

Steuerung und Regelung des Lenkradmoments durch Nutzung radselektiver Frontantriebe

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

Dissertation

von

Jürgen Römer, M.Sc.

Tag der mündlichen Prüfung: 17. Dezember 2020
Referent: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Eric Sax

Kurzfassung

Der Energiebedarf von Fahrzeugen ist neben dem Antriebssystem auch durch zahlreiche Unterstützungssysteme beeinflusst. Um den Energiebedarf zu senken, bietet sich daher eine funktionale Integration verschiedener Systemkomponenten an. So ermöglicht der Einsatz radselektiver Antriebe an der gelenkten Achse neben dem Vortrieb gleichzeitig die Umsetzung einer Lenkkraftunterstützung. Die vorliegende Arbeit stellt hierfür eine an Steuerungsverfahren konventioneller Lenkkraftunterstützungssysteme angelehnte Methode zur Steuerung radselektiver Antriebe mit dem Ziel einer Reduktion des Lenkradmoments vor. Des Weiteren wird ein geregeltes Verfahren zur Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe unter Berücksichtigung der Fahrdynamik und des Energiebedarfs dargelegt. Der entwickelte optimale linear-quadratisch-integrale Regler erreicht eine hohe Regelgüte für das Lenkradmoment bei gleichzeitiger Gewährleistung der Fahrsicherheit. Darüber hinaus kann der Energiebedarf des Fahrzeugs auch im Vergleich zu einem Fahrzeug ohne Lenkkraftunterstützung gesenkt werden. Die Validierung erfolgt hierbei sowohl simulationsbasiert als auch in der Praxis mit einem Demonstratorfahrzeug im Maßstab 1:1,5.

Abstract

Vehicle's energy demand is influenced not only by the drive train but also by numerous auxiliary systems. A functional integration of various system components is therefore an option to reduce the vehicle's energy demand. Thus, the use of wheel-individual drives on the steered axle simultaneously allows propulsion and a power steering function. For this purpose, the present thesis provides a open-loop control method for wheel-individual drives with the aim of reduced steering wheel torque based on the control procedures of conventional steering assistance systems. Furthermore, a closed-loop control method for power steering using wheel-individual drives is presented. In addition to the reduction of steering wheel torque, this method takes driving dynamics and energy demand into account. The proposed optimal linear-quadratic-integral controller achieves a high control quality for the steering wheel torque while ensuring driving safety. In addition, the energy consumption of the vehicle can be reduced even compared to a vehicle without power steering system. The validation is carried out using simulation as well as a demonstrator vehicle on a scale of 1:1.5.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Wesentlichen während meiner Tätigkeit am Schaeffler Hub for Advanced Research am Karlsruher Institut für Technologie (SHARE am KIT) in der Abteilung Automatisierte Mobilität sowie als Doktorand am Institut für Fahrzeugsystemtechnik des KIT. Nach Abschluss dieser Dissertation bedanke ich mich bei allen, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ein großer Dank gilt Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin für die Betreuung dieser Arbeit. Sein stets in mich gesetztes Vertrauen und die mir gewährten Freiräume haben wesentlich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen. Zudem ermutigte er mich, meine Forschungsergebnisse in zahlreichen Veröffentlichungen und Tagungsbeiträgen zu präsentieren.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Eric Sax für die Übernahme des Korreferats, die unkomplizierte Zusammenarbeit und seine Flexibilität. Herzlichen Dank für die stets konstruktiven und zielführenden Anmerkungen und Anregungen.

Besonders bedanke ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Michael Frey. Sein stets freundschaftlicher und ermunternder Umgang und die fachliche sowie persönliche Förderung bleiben für mich von unschätzbarem Wert. Er hatte immer ein offenes Ohr und nahm sich immer, trotz eines übervollen Terminkalenders, Zeit für meine Anliegen.

Des Weiteren bedanke ich mich bei meinem sehr geschätzten Kollegen Herrn Philipp Kautzmann. Ohne ihn wäre diese Arbeit nicht in dieser Form möglich gewesen und keines der verwendeten Fahrzeuge hätte ein Fahrwerk.

Ein weiterer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Marcel Ph. Mayer. Ohne ihn wäre ich nicht in den Genuss der Arbeit am SHARE am KIT gekommen. Vielen Dank für die intensive persönliche und auch überfachliche Förderung.

Ebenso danke ich Herrn Dr.-Ing. Ralf Stopp, der mit dem SHARE am KIT einen inspirierenden und zukunftsweisenden Standort ins Leben gerufen und verwirklicht hat. Danke für die Möglichkeit, ein Teil dieser großartigen Gemeinschaft gewesen zu sein. Ebenso danke ich allen Kollegen für die angenehme und hilfreiche Zusammenarbeit sowie den zahlreichen Studenten für die tatkräftige Unterstützung. Ohne sie wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Ganz herzlich danke ich meiner Familie für das Ermöglichen meines bisherigen Lebenswegs, die immerwährende Unterstützung und das nie endende Vertrauen. Ebenso danke ich allen Freunden, die in all den Jahren oft auf mich verzichten mussten und dennoch immer für mich da waren.

Nicht zuletzt danke ich ganz besonders meiner Freundin für das akribische Korrekturlesen, den andauernden Rückhalt, ihre Stütze und das Verständnis in den harten Zeiten der Erstellung dieser Arbeit.

Ich danke Euch und Ihnen allen von Herzen.

Karlsruhe, 17.12.2020

Jürgen Römer

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis	XIII
1 Einleitung	1
1.1 Ausgangssituation und Problemstellung	1
1.2 Zielsetzung	2
1.3 Gliederung der Arbeit	3
2 Theoretische Grundlagen	5
2.1 Fahrdynamische Grundlagen	5
2.1.1 Lineares Einspurmodell	5
2.1.2 Eigenlenkverhalten	9
2.1.3 Fahrwiderstände	11
2.2 Fahrzeuglenksystem	12
2.2.1 Einflüsse des Fahrwerks auf das Lenksystem	14
2.2.2 Lenkgefühl und Fahrer-Handmoment	18
2.2.3 Differentielle Wahrnehmbarkeitsschwelle von Lenk- momenten	19
2.2.4 Lenkkraftunterstützung	21
2.3 Regelungstechnische Grundlagen	25
2.3.1 Optimale Regelung	26
2.3.2 Güte einer Regelung	33
2.3.3 Steuer- und Beobachtbarkeit	36
3 Stand des Wissens	37

3.1	Fahrdynamikregelung	37
3.2	Regelung einer Lenkkraftunterstützung	40
3.3	Beeinflussung der Lenkung über radselektives Antreiben oder Bremsen	44
3.4	Zusammenfassung und Ableitung des Forschungsbedarfs . .	47
4	Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe . .	51
4.1	Entwicklungsplattform für Lenkung und Fahrwerk	53
4.2	Modellbildung	56
4.2.1	Erweitertes Fahrzeugmodell	56
4.2.2	Nick- und Wankmodell	59
4.2.3	Reifenmodell	61
4.2.4	Lenkmodell	63
4.2.5	Gierraten-Referenzmodell	67
4.3	Steuerung des Lenkradmoments	68
4.4	Optimale Regelung des Lenkradmoments	72
4.4.1	Soll-Lenkradmoment	72
4.4.2	Berücksichtigung der Energieverluste	74
4.4.3	Entwurf der Regelung	78
4.4.4	Überprüfung der Steuer- und Beobachtbarkeit	83
4.4.5	Wichtung der Reglerziele	84
4.4.6	Fahrzustandsabhängige Adaption der Reglerparameter	85
4.4.7	Stellgrößenbeschränkung und Anti-Windup	86
4.4.8	Umgesetztes Gesamtkonzept	88
5	Simulationsbasierte Analyse und Bewertung der Lenk- kraftunterstützung	89
5.1	Simulationsumgebung und Analysemethodik	89
5.2	Quasi-stationäre Kreisfahrt nach ISO 4138	92
5.2.1	Gesteuerte Lenkkraftunterstützung	93
5.2.2	Geregelte Lenkkraftunterstützung	94

5.3	Dauersinus nach ISO 7401	96
5.3.1	Gesteuerte Lenkkraftunterstützung	97
5.3.2	Geregelte Lenkkraftunterstützung	99
5.4	Doppelter Spurwechsel nach ISO 3888-1	100
5.4.1	Gesteuerte Lenkkraftunterstützung	101
5.4.2	Geregelte Lenkkraftunterstützung	103
5.5	Lenkwinkelsprung nach ISO 7401	104
5.5.1	Gesteuerte Lenkkraftunterstützung	104
5.5.2	Geregelte Lenkkraftunterstützung	106
5.6	Lenken auf μ -Split	107
5.6.1	Gesteuerte Lenkkraftunterstützung	108
5.6.2	Geregelte Lenkkraftunterstützung	109
5.7	Realitätsnaher Fahrzyklus – Real Driving Emissions	110
5.7.1	Gesteuerte Lenkkraftunterstützung	113
5.7.2	Geregelte Lenkkraftunterstützung	114
5.7.3	Bewertung des Energiebedarfs	115
5.8	Untersuchung zur funktionalen Sicherheit	118
5.9	Anforderungen an das Fahrwerk	122
5.10	Fazit	125

6 Validierung der Lenkkraftunterstützung mittels Fahrversuchen 127

6.1	Quasi-stationäre Kreisfahrt nach ISO 4138	127
6.1.1	Gesteuerte Lenkkraftunterstützung	127
6.1.2	Geregelte Lenkkraftunterstützung	129
6.2	Dauersinus nach ISO7401	130
6.2.1	Gesteuerte Lenkkraftunterstützung	130
6.2.2	Geregelte Lenkkraftunterstützung	131
6.3	Lenkwinkelsprung nach ISO 7401	132
6.3.1	Gesteuerte Lenkkraftunterstützung	132
6.3.2	Geregelte Lenkkraftunterstützung	133

6.4	Lenken im Stand	134
6.5	Realitätsnaher Fahrzyklus	135
6.5.1	Gesteuerte Lenkkraftunterstützung	136
6.5.2	Geregelte Lenkkraftunterstützung	137
6.6	Fazit	138
7	Übertragung und Verwertung der Erkenntnisse	139
7.1	Elektrische Achse	139
7.2	Knicklenker	141
7.3	Lastenräder	142
7.4	Formula Student Driverless	143
8	Zusammenfassung und Ausblick	145
8.1	Zusammenfassung	145
8.2	Ausblick	147
A	Anhang	151
A.1	Räumliche Darstellung der Lenkachse	151
A.2	Technische Daten des Demonstratorfahrzeugs	152
A.3	Validierung der Simulationsmodelle für die Regelung	154
A.3.1	Radlasten	156
A.3.2	Seitenkräfte	157
A.3.3	Längskräfte	158
A.3.4	Zustandsgrößen	159
A.3.5	Lenkmodell	160
A.4	Matrizen für Zustandsraumdarstellung	162
A.5	Detaillierte Auswertung des RDE Fahrzyklus	164
	Abbildungsverzeichnis	167
	Tabellenverzeichnis	173
	Literaturverzeichnis	175

Eigene Veröffentlichungen	193
Betreute Abschlussarbeiten	195
Patente und Offenlegungen	199

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Formelzeichen

A	Systemmatrix	–
B	Eingangsmatrix	–
C	Ausgangsmatrix	–
D	Durchgangsmatrix	–
E	Störgrößenmatrix	–
e	Richtungsvektor (normiert)	–
F	Störgrößenmatrix	–
H	Hamiltonmatrix	–
I	Einheitsmatrix	–
K	Zustandsrückführungsmatrix	–
n	Einheitsvektor	–
P	Hilfsmatrix	–
Q	Wichtungsmatrix	–
R	Wichtungsmatrix, Rotationsmatrix	–
S	Wichtungsmatrix	–
T	Transformationsmatrix	–
u	Stellgrößenvektor, Einheitsvektor	–
V	Hilfsmatrix	–

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

\mathbf{x}	Zustandsvektor	–
\mathbf{y}	Ausgangsvektor	–
\mathbf{z}	Störgrößenvektor	–
\overline{EG}	Lenkachse	–
A	Querspanfläche	m^2
a	Fahrzeugbeschleunigung	m/s^2
B	Steifigkeitsfaktor Magic Formula	–
b	Fahrzeugbreite	m
C	Formfaktor Magic Formula	–
c	Steifigkeit	N/rad
D	Maximalwert Magic Formula	–
d	Störgröße	–
D_A	Gradientenfaktor	–
E	Energie	J
E	Krümmungsfaktor Magic Formula	–
e	Regelabweichung	–
e_z	Degressivitätsfaktors	–
F	Kraft	N
f	Frequenz	Hz
h	Höhe	m
I	Strom	A
i	Übersetzung	–
J	Gütefunktional	–
J	Rotationsträgheit	kgm^2
K	Faktor	–

k	konstanter Faktor, Beiwert	–
K_A	Degressivitätsfaktor	–
l	Länge	m
M	Moment	Nm
m	Fahrzeugmasse	kg
MP	Momentanpol	–
n	Gesamtnachlauf	m
P	Leistung	W
p	Pedalposition	–
q	Radlasthebelarm	m
R	Kurvenradius	m
R	Ohmscher Widerstand	Ω
r	Reifenradius, Hebelarm, Versatz	m
S	Schwerpunkt, Versatzparameter Magic Formula	–
s	Spurweite, Weg	m
t	Zeit	s
T_ϵ	Beruhigungszeit	s
T_I	Anti-Windup Zeitkonstante	s
T_m	Überschwingzeit	s
u	Stellgröße	–
v	Geschwindigkeit	m/s
W	Radaufstandspunkt	–
w	Führungsgröße	–
y	Regelgröße	–
Δh	Überschwingweite	Nm

