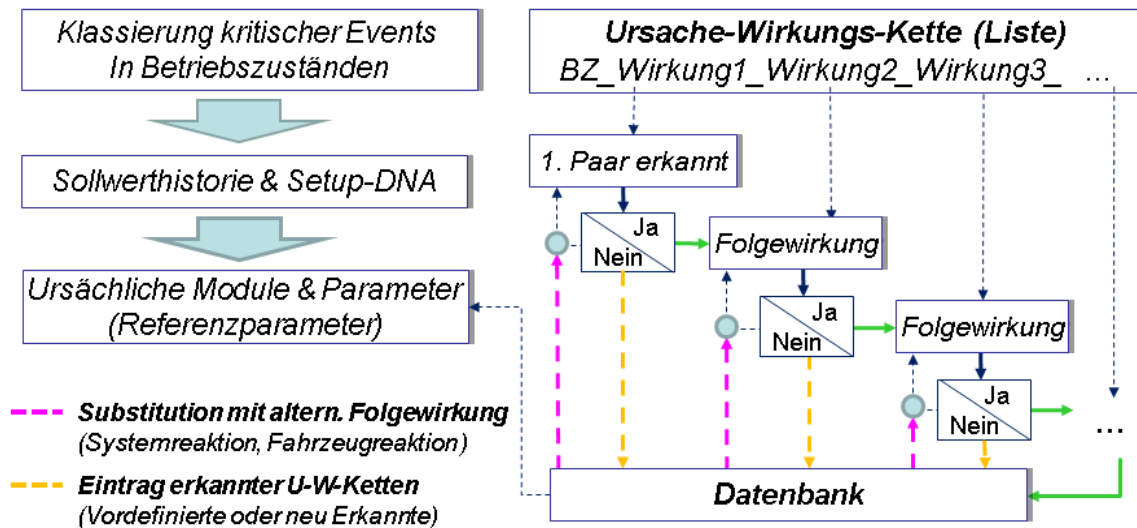


Abbildung 112: Ablauf Ursachenanalyse

7.4.3.5 Zielkonflikte

Nachdem die Ursachen für ungeeignete Abstimmungen bzw. Fahrverhalten in Form konkreter Logikparameter eingeschränkt worden sind können dafür vor der nächsten Parameteradaption zu erwartende Konflikte in der Bewertung der Abstimmkategorien (Kategorieindizes) angezeigt werden, siehe Abschnitt 4.5.5. Diese Konflikte können jederzeit aus einer Einflussanalyse nach einer Parameteränderung gewonnen werden, wobei hier zunächst der Einfluss auf die Kategorieindizes für die Bewertungskategorien Traktion, Fahrdynamik, Effizienz interessiert. Der Kategorieeinfluss eines Parameters wird aus dem Vergleich eines Kategorieindex für das alte und neue Setup berechnet. Die Höhe des Einflusses wird als Einflussindex auf einer Skala von 0 bis 5 ausgedrückt, wobei 5 einer 100% Abweichung vom Index der letzten Bewertung entspricht. Die Darstellung erfolgt in einem Hexagon, die Werte in Klammern stellen den Einfluss auf eine Kategorie dar, siehe Abbildung 113.

Einfluss auf Kategoriebewertung (einzeln und paarweise)
Parameter: vstadapt

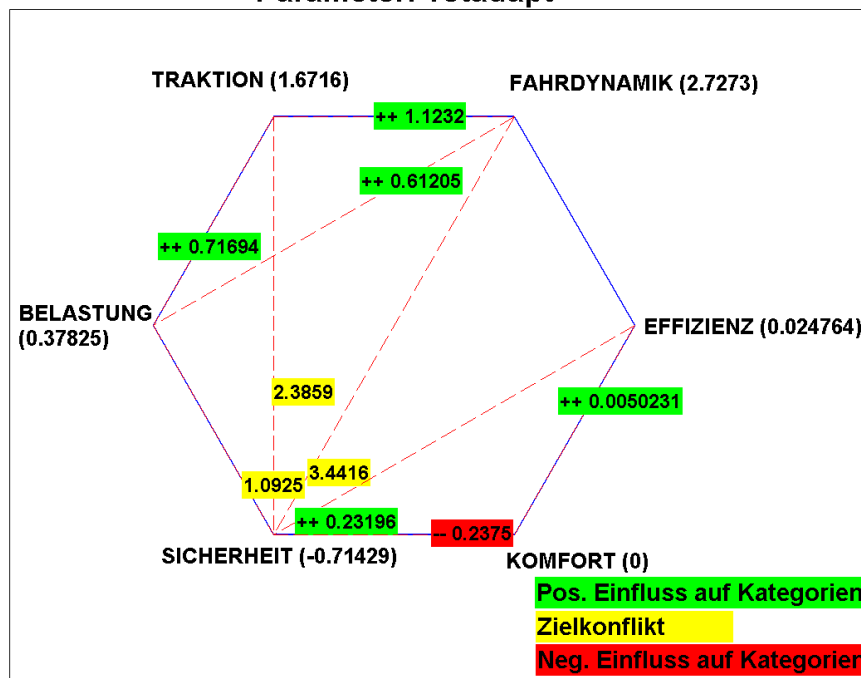


Abbildung 113: Zielkonflikte bei Parameteränderung

Ein paarweiser Vergleich der Einflussindizes erfasst die Art der Beeinflussung zweier Kategorien. Die Darstellung der Wechselwirkung erfolgt auf der Verbindungslinie zwischen zwei Kategorien im Hexagon mit einer farbigen Kennzeichnung gemäß der Art des Einflusses. Sind in der Datenbank für einen Parameter bereits Daten vorhanden (systemart- und architekturenspezifisch) werden sie bei erneuter Analyse unter definierten Voraussetzungen aktualisiert.

7.4.3.6 Potentialanalyse

Im Rahmen der Potentialanalyse werden zunächst Potentiale für die Umsetzung eines gezielten Verhaltens der Abstimmung in den fahrbarkeitsrelevanten Kategorien Traktion, Fahrdynamik und Komfort betrachtet.

Die Potentialanalyse erfolgt auf Basis der berechneten Kategoriebewertungen (Kategorieindizes) mit Hilfe der Ergebnisse aus der Einflussanalyse (makroskopisch und mikroskopisch) und den ermittelten Zielkonflikten. Dabei interessiert sowohl das Potential der jeweiligen Kategorie als auch die Potentiale der einer Kategorie zugeordneten Subkriterien K_{Sub1} bis K_{Subn} , aus denen durch gewichtete Mittelung der Bewertungsindex (0-100) einer Kategorie berechnet wird, siehe Abschnitt 4.5.5. Die Vorgabe einer Zielbewertung für eine Kategorie gemäß Anforderungsprofil dient dabei als Richtwert um Handlungsbedarf aufzuzeigen. Das Potential der Subkriterien einer Kategorie ergibt sich jeweils durch Differenz der gewichteten Idealbewertungen (100%) und der tatsächlichen Bewertung, siehe Glg. 20. Die Darstellung von Kategorieindizes mit Potentialen der Subkriterien zeigt Abbildung 114.