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

\dot{v}	Fahrzeugbeschleunigung	m/s^2
\dot{q}	Zahnstangengeschwindigkeit	m/s
α	Schräglaufwinkel, Winkel	rad
β	Schwimmwinkel	rad
$\ddot{\Psi}$	Gierbeschleunigung	rad/s^2
δ	Radlenkwinkel	rad
$\dot{\Psi}$	Gierrate	rad/s
ϵ_v	Sturzwinkel	rad
η	Wirkungsgrad	–
κ	Längsschlupf	–
λ	Winkel zwischen Radhochachse und Lenkachse	rad
μ	Reibwert	–
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
ω_B	Bandbreite	Hz
ϕ_R	Phasenrand	deg
Ψ	Gierwinkel	rad
ρ	Krümmungsradius	m
ρ	Luftdichte	kg/m^3
σ	Abweichung/Streuung	Nm
σ	Spreizungswinkel	rad
τ	Nachlaufwinkel	rad

Indizes

0	Index für Lenkrollradius, Start
*	Optimalwert, gemessene Größe
A	Ackermann-Anteil, Anströmung, Durchstoßpunkt, Antrieb, Anker
a	absolut
Assist	Unterstützung
B	Beschleunigung, Bremsen, Beobachtbarkeit, Betrieb
dyn	dynamisch
E	Inertialsystem
e	Index für Gütefunktional
EG	bezüglich Eigenlenkgradient
EM	Elektrische Maschine
EPS	bezüglich Lenkkraftunterstützung
F	Aufgrund einer Kraft
Fahrwerk	Anteil durch Fahrwerk bedingt
frei	freie Bewegung
ges	Gesamt
H	Hand, Lenkrad, Horizontal
h	hinten
I	Integrator
i	Radposition
ist	Ist-Größe
k	konstruktiv
L	Luft, Lenkung

l	links
lin	linearisiert
LURA	bezüglich LKU mittels radselektiver Antriebe
M	Motor
max	Maximalwert
opt	Optimalwert
R	Rad, Rollen, Reifen
r	rechts
reakt	Reaktion
red	reduziert
ref	Referenzwert
S	Steigung, Seite, Steuerbarkeit
soll	Soll-Größe
std	Standard
T	Reifen
t	Index für Motorkonstante
tol	Toleranz
TV	Anteil durch Torque Vectoring bedingt
u	Übergang
V	Verluste, Vertikal
v	vorne
virt	virtuell
Vortrieb	Vortrieb
W	Widerstand, Wicklung
w	bezüglich Führungsgröße

x	Längsrichtung im kartesischen Koordinatensystem
y	Querrichtung im kartesischen Koordinatensystem
z	Hochachse im kartesischen Koordinatensystem
zz	Wirkrichtung und Anteil in Hochachse
α	bezüglich Schräglauf
δ	bezüglich Lenkwinkel
μ -Split	bezüglich μ -Split
τ	bezüglich Nachlauf

Abkürzungen

ABS	Anti-Blockier-System
ASIL	Automotive Safety Integrity Levels
DIN	Deutsches Institut für Normung
E-Achse	Elektrische Achse
ECE	(United Nations) Economic Commission for Europe
EG	Eigenlenkgradient
EHPS	Electro-Hydraulic Power Steering
ELF	Entwicklungsplattform für Lenkung und Fahrwerk
EPS	Electric Power Steering
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
EU	Europäische Union
FuSi	Funktionale Sicherheit
HPS	Hydraulic Power Steering
HV	Hoch-Volt

I	Integral
IMU	Inertial Measurement Unit
ISO	International Organization for Standardization
JND	Just Noticeable Difference
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
konv.	konventionell
LKU	Lenkkraftunterstützung(ssystem)
LQ	linear-quadratisch
LQG	linear-quadratisch-gaußsch
LQI	linear-quadratisch-integral
LTR	Loop Transfer Recovery
LURA	Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe
NPE	Nationale Plattform Elektromobilität
NRMSE	Normalized Root Mean Square Error
P	proportional
PI	proportional-integral-differential
PI	proportional-integral
Pkw	Personenkraftwagen
PMS	Permanentmagneterregte Synchronmaschine
RC	Remote Control
RDE	Real Driving Emissions
TV	Torque Vectoring
WLAN	Wireless Local Area Network

Konstanten

g Erdbeschleunigung $9,81 \text{ m/s}^2$

Bezeichnungsgrundsätze

x, X skalare Größe

\bar{x}, \bar{X} Mittelwert einer skalaren Größe

X Matrix

x vektorielle Größe

$x_{i,j}$ Einträge der Matrix X

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation und Problemstellung

Elektromobilität – eines der aktuellen Schlagworte aus der Automobilbranche. Jedoch ist die Reaktion der Bevölkerung auf diese technische Zeitenwende der Mobilität eher verhalten. So kann das von der Bundesregierung in [16] ursprünglich gesteckte Ziel von einer Million Elektrofahrzeuge auf Deutschlands Straßen bis zum Jahr 2020 nicht mehr erreicht werden. Die Nationale Plattform Elektromobilität (NPE) kommt in [70] zum Schluss, dass ausgehend von der derzeitigen Marktdynamik dieses Ziel voraussichtlich frühestens im Jahr 2022 erreicht werden kann. Gründe sind hierbei: Elektrofahrzeuge sind vergleichsweise teuer, es gibt nur wenige Modelle und die Reichweite einer Batterieladung liegt meist unterhalb der eines Verbrenners. Das ambitionierte Vorhaben, Deutschland als Leitmarkt für Elektromobilität zu etablieren, gerät somit ins Wanken. Dabei bieten elektrische Antriebe die Möglichkeit zahlreicher neuer Funktionen.

So werden beispielsweise die sich bereits in Serie befindlichen Systeme zur radindividuellen Drehmomentenvariation (Torque Vectoring) effizienter in Elektrofahrzeugen umgesetzt (siehe z.B. [21, 69, 14, 17, 39, 51, 58]) oder Wechselwirkungen mit anderen Teilsystemen analysiert (z.B. in [53, 90, 38, 54, 105, 77]). Demnach kann durch die Nutzung radselektiver Antriebe bspw. eine Lenkkraftunterstützung realisiert werden und hierdurch der konventionelle Lenksystemaktor entfallen – eine Möglichkeit um Kosten und Gewicht im Fahrzeug zu senken. Eine Umsetzung in die Serie ist hierbei bislang allerdings noch nicht erfolgt.

Ein Grund hierfür könnte die fehlende Kombination einer derartigen Lenkkraftunterstützung mit den bekannten Verfahren für Fahrkomfort, Fahrsicherheit und Energiebedarf sein. Um jedoch die kundenrelevanten Ziele Kostensenkung und Reichweitenerhöhung zu erreichen, ist eine ganzheitliche Betrachtung der wechselwirkenden Fahrzeugkomponenten sinnvoll oder gar erforderlich. So kann über die Integration von Funktionen eine Einsparung von Bauteilen, Masse und Energie erfolgen sowie, je nach Anwendungsfeld, die Wertschöpfungskette erweitert werden [19, 4].

1.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit ist daher die kombinierte Betrachtung einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe mit dem ganzheitlichen Ziel den gewünschten Lenkkomfort zu gewährleisten und dabei den gewohnten Fahrkomfort sowie die Fahrsicherheit aufrechtzuerhalten und gleichzeitig den Energiebedarf zu senken. Dabei sollen neben der Klärung der offenen Forschungsfrage, ob eine derartige Form der Lenkkraftunterstützung umsetzbar ist, die folgenden Fragestellungen nach

- einem geeigneten Regelungssystem für eine praxistaugliche Umsetzung,
- der Vergleichbarkeit der Lenkkraftunterstützung mit konventionellen Verfahren,
- der Senkung des Energiebedarfs bei gleichzeitiger Erzeugung des gewünschten Lenkmoments,
- dem Gewährleisten einer sicheren Fahrdynamik,
- dem Sicherstellen der Funktion von konventionellen Assistenzsystemen (z. B. ABS, ESP usw.),
- der Einsatzfähigkeit für alle relevanten Fahrsituationen und der Grenze des Einsatzbereichs

beantwortet werden.

1.3 Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit beginnt mit den theoretischen Grundlagen der für eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe relevanten Bereiche Fahrdynamik, Lenksystem und Regelungstechnik (Kapitel 2). Ausgehend davon wird in Kapitel 3 der Stand des Wissens zur Fahrdynamikregelung, Lenkkraftunterstützung und deren gegenseitige Beeinflussung dargestellt, sowie der aktuelle Forschungsbedarf abgeleitet.

Darauf aufbauend wird in Kapitel 4 sowohl ein gesteuertes als auch ein geregeltes Verfahren für eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Frontantriebe entwickelt. Hierbei werden das Lenkradmoment, die Fahrdynamik, Reifenverluste und der Energiebedarf des Fahrzeugs berücksichtigt. Kapitel 5 nutzt die Simulationsumgebung IPG CARMAKER [48], um die entwickelten Verfahren simulationsbasiert zu analysieren und zu bewerten. Ebenso erfolgen Untersuchungen hinsichtlich der Einflüsse auf den Energiebedarf und die funktionale Sicherheit sowie Anregungen für die Fahrwerksentwicklung.

In Kapitel 6 erfolgt die Validierung der Lenkkraftunterstützungsverfahren anhand eines Demonstratorfahrzeugs im Maßstab 1:1,5. Es folgt die Übertragung der gewonnenen Erkenntnisse auf andere Antriebskonfigurationen und Fahrzeugkonzepte (Kapitel 7). Die Arbeit endet mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick in Kapitel 8.

2 Theoretische Grundlagen

Im Folgenden werden, ausgehend von der Beschreibung der Fahrdynamik, die Grundlagen von Lenksystemen in Fahrzeugen sowie Systeme zur Lenkkraftunterstützung vorgestellt. Darauf aufbauend folgt die Darstellung typischer Verfahren im Bereich der Fahrdynamik- und Lenkkraftunterstützungsregelung.

2.1 Fahrdynamische Grundlagen

Die Fahrdynamik beschreibt die Bewegung eines Fahrzeugs aufgrund von Kräften und Momenten. Im Folgenden werden zunächst die grundlegenden Zusammenhänge der Fahrdynamik am linearen Einspurmodell dargelegt. Es folgt die Beschreibung der Einflüsse von Lenkbewegungen auf das Gierverhalten des Fahrzeugs und die Bewertung anhand des Eigenlenkverhaltens sowie die Einflüsse diverser Fahrwiderstände auf die Fahrzeugbewegung.

2.1.1 Lineares Einspurmodell

Das lineare Einspurmodell zählt zu den einfachsten und am meisten verbreiteten Modellen zur Beschreibung der Dynamik von Fahrzeugen. Es dient im Folgenden zur Einführung der wichtigsten fahrdynamischen Größen und später als Grundlage für die modellbasierte Regelung. Der Grundgedanke hinter dem linearen Einspurmodell ist, das Fahrzeug durch eine achsweise

Zusammenfassung der jeweiligen Räder abzubilden (siehe Abbildung 2.1). Des Weiteren wird vereinfachend die Masse m des Fahrzeugs im Schwerpunkt S zusammengefasst und die Schwerpunkts­geschwindigkeit v sei tangential zur Bahnkurve des Fahrzeugs gerichtet. Hub-, Nick-, und Wankbewegungen sowie Änderungen der Radlastverteilung werden vernachlässigt, ebenso bleiben Fahrwerkparameter unberücksichtigt. Somit ist das Modell bis zu einer Querbeschleunigung von $a_y \approx 4 \text{ m/s}^2$ gültig. [76, 86] Dieser Bereich repräsentiert gleichzeitig den Fahrdynamikbereich, der in der Regel von Normalfahrern befahren wird. So bleiben nach Lamm [60] ca. 85 % der Fahrer bei der Fahrt auf einer trockenen Bundesstraße unter $a_y = 4,4 \text{ m/s}^2$. Laut Smith u. a. [93] erreichen Durchschnittsfahrer sogar nur in den seltensten Fällen Querbeschleunigungen größer $a_y = 2,9 \text{ m/s}^2$.

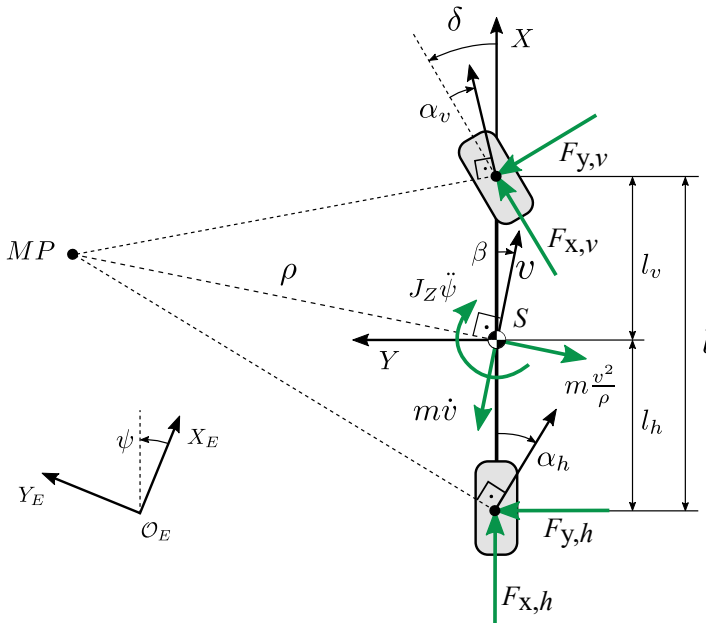


Abb. 2.1 Einspurmodell – Darstellung fahrdynamischer Größen. [119]

Fährt das Fahrzeug wie dargestellt in einer Kreisfahrt, entsteht ein Kräftegleichgewicht zwischen den Trägheits- und den Reifenkräften. Zur Darstellung der Kräfte- und Momentenbilanz wird die Definition des Koordinatensystems nach ISO 8855 (basierend auf DIN 70000) [15] genutzt: die x -Achse ist entlang der Fahrzeugachse nach vorne gerichtet, die y -Achse senkrecht dazu nach links und die z -Achse senkrecht zu der Fahrbahn nach oben. Der Koordinatenursprung ist der Fahrzeugschwerpunkt S . In einer Kurvenfahrt bildet sich zwischen der Richtung der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Fahrzeuglängsachse der Schwimmwinkel β . Das Fahrzeug giert dabei um die Hochachse mit der Gierrate $\dot{\psi}$. Die Radlenkwinkel der beiden Vorderräder werden zu einem gemeinsamen Radlenkwinkel δ zusammengefasst. Die Drehbewegung des Fahrzeugs erfolgt mit dem Krümmungsradius ρ um den Momentanpol MP , der durch den Schnittpunkt zwischen den Senkrechten der Radgeschwindigkeiten der Hinterachse und der gelenkten Vorderachse dargestellt wird.