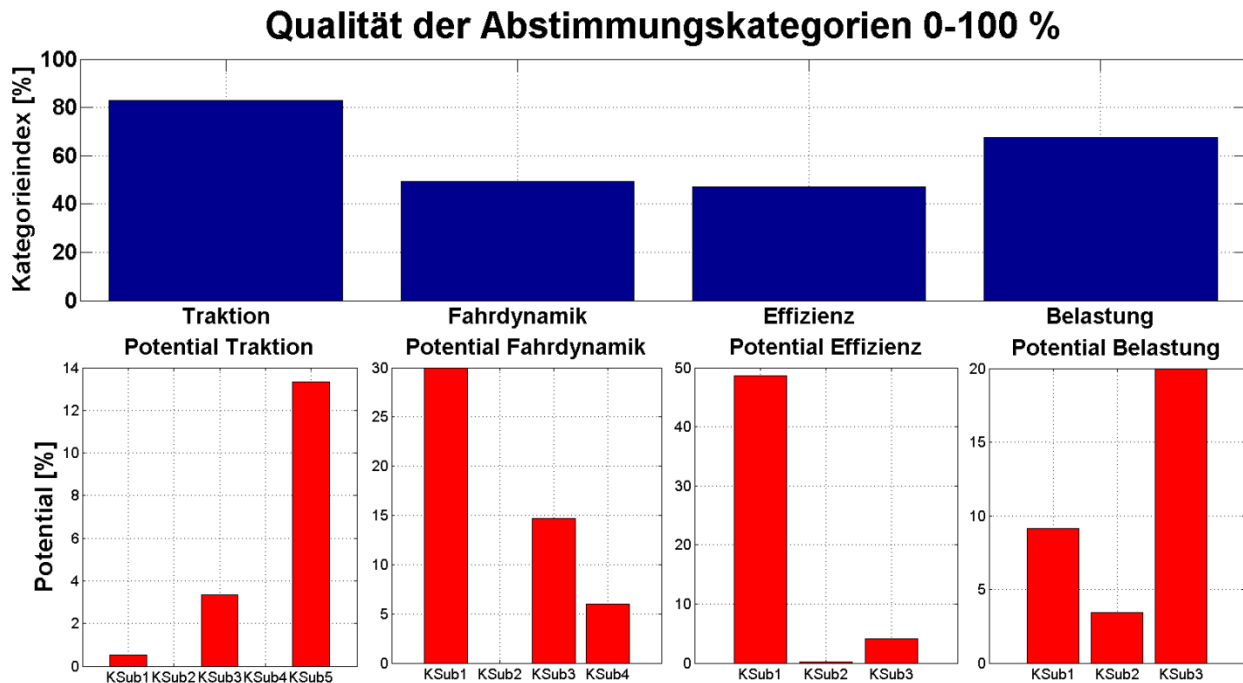


Abbildung 114: Kategorieindizes und Potentialanalyse

Nach Beantwortung der Frage, wo und in welcher Höhe Verbesserungspotential vorliegt, kann dem der Einflussindex der als Ursache festgestellten Parameter gegenübergestellt werden. Dadurch kann qualitativ bewertet werden wie sich eine Anpassung des Parameters auf die Bewertung der jeweiligen Kategorie und somit auf das Potential auswirkt. Eine ergänzende Information liefern hier eruierte Zielkonflikte zwischen Kategoriepaarungen bei gezielter Parameteränderung, womit auch die Wechselwirkung auf die Bewertung anderer Kategorien abgeschätzt werden kann.

Wenn diese Informationen darauf hindeuten, dass der nächste Tuningschritt des durch Ursachenanalyse eruierten Parameters die Bewertung in eine ungewollte Richtung beeinflusst existieren zwei Möglichkeiten, um andere oder zusätzliche Parameter zu finden die eine gezielte Beeinflussung einer Kategorie ermöglichen:

- Suche der Parameter zur Beeinflussung einer bestimmten Kategorie aus der Setup DNA-Datenstruktur,
- Rückschluss mittels inverser, mikroskopischer Parametereinflüsse aus der „Setup-DNA“ für die einer Kategorie zur Indexberechnung zugeordneten Kriterien (Parameter→Einflusskriterium => Einflusskriterium → Parameter)

Eine ungeeignete Abstimmung muss nicht notwendigerweise einen negativen Einfluss auf das subjektive Fahrempfinden haben. Nachdem ein hinsichtlich Fahrbarkeit für gut befundenes Setup erstellt wurde besteht das Ziel in einem letzten Schritt darin, Potentiale für die Optimierung der nicht fahrbarkeitsrelevanten Kategorien Systembelastung und Effizienz zu finden ohne die Fahrbarkeit negativ zu beeinflussen. Zielführende Vorgehensweisen zur Auffindung von Möglichkeiten der Optimierung gemäß der genannten Anforderung, welche durch das vorgestellte Softwarewerkzeug unterstützt werden sind:

- Klassierung von Kriterien die hinsichtlich Belastung bzw. Effizienz auffällig sind nach Betriebszuständen,

- Suche nach Parametern in der Datenbank der makroskopischen Einflussanalyse, die die Belastung reduzieren und die Effizienz erhöhen sowie
- Detektieren von Bereichen, welche die Bedingung erhöhter Effizienz bzw. reduzierter Belastung bei gleicher Farhbarkeit erfüllen und feststellen, in welchen Betriebszuständen eine Überschneidung vorliegt.

Der hier vorgestellte Feinabstimmungsprozess mittels expertenwissensbasiertem Entwicklungswerkzeug erfolgt interaktiv durch den Applikations- bzw. Simulationsingenieur. Durch die Möglichkeit bzw. die Aufforderung an geeigneter Stelle zur Rückführung von aktuellem Wissen sowie neuen Erkenntnissen und dessen gezielte Wiederverwendung (z.B. Referenzwerte, Zwischensetups, Wirkungsketten, etc.) entsteht eine stetig wachsende Referenz zur Unterstützung der Effizienz in laufenden und zukünftigen Entwicklungsprojekten.

Die getätigte Vorabstimmung sowie die vorhandenen Referenzwerte für Kriterien stellen eine gute Ausgangsbasis für eine automatische Optimierung mittels verfügbarer Optimierungsalgorithmen dar. Diese Möglichkeit, die im wesentlichen für die Simulation bzw. den Softwaretest (HIL) in Frage kommt, wird aus Gründen zeitintensiver Rechenvorgänge, eingeschränkter Transparenz und der gewünschten Einbindung des Applikationsingenieurs vorerst nicht umgesetzt. Eine Ergänzung um einen automatischen Optimierungsprozess erscheint zu einem späteren Zeitpunkt sinnvoll, wenn ausreichend validierte Referenzdaten (Sollwerte) aus realisierten Abstimmungen vorliegen.

8 Zusammenfassung

Allrad- bzw. Traktionsregelsysteme haben sich von einem Nischenprodukt zu einem System mit teils wesentlichem Beitrag zum Markenimage entwickelt, was durch den erfahrbaren Mehrwert bei den Fahrzeugherstellern zu einem Verkaufsanteil von bis zu 57% der Gesamtflotte führt. Vor allem die traditionelle Rolle von Allradssystemen als reine Traktionshilfe hat sich geändert, die Systeme werden heute zur gezielten Beeinflussung der Fahrdynamik von Fahrzeugen eingesetzt. Durch den Einzug einer Vielfalt mechatronischer Systeme in den Bereichen Antriebsstrang und Chassis bei modernen Fahrzeugen und das damit entstandene Umfeld wechselwirkender Einflüsse ergeben sich auch für Traktionsregelsysteme erweiterte Anforderungen und Möglichkeiten, um Fahrdynamik und Traktion aktiv mitzugestalten.

Die zentrale Aufgabe, die sich in dieser neuen Situation stellt, ist dadurch definiert, die Komplexität der Abstimmung von Regelsystemen, im Spannungsfeld von Zielkonflikten aus den Bereichen Traktion, Fahrdynamik, Effizienz, Systembelastung und Komfort im Sinne eines geforderten Zielverhaltens zu lösen.

Am Markt verfügbare fahrdynamische Entwicklungswerkzeuge beschränken sich dabei im Wesentlichen auf die Bewertung bzw. Auswertung von allgemeinen Kriterien, die nicht ausreichen, um das Verhalten der Allradsysteme spezifisch genug abzubilden. Der eigentliche Abstimmungsvorgang wird dabei durch Definition von Experimenten (Design of Experiment) sowie den nötigen Messdaten bzw. Simulationsergebnissen und einer Parameterverwaltung unterstützt, maßgeschneiderte Abstimmungsprozesse sind jedoch nicht verfügbar. Gegenwärtig sind Softwaretools, die den oben genannten Anforderungen entsprechen, auf Grund zu schützendem firmeneigenen Know-Hows nicht käuflich zu erwerben. Bei solchen Tools handelt es sich meist um Eigenentwicklungen, in die das erforderliche Spezialwissen, das wesentlich auf die eigenen Produkte maßgeschneidert ist, integriert wird.

Für den Fall, dass ein Systemlieferant unterschiedliche Konzepte (aktiv bzw. semi-aktiv) ggf. mit variabler Aktuierung (elektromechanisch, elektrohydraulisch) anbietet, erfordert die Entwicklung eines Software-Werkzeuges, das sowohl die Vorabstimmung, als auch die Feinabstimmung dieser Systeme unterstützt, umfangreiche Kenntnisse über grundsätzliche Eigenschaften bzw. die Umsetzung von gewünschtem Verhalten im Rahmen der Möglichkeiten. Der Inhalt solcher Software stellt somit eine Abbildung wesentlicher Kernkompetenzen und Philosophien des jeweiligen Unternehmens dar.

Die vorliegende Dissertation stellt ein durchgängig anwendbares Entwicklungswerkzeug vor, das systemübergreifendes Expertenwissen für die Vorabstimmung und Applikation von Allrad- und Traktionsregelsystemen in verallgemeinerten Software-Algorithmen zusammenführt. Auf dieser Basis werden zunächst mittels eingegebener Informationen für Zielfahrzeug, Architektur und abzustimmendem Traktionsregelsystem (Allradsystem, Differentialsperre) anhand von Benutzereinstellungen für ein gewünschtes Verhalten in Abstimmungskategorien und Fahrzuständen automatisch vorabgestimmte Parametersätze für die modularen Regelsystemlogiken erzeugt. Dadurch können in der frühen Entwicklungsphase die Hardware sowie die dafür entwickelten Funktionen zielgerichtet, z.B. am HIL-Prüfstand, getestet werden. Zusätzlich wird sowohl die virtuelle als auch die reale iterative Feinabstimmung im Fahrzeug unterstützt, womit im virtuellen Fall eine

Erstapplikation mit dem Anspruch einer guten Fahrbarkeit im ersten Fahrversuch resultiert.

Neben einem ausführlichen Überblick über Literatur zu Traktions- und Fahrdynamikregelsystemen wird im zweiten Kapitel auf Eigenschaften von Expertensystemen eingegangen und wesentliche Fragestellungen, die sich bei der Erstellung eines wissensbasierten Entwicklungstools für Traktionsregelsysteme ergeben, beantwortet.

Im dritten Kapitel wird zunächst ein Überblick mit Kategorisierung von Traktionsregelsystemen unterschiedlicher Art gegeben, der mit einer ausführlichen Beschreibung der zu berücksichtigenden Eigenschaften sowie vorhandener Einflüsse und Wechselwirkungen ergänzt wird.

Einen integralen Bestandteil dieser Entwicklung stellt ein Modul zur Analyse und Bewertung des Verhaltens realisierter Applikationsstände dar, was im vierten Kapitel näher beschrieben wird. Dazu erfolgt eine gezielte Auflösung von Messungen bzw. Simulationsergebnissen in definierte Betriebszustände (Anfahren, Schalten, Lastwechsel, ...) mit einer näheren Beschreibung durch Extraktion relevanter Kriterien für Fahreraktion, Fahrzeugzustand sowie dem Verhalten des abgestimmten Traktionssystems. Unter Einbeziehung des gewünschten Zielverhaltens werden diese umfangreichen Informationen angelehnt an die Betrachtungsweise erfahrener Applikationsingenieure in einen Zusammenhang gebracht, der eine schnelle Erfassung des Istzustandes einer Abstimmung ermöglicht sowie Schlussfolgerungen daraus und den Gewinn neuer Erkenntnisse unterstützt. Eine weiterführende Darstellung und Bewertung zu den übergeordneten Entwicklungsaspekten Traktion, Fahrdynamik, Effizienz, Systembelastung und Komfort liefert schnell einen detaillierten Überblick, wie ein Applikationsstatus mit dem geforderten Zielverhalten korreliert. Diese Analyse ist ein wichtiger Bestandteil auf dem Weg zu den folgenden Abstimmungsschritten. Das fünfte Kapitel gibt einen Überblick über die Vielfalt möglicher Abstimmungen von Traktions- bzw. Fahrdynamikregelsystemen im Antriebsstrang.

Um diese Ingenieuraufgabe auch in der virtuellen Entwicklung mit der notwendigen Qualität erfüllen zu können, wurden im sechsten Kapitel nach Darstellung theoretischer Grundlagen alle Komponenten der verwendeten systemdynamischen Simulationssoftware veDYNA[®] mit dem Ziel einer entsprechenden Wiedergabe der zuvor erhobenen Effekte und Einflüsse untersucht und abgestimmt.

Schließlich werden die auf ein gezieltes Systemverhalten einwirkenden komplexen Einflüsse durch einen systematischen Abstimmungsprozess in einer Parametrierung der Systemregelalgorithmen berücksichtigt. Dazu werden über ein Bedieninterface alle notwendigen Eingangsgrößen für Fahrzeug und Traktionssystem sowie das betriebszustandspezifische Zielverhalten deponiert und somit die Basis für die nachfolgende Vorabstimmung geschaffen. Die automatische Vorabstimmung der modularen Masterlogiken für die jeweiligen Antriebsstrangsysteme erfolgt mittels erstellter Masterparametersätze. Dazu werden zuerst Systemparameter definiert, durch die ein gezieltes Verhalten in Betriebszuständen bzw. übergeordneten Abstimmungsbereichen eingestellt werden kann. Im nächsten Schritt werden dafür passende Werte als Funktionen relevanter Einflüsse berechnet. Dabei wurde vorerst bewusst auf eine Automatisierung durch verfügbare Optimierungsalgorithmen verzichtet, um den Benutzer aktiv einzubinden.

Die Feinabstimmung durch den Simulationsingenieur in der Konzeptphase, bzw. durch den Applikationsingenieur schließlich im Fahrzeug, legt das endgültige Verhalten des Traktionssystems hinsichtlich Fahrbarkeit und Systembelastung fest. Das entwickelte Verfahren unterstützt diesen iterativen Vorgang dadurch, dass dem

Entwickler mit Hilfe des Analysemoduls die notwendigen Informationen aus den Bereichen Fahreraktion, Fahrzeugzustand und Traktionssystemverhalten aufbereitet werden und durch einen definierten mehrphasigen Feinabstimmungsprozess sukzessive der nächste Setupschritt vorbereitet wird.

Neben der schnellen Erfassung des Istzustandes anhand der bereichsübergreifenden Kriterien Traktion, Fahrdynamik, Komfort, Belastung und Effizienz wird durch mikroskopische Einflussanalyse mit Fokus auf Einzelkriterien und makroskopische Einflussanalyse für die obengenannten übergeordneten Kriterien die Auswirkung von Parameteränderungen auf Fahrzeug- und Systemverhalten ermittelt und Zielkonflikte daraus abgeleitet. Weiters wird durch eine Analyse der Abweichung von Referenzwerten sowie eine Rückverfolgung der Entstehungsgeschichte finaler Sollwertanforderungen ein Rückschluss auf Betriebszustände sowie Module im Regelalgorithmus und deren Parameter mit ursächlichen Fehlabbastimmungen ermöglicht. Durch festgestellte und in der zentralen Datenbank abgelegte Zielkonflikte zwischen Paaren von Bewertungskategorien können negative Wechselwirkungen bei Anpassung des als Ursache erkannten Parameters bewertet und ggf. Alternativen in Betracht gezogen werden.

Im Fahrversuch angewandt erfolgt zusätzlich zur Abstimmung nach subjektiven Kriterien eine Rückmeldung der Auswirkung einer Parametrierung auf objektive Entwicklungskriterien wie Belastung und Schädigung. Im virtuellen Entwicklungsbereich werden Kriterien zur Verfügung gestellt, die Abstimmfehler mit einem negativen Einfluss auf das spätere subjektive Fahrgefühl im Fahrzeug vorzeitig erkennen lässt.

Die Neuartigkeit des Verfahrens zur Unterstützung der Entwicklung von Traktionsregelsystemen besteht darin, komplexes bereichsübergreifendes Experten Know-How, welches üblicherweise in verschiedenen Abteilungen eines Unternehmens vorliegt, in ein Softwarewerkzeug zu integrieren, das sowohl die Simulation als auch den Fahrversuch umfasst. Diese zentral in einer Datenbank abgelegten relevanten Informationen für die Systemauslegung, ergänzt um einen Prozess zur Abstimmung von unterschiedlichen Systemtypen im frühen Entwicklungsstadium, fördern eine gesamtheitliche Betrachtungsweise durch den Entwicklungsingenieur mit Fokus auf maßgeschneiderte Kriterien. Die aktive Unterstützung bei Erfassung von Einflüssen, Wechselwirkungen und der Ableitung von Schlussfolgerungen führt schließlich auch zu einem Lerneffekt, der dem noch unerfahrenen Simulations- bzw. Applikationsingenieur die rasche Entwicklung eigener Kenntnisse zur Traktionssystementwicklung ermöglicht.

Diese Unterstützung durch spezifisches Expertenwissen während des gesamten Entwicklungsprozesses, sowohl im definierenden als auch im verifizierenden Bereich der Entwicklung ermöglicht einerseits eine erhöhte Effizienz in der Auslegung der Systemhardware und hilft in der späteren Projektphase schneller eine gesamtheitliche Abstimmung mit hohem Verlässlichkeitsgrad zu finden.

9 Anhang

Hier erfolgt eine Zusammenstellung hilfreicher Daten für die Entwicklung von Traktionsregelsystemen sowie die Darstellung der Bedienoberflächen für das entwickelte Werkzeug.