Die NEWTONSche Bewegungsgleichung in x -Richtung ergibt sich somit mit den Längskräften $F_{x,v/h}$ und den Seitenkräften $F_{y,v/h}$ nach Mitschke u. a. [68] und Heißing u. a. [36] zu

$$m \frac{v^2}{\rho} \sin \beta - m\dot{v} \cos \beta + F_{x,h} + F_{x,v} \cos \delta - F_{y,v} \sin \delta = 0 \quad (2.1)$$

und in y -Richtung zu

$$m \frac{v^2}{\rho} \cos \beta + m\dot{v} \sin \beta - F_{y,h} - F_{x,v} \sin \delta - F_{y,v} \cos \delta = 0. \quad (2.2)$$

Mit dem Drallsatz um die z -Achse ergibt sich mit der Rotationsträgheit J_{zz} und den Abständen zum Schwerpunkt $l_{v/h}$ das Momentengleichgewicht zu

$$J_{zz} \ddot{\psi} - (F_{y,v} \cos \delta + F_{x,v} \sin \delta) l_v + F_{y,h} l_h = 0. \quad (2.3)$$

Für eine dynamische Betrachtung werden die Gleichungen (2.1) bis (2.3) aufbereitet. Es gilt der Zusammenhang

$$\frac{v^2}{\rho} = v (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \quad (2.4)$$

und die lineare Darstellung der Seitenkräfte über

$$F_{y,v} = c_{\alpha,v} \alpha_v \quad (2.5)$$

$$F_{y,h} = c_{\alpha,h} \alpha_h \quad (2.6)$$

mit den zwischen der Längsachse der Räder und der jeweiligen Geschwindigkeitsrichtung entstehenden Schräglaufwinkel $\alpha_{v/h}$ und den Schräglaufsteifigkeiten $c_{\alpha,v/h}$. Weiterhin gilt für die Schräglaufwinkel

$$\tan(\delta - \alpha_v) = \frac{l_v \dot{\psi} + v \sin \beta}{v \cos \beta} \quad (2.7)$$

$$\tan \alpha_h = \frac{l_h \dot{\psi} - v \sin \beta}{v \cos \beta} \quad (2.8)$$

bzw. nach Linearisierung für kleine Lenk- und Schwimmwinkel

$$\alpha_v = \delta - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v} \quad (2.9)$$

$$\alpha_h = -\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v}. \quad (2.10)$$

Somit können die Bewegungsgleichungen über

$$\dot{\beta} = \frac{1}{mv} \left[-m\dot{v}\beta + c_{\alpha,v} \left(\delta - \beta - l_v \frac{\dot{\psi}}{v} \right) + c_{\alpha,h} \left(-\beta + l_h \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \right] - \dot{\psi} \quad (2.11)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_{zz}} \left[c_{\alpha,v} l_v \left(\delta - \beta - l_v \frac{\dot{\psi}}{v} \right) - c_{\alpha,h} l_h \left(-\beta + l_h \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \right] \quad (2.12)$$

dargestellt werden.

2.1.2 Eigenlenkverhalten

Das Eigenlenkverhalten beschreibt den Zusammenhang zwischen der Lenkbewegung und dem Gierverhalten von Fahrzeugen. Bei der stationären Kreisfahrt mit konstantem Radius ρ und konstanter Geschwindigkeit v gelten $\ddot{\psi} = 0$ und $\dot{\beta} = 0$. Mit $a_y = v^2/\rho$ und $l = l_v + l_h$ ergibt sich aus den Gleichungen (2.2), (2.5), (2.6), (2.9) und (2.10)

$$c_{\alpha,v} \left(\delta + \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v} \right) = m a_y \frac{l_h}{l} \quad (2.13)$$

$$c_{\alpha,h} \left(\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v} \right) = m a_y \frac{l_v}{l}. \quad (2.14)$$

Die Gierrate kann über $\dot{\psi} = v/\rho$ direkt in Abhängigkeit der Bahnwinkelgeschwindigkeit ausgedrückt werden. Aufgelöst nach dem Lenkwinkel δ ergibt sich somit für den Lenkwinkelbedarf einer stationären Kreisfahrt [36]:

$$\delta = \underbrace{\frac{l}{\rho}}_{\text{stationär}} + \underbrace{\frac{m}{l} \left(\frac{l_h}{c_{\alpha,v}} - \frac{l_v}{c_{\alpha,h}} \right)}_{\text{querbeschleunigungsabhängig}} a_y. \quad (2.15)$$

Der Lenkwinkelbedarf setzt sich somit aus einem stationären ACKERMANN-Anteil $\delta_A = l/\rho$ und einem dynamischen, querbeschleunigungsabhängigen Anteil zusammen. [50] Ist der querbeschleunigungsabhängige Anteil null, d.h. der Lenkwinkelbedarf rein durch geometrische Größen bestimmt, spricht man von einem neutralen Fahrverhalten. Die Schräglaufwinkel sind hierbei an den Vorder- und Hinterrädern identisch. Bei untersteuerndem Fahrverhalten schiebt das Fahrzeug über die Vorderachse und der Lenkradwinkelbedarf steigt in Abhängigkeit der Querbeschleunigung, da die Schräglaufwinkel vorne größer als hinten werden. Bei gleichem Lenkradwinkel ist hierbei die Gierrate kleiner als bei neutralem Fahrverhalten, das Fahrzeug verhält sich träger. Bei einem übersteuernden Fahrverhalten neigt das Heck zum

Ausbrechen, da das Fahrzeug stärker giert als bei neutralem Fahrverhalten. Das Fahrzeug wirkt agiler. Ebenso sinkt der Lenkradwinkelbedarf, da die Schräglaufwinkel an den Vorderrädern kleiner als an den Hinterrädern werden. Dieses Fahrverhalten ist für Normalfahrer schwierig zu beherrschen, da zur Kurshaltung eventuell gegengelenkt werden muss. [36]

Eine quantitative Aussage über das Eigenlenkverhalten wird über den Eigenlenkgradienten EG möglich. Der querbeschleunigungsabhängige Anteil aus Gleichung (2.15) wird im Verfahren nach BERGMANN dazu genutzt, um das Lenkverhalten des Fahrzeugs zu klassifizieren. Durch die Untersuchung der Änderung des Lenkwinkels über die Querbeschleunigung nach

$$EG = \frac{d\delta}{da_y} = \frac{m}{l} \left(\frac{l_h}{c_{\alpha,v}} - \frac{l_v}{c_{\alpha,h}} \right) \quad (2.16)$$

kann der Eigenlenkgradient EG zur Beurteilung des Lenkverhaltens des Fahrzeugs herangezogen werden (siehe Abbildung 2.2). So definiert BERGMANN bei $EG < 0$ das Lenkverhalten als übersteuernd, $EG = 0$ als neutral und $EG > 0$ als untersteuernd. [36]

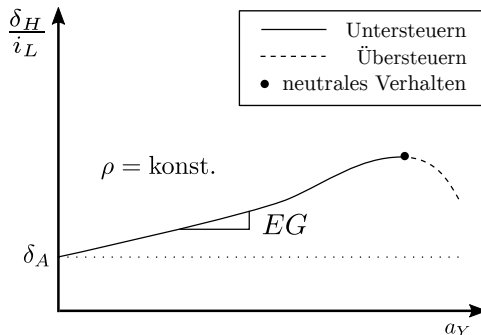


Abb. 2.2 Eigenlenkverhalten – Lenkradwinkel über Querbeschleunigung ([119], nach Heißing u. a. [36] und Mitschke u. a. [68])

2.1.3 Fahrwiderstände

Der Energie- und Leistungsbedarf des Fahrzeugs wird durch während der Fahrt auftretende Fahrwiderstände bestimmt (siehe Abb. 2.3). Diese lassen sich nach Heißing u. a. [36] in Widerstände bei stationärer und instationärer Fahrt unterteilen. Stationäre Kräfte sind Rad- $F_{W,R}$, Luft- $F_{W,L}$ und Steigungswiderstandskräfte $F_{W,S}$. Instationär sind die Widerstandskräfte $F_{W,B}$, die bei Beschleunigen oder Bremsen des Fahrzeugs aufgrund von Massenträgheiten des Fahrzeugs auftreten.

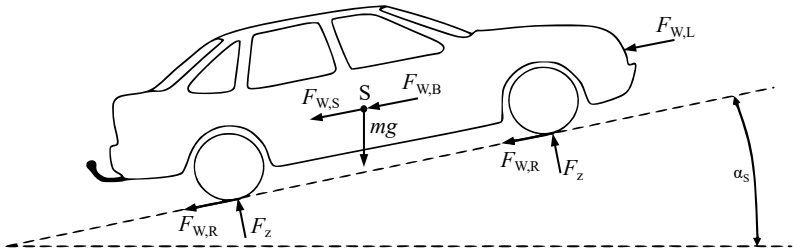


Abb. 2.3 Fahrwiderstände bei beschleunigter Fahrt und Steigung (nach Gauterin u. a. [30]).

Die Radwiderstandskraft $F_{W,R}$ setzt sich hierbei aus mehreren Anteilen wie Rollwiderstand, Fahrbahnwiderstand, Schräglaufwiderstand und Reibwiderständen zusammen. In der Praxis wird der gesamte Radwiderstand mit dem Rollwiderstand gleichgesetzt, da die einzelnen Anteile nur schwer bzw. nicht getrennt ermittelt werden können [36]. Da sich der Rollwiderstand praktisch linear zur Radlast F_z verhält, wird die Rollwiderstandskraft und somit die Radwiderstandskraft üblicherweise über

$$F_{W,R} = k_R \cdot F_z \quad (2.17)$$

mit dem Rollwiderstandsbeiwert k_R ausgedrückt.

Die Luftwiderstandskraft $F_{W,L}$ besteht hauptsächlich aus Druckwiderstand und Reibungswiderstand und kann somit nach Mitschke u. a. [68] über den c_w -Wert, die Luftdichte ρ , der Querspanntfläche A und der Anströmgeschwindigkeit v_A mit

$$F_{W,L} = c_w A \frac{\rho}{2} v_A^2 \quad (2.18)$$

abgebildet werden. Bei einer Steigung α_S wirkt anteilig die Gewichtskraft aus Fahrzeugmasse m und Erdbeschleunigung g der Fahrzeugbewegung entgegen. Es bildet sich die Steigungswiderstandskraft $F_{W,S}$ zu

$$F_{W,S} = mg \sin(\alpha_S). \quad (2.19)$$

Die Beschleunigungswiderstandskraft $F_{W,B}$ setzt sich aus translatorischer Trägheitskraft, rotatorischer Beschleunigung der sich drehenden Teile des Fahrzeugantriebsstrangs (Räder, Getriebe, Motor) mit dem reduzierten Massenträgheitsmoment J_{red} , dem Radhalbmesser r_{dyn} und der Längsbeschleunigung a_x zu

$$F_{W,B} = \left(m + \frac{J_{\text{red}}}{r_{\text{dyn}}^2} \right) a_x \quad (2.20)$$

zusammen.

Die Gesamtwiderstandskraft $F_{W,\text{ges}}$ kann schließlich zu

$$F_{W,\text{ges}} = 4F_{W,R} + F_{W,L} + F_{W,S} + F_{W,B}. \quad (2.21)$$

zusammengefasst werden.

2.2 Fahrzeuglenksystem

Das Lenksystem bildet die Schnittstelle zwischen Fahrer und Fahrzeug und dient zur Beeinflussung der Fahrzeug-Querbewegung. In heutigen Pkws wird

fast ausschließlich die Achsschenkellenkung eingesetzt. Hierbei sind die wesentlichen Komponenten des Lenksystems: Lenkrad, Lenksäule, Lenkgetriebe inkl. Zahnstange, Spurstange, Spurhebel und Radträger (siehe Abb. 2.4). [76]

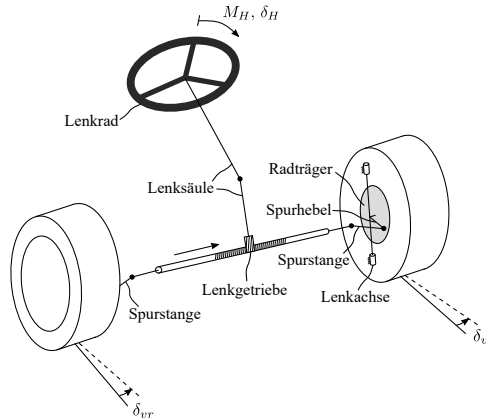


Abb. 2.4 Schematischer Aufbau einer Lenkung (nach [20] aus [119], bearb.).

Bei einer Lenkbewegung prägt der Fahrer zunächst ein Lenkradmoment M_H am Lenkrad auf. Dieses Moment wird über die Lenksäule an das Lenkgetriebe weitergeleitet. Dort erfolgt an der Zahnstange die Umsetzung der Rotationsbewegung in eine Translationsbewegung. Die entstehende Kraft wird anschließend über die Spurstange und den Spurhebel an den Radträger weitergereicht. Das dort entstehende Moment M_L um die Lenkachse resultiert in einer Rotationsbewegung um die Lenkachse. Das Rad ist am Radträger befestigt und wird nun um den Radlenkwinkel $\delta_{v,l}$ bzw. $\delta_{v,r}$ verdreht. Das Verhältnis zwischen dem Lenkraddrehwinkel δ_H und dem mittleren Radlenkwinkel wird als Lenkübersetzung i_L bezeichnet:

$$i_L = \frac{\delta_H}{\frac{1}{2} (\delta_{v,l} + \delta_{v,r})} \quad (2.22)$$

Der durch die Lenkbewegung des Rades erzeugte Schräglauf erzeugt nun Seitenkräfte, die das Fahrzeug auf eine Kurvenbahn bringen.

2.2.1 Einflüsse des Fahrwerks auf das Lenksystem

Das Fahrwerk hat neben der Beeinflussung der Fahrdynamik auch großen Einfluss auf das Lenksystem und das Lenkverhalten des Fahrzeugs. Die wichtigsten Kenngrößen des Fahrwerks sind am Beispiel eines Doppeldreiecklenkers in Abbildung 2.5 dargestellt.

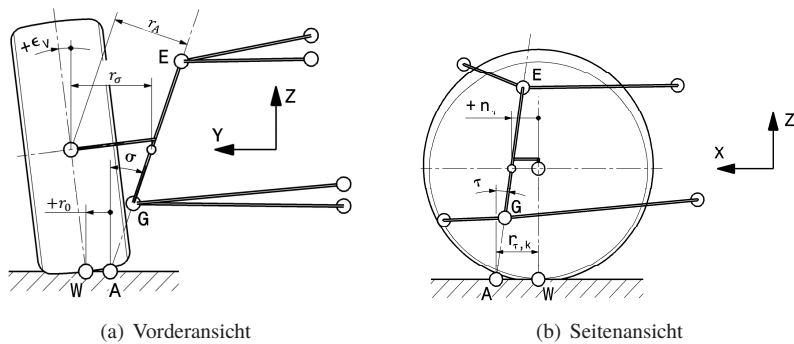


Abb. 2.5 Kenngrößen von Lenkgeometrien am Beispiel eines Doppeldreiecklenkers (Matschinsky [65], bearb.).

Die Lenkachse \overline{EG} ist hierbei durch die Position des oberen und unteren Dreieckslenker bestimmt. Sie ist um den Spreizungswinkel σ in Querrichtung und den Nachlaufwinkel τ in Längsrichtung geneigt. Reifenkräfte greifen vereinfacht im Radaufstandspunkt W um den Lenkrollradius r_0 und die Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$ versetzt zum Durchstoßpunkt A an. Die Reifenkräfte erzeugen somit ein Lenkmoment M_L um die Lenkachse.

Die Abbildung 2.6 (detailliertere Darstellung siehe Abbildung A.1 im Anhang) zeigt das linke Vorderrad eines Fahrzeugs mit den angreifenden Kräf-

ten bei einer Kurvenfahrt nach links. Im Folgenden werden nach Pfeffer u. a. [76], Matschinsky [65] und Cho [12] die Auswirkungen der einzelnen Kräfte auf das Lenkmoment dargestellt.

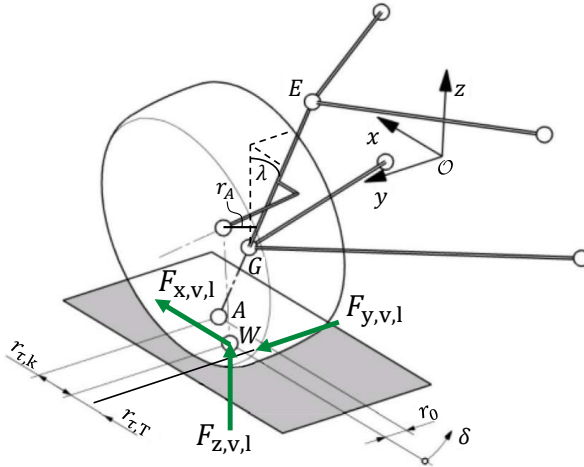


Abb. 2.6 Kräfte am linken Vorderrad (nach Pfeffer u. a. [76] basierend auf Matschinsky [65]).

Bei innen liegenden (radnah platzierten) Antrieben erzeugt die Antriebskraft $F_{x,A}$ aufgrund des Störkrafthebelarms r_A ein Moment um die Lenkachse. Die Einflüsse der Neigung der Lenkachse um den Spreizwinkel σ und den Nachlaufwinkel τ werden über den direkten Winkel λ zwischen der Hochachse des Rades und der Lenkachse mit

$$\tan \lambda = \sqrt{\tan^2 \sigma + \tan^2 \tau} \quad (2.23)$$

berücksichtigt. Somit ergibt sich das Moment der Antriebskraft $F_{x,A}$ um die Lenkachse in Abhängigkeit des Spreizungsversatzes r_σ und des Winkels λ der Lenkachse zu

$$M_{F,x,A} = F_{x,A} \underbrace{r_\sigma}_{r_A} \cos \lambda. \quad (2.24)$$

Beim Bremsen mit einer Friktionsbremse (oder bei außen liegenden Antrieben) wird aufgrund des Bremskrafthebelarms r_B durch die Bremskraft $F_{x,B}$ das folgende Moment um die Lenkachse erzeugt:

$$M_{F_{x,B}} = F_{x,B} \underbrace{r_0}_{r_B} \cos \lambda. \quad (2.25)$$

Hierbei wird der Unterschied zwischen radnahen Antrieben und Radnabenantrieben deutlich. Die Rückwirkung von Antriebs- oder Bremsmomenten an der gelenkten Achse auf das Lenksystem hängt maßgeblich von der Art der Abstützung des Drehmoments im Fahrzeug ab (siehe Abb. 2.7).

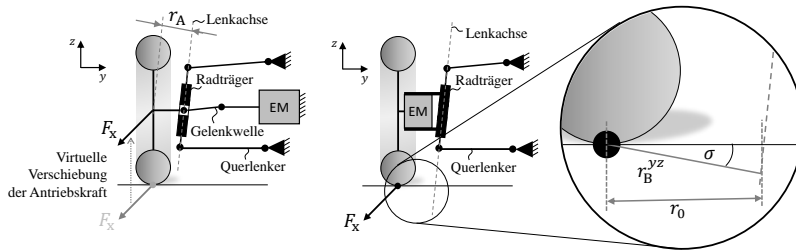


Abb. 2.7 Wirksame Hebelarme bei innen liegendem (links) und außen liegendem Antrieb (rechts). Projektion in y-z-Ebene.

Innen liegende Antriebe stützen das Drehmoment am Chassis ab. Hieraus ergibt sich der Störkrafthebelarm r_A als für die Lenkmomentbildung aufgrund von Antriebskräften wirksamer Hebelarm. Außen liegende Antriebe (bspw. Radnabenantriebe) bzw. konventionell platzierte Bremsen stützen hingegen das Drehmoment am Radträger ab. Somit ist der Lenkrollhalbmesser r_0 bzw. der durch diesen definierte Bremskrafthebelarm r_B der wirksame Hebelarm. Die Nutzung innen liegender Antriebe und außen liegender Bremsen bietet hiermit die Möglichkeit eine unterschiedliche Rückwirkung von Antriebsmomenten und Bremsengriffen auf die Lenkung zu erzielen. [65]

Die bei einer Kurvenfahrt entstehende Seitenkraft F_y erzeugt aufgrund von konstruktivem Nachlauf $r_{\tau,k}$ und Reifennachlauf $r_{\tau,T}$ ein Rückstellmoment, das der Lenkbewegung des Fahrers entgegenwirkt. Somit wird die in der Regelung ECE R-79 [103] vorgeschriebene selbsttätige Rückstellung in die Mittellage umgesetzt. Das Rückstellmoment aufgrund des Seitenkrafthebelarms r_S lautet

$$M_{F,y} = F_y \underbrace{(r_{\tau,k} + r_{\tau,T})}_{r_S} \cos \lambda. \quad (2.26)$$

Nicht zuletzt erzeugt auch die im Punkt W angreifende Vertikalkraft F_z ein Rückstellmoment aufgrund des Radlasthebelarms $q(\delta)$ mit

$$M_{F,z} = F_z \cos \lambda \underbrace{\left[(-r_{\tau,k} \sin \delta + r_0 \cos \delta) \tan \tau + (r_{\tau,k} \cos \delta + r_0 \sin \delta) \tan \sigma \right]}_{q(\delta)}. \quad (2.27)$$

Für kleine Lenkwinkel δ kann Gleichung (2.27) mit

$$M_{F,z} = F_z \cos \lambda \underbrace{(r_0 \tan \tau + r_{\tau,k} \tan \sigma)}_q. \quad (2.28)$$

zu einer lenkwinkelunabhängigen Darstellung vereinfacht werden. Werden die Gleichungen (2.24) bis (2.28) analog für das rechte Vorderrad aufgestellt, kann die zusammengesetzte Beziehung für das Lenkmoment um die Lenkachse aufgestellt werden:

$$\begin{aligned} M_L = & (F_{x,A,v,l} - F_{x,A,v,r}) r_A - (F_{x,B,v,l} - F_{x,B,v,r}) r_B \\ & + (F_{y,v,l} + F_{y,v,r}) r_S + (F_{z,v,l} - F_{z,v,r}) q. \end{aligned} \quad (2.29)$$

Sind die Antriebs- oder Bremskräfte der linken und rechten Fahrzeugseite unterschiedlich ($\Delta F_{x,A} \neq 0$ und $\Delta F_{x,B} \neq 0$), so entsteht eine Rückwirkung des Antriebs- bzw. Bremssystems auf das Lenksystem. Diese statische Betrachtung ist nur für typischerweise kleine Lenkgeschwindigkeiten gültig,

da Masseträgheiten, Elastizitäten und Dämpfungseffekte unberücksichtigt bleiben. [80]

2.2.2 Lenkgefühl und Fahrer-Handmoment

Das Lenkmoment bzw. Lenkradmoment ist ein wesentlicher Faktor des Lenkgefühls und damit für das subjektive Empfinden des Fahrers bei der Interaktion Fahrer-Fahrzeug maßgebend. Nach Pfeffer u. a. [76] lässt sich das Lenkgefühl in Führungsverhalten und Rückmeldeverhalten unterteilen. Das Führungsverhalten beschreibt die Eigenschaft des Fahrzeugs, den vom Fahrer über das Lenksystem vorgegebenen Lenkwunsch unverzüglich umzusetzen. Die Fahrzeugreaktion muss hierbei nachvollziehbar bzw. vorhersehbar sein. Hierzu müssen der Lenkradwinkel und der Radlenkwinkel über eine stetige Funktion korrelieren. Das Rückmeldeverhalten beschreibt die Übermittlung von Informationen des Reifen-Fahrbahn-Kontakts an den Fahrer durch das Lenksystem in Form von Änderungen des Lenkradmoments. Hierzu zählen sowohl Nutzinformationen, die den Fahrer bei der Fahrzeugführung unterstützen als auch Störinformationen bspw. in Form von periodischen Anregungen oder bei einseitigem Einfedern, die möglichst unterdrückt werden sollen.

Ein gutes Lenkgefühl wird demnach durch ein harmonisches Zusammenwirken von Lenkradmoment, Lenkradwinkel und dadurch erzeugter Fahrzeugreaktion realisiert, was maßgeblich von den Reifen, der Achskinematik und dem Lenksystem beeinflusst wird. Hierbei wird vom Fahrer vor allem die Reaktion des Fahrzeugs bei Kurvenfahrten unter Querbeschleunigungseinflüssen wahrgenommen, da sich die Fahrdynamik hier besonders bemerkbar macht. Als positiv wird vom Fahrer ein linearer Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und Fahrzeugreaktion in einem großen Querbeschleunigungsbereich empfunden. Der Übergang zum Grenzbereich sollte gutmütig, aber eindeutig signalisiert werden.

Um dem Fahrer ein optimales Lenkgefühl zu gewährleisten, werden daher folgende Ziele verfolgt:

- Lenkpräzision durch direktes Ansprechen auf Lenkeingaben und ausgeprägtes Mittengefühl.
- Lenkkomfort durch an Fahrsituation angepasstes Lenkradmoment.
- Lenkungsrückmeldung von Fahrbahn- und Fahrzustandsinformationen.
- Geeignete Lenkdynamik, um schnelle Lenkmanöver sicher ausführen zu können.

Bei der Auslegung von Lenksystemen wird hierfür von geübten Fahrern ausgegangen. Diese erzeugen bei extremen Fahrsituationen, wie sie beispielsweise bei Ausweichmanövern auftreten, Lenkbewegungen im Bereich von 3..5 Hz. [5, 74] Hierbei können Lenkradgeschwindigkeiten von 800 deg/s bis 900 deg/s auftreten. [52, 25] Nach Pfeffer u. a. [76] werden moderne Lenksysteme daher mindestens bis zu 3 Hz ausgelegt. Im Wesentlichen liegen die Lenkradwinkelfrequenzen aber unter 0,5 Hz.

2.2.3 Differentielle Wahrnehmbarkeitsschwelle von Lenkmomenten

Die Änderung des Lenkradmoments dient als wichtige Informationsquelle für den Fahrer beim Führen des Fahrzeugs. Bei der Entwicklung des Lenksystems als Mensch-Maschine-Schnittstelle sollte daher die Wahrnehmung des Fahrers bei Lenkbewegungen unter Einwirkung fahrdynamischer Reaktionen berücksichtigt werden. Die Wahrnehmung des Menschen ist hierbei sehr stark situationsabhängig. Die differentielle Wahrnehmbarkeitsschwelle (engl. Just Noticeable Difference, JND) ist ein Maß der Psychophysik und beschreibt einen Reizunterschied, der in Abhängigkeit der aktuellen Situation gerade noch sinnlich wahrgenommen werden kann.