9.1 Hilfreiche Referenzwerte der Traktionssystementwicklung

Fahrdynamik:

Gierratengradient LW:	3-5°/s ² , komfortabel, 10-°/s ² unkomfortabel
Lastwechselreaktion $\psi_{\text{sp}}/\psi_{\text{sp_ref}}$:	1.1-1.4
Eigenlenkgradient:	50-85 °/g
Gierverstärkung $\psi_{\text{sp}}/\text{Lenkradw.}$	0.1-0.4 1/s
ABS/ESP Abbauzeit	100ms

Traktion:

Radverdrehung primär Anfahren	0.75 Umdr,
Momentengradient	50-100 Nm/10ms
Zuschalt/Abschaltzeit:	100-200 ms
Schlupfregelschwellen:	3-5% Achsdifferenzgeschwindigkeit
Sperrwert Differential (offen):	bis 15%

Systembelastung:

Kupplungsarbeit Anfahren:	20-30 kW
NEFZ-Kardanmoment (mittel):	~80 Nm (Mittelklasse SUV)
Max. Öltemperatur:	~150°C
Max. Steuergerätemperatur:	~120°C
Max. Steuergerätestrom:	3-5 A (quadr. Mittelwert im Stadtzyklus)

Effizienz (SUV-1800 kg im NEDC):

Antriebsstrangstilllegung	AWD: -0.4 l/100km 4WD : -0.25 l/100km
Gewichteinsparung (-100kg):	- 0.3 bis -0.5 l/100km
Wirkungsgrad:	+1%: -0.07 l/100km
Verbrauchseinsparung durch optimierte Momentenverteilung:	0.25-0.3 l/100km
Lageroptimierung (Tandemschräggugellager vs. Kugellager):	bis zu 0.05 l/100km
Schleppverluste Verteilergetriebe:	1-5 Nm (500-6000 Umdr./min, 30°C)

Komfort:

Lenkradmoment bei 4m/s ² :	4-7 Nm
Wahrnehmungsschwelle (eff. Mittelwert) Ruckelschwingung:	0.015 m/s ²
Verspansschwelle Kupplung:	50-80 Nm

Systemgenauigkeit:

Hang-On Allradkupplung:	Sollmoment ± 10% ± 10Nm
Differentialsperre:	Sollmoment ± 20% ± 10Nm

9.2 Bedienoberfläche und Datenorganisation

Das Bedieninterface der Software wurde als MATLAB GUI programmiert. Der Gesamtumfang wurde in die 4 Bereiche

- Dateneingabe (Fahrzeug-, System- und Architekturdaten),
- Datenkonvertierung,
- Datenanalyse und Auswertung sowie
- Systemabstimmung

gegliedert. Ein eigener Bereich ermöglicht die Eingabe der notwendigen Fahrzeug-, System- und Architekturdaten die als Basis für die nachfolgende Abstimmung bzw. Datenanalyse dienen, siehe Abbildung 115. Der Bereich Datenkonvertierung ermöglicht die Definition des für die Analyse notwendigen Mindestsignalumfangs entsprechend der festgelegten Namenskonvention. Hiermit können Messungen aus dem Fahrversuch schnell in das vom Analysemodul verlangte Format gebracht werden, siehe Abbildung 116. Im Analyseteil erfolgt die Extraktion der relevanten Kriterien mit Darstellung im entsprechenden Zusammenhang für eine schnelle Erfassung des Istverhaltens einer Applikation, siehe Abbildung 117. Für die gezielte Analyse kann in einem eigenen Bereich ein Analysesetup mit Zuordnung von fokussierten Betriebszuständen und Kriterien zu Referenzmanövern erstellt werden, siehe Abbildung 118. Schließlich erfolgt die Abstimmung durch Vorgabe der Abstimmungsart betriebszustandspezifisch oder nach Kategorien.