Färber u. a. [24] untersuchen hierfür die Wahrnehmung von Lenkmomenten bei einer Folgetrackingaufgabe mit dem Ziel Warnsignale über das Lenkradmoment einzuleiten. Hierbei können 50 % der Probanden im Mittel Änderungen der Lenkmomente zwischen 0,44 und 0,58 Nm wahrnehmen. Das Ausgangslenkmoment wird in drei Stufen variiert (0,76, 1,52 und 2,28 Nm), wobei die Auswirkung auf die Gestaltung von Warnsignalen als vernachlässigbar eingestuft wird. Als Empfehlung für gut wahrnehmbare aber nicht unangenehme Signale ergibt sich ein Wertebereich von 1..1,29 Nm. Weiterhin wird vermutet, dass Zusatzlenkmomente während einer Lenkradbewegung schlechter wahrgenommen werden und die Unterschiedsschwellen mit steigender Bewegungsgeschwindigkeit zunehmen.

Hingegen sagt Buschardt [10], dass bei bewegtem Lenkrad Änderungen aufgrund geringerer (Haft-)Reibung im Lenksystem eher wahrgenommen werden. Des Weiteren wird eine Zunahme des Lenkradmoments eher bemerkt als eine Abnahme. Dies wird durch Wolf [104] bestätigt. Hierbei sind die Momentenänderungen bei steilerem Anstieg leichter wahrzunehmen. Weiter wird die Wahrnehmung von Lenkradmomentänderungen im Bereich kleiner und mittlerer Lenkmomente kaum vom Ausgangslenkmoment beeinflusst. Dies widerspricht dem Gesetz von WEBER [100, 85], das besagt, dass die Wahrnehmbarkeitsschwelle einer Änderung mit Zunahme des Ausgangssignals steigt. Eine sichere Wahrnehmbarkeit entsteht laut Buschardt [10] somit ab einer Lenkradmomentänderungen von deutlich mehr als 0,8 Nm. Wolf [104] schreibt, dass bei Lenkmomenten zwischen 2 und 4 Nm erst ab einer Lenkmomentenänderung zwischen 7 und 8 % eine Änderung wahrgenommen wird. Die Hälfte der Probanden nimmt sogar erst eine Änderung zwischen 16 und 20 % wahr. Dies deckt sich mit Untersuchungen von Newberry u. a. [72], wonach die Wahrnehmbarkeit von Kraftänderungen im Median zwischen 11,5 % und 16,5 % liegt.

Untersuchungen von Neukum u. a. [71] zeigen, dass auch die Form des Lenkradmomentenverlaufs berücksichtigt werden muss. So können recht-

eckförmige Lenkmomente eher wahrgenommen werden als sinusförmige Signale. Amplituden von Lenkmomenten bis 1 Nm werden jedoch sehr oft nicht wahrgenommen. Wird der Proband zusätzlich mit querdynamischen Reizen beaufschlagt, werden selbst Zusatzlenkmomente von 2 Nm bei Kurvenfahrten mit höherer Geschwindigkeit nicht in allen Fällen bemerkt.

Bei der Auslegung von Lenksystemen und den zugehörigen Regelungssystemen kann somit davon ausgegangen werden, dass Änderungen bzw. Abweichungen im Lenkradmoment kleiner 0,5 Nm bzw. kleiner 10% vom Fahrer nicht wahrgenommen werden. Dies kann zum einen bei der Wichtung unterschiedlicher Ziele von Assistenzsystemen und zum anderen auch zur deren Bewertung herangezogen werden.

2.2.4 Lenkkraftunterstützung

Das Ziel von Lenkkraftunterstützungssystemen (LKU) ist, durch die Reduktion der vom Fahrer benötigten Lenkmomente bzw. -kräfte, das Führen des Fahrzeugs zu erleichtern und gleichzeitig das Lenkgefühl zu verbessern. Ohne Unterstützung steigt das Lenkradmoment in der Regel annähernd linear über die Querb beschleunigung an (siehe Abb. 2.8). Nach Pfeffer u. a. [75] hat sich jedoch ein über der Querb beschleunigung degressiv verlaufendes Lenkradmoment als komfortabler erwiesen. Die Lenkkraftunterstützung dient somit dazu, ein Lenkradmoment im gewünschten Bereich zu erreichen. Das Unterstützungsmoment sollte hierbei sanft, mit keiner oder minimaler Welligkeit, hoher Effizienz und Fehlertoleranz erzeugt werden [35].

Die Lenkkraftunterstützung ermöglicht neben der reinen Unterstützungsfunktion weitere Komfortfunktionen wie die Anpassung des Rückmeldeverhaltens, eine Unterdrückung von Störinformationen, einen aktiven Rücklauf und eine lenkwinkelgeschwindigkeitsabhängige Dämpfung. Hierdurch wird der Fahrkomfort gesteigert. Des Weiteren kann durch eine flexiblere Wahl

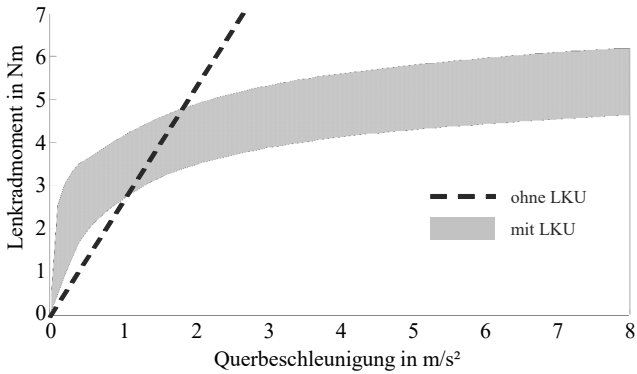


Abb. 2.8 Lenkradmoment in Abhängigkeit der Querbeschleunigung (nach Pfeffer u. a. [75])

der Lenkübersetzung der Lenkradwinkelbedarf reduziert werden, was einen positiven Einfluss auf die Fahrsicherheit hat. Im Folgenden werden verschiedene Varianten zur Realisierung einer Lenkkraftunterstützung vorgestellt.

Konventionelle Lenkkraftunterstützungssysteme

Die konventionellen Lenkkraftunterstützungssysteme leiten typischerweise eine unterstützende Kraft bzw. ein Unterstützungsmoment direkt im Lenksystem ein. Sie können in die Grundbauarten hydraulisch und elektromechanisch unterteilt werden. Bei den hydraulischen Lenkkraftunterstützungssystemen wird die Unterstützung in der Regel direkt an der Zahnstange aufgebracht. Die benötigte Kraft wird hierbei durch einen Hydraulikzylinder erzeugt. Dieser wird durch eine Hydraulikpumpe mit Energie versorgt, die entweder direkt mit dem Fahrzeugmotor verbunden ist (Hydraulic Power Steering, HPS) oder elektrisch betrieben wird (Electro-Hydraulic Power Steering, EHPS). Der hohen Leistungsdichte dieser Systeme steht der ho-

he Energiebedarf entgegen, weshalb diese in zunehmendem Maße durch elektromechanische Lenkkraftunterstützungssysteme verdrängt werden.

Im Gegensatz zu den hydraulischen Systemen benötigen die elektromechanischen Varianten (Electric Power Steering, EPS) nur bei Lenkbewegungen Energie, was den Energiebedarf reduziert. Die Unterstützung erfolgt hierbei durch einen Elektromotor, der je nach Bauform das Unterstützungsmoment an der Lenksäule (bspw. EPScolumn/EPSc, Abb. 2.9 links) oder über ein Servogetriebe an der Zahnstange einleitet (bspw. EPS axis parallel/EPСаpa, Abb. 2.9 rechts). Die Einleitung der Unterstützungskraft an der Zahnstange

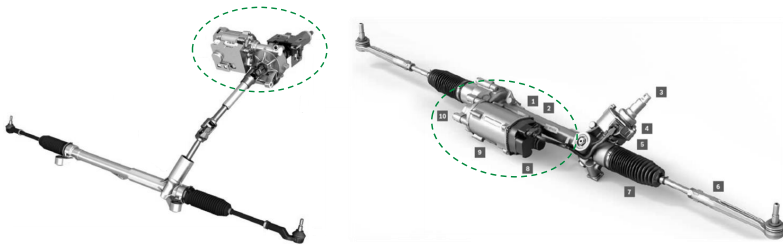


Abb. 2.9 Lenksäulenbasiertes (links) und achsparalleles (rechts) elektromechanisches Lenkkraftunterstützungssystem (Quelle: Springer2014 [94] und Bosch2015 [81]).

ermöglicht geringe Reibungsverluste und damit einen hohen Wirkungsgrad. Darüber hinaus können mit den elektromechanischen Lenkkraftunterstützungssystemen eine Vielzahl an Fahrassistenzsystemen, wie beispielsweise Spurhalte- oder Parkassistenten einfach und effizient umgesetzt werden.

Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe

Moderne Antriebskonzepte ermöglichen neben dem reinen Vortrieb auch die Integration zusätzlicher Funktionen in den Antriebsstrang. So können

radindividuelle Antriebe dazu genutzt werden, neben der Längsdynamik auch die Querdynamik des Fahrzeugs zu beeinflussen.

Eine mögliche Anwendung stellt das im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Konzept dar, mittels radselektiver Antriebe an der Vorderachse eine Lenkkraftunterstützung umzusetzen. Unter Verwendung eines entsprechenden Antriebs- und Ansteuerungskonzepts sowie einer geeigneten Fahrwerksgeometrie kann eine konventionelle Lenkkraftunterstützung somit entfallen.

Aus dem in Gleichung (2.29) dargestellten Zusammenhang zwischen Reifenkräften und deren wirksamen Hebelarmen wird ersichtlich, dass unterschiedliche Reifenlängskräfte $F_{x,A,v,l/r}$ am linken und rechten Vorderrad den durch Seiten- und Vertikalkräfte erzeugten Rückstellmomenten entgegenwirken. Somit ist es möglich, das Fahrer-Handmoment im Sinne einer Lenkkraftunterstützung zu reduzieren. Bei der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe wird hierfür gezielt die Antriebskräftedifferenz $\Delta F_{x,A} = F_{x,A,v,r} - F_{x,A,v,l}$ variiert (siehe Abbildung 2.10).

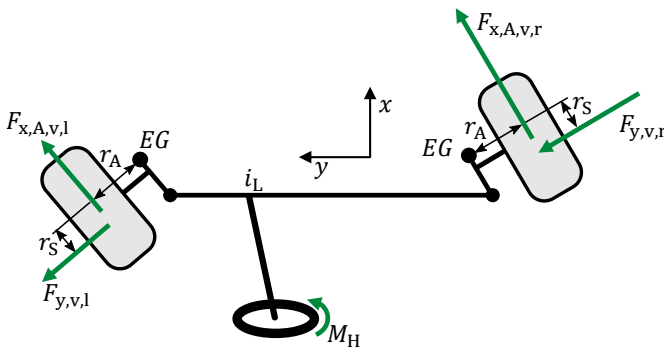


Abb. 2.10 Funktionsprinzip einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe.

Ist die Antriebskräftedifferenz $\Delta F_{x,A} = 0$, heben sich die durch die Antriebskräfte entstehenden Drehmomentanteile um die Lenkachse gegenseitig auf.

Wird hingegen die Antriebskraft am kurvenäußeren Rad größer als die Antriebskraft am kurveninneren Rad gewählt (hier $\Delta F_{x,A} > 0$), entsteht ein Drehmoment, das den Fahrer beim Lenken unterstützt.

2.3 Regelungstechnische Grundlagen

Das Ziel einer Regelung besteht darin, eine Regelgröße $y(t)$ einer Führungsgröße $w(t)$ trotz einer Störgröße $d(t)$ nachzuführen (siehe Abbildung 2.11). Hierbei soll die Regelabweichung zwischen Führungs- und Regelgröße $e(t) = w(t) - y(t)$ minimiert werden. Die Regelabweichung $e(t)$ wird hierfür der Regeleinrichtung zugeführt. Diese berechnet eine passende Stellgröße $u(t)$, mit der die Regelstrecke (das zu regelnde System) beaufschlagt wird. Das System reagiert anschließend auf die Stör- und Stellgröße mit der Regelgröße $y(t)$ als Ausgangsgröße. Die Regelgröße wird nun wieder zum Abgleich mit der Führungsgröße zurückgeführt, der Regelkreis ist somit geschlossen. [62]

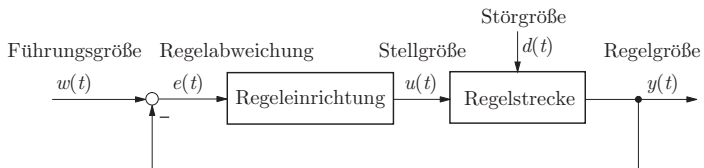


Abb. 2.11 Grundstruktur eines Regelkreises. [62]

Neben der Minimierung der Regelabweichung können Regelungen noch zahlreiche weitere Anforderungen wie definierte Güteeigenschaften (Regelabweichung, Einschwingverhalten usw.), Stabilisierung des Systems, Berücksichtigung von Modellunsicherheiten und Robustheit gegen Parameterschwankungen erfüllen. [8] In den folgenden Abschnitten erfolgt daher die

Vorstellung der Grundlagen zu einer optimalen Regelung, die es beispielsweise ermöglicht, unterschiedliche Regelungsziele aus den Bereichen Fahrdynamik und Lenkkomfort unter Berücksichtigung weiterer Anforderungen zu kombinieren. Anschließend folgen Grundlagen zur Bewertung der Güte einer Regelung und die Untersuchung deren Steuer- und Beobachtbarkeit.