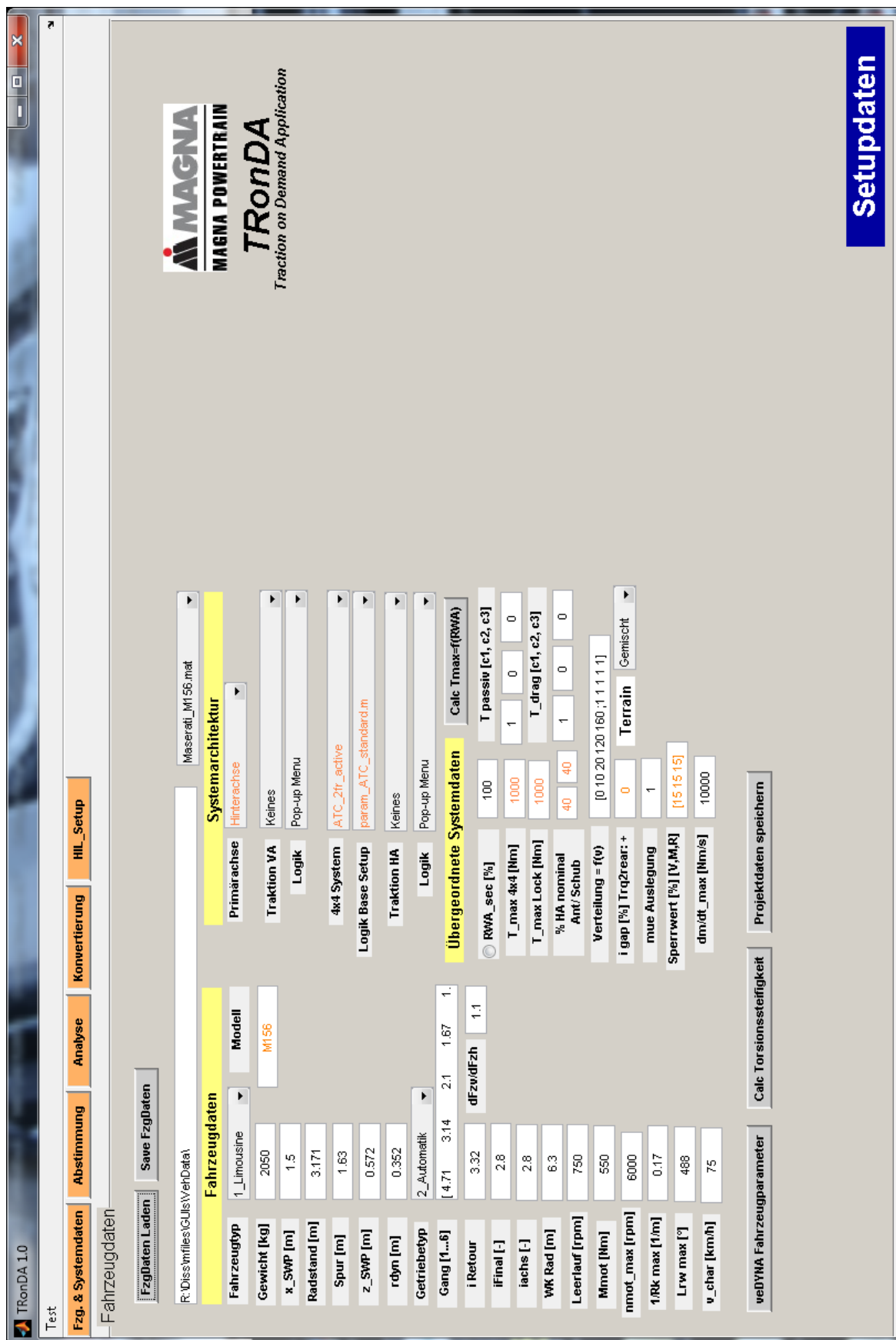


Abbildung 115: Fahrzeug- und Systemdateneingabe

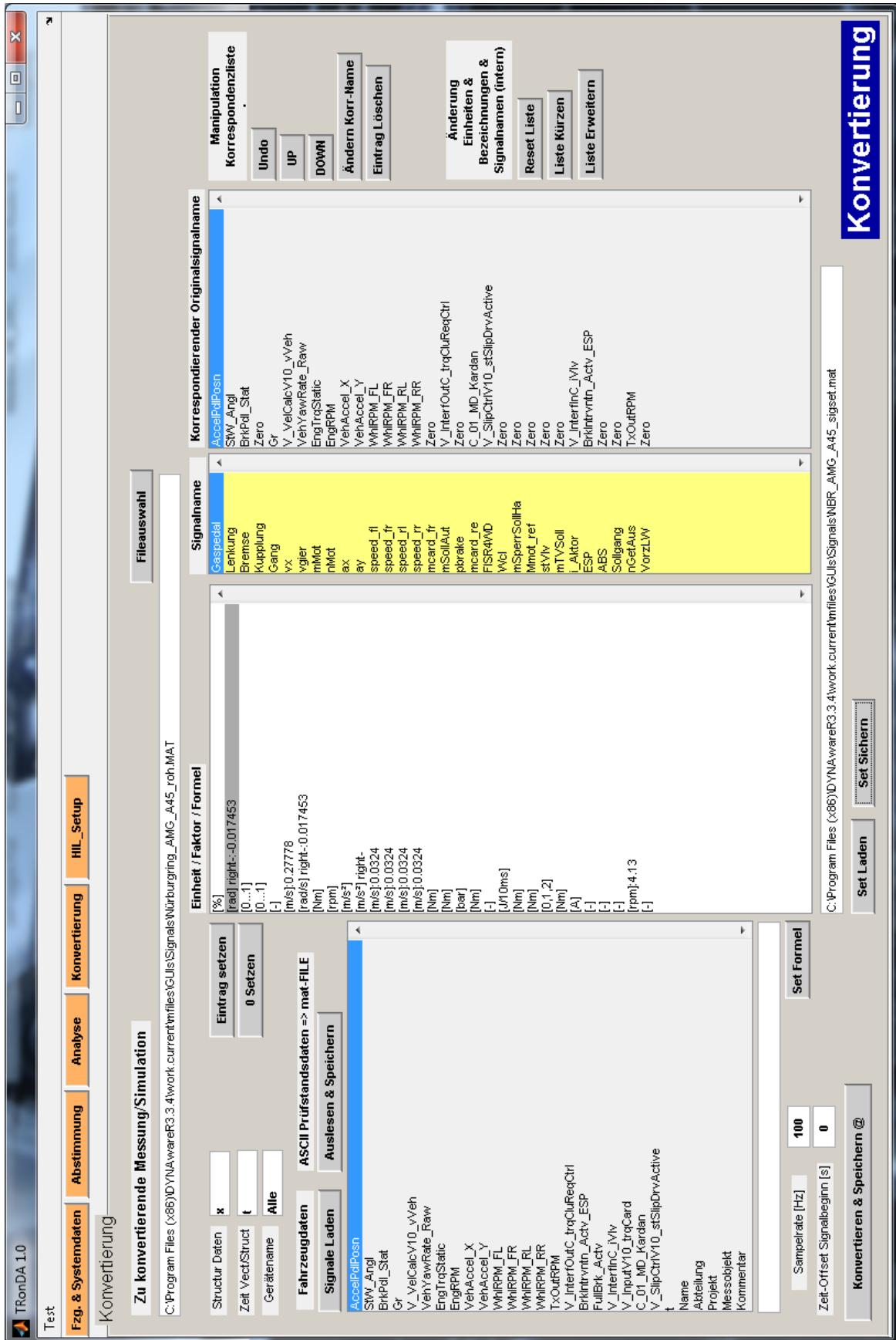


Abbildung 116: Konvertierung von Signalen

Feinabstimmung

Einflussanalyse
 Start EF-Analyse
 Nur gewählte BZ & Krit's
 ATC_2tr_active Zurück

Iterationsanalyse
 Plot Iteration Kriterien

Eventketten Datenbank
 Anfahren_SR4wd_Info
 Kommentar Ursache Wirkung

Ursachenanalyse
 Urs.Wirk.-Analyse
 Gefundene Ursache-Wirkungsketten
 Plot Signalhistory min

Potentialanalyse
 Start Suche
 Parametersuche mit gezieltem Kategorieeinfluss
 Logikparameter

Check Signals
 eval_Nürburgring_AMG_A45_oh_konvertiert1_100Hz.mat

Load Signals
 Save Evaluation To/ Load From

Eigenlenkverhalten
 Pedal
 Kupplung
 Raddrehzahlen
 Ax
 M 4x4
 ABS
 ESP
 Offset 0
 Gierrate
 Engine Torque
 Engine Speed
 Ay
 M_SperrHa
 M_TrdVec
 Flag Slip-Ctrl

Filter v,ay
 [v1 v2;ay1 ay2]
 [0 300; 0 10]

Analyse/Vergleich BZ
 Betriebszustand

Plot Klassierung
 Überrollung_Schädigung ...

Zeitfilter
 [1 12]

Downsample
 Write2Excel
 Bewertung ax
 t Start 0 t Ende 0
 ax. Offset 0

27.69	[s]
31.76	[s]
61	[°]
4	[#]
0	[+/-1/2]
0	[#]
0	[#]
0	[#]
0	[#]
0	[#]
0	[#]
0	[#]
0	[#]
1.65	[s]
0	[°]
-10	[m/s²]
42.7039	[m/s]
42.6217	[m/s]
1	[1/0]
0	[1/0]
0	[s]
0.27	[s]
11.1167	[°]
97.9694	[%]
335.6479	[Nm]
0	[Nm]
0	[1/0]
0	[#]
0	[#]
0	[#]
0	[#]
0	[#]
0	[#]
99.4444	[%]
-1	[+/-1/0]
1	[1/0]
100	[%]
100	[%]
16.4198	[%]