2.3.1 Optimale Regelung

Als optimale Regler werden Regler bezeichnet, die über die Lösung eines Optimierungsproblems gefunden werden. Hierbei werden über ein Gütefunktional die Güteforderungen des Regelkreises definiert und ein Regler gesucht, der einen Verlauf für Stell- und Regelgrößen erzeugt, welcher das Gütefunktional minimiert. Basis hierfür ist im Folgenden die Regelung mit Zustandsrückführung (siehe Abb. 2.12) unter Verwendung des Zustandsraummodells

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{E}\mathbf{d}(t) \quad (2.30)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}\mathbf{u}(t) + \mathbf{F}\mathbf{d}(t). \quad (2.31)$$

Hierbei repräsentiert $\mathbf{x}(t)$ den Systemzustand, $\mathbf{y}(t)$ den Systemausgang, $\mathbf{u}(t)$ die Stellgröße und $\mathbf{d}(t)$ die Störgröße, mit der Systemmatrix $\mathbf{A}(t)$, der Eingangsmatrix $\mathbf{B}(t)$, der Ausgangsmatrix $\mathbf{C}(t)$, der Durchgangsmatrix $\mathbf{D}(t)$ und den Störgrößenmatrizen $\mathbf{E}(t)$ und $\mathbf{F}(t)$. Für eine tiefgreifendere Ausführung der Zustandsraumbeschreibung wird auf die Literatur verwiesen (bspw. [62], [63]).

Die Zustandsrückführung ist durch

$$\mathbf{u}(t) = -\mathbf{K}\mathbf{x}(t) \quad (2.32)$$

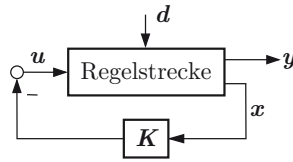


Abb. 2.12 Regelung mit Zustandsrückführung. [63]

definiert. Es folgt eine direkte Rückführung des Systemzustands $\mathbf{x}(t)$ auf die Stellgröße $\mathbf{u}(t)$. Somit weist dieser Regler ein proportionales Verhalten auf. Hierdurch lassen sich bei genauer Kenntnis des Systemmodells und des aktuellen Systemzustands sehr schnelle Regler mit hoher Regelgüte erzielen. In der Praxis ist die Messung des Systemzustands jedoch nur selten vollständig möglich, weshalb entweder Beobachter eingesetzt werden oder, wie im Folgenden, die Zustandsrückführung durch eine Ausgangsrückführung ersetzt wird. [63]

Basierend auf der Zustandsraumdarstellung wird das Gütefunktional J_e des optimalen Reglers mit Ausgangsrückführung wie folgt ausgedrückt:

$$J_e(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(t)) = \mathbf{y}^\top(t_e) \mathbf{S} \mathbf{y}(t_e) + \int_0^{t_e} \left(\mathbf{y}^\top(t) \mathbf{Q}_y \mathbf{y}(t) + \mathbf{u}^\top(t) \mathbf{R} \mathbf{u}(t) \right) dt. \quad (2.33)$$

Hierbei wird über den ersten Summanden der zur Endzeit t_e erreichte Wert $\mathbf{y}(t_e)$ der Regelgröße und über den zweiten Summanden der Verlauf der Stell- $\mathbf{u}(t)$ und Regelgröße $\mathbf{y}(t)$ im Zeitintervall $0 \leq t \leq t_e$ bewertet. Die Wichtung der einzelnen Größen erfolgt über die symmetrisch und positiv (semi)definiten Matrizen \mathbf{S} , \mathbf{Q}_y und \mathbf{R} . Hierdurch wird gewährleistet, dass alle Summanden nicht negativ sind und das Gütefunktional aufgrund der quadratischen Form ein Minimum aufweist.

Beim Reglerentwurf wird nun die optimale Stellgröße $\mathbf{u}^*(t)$ gesucht, die mit

$$\min_{\mathbf{u}(t)} J_e(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(t)) = J_e(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}^*(t)) \quad (2.34)$$

das Gütefunktional J_e minimiert. Die optimale Stellgröße $\mathbf{u}^*(t)$ überführt somit das zu regelnde System aus dem Anfangszustand \mathbf{x}_0 innerhalb des Zeitintervalls $0 \leq t \leq t_e$ in optimaler Weise in den Endzustand $\mathbf{x}(t_e)$. Es wird demnach ein Kompromiss zwischen den beiden Teilzielen Minimieren des Systemausgangs $\mathbf{y}(t)$ sowie der Reduktion des Stellaufwands $\mathbf{u}(t)$ dargestellt.

Um das aufgrund der Minimierung über die Zeitfunktion $\mathbf{u}(t)$ dynamische Optimierungsproblem aus Gl. (2.34) zu lösen, wird zunächst der Lösungsraum auf Stellgrößen $\mathbf{u}(t)$ eingeschränkt, die sich über die Rückführung aus Gl. (2.32) realisieren lassen. Das Optimierungsproblem kann somit über

$$\min_{\mathbf{K}} J_e(\mathbf{x}_0, -\mathbf{K}\mathbf{x}(t)) \quad (2.35)$$

dargestellt werden, womit nicht mehr über $\mathbf{u}(t)$ sondern über die Reglermatrix \mathbf{K} optimiert wird. Um einen zeitinvarianten Regler zu erhalten, wird mit unendlichem Optimierungshorizont gearbeitet, wodurch sich Gl. (2.33) zu

$$J(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(t)) = \int_0^\infty \left(\mathbf{y}^\top(t) \mathbf{Q}_y \mathbf{y}(t) + \mathbf{u}^\top(t) \mathbf{R} \mathbf{u}(t) \right) dt. \quad (2.36)$$

ändert. Damit hieraus ein endlicher Gütewert J ermittelt werden kann, muss für $t \rightarrow \infty$ für den Systemzustand $\mathbf{x}(t) \rightarrow \mathbf{0}$ gelten. Somit ergibt sich das als LQ-Problem bezeichnete statische Optimierungsproblem

$$\min_{\mathbf{K}} J(\mathbf{x}_0, -\mathbf{K}\mathbf{x}(t)). \quad (2.37)$$

Es ist hierbei zu beachten, dass der Verlauf von J zwar vom Anfangszustand \mathbf{x}_0 abhängig ist, die Lage des Minimums jedoch nicht. Die Lösung des Reglerentwurfs ist somit ebenfalls vom Anfangszustand \mathbf{x}_0 unabhängig und besteht darin, die optimale Reglermatrix \mathbf{K}^* mit

$$\mathbf{K}^* = \arg \min_{\mathbf{K}} J(\mathbf{x}_0, -\mathbf{K}\mathbf{x}(t)) \quad (2.38)$$

zu finden. Für die Lösung des LQ-Problems wird zunächst von einem nicht sprungfähigen System ausgegangen ($\mathbf{D} = \mathbf{0}$), wodurch sich das Gütefunktional mit Berücksichtigung des Systemzustands $\mathbf{x}(t)$ und $\mathbf{Q} = \mathbf{C}^\top \mathbf{Q}_y \mathbf{C}$ über

$$J = \int_0^\infty (\mathbf{x}^\top(t) \mathbf{Q} \mathbf{x}(t) + \mathbf{u}^\top(t) \mathbf{R} \mathbf{u}(t)) dt. \quad (2.39)$$

darstellen lässt.

Unter der Annahme eines unregulierten Systems mit $\mathbf{u}(t) = 0$ und $\mathbf{x}(t) = \mathbf{x}_0 e^{\mathbf{A}t}$ ergibt sich

$$J = \int_0^\infty \mathbf{x}^\top(t) \mathbf{Q} \mathbf{x}(t) dt = \int_0^\infty (\mathbf{x}_0 e^{\mathbf{A}^\top t} \mathbf{Q} e^{\mathbf{A}t} \mathbf{x}_0) dt = \mathbf{x}_0^\top \mathbf{P} \mathbf{x}_0 \quad (2.40)$$

mit

$$\mathbf{P} = \int_0^\infty (e^{\mathbf{A}^\top t} \mathbf{Q} e^{\mathbf{A}t}) dt. \quad (2.41)$$

Nach mehrmaliger Umformung erhält man hieraus die LJAPUNOW-Gleichung

$$\mathbf{A}^\top \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} = -\mathbf{Q}. \quad (2.42)$$

Für das geregelte System gilt mit

$$\bar{\mathbf{A}} = \mathbf{A} - \mathbf{B} \mathbf{K} \quad (2.43)$$

$$\bar{\mathbf{Q}} = \mathbf{Q} + \mathbf{K}^\top \mathbf{R} \mathbf{K} \quad (2.44)$$

analog

$$\bar{A}^\top P + P \bar{A} = -\bar{Q}. \quad (2.45)$$

Für das Minimum des Gütefunktional gilt die Optimalitätsbedingung, dass die Ableitung des Gütefunktional nach allen Einträgen k_{ij} der Reglermatrix K null sein soll und damit

$$\frac{\partial J}{\partial k_{ij}} = \mathbf{x}_0^\top \frac{\partial P}{\partial k_{ij}} \mathbf{x}_0 \stackrel{!}{=} 0. \quad (2.46)$$

Mit Differentiation der LJAPUNOW-Gleichung des geregelten Systems (Gl. (2.45)) und unter Berücksichtigung von Gl. (2.43) und Gl. (2.44) lässt sich zeigen, dass durch

$$RK - B^\top P = \mathbf{0} \quad (2.47)$$

die Forderung für ein Minimum erfüllt ist.

Der Optimalregler K^* ergibt sich somit in Abhängigkeit von P zu

$$K^* = R^{-1} B^\top P. \quad (2.48)$$

Wird diese Beziehung nun wiederum in die LJAPUNOW-Gleichung des geregelten Systems (Gl. (2.45)) eingesetzt, erhält man die für diese Form von Regler namensgebende RICCATI-Gleichung

$$A^\top P + PA - PBR^{-1}B^\top P + Q = \mathbf{0}. \quad (2.49)$$

Durch Lösen der RICCATI-Gleichung nach P und Einsetzen in Gl. (2.48) erhält man den Optimalregler K^* . Da P quadratisch in die RICCATI-Gleichung eingeht, kann P nicht durch einfaches Umstellen errechnet werden. Nach

Lunze [63] kann eine Lösung der RICCATI-Gleichung über Umformen der Gleichung (2.49) zu

$$\begin{pmatrix} P & I \end{pmatrix} \underbrace{\begin{bmatrix} A & BR^{-1}B^T \\ Q & -A^T \end{bmatrix}}_{\text{Hamiltonmatrix } \mathbf{H}} \begin{pmatrix} I \\ -P \end{pmatrix} \quad (2.50)$$

erfolgen. Die HAMILTONmatrix \mathbf{H} kann mit der Transformationsmatrix

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} I & \mathbf{0} \\ -P & I \end{bmatrix} \quad (2.51)$$

einer Ähnlichkeitstransformation unterzogen werden. Mit $\bar{A} = A - BK^*$ folgt somit

$$\mathbf{T}^{-1}\mathbf{H}\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \bar{A} & BR^{-1}B^T \\ \mathbf{0} & -\bar{A}^T \end{bmatrix}. \quad (2.52)$$

Für die neue HAMILTONmatrix erhält man als charakteristische Gleichung

$$\det(\lambda\mathbf{I} - \mathbf{H}) = \det(\lambda\mathbf{I} - \bar{A}) \det(\lambda\mathbf{I} + \bar{A}). \quad (2.53)$$

Mit einer weiteren Ähnlichkeitstransformation wird die HAMILTONmatrix in eine Diagonalmatrix transformiert. Hierzu werden die $2n$ -dimensionalen Eigenvektoren zu den n Eigenwerten λ_i der HAMILTONmatrix mit negativen Realteilen bestimmt und daraus anschließend die $(2n, n)$ -Matrix \mathbf{V} mit diesen Eigenvektoren als Spalten gebildet. Wird \mathbf{V} in zwei (n, n) -Matrizen zerlegt und mit \mathbf{H} zu

$$\mathbf{H} \begin{bmatrix} \mathbf{V}_1 \\ \mathbf{V}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{V}_1 \\ \mathbf{V}_2 \end{bmatrix} \text{diag } \lambda_i \quad (2.54)$$

multipliziert, gilt nach einer mit V_1^{-1} durchgeführten rechtsseitigen Multiplikation

$$H \begin{bmatrix} I \\ V_2 V_1^{-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_1 (\text{diag } \lambda_i) V_1^{-1} \\ V_2 (\text{diag } \lambda_i) V_1^{-1} \end{bmatrix}. \quad (2.55)$$

Mit einer Multiplikation mit $\begin{bmatrix} -V_2 V_1^{-1} & I \end{bmatrix}$ von links erhält man weiterhin die Beziehung

$$\begin{bmatrix} -V_2 V_1^{-1} & I \end{bmatrix} H \begin{bmatrix} I \\ V_2 V_1^{-1} \end{bmatrix} = \mathbf{0}. \quad (2.56)$$

Durch Gleichsetzen mit Gleichung (2.50) kann schließlich die gesuchte Matrix P aus der Beziehung

$$P = -V_2 V_1^{-1} \quad (2.57)$$

und damit aus den Eigenvektoren der HAMILTONmatrix berechnet werden. Für eine numerisch vorteilhaftere Umsetzung wird auf die Literatur verwiesen (siehe Arnold u. a. [2], [95]).

Nach Lösung des LQ-Problems folgt nun die Erweiterung auf sprungfähige Systeme ($D \neq \mathbf{0}$). Hierbei erhält Gl. (2.39) einen zusätzlichen, gemischten, von \mathbf{x} und \mathbf{u} abhängigen Term. Somit wird das Gütefunktional mit $S = C^T Q_y D$ und $\tilde{R} = D^T Q_y D + R$ zu

$$J = \int_0^\infty (\mathbf{x}^T(t) Q \mathbf{x}(t) + 2\mathbf{x}^T(t) S \mathbf{u}(t) + \mathbf{u}^T(t) \tilde{R} \mathbf{u}(t)) dt \quad (2.58)$$

erweitert.

Die oben beschriebene Vorgehensweise zur Lösung des LQ-Problems lässt sich auf sprungfähige Systeme übertragen, wenn mit

$$\tilde{\mathbf{u}}(t) = \mathbf{u}(t) + \tilde{R}^{-1} S^T \mathbf{x}(t) \quad (2.59)$$

eine neue Stellgröße $\tilde{u}(t)$ eingeführt und das Optimalreglerproblem hierfür gelöst wird. Der Optimalregler ergibt sich nach einigen Schritten zu

$$\tilde{\mathbf{K}}^* = \tilde{\mathbf{R}}^{-1} (\mathbf{B}^\top \mathbf{P} + \mathbf{S}^\top). \quad (2.60)$$

Die gesuchte Lösung des Optimierungsproblems entspricht nun

$$\mathbf{u}(t) = -\tilde{\mathbf{R}}^{-1} (\mathbf{B}^\top \mathbf{P} + \mathbf{S}^\top) \mathbf{x}(t). \quad (2.61)$$

Der nun gefundene Regler bietet neben der Optimalität den Vorteil einer asymptotischen Stabilität des geschlossenen Regelkreises unabhängig von der Wahl der Wichtungsmatrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} bzw. $\tilde{\mathbf{R}}$ sowie eine hohe Robustheit bei Modellunbestimmtheiten durch den Phasenrand von $\phi_R \geq 60$ deg bezüglich jeder einzelnen Stellgröße. Des Weiteren hat der Regler im Vergleich zu einer nominal gleichartigen Steuerkette über den gesamten Frequenzbereich eine kleinere Parameter- und Störungsempfindlichkeit. Um stationäre Genauigkeit zu erzielen, muss der Regler allerdings um ein geeignetes Vorfilter ergänzt werden. [63]

2.3.2 Güte einer Regelung

Die Güte einer Regelung wird durch die Einhaltung bestimmter Güteforderungen beurteilt. Hierbei beziehen sich diese Forderungen nicht auf den Regler selbst, sondern auf das Verhalten des gesamten Regelkreises. Nach Lunze [62] können die Güteforderungen in folgende vier Kategorien unterteilt werden: Stabilitätsforderung, Forderung nach Störkompensation und Sollwertfolge, Dynamik- sowie Robustheitsforderungen.

Die Stabilitätsforderung verlangt eine asymptotische Stabilität des geschlossenen Regelkreises. Das heißt, dass der Regelkreis auf endliche Erregungen

mit einem endlichen Ausgangssignal reagiert und sein Übergangsverhalten $y_u(t)$ sowie seine freie Bewegung $y_{\text{frei}}(t)$ ein abklingendes Verhalten aufweisen:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} y_u(t) = 0 \quad \lim_{t \rightarrow \infty} y_{\text{frei}}(t) = 0. \quad (2.62)$$

Somit kehrt der Regelkreis in seine Ruhelage $\mathbf{x} = \mathbf{0}$ zurück, sobald keine Erregung stattfindet.

Durch die Forderung nach Störkompensation und Sollwertfolge wird verlangt, dass die Regelgröße der Führungsgröße $w(t)$ bzw. der Störgröße $d(t)$ asymptotisch folgt:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} (w(t) - y(t)) = 0. \quad (2.63)$$

Hierbei ist zu beachten, dass ein einziger Regler diese Forderung nicht für beliebige Signale gleichzeitig erfüllen kann. Deshalb muss die Art der Führungssignale $w(t)$ bzw. der Störgrößen $d(t)$ spezifiziert werden, für welche die Forderung gelten soll. In der Regel werden hierbei sprungförmige Signale genutzt, da diese eine gute Näherung für sich zeitlich ändernde Signale abbilden. Weiterhin soll der Regelkreis ein stationäres Verhalten aufweisen. Werden Gl. (2.63) und die Stabilitätsforderung erfüllt, so gilt für die Regelabweichung $e(\infty) = 0$ (siehe Abbildung 2.13). Der Regelkreis wird dann als stationär genau bezeichnet.

Die Dynamikforderungen adressieren den dynamischen Zusammenhang zwischen Führungsgröße $w(t)$ bzw. Störgröße $d(t)$ und Regelgröße $y(t)$. Es wird festgelegt, wie sich die Regelgröße $y(t)$ an die Führungsgröße $w(t)$ annähert. Hierbei werden in der Regel Vorgaben zur Anstiegszeit T_r , zur Überschwingweite Δh und Überschwingzeit T_m und zur Beruhigungszeit T_ϵ gemacht (siehe Abbildung 2.13).

Abschließend verlangt die Robustheitsforderung, dass die vorherigen Forderungen auch bei Unsicherheiten im Modell der Regelstrecke erfüllt werden.

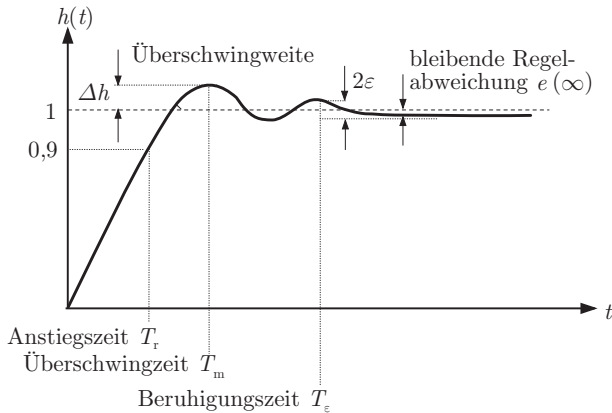


Abb. 2.13 Führungsübergangsfunktion des Regelkreises mit Kennzeichnung wichtiger Kennwerte. [62]

Qualitativ kann dies über den Phasenrand ϕ_R beurteilt werden. Die Robustheit steigt mit zunehmendem Phasenrand.

Eine weitere Beurteilungsgröße von Regelungen stellt nach Glattfelder u. a. [31] die Bandbreite der Regelung dar. Zunächst wird die Führungsgröße $w(t)$ sinusförmig mit

$$w(t) = w_0 \sin(\omega_w(t)) \quad (2.64)$$

variiert. Es wird untersucht, wie sich die Amplitude bzw. die Phasenverschiebung des Regelfehlers $e(t)$ in Funktion der Führungsfrequenz ω_w verhält. Für sehr tiefe Frequenzen ist der Regelfehler in der Regel verschwindend gering, für sehr hohe Frequenzen kann jedoch der Regelkreis der Führungsgröße nicht mehr folgen und $e(t)$ strebt gegen $w(t)$. Dazwischen liegt die Bandbreite ω_B der Regelung. Sie definiert die Frequenz ω_B , bis zu welcher der Regelfehler unterhalb einer festgelegten Grenze (meistens -3 dB) liegt. Die Bandbreite ω_B ist eine Funktion der Reglerparameter und durch die Stabilitätsgrenze begrenzt.

Die Aufgabe beim Reglerentwurf besteht nun darin, praxisrelevante Kenngrößen in regelungstechnische Fragestellungen zu überführen, um somit Regelungsaufgaben mit den genannten Güteforderungen definieren zu können.

2.3.3 Steuer- und Beobachtbarkeit

Der Nachweis der Steuer- und Beobachtbarkeit des Systems ist eine Grundvoraussetzung für den Entwurf einer Regelung. Die nichtlineare RICCATI-Gleichung weist im Allgemeinen mehrere Lösungen auf. Jedoch existiert eine eindeutige Lösung, wenn die Regelstrecke vollständig steuerbar ist [26]. Das heißt, der Systemzustand kann in endlicher Zeit durch geeignete Stellgrößen $\mathbf{u}(t)$ in jeden beliebigen Zustand $\mathbf{x}(t)$ überführt werden. Weiterhin muss die Regelstrecke vollständig beobachtbar sein, wodurch bei bekannten Stellgrößen $\mathbf{u}(t)$ aus dem Verlauf der Ausgangsgrößen $\mathbf{y}(t)$ der Anfangszustand $\mathbf{x}(t_0)$ eindeutig bestimmt werden kann.

Zur Überprüfung der Steuer- und Beobachtbarkeit wird das in Föllinger u. a. [26] beschriebene Verfahren nach KALMAN verwendet. Das KALMANSche Steuerbarkeitskriterium besagt, dass ein System vollständig steuerbar ist, wenn die Steuerbarkeitsmatrix \mathbf{Q}_S mit

$$\mathbf{Q}_S = [\mathbf{B} \quad \mathbf{AB} \quad \dots \quad \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B}] \quad (2.65)$$

vollen Rang $\text{rg}(\mathbf{Q}_S) = n$ besitzt. Hierbei entspricht n der Dimension der symmetrischen Matrix \mathbf{A} ($\dim(\mathbf{A}) = n \times n$).

Analog gilt zur Erfüllung des Beobachtbarkeitskriteriums, dass die Beobachtbarkeitsmatrix \mathbf{Q}_B mit

$$\mathbf{Q}_B = [\mathbf{C} \quad \mathbf{CA} \quad \dots \quad \mathbf{CA}^{n-1}]^T \quad (2.66)$$

ebenfalls vollen Rang $\text{rg}(\mathbf{Q}_B) = n$ aufweisen muss.

3 Stand des Wissens

Im Folgenden wird der Stand des Wissens der für eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe relevanten Bereiche dargestellt. Zunächst erfolgt ein Überblick über aktuelle Konzepte zur Fahrdynamikregelung im Hinblick auf die Fahrdynamik und den Energiebedarf (Abschnitt 3.1). Anschließend wird auf die Regelung konventioneller Lenkkraftunterstützungssysteme eingegangen (Abschnitt 3.2). Es folgt die Vorstellung aktueller Forschungsergebnisse zur Beeinflussung der Lenkung von Fahrzeugen durch radindividuelles Antreiben oder Bremsen (Abschnitt 3.3). Das Kapitel schließt mit einer Zusammenfassung und der Ableitung des Forschungsbedarfs.

3.1 Fahrdynamikregelung

Im Bereich der Fahrdynamikregelung haben sich Systeme wie das Elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) und Torque Vectoring (TV) etabliert. Ziel hierbei ist die Beeinflussung des Gierverhaltens des Fahrzeugs durch Minimierung des Schwimmwinkels β und der Schwimmwinkelgeschwindigkeit $\dot{\beta}$. Kleine Werte repräsentieren hierbei ein stabiles Fahrzeugverhalten. Je größer der Schwimmwinkel oder die Schwimmwinkelgeschwindigkeit ist, desto weniger reagiert die Gierbewegung des Fahrzeugs auf Lenkbewegungen des Fahrers. Im Extremfall wird das Fahrzeug vollständig lenkunwillig und der Fahrer verliert die Kontrolle. Über radselektive Variation der Antriebsmomente oder Bremsengriffe kann aktiv in das Giermoment M_z des Fahrzeugs

und somit in die Gierbewegung eingegriffen werden. Unter Berücksichtigung des aktuellen Lenkradwinkels δ_H , der Fahrzeuggeschwindigkeit v , der Querschleunigung a_y und den Reifenlängskräften F_x wird ein Sollwert für die Gierrate $\dot{\psi}_{\text{soll}}$ des Fahrzeugs berechnet [97]. Aus der Abweichung zwischen Soll- und Istgierrate ermittelt die Regelung ein Giermoment, das bei ESP-Systemen über gezielte Bremsenriffe dem Fahrzeug aufgeprägt wird (siehe Abbildung 3.1). Hierdurch wird das Fahrzeug stabilisiert und der Fahrer bei der Führung des Fahrzeugs unterstützt.

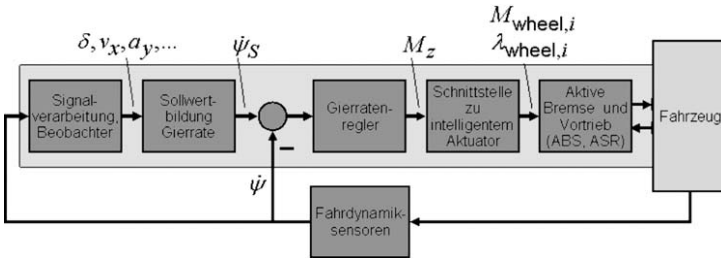


Abb. 3.1 Regelungstechnisches Strukturbild der ESP-Querdyamikregelung. [50]

Ein Nachteil dieses Verfahrens ist die Beeinflussung der Längsdynamik des Fahrzeugs. Durch die Bremsenriffe wird die Fahrzeuggeschwindigkeit reduziert, was sich energetisch nachteilig auswirkt. [50] Dies führt zu weiteren Verfahren, die durch Kombination eines einseitigen Bremsenriffs mit einem Anheben des Motormoments (Torque Vectoring Brake) oder durch Nutzung aktiver längs- und quersperrender Differenziale (Active Yaw Control) diesem Effekt entgegenwirken. [20] Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung der Gierbewegung des Fahrzeugs kann über eine dynamische Verteilung des Wankmoments erfolgen. Über aktive Wankstabilisatoren können die Radlasten bzw. die Vertikalkräfte der Räder gezielt beeinflusst werden (Active Roll Control). [57] Hierbei wird der nichtlineare Zusammenhang zwischen Seitenkraft und Radlast genutzt. Durch die Aufspreizung der Ver-

tikalkräfte können die wirkenden Seitenkräfte beeinflusst werden, womit einem Übersteuern entgegen gewirkt werden kann. [91, 50]

Durch den Einsatz radindividueller elektrischer Antriebe ergeben sich weitere Möglichkeiten zur aktiven Umsetzung des Torque Vectorings. So nutzen Shuai u. a. [89] einen einfachen **PI-Regler** zur Minimierung des Schwimmwinkels zur Gewährleistung der Fahrzeugstabilität. Ein unterlagerter Algorithmus zur optimalen Drehmomentenverteilung berücksichtigt den Gierwunsch, die Reduktion des Regelaufwands und eine gleichmäßige Ausnutzung der Reifenadhäsion. Deren Priorisierung erfolgt über eine Gewichtungsfunktion, woraus ein **Quadratisches-Programmieren** Problem erzeugt wird.