Auswertung
 Vergleich Auswertung
 Save RW Set RW

Referenzwerte/Trigger
 Start_crv
 Referenzwert / Suchkriterium

Kriterien-Suchfunktion
 suche Start

Streckenverläufe
 Balocco_raceline.fig

Abbildung 117: Extraktion von Bewertungskriterien

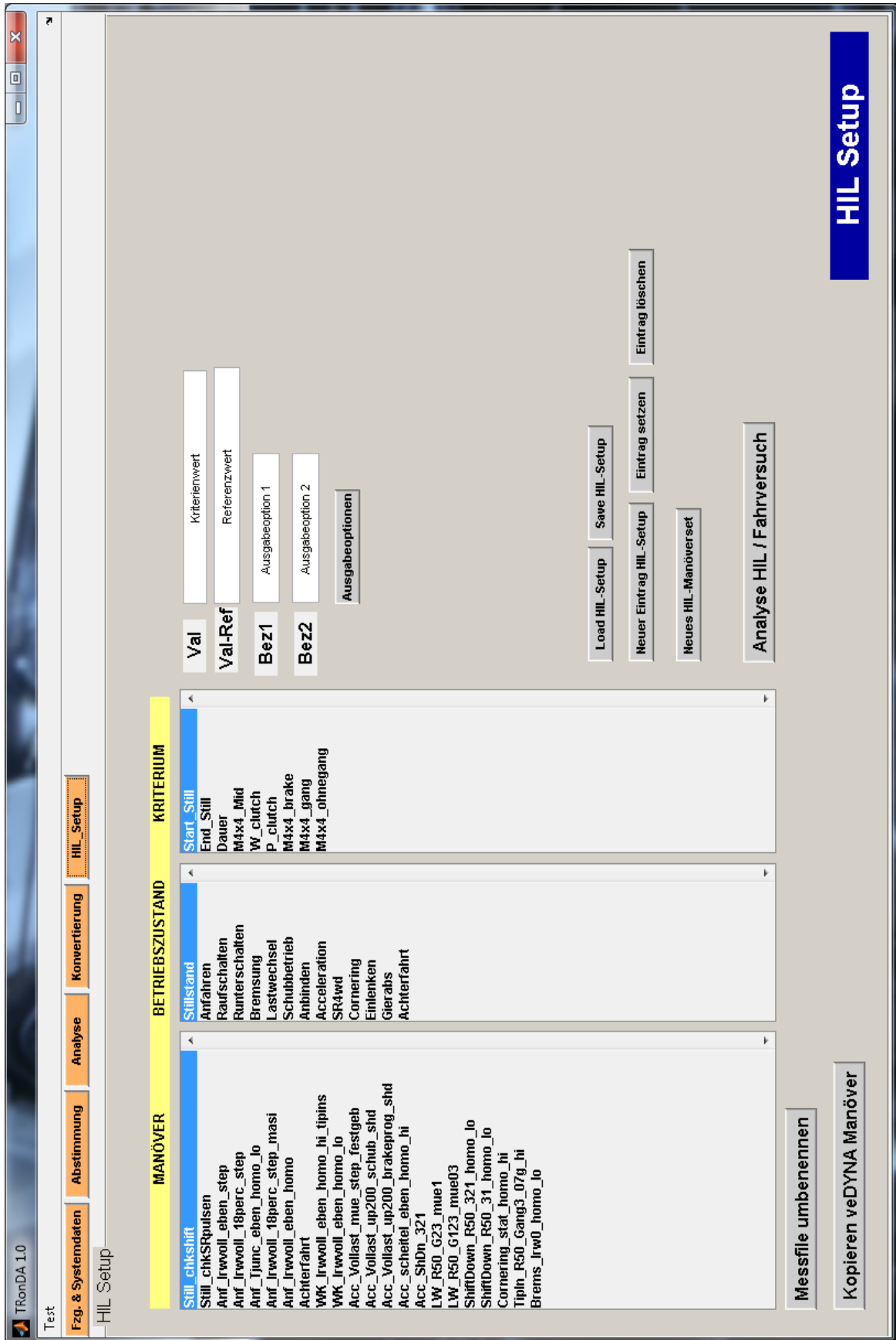


Abbildung 118: Definition eines Analyse-Setups für die SIL/HIL Simulation

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Allradanteil an der Gesamtfahrzeugproduktion.....	1
Abbildung 2: V-Prozess am Beispiel Aktuatorenentwicklung.....	2
Abbildung 3: Expertensystem	12
Abbildung 4: Systematik der Allradantriebe	13
Abbildung 5: Charakteristik der Momentenübertragung von Traktionssystemen.....	14
Abbildung 6: Selbstregeleffekt und aktive Schlupfregelung	19
Abbildung 7: Momentenverteilungen unterschiedlicher Allradkategorien	20
Abbildung 8: Theorie der Schlupfeffizienz eines Allradantriebs	22
Abbildung 9: Verlustmomente eines Verteilergetriebes	23
Abbildung 10: Klassierung Momentenverweildauer im NEFZ.....	23
Abbildung 11: Verbrauchseinsparung durch Momentenverteilung	24
Abbildung 12: Verlustleistung durch Kupplung/Reifen bzw. Triebtrieb	25
Abbildung 13: Einflüsse Reifenkennlinie.....	26
Abbildung 14: Sekundärkardanmoment bei drehzahlfühndem Allradsystem	27
Abbildung 15: Kinematischer Achsschlupf bei Kurvenfahrt	28
Abbildung 16: Lenken mit und ohne Schräglauf (Ackermann).....	29
Abbildung 17: Schlupf bei Verspannbeginn und maximaler Hinterradlast	29
Abbildung 18: Antriebsverteilung bei Übersetzungsunterschied	30
Abbildung 19: Antriebsstrang mit Unterschied der Achsübersetzungen (Δi)	31
Abbildung 20: Verbrauchssimulation bei Variation von Kennlinie und Übersetzung .	31
Abbildung 21: Momentenpotential bei unterschiedlicher Sperrwirkung	33
Abbildung 22: Trajektorien verschiedener Sperren - Manöver Lenkwinkelrampe.....	33
Abbildung 23: Eigenlenkverhalten (simuliert) von Vorderachssperren	34
Abbildung 24: Hystereseverläufe einer kraftgesteuerten Allradkupplung	35
Abbildung 25: Sinus-Sweep eines hydraulischen Kupplungsaktuators	36
Abbildung 26: Vergleich Trajektorien bei Varianten der Allradsystemstilllegung	37
Abbildung 27: Körperschallintensität eines Hang-On Allradsystems	39
Abbildung 28: Achskoppelung bei Bremsung mit verschiedenen Allradsystemen....	40
Abbildung 29: ABS Bremsungen mit/ohne Längsbeschleunigungsmessung	41
Abbildung 30: Lenkachse und Momente durch Längskräfte	42
Abbildung 31: Einteilung von Systemen zur Fahrdynamikbeeinflussung.....	43
Abbildung 32: Giermomente durch Bremsengriff und Radlastverlagerung	44

Abbildung 33: Eigenlenkverhalten bei variabler Achsstabilisierung und Hecktrieb ...	45
Abbildung 34: Virtueller Radstand bei Hinterachslenkung	47
Abbildung 35: Kompensation des kin. Kurvenschlupfes durch Hinterachslenkung...	47
Abbildung 36: Vergleichsmatrix zur qualitativen Systembeurteilung.....	49
Abbildung 37: Fahrer-Fahrzeug Regelsystem	50
Abbildung 38: Datenanalyse und Bewertungskriterien	51
Abbildung 39: Momentenberechnung aus Drehzahlsignalen	53
Abbildung 40: Betriebszustandserkennung	54
Abbildung 41: Signale und Streckenabschnitt eines definierten Betriebszustandes.	55
Abbildung 42: Statistische Auswertung mittels Box-Plot.....	56
Abbildung 43: Verhalten von Fahrer, Fahrzeug und Traktionssystem	56
Abbildung 44: Klassierung der Schlupfregelingriffe nach Betriebszuständen.....	57
Abbildung 45: Traktionssystemeingriffe zur Kompensation von Untersteuern.....	57
Abbildung 46: Baumstruktur möglicher Wirkungsketten	58
Abbildung 47: Signalhistorie	59
Abbildung 48: Systemverhalten - Traktion.....	60
Abbildung 49: Systemverhalten - Fahrdynamik	61
Abbildung 50: Systemverhalten - Belastung	63
Abbildung 51: Frequenzbewertete Längsbeschleunigung (VDI 2057).....	64
Abbildung 52: Verspannung bei Kurvenfahrt	65
Abbildung 53: Abstimmungsqualität der Kategorien	67
Abbildung 54: Sicherheitsintegritätslevel (SIL) - Bewertungsklassen	68
Abbildung 55: Spannungsfeld der Allradsystementwicklung	71
Abbildung 56: Einflussfaktoren der Allradsystemapplikation.....	71
Abbildung 57: Zentraldifferential mit Sperre und Geländegang (Magna-Powertrain)	72
Abbildung 58: Reifenschlupfcurven bei verschiedenem Haftreibwert.....	73
Abbildung 59: Trajektorienvergleich unterschiedlicher Allradvarianten beim Tipln ...	75
Abbildung 60: Lenkbedarf Nürburgring mit/ohne Torque-Vectoring.....	77
Abbildung 61: Adaptive Algorithmen.....	79
Abbildung 62: Kombinierte Reifenkräfte	81
Abbildung 63: Einspurmodell.....	81
Abbildung 64: Radquerkräfte und Schräglaufwinkel	83
Abbildung 65: Lenkwinkelbedarf und Steuertendenz.....	84
Abbildung 66: Gierverstärkung	85

Abbildung 67: Schwimmwinkelverlauf	86
Abbildung 68: Optische Schwimmwinkelbestimmung.....	86
Abbildung 69: Vorderachsgleichgewicht-Zweispurmodell.....	87
Abbildung 70: Standardantriebsstrang veDYNA®	88
Abbildung 71: Schlupfreglereingriffe in Simulation und Messung	89
Abbildung 72: Kupplungsreibungswerte in Theorie und Praxis	91
Abbildung 73: Wirkungsgradkennfeld eines Verteilergetriebes.....	92
Abbildung 74: Approximation einer Reifenschlupfkurve mit TM-Simple	93
Abbildung 75: Kombinierte Reifenkräfte TMeasy®	94
Abbildung 76: Reifeneindrückung in TMeasy®	95
Abbildung 77: Grundsätzliche Reifencharakteristiken	96
Abbildung 78: Freier Lenkwinkelsprung mit Auslenken	97
Abbildung 79: Kardanwellenmoment Vorderachse bei Vollastbeschleunigung	98
Abbildung 80: Spektrale Unebenheitsdichte von Fahrbahnen	100
Abbildung 81: Architektur-Fahrermodell nach McRuer	102
Abbildung 82: Optimierung einer Fahrlinie für das Stifserjoch	104
Abbildung 83: Strategie für die Querregelung.....	106
Abbildung 84: Fahrstildefinition mittels gg-Diagramm.....	108
Abbildung 85: ggV-Diagramm	108
Abbildung 86: Querbeschleunigungen im Alltagsverkehr	109
Abbildung 87: Beschleunigung bei erhöhter Motorleistung.....	111
Abbildung 88: Vergleich Geschwindigkeitsprofil Handlingkurs μ_{high}	112
Abbildung 89: Vergleich Geschwindigkeitsprofil Handlingkurs μ_{low}	112
Abbildung 90: HIL-Anordnung	113
Abbildung 91: Systematischer Abstimmungsprozess	115
Abbildung 92: Setupinformationen in Fahrversuch und Simulation	118
Abbildung 93: Optionen für die System - Vorabstimmung	119
Abbildung 94: Betriebszustandspezifische Abstimmung	120
Abbildung 95: Grundlegende Module einer Masterlogik	122
Abbildung 96: Modul zur Betriebszustandserkennung.....	123
Abbildung 97: Temperaturmodell einer Allradkupplung	125
Abbildung 98: Ablauf der Systemparametrierung	126
Abbildung 99: Entscheidungsbaum Lastwechselverhalten (makroskopisch).....	128
Abbildung 100: Ablauf einer gezielten Vorabstimmung	128

Abbildung 101: Parametrierung Lastwechselverhalten.....	129
Abbildung 102: Datenstruktur für Abstimmungen („Setup-DNA“)	130
Abbildung 103: Feinabstimmungsprozess.....	132
Abbildung 104: Gesamtübersicht Analyse.....	134
Abbildung 105: Inhalte und Reihenfolge einer Applikationsschleife.....	136
Abbildung 106: Beeinflusste Kriterien durch Parameteränderung	137
Abbildung 107: Prozess-Einflussanalyse.....	137
Abbildung 108: Boxplot und Referenzwerte	138
Abbildung 109: Iterationsverhalten von Bewertungskriterien	139
Abbildung 110: Ereignisklassierung nach Betriebszuständen	141
Abbildung 111: Fallerkennung und Interpretation	141
Abbildung 112: Ablauf Ursachenanalyse	142
Abbildung 113: Zielkonflikte bei Parameteränderung	143
Abbildung 114: Kategorieindizes und Potentialanalyse	144
Abbildung 115: Fahrzeug- und Systemdateneingabe.....	151
Abbildung 116: Konvertierung von Signalen.....	152
Abbildung 117: Extraktion von Bewertungskriterien	153
Abbildung 118: Definition eines Analyse-Setups für die SIL/HIL Simulation.....	154

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Systemkategorien zur longitudinalen Antriebsmomentverteilung.....	15
Tabelle 2: Systemkategorien zur lateralen Antriebsmomentverteilung	16
Tabelle 3: Phasenspezifische Fahrerparameter	110

Literaturverzeichnis

- [1] CSM WORLDWIDE. Automotivemarket Forecast Q1/2006.
- [2] STOCKMAR, J. **Das große Buch der Allradtechnik**. Motor Buch Verlag 2004.
- [3] LANZER, H. **Was leisten Allradsysteme?** Grazer Allradkongress 2004.
- [4] BRAESS, H. H. **Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik**. Vieweg Fachbuch 2005.
- [5] GRATZER, F. **Kupplung oder Differential**. Grazer Allradkongress 2002.
- [6] GRATZER, F.; STEINWENDER, H. **Magnetorheologische Allradkupplungen**. ATZ 08/2008.
- [7] SACCHETTINI, P. **New center and front application of Twin Differential and Torsen Design**. Symposium Innovative Fahrzeugantriebe Berlin 2007.
- [8] CASPER, T. **Funktions- und leistungsoptimiertes Allradsystem in einem Hochleistungssportwagen**. VDI-Berichte Nr. 1943 2006.
- [9] LIPPITSCH, K.; GRATZER, F. **CO₂-optimiertes Allradfahrzeug**. ATZ 07-08/2008.
- [10] VOCKENHUBER, M.; EHMANN, M. **Dimensionierung einer Allradkupplung im Zielkonflikt zwischen verbesserter Fahrdynamik und Gewicht**. 4. Tagung Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben Augsburg 2007.
- [11] ESPIG M., J. M. . **Simulation der Verbrauchsverbesserung durch Gewichtsreduktion**. ATZ 12/2006.
- [12] DIRNDORFER, A. **The new generation of BMW All Wheel Drives**. Grazer Allradkongress 2009.
- [13] AYOUBI, M.; HEITZER, M. **Die neue Allradgeneration von BMW**. ATZ 11/2010.
- [14] SCHWARZ, R. **Integration von Allradsystemen im Fahrwerkreglevorbund**. CTI Symposium Berlin 2004.
- [15] BESSELINK, B. C. **Tractive efficiency of four wheel drive vehicles**. Automotive Engineering 2003.
- [16] LEFFLER, H. **XDrive und Fahrdynamikregelung im BMW X5**. 8. Grazer Allradkongress 2007.
- [17] MEIßNER, T. **Verbesserung der Fahrzeugquerdynamik durch variable Antriebsmomentenverteilung**. Audi-Dissertationsreihe 2008.
- [18] KOBER, W. **Simulationsgestützte Entwicklung einer integrierten Fahrdynamikregelung**. ATZ 10/2007.
- [19] GRUHLE, W. D. **Elektronisch vernetzte Fahrzeugfunktion mit Längsverteiler und Quersperre**. Grazer Allradkongress 2005.
- [20] PELCHEN, C. **Steigerung der Fahrzeugagilität und Fahrzeugsicherheit durch radmomentenbasierte Fahrdynamik**. 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2005.
- [21] BÜNTE, T. **Integrierte Fahrwerkregelung mit minimierter Kraftschlussausnutzung auf Basis dynamischer Inversion**. VDI-Bericht Nr. 1931 2006.
- [22] CIMATTI, F.; DELLACHA, P. **Development and implementation of a torque vectoring algorithm for an innovative 4WD driveline for a high performance vehicle**. Vehicle System Dynamics 2009.
- [23] PANZANI, G.; CORNO, M. **Designing On-Demand Four-Wheel-Drive Vehicles via Active Control of the Central Transfer Case**. IEEE Transactions on intelligent Transportation Systems 2010.
- [24] HEIBING, B. **Moderne Fahrwerksauslegung**. ÖVK Vortrag TU Graz 2007.

- [25] VOCKENHUBER, M.; EHMANN, M. **Expertentool für die klassische und modellbasierte Applikation von Traktionssystem-Architekturen**. 1. Automobiltechn. Kolloquium Garching 2009.
- [26] ROSINGER, W. **Sollgrößengenerierung für Fahrdynamikregelsysteme**. Dissertation TU Graz 2009.
- [27] GREGER, M. **Auswirkung einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik**. Dissertation TU-München 2006.
- [28] SEIFERT, G. **Die Fahrdynamik des neuen Porsche 911 Turbo**. ATZ 02/2001.
- [29] HEISSING, B.; BRANDL, H. **Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens**. Vogel Fachbuch 2002.
- [30] SCHÖGGL, P. **Methoden zur Motor und Antriebstrangoptimierung von Allradfahrzeugen**. Grazer Allradkongress 2005.
- [31] HEISSING, B. **Fahrwerksauslegung**. ÖVK-Vortrag TU-Graz 2004.
- [32] BEWERSDORF, S.; PFAU, J. **Simulation und Bewertung von Fahrdynamikeigenschaften im Grenzbereich**. ATZ 07/2007.
- [33] PRENNINGER, K. **Objektive Beurteilung der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen, insbesondere schwere Nutzfahrzeuge mittels modellbasierter Parameteridentifikation**. Dissertation TU Graz 2009.
- [34] ERJAWETZ, K. **All Wheel Drive Demonstrator Vehicle**. 6. Internationales CTI Symposium Berlin 2007.
- [35] PROKOP, G. **Fahrermodellierung durch modellbasierte praediktive Optimierung**. VDI-Tagung: Der Fahrer im 21. Jahrhundert Berlin Mai 2001.
- [36] HENZE, R. **Beurteilung von Fahrzeugen mittels Fahrermodell**. Dissertation TU Braunschweig 2004.
- [37] PRETTENTHALER, C.; VOCKENHUBER, M. **A holistic approach to the virtual and practical function development of traction control systems and vehicle dynamics control systems**. Allradkongress Spielberg April 2013.
- [38] WIKIPEDIA. URL: <http://de.wikipedia.org/wiki/Expertensystem>. Zugriff 16/12/2010.
- [39] HÖRBIGER-ANTRIEBSTECHNIK. **Lamellenhandbuch** URL: <http://de.pdfsb.com/hoerbiger>. Zugriff 14/01/2013.
- [40] ITO, I. **Intelligent Torque-Controlled Coupling**. Auto Technology 1/2002.
- [41] TSCHÖKE, H. **Betrachtungen zum Kraftstoffverbrauch von Pkw**. Magdeburger Wissenschaftsjournal 1-2/2001.
- [42] MUNDL, R. **Skriptum Reifentechnik**. TU Graz 2008.
- [43] MUNDL, R. **Kraftübertragung von Profilstollen auf Schneefahrbahnen**. VDI-Berichte Nr. 1224 1995.
- [44] GOERTZ, H. **Der intelligente Reifen-Ein Ansatz zum unfallfreien Verkehr**. RWTH Aachen 2006.
- [45] GRÜNBERG, H. **Untersuchung des Radradiantverhältnisses und des Schlupfaufkommens als Beitrag zur Fahrsicherheit**. VDI Bericht Nr. 378 1999.
- [46] MÜNCHHOFF, J. **Prädiktiver Straßenreibwert für zukünftige Fahrzeugsysteme**. Vortrag Bremstech 2004.
- [47] LEX, C.; EICHBERGER, A. **Methoden zur Ermittlung des Fahrbahn Kraftschlußpotenzials für Fahrerassistenzsysteme**. ATZ 12/2011.
- [48] STOCKER, M. **Analyse erreichbarer Funktionsvorteile für Fahrdynamik Regelsys-**

- teme durch eine online Reibwertschätzung.** Diplomarbeit FH-Joanneum Graz 2008.
- [49] HIRSCHBERG, W. **Fahrzeugdynamik Vorlesungsskriptum.** TU Graz 2009.
- [50] REIMPELL, J. **Fahrwerktechnik Grundlagen 4. Auflage.** Vogel Fachbuch 2000.
- [51] SHARMA, A. **Torque Accuracy & Hysteresis in the NV920.** Vorentwicklungsbericht MAGNA-Powertrain 2004.
- [52] SCHERF, H. **Modellbildung und Simulation dynamischer Systeme.** München: Oldenburg Wissenschaftsverlag, 2003.
- [53] HÖCK, M.; NETT, H. P. **Gesteigerte Effizienz und Fahrdynamik durch ein adaptives Allradsystem.** ATZ Artikel 11/2011.
- [54] VDI-GESELLSCHAFT ENTWICKLUNG KONSTRUKTION VERTRIEB. **Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen.** VDI-Richtlinie 2057 2002.
- [55] MITSCHKE, M. **Dynamik der Kraftfahrzeuge Band B: Schwingungen.** Springer Verlag 2004.
- [56] ECONOMIC COMMISSION EUROPE. **ECE-R13 Bremsen Teil I+II.** Genf 2004.
- [57] BREUER, B. **Bremsenhandbuch.** Vieweg-Verlag 2004.
- [58] ISERMANN, R. **Fahrdynamik Regelung.** Vieweg-Verlag 2006.
- [59] VAN ZANTEN, A. **Fahrdynamik und Fahrdynamikregelsysteme.** Car Training Institute 2004.
- [60] PLATTNER, P. **Modellbildung und Simulation aktiver Wankstabilisierung und Aufbaudämpfung.** Diplomarbeit FH-Joanneum Graz 2011.
- [61] VOCKENHUBER, M. **Driveability improvement as a result of interacting drivetrain & chassis systems.** Hyundai Powertrain Congress December 2010.
- [62] SAEGER, M. **Simulationsumgebung zur Untersuchung aktiver Wankstabilisierung in Verbindung mit einer Fahrdynamikregelung.** Haus der Technik 11/2003.
- [63] KARER, T. **Drehmomentmessung mit Drehzahlsensoren.** 5. CTI-Symposium Berlin 2006.
- [64] MITSCHKE, M. **Dynamik der Kraftfahrzeuge Band C: Fahrdynamik.** Springer Verlag 2004.
- [65] LEWERENZ, F.; RÖHRL, W. **Sportlich und sicher Auto fahren.** Motorbuch Verlag 2004.
- [66] MOHAN, S. **Torque Vectoring and 4 Wheel Steering.** SAE Detroit 2006.
- [67] HIRSCHBERG, W.; LANZER, H. **Prometheus CED2 Demonstrator Project; Final Report.** Steyr Daimler Puch 1993.
- [68] HIRSCHBERG, W. **Fahrzeugmesstechnik Vorlesungsskriptum.** TU Graz 2007.
- [69] GOTTSBERGER, G. **Verbesserung eines Fahrdynamik-Simulationsmodells durch Untersuchungen der reglerbedingten Fahrzeuglängsschwingungen.** Diplomarbeit FH Joanneum 2008.
- [70] HIRSCHBERG, W. **Tyre-The Essential Component for Traction and Vehicle Dynamics.** 8. Grazer Allradkongress 2007.
- [71] VDI-GESELLSCHAFT ENTWICKLUNG KONSTRUKTION VERTRIEB. **Unebenheiten von Schiene und Strasse als Schwingungsursache.** VDI Bericht Nr. 877 1991.
- [72] TESIS-DYNAWARE. **veDYNA 3.10 User Manual.** München 2010.
- [73] EHMANN, M.; BUTZ, T. **Raceline Optimierung und Fahrermodellierung für die Simualtion von Rennfahrzeugen in Echtzeit.** Tesis DYNAware GmbH 2004.

- [74] VOCKENHUBER, M.; FISCHER, R. **Abstimmung von Traktionsregelsystemen für Allradfahrzeuge mit Hilfe eines virtuellen Fahrermodells**. 8. Tagung Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben 2011.
- [75] FISCHER, R.; BUTZ, T. **Fahrermodell zur virtuellen Entwicklung von Fahrzeugregelsystemen**. ATZ 12/2011.
- [76] FISCHER, R.; VOCKENHUBER, M. **Sollwertgenerierung für die Fahrzeuglängsführung zur Auslegung von Fahrzeugregelsystemen**. 3. Berliner Fachtagung Fahrermodellierung 2010.
- [77] KOVACSITS, B. **Weiterentwicklung des veDYNA Fahrermodells und Implementierung verschiedener Fahrstile**. Diplomarbeit FH Joanneum 2009.
- [78] NICKEL, M. **Längs- und Querbeschleunigungen im Alltagsverkehr**. 12. EVU-Jahrestagung, Zürich 2003.
- [79] GÄRTNER, A.; SÄGER, M. **Simulationsumgebung zur Untersuchung aktiver Wankstabilisierung in Verbindung mit einer Fahrdanymikregelung**. Haus der Technik 2007.
- [80] BENMIMOUN, A. **Der Fahrer als Vorbild für Fahrerassistenzsysteme**. 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik 2004.
- [81] NISSING, D. **Hydraulische Fahrwerksysteme mit elektrohydraulischer Lenkung und aktiver Wankstabilisierung**. ATZ 03/2007.
- [82] ATZWANGER, K. **Kundenorientierung in der Fahrwerkstechnik**. ATZ 06/2006.
- [83] HÖHN, H.; MESSNARZ, R. **Software Engineering nach Automotive SPICE**. dpunkt.verlag GmbH 2009.
- [84] CASPER, T.; BASTIAN, K. **Funktions- und leistungsoptimiertes Allradsystem in einem Hochleistungsportwagen**. VDI-Bericht Nr. 1943 2006.
- [85] KUSAKABE, T.; SATO, Y. **Einfluss der Verlustleistung auf den Verbrauch bei Allradfahrzeugen**. ATZ 07-08/2010.
- [86] RILL, G. **Vehicle Dynamics Vorlesungsskriptum**. FH-Regensburg 2005.
- [87] BIAN, N.; GAMULESCU, C. **Fusion von Fahrzeug und Umgebungssensorik**. ATZ 09/2010.
- [88] KOLETZKO, C. **Konzept eines Querreglers für semiaktives Verstelldämpfersystem unter Berücksichtigung aktiver Wankstabilisierung**. fahrwerk.tech München 2005.
- [89] BEITZ, W.; GROTE, K. H. **Dubbel-Taschenbuch für den Maschinenbau**. 20. Auflage Springer-Verlag 2001.
- [90] ELLINGER, R.; POLLAK, B. **Simulation of advanced transmission systems and hybrid powertrains considering driveability aspects**. 6. Internationales CTI Symposium Berlin 2007.
- [91] NAUS, G. **Integrated Automotive Control**. Dissertation TUEindhoven 2007.
- [92] THE MATHWORK INC. **Fuzzy Logic Toolbox User's Guide**. Release 2008a.
- [93] SCHIMMEL, C. **Entwicklung eines fahrerbasierten Werkzeugs zur Objektivierung subjektiver Fahreindrücke**. Dissertation TU-München 2010.
- [94] MAIER, D. **Fahrermodell zur Fahrzeugbeurteilung**. Diplomarbeit TU Berlin 2007.
- [95] HEISSING, B. **Fahrwerkhandbuch 1.Auflage**. Vieweg-Verlag 2007.
- [96] FIALA, E. **Mensch und Fahrzeug 1.Auflage**. Vieweg-Verlag 2006.
- [97] ROBERT BOSCH GMBH. **Autoelektrik und Autoelektronik 4. Auflage**. Vieweg-Verlag 2002.