Von Moseberg u. a. [69] nutzt hingegen einen **kräftebasierten Ansatz**. Eine modellgestützte Vorsteuerung erzeugt aus den Fahrervorgaben Kräfte und Momente auf den Fahrzeugaufbau. Mithilfe einer Horizontaldynamikregelung werden anschließend die Beschleunigung und Gierrate des Fahrzeugs gemäß des Fahrerwunsches unter Kompensation von Störungen und Modellunsicherheiten geregelt.

Khosravani u. a. [55] erweitern die Fahrdynamikregelungsverfahren um Fahrermodelle. Sie stellen eine robuste **H-Unendlich Regelung** für Torque Vectoring mit einem **Modell für Fahrerunsicherheiten** und unbekannte Eingangsgrößen unter Berücksichtigung von Modellunsicherheiten vor. Der Fahrer wird als Bahnfolgemodell mit Verzögerungsglied dargestellt. Auf dieser Basis wird aus der aktuellen Fahrzeugposition die zukünftige Position geschätzt und in der Regelung berücksichtigt.

Von Eckert u. a. [21] wird schließlich ein Verfahren zur Steigerung der Fahrdynamik bei gleichzeitiger Senkung des Energieverbrauchs vorgestellt. Die Fahrdynamikregelung regelt bei einem überaktuierten Fahrzeug mit vier radselektiven Antrieben den gewünschten Fahrzustand mithilfe virtueller

Stellgrößen wie Längs-, Querkraft und Giermoment. Mittels **Control Allocation** wird hieraus unter Minimierung der Zielfunktion hinsichtlich des Energieverbrauchs eine energieoptimale Radmomentenverteilung ermittelt. Die Echtzeitfähigkeit des Verfahrens ist allerdings noch zu überprüfen.

3.2 Regelung einer Lenkkraftunterstützung

Klassische Konzepte zur Regelung einer Lenkkraftunterstützung orientieren sich an der Funktionsweise der hydraulischen Lenkkraftunterstützung (siehe Abschnitt 2.2.4). Hierbei wird in Abhängigkeit des vom Fahrer aufgebrauchten Lenkradmoments (Drehstabmoment) ein unterstützendes Motormoment in das Lenksystem induziert. Aus regelungstechnischer Sicht handelt es sich hierbei um eine Steuerung bzw. einen P-Regler mit virtueller Führungsgröße $w = 0$ und einer mit steigender Regelabweichung zunehmenden Verstärkung (siehe 3.2). Das Lenkgefühl ergibt sich als resultierende bleibende Regelabweichung des P-Reglers und wird durch die Motormoment-Drehstabmoment-Kennlinie repräsentiert. Durch die Effekte der variablen Verstärkung kann nach Pfeffer u. a. [76] der geschlossene Regelkreis instabil werden, weshalb der Regelkreis in der Praxis häufig um eine Stabilisierungsfunktion erweitert wird.

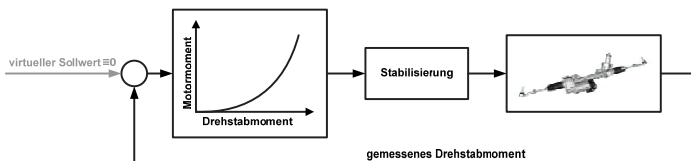


Abb. 3.2 Regelkreis bei klassischem EPS Regelungskonzept. [76]

Hingegen bieten moderne Regelungskonzepte für die Lenkkraftunterstützung flexiblere Möglichkeiten den Lenkkomfort zu beeinflussen und auch

Zusatzfunktionen umzusetzen. Ziel der Regelung ist dabei immer, das Lenkradmoment als Regelgröße dem Sollhandmoment trotz äußerer Störgrößen möglichst exakt nachzuführen und gewünschte Zusatzmomente (bspw. zur Spurhaltung) aufzuprägen (siehe Abbildung 3.3).

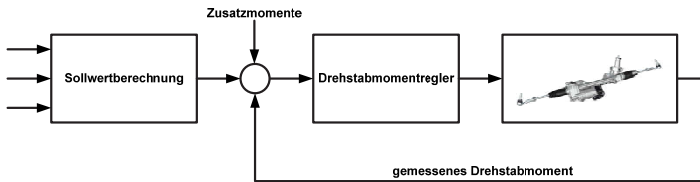


Abb. 3.3 Regelkreis bei modernen EPS Regelungskonzepten, die auf der Regelung des Fahrermoments basieren. [76]

Hierbei kann die Zusammensetzung der resultierenden Zahnstangenkraft aus Unterstützungsmoment und Lenkradmoment gezielt vorgegeben und ein entsprechendes Soll-Lenkradmoment definiert werden, wobei das Unterstützungsmoment möglichst sanft, mit keiner oder minimaler Welligkeit, hoher Effizienz und Fehlertoleranz erzeugt werden soll. [35] Die klare Trennung der Beeinflussung des Lenkgefühls über das Soll-Lenkradmoment und der Umsetzung der Unterstützung durch die Regelung ermöglicht eine Reduktion von Wechselwirkungen [76]. Die aktuelle Zahnstangenkraft kann dabei entweder direkt ermittelt (siehe Graßmann u. a. [32]) oder aus fahrdynamischer Sicht als Seitenführungskraft bzw. Querschleunigung (siehe Pfeffer u. a. [75]) interpretiert werden.

Die Regelung muss neben diesen Teilfunktionen zusätzlich die Systemstabilität sicherstellen, die Informationen des Rad-Straße-Kontakts zum Fahrer transportieren und zusätzlich den Lenkwunsch des Fahrers schnell und mit hoher Güte umsetzen können. Des Weiteren werden, aufgrund von Streuung bei der Produktion, Umwelteinflüssen und Alterungsprozessen, Robustheit hinsichtlich Modellfehler und Parameterunsicherheiten sowie eine aktive Schwingungsdämpfung gefordert. [37, 76, 64]

Um den Lenkkomfort zu erhöhen, werden zusätzlich der Lenkradwinkel oder die Fahrzeuggeschwindigkeit berücksichtigt. So kann bspw. bei Parkiervorgängen ein geringes Lenkradmoment ermöglicht werden und bei hohen Geschwindigkeiten zur Verbesserung der haptischen Rückmeldung und der Richtungsstabilität die Unterstützung kontinuierlich reduziert werden. Ebenso kann der Lenkungsrücklauf aktiv beeinflusst werden und eine bessere Mittenzentrierung erreicht werden. [102, 64]

Zur Umsetzung dieser Anforderungen werden im Folgenden verschiedene Regelungsverfahren aus den Bereichen nicht-lineare Optimierung [109], Zwei-Regler-Struktur [11, 56], PID-Regler [107] mit flexiblen Parametern [13] oder einer Parameteroptimierung über einen genetischen Algorithmus [35], sowie linear-quadratisch-gaußsche Regelung [37] vorgestellt.

Zaremba u. a. [109] schlagen die Berücksichtigung verschiedener Reglerziele auf Basis einer **beschränkten, nicht-linearen Optimierung** vor. Die Zwangsbedingungen repräsentieren hierbei das notwendige Unterstützungsmoment, das Lenkgefühl und das Rückstellmoment. Mittels einer Gewichtungsfunktion kann unter Berücksichtigung der Systemstabilität die Balance zwischen dem Feedback der Fahrzeugbewegung über die Rückwirkung des Reifen-Straßen-Kontakts sowie ungewollten Stör- und Rauscheinflüssen beeinflusst werden.

Von Chen u. a. [11] wird hierfür eine **Zwei-Regler-Struktur** vorgestellt. Der LKU-Motorregler (PI-Regler) beeinflusst die Motordynamik zur Erzeugung des gewünschten Unterstützungsmoments und zur Reduktion von Drehmomentschwankungen. Eine überlagerte Regelung basiert auf einem H-Unendlich-Design zur Verbesserung des Lenkgefühls unter Berücksichtigung der Störeinflüsse von Fahrbahn und Modellunsicherheiten. Um verschiedenen Anforderungen gerecht zu werden, kommen hierbei Gewichtungsfunktionen hinsichtlich Stellzeit und Robustheit zum Einsatz.

Auch Kim u. a. [56] nutzen eine **Zwei-Regler-Struktur**. Hierbei werden die Reduktion des Fahrerlenkmoments und die Lenkungsrückstellung getrennt behandelt. Ein PI-Regler dient zur Beeinflussung des Fahrerlenkmoments, indem die Regelabweichung zwischen aktuellem Fahrerlenkmoment und von der Fahrzeuggeschwindigkeit und Lenkwinkel abhängigem Referenzmoment minimiert wird. Mithilfe eines PID-Reglers wird die aktive Rückstellung und aktive Dämpfung realisiert.

Um wiederum eine einfachere Reglerstruktur (**PID-Regler**) zu ermöglichen, wird von Xue-Ping u. a. [107] das für die Unterstützungskennlinie genutzte Lenkradmoment angepasst. Störeinflüsse und Zustandsgrößen werden somit direkt in die Unterstützungskennlinie mit einbezogen, sodass ein einfacher Regler für eine gute und stabile Lenkkraftunterstützung ausreichend ist.

Zur gleichzeitigen Erfüllung der Ziele Genauigkeit, Schnelligkeit und Stabilität geraten PID-Regelungen jedoch bei sich ändernden Systemzuständen an ihre Grenzen. Von Chunfang u. a. [13] wird daher ein **flexibler PID-Regler** erarbeitet, der in Abhängigkeit der Abweichung zwischen Soll- und Ist-Größe unterschiedliche Parametersets verwendet. So können kleine Abweichungen genau ausgeregelt und große Abweichungen schnell korrigiert werden.

Zur Optimierung der Parameter des PID-Reglers wird von Hassan u. a. [35] ein **genetischer Algorithmus** verwendet. Ausgehend von einer zufälligen Parameterkombination werden mithilfe genetischer Operatoren wie Rekombination und Mutation weitere Kombinationen zur schrittweisen Verbesserung der Lösung erzeugt. Die Optimierung erfolgt auf Basis der Minimierung mittlerer Fehlerquadrate.

Von Henrichfreise u. a. [37] wird schließlich eine beobachterbasierte Zustandsregelung vorgestellt. Die optimale **linear-quadratisch-gaußsche Regelung** (LQG-Regelung) erfolgt mit linearem statischem Zustandsregler. Mithilfe quadratischer Gütefunktionale wird unter Berücksichtigung von

normalverteilten Störanregungen eine Optimierung der Regelung erarbeitet. Des Weiteren erfolgen eine Führungs- und Störgrößenaufschaltung sowie eine Stellgrößenbegrenzung. Die Robustheit wird mittels der Methode der Loop Transfer Recovery (LTR) erzielt.

3.3 Beeinflussung der Lenkung über radselektives Antreiben oder Bremsen

Wie in Abschnitt 2.2.1 dargestellt, kann das Antriebs- oder Bremssystem von Fahrzeugen das Verhalten der Querdynamik und des Lenksystems beeinflussen. Im Folgenden werden daher Arbeiten vorgestellt, die sich mit der gezielten Ansteuerung der Lenkung über Antriebe [77, 7, 90] oder Bremsen [18, 29], sowie mit der Nutzung von Antrieben zur Lenkkraftunterstützung [54, 38, 53, 105] inkl. Fahrzeugstabilisierung [99] oder Torque Vectoring [61] befassen.

Zur Realisierung einer rein **auf radselektiven Antrieben basierenden Lenkung** wird von Polmans u. a. [77] ein linear-quadratisch-integraler Gierratenregler (LQI-Regelung) vorgeschlagen. Das Verfahren erzeugt jedoch im Gegensatz zu konventionell gelenkten Fahrzeugen bei schnellen Lenkmänavern ein Überschwingen in Gierrate und Fahrzeugbeschleunigung. Der vorgegebene Lenkwinkel kann dabei während der Kurvenfahrt nur bis zu einer im Vergleich zu konventionellen Lenksystemen niedrigeren Querbesehleunigung gehalten werden.

Von Besselink [7] wird die **Beeinflussung der Lenkwinkel von nicht-angetriebenen Rädern** über radselektive Antriebe vorgestellt. Mittels unterschiedlicher Rad-Drehzahlen an der angetriebenen Achse kann durch Minimieren der Radwiderstandskräfte ein Einlenken der freilaufenden Räder und somit des Fahrzeugs ermöglicht werden.

Das von Shuang u. a. [90] erarbeitete Lenkverfahren ermöglicht darüber hinaus einen gänzlichen Verzicht auf ein Einlenken der Vorder- oder Hinterräder. Aus gegebenem Lenkwunsch, der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Schwimmwinkel werden die erforderlichen Raddrehmomente berechnet und damit ein **Fahrzeuggiermoment zur Querführung** des Fahrzeugs erzeugt.

Neben Antrieben können auch Bremsen zur Realisierung einer Lenkbewegung genutzt werden. So stellen Dominguez-Garcia u. a. [18] ein Verfahren zur **Fahrzeuglenkung mittels radselektiver Bremseingriffe** vor. Die verwendete Zustandsregelung wird mithilfe des Verfahrens der Polvorgabe entworfen, um ein dem linearen Einspurmodell entsprechendes Übergangsverhalten zu erzielen. Konventionelle Fahrwerke bieten nach Gauger u. a. [29] für diesen Einsatz allerdings ein begrenztes Potenzial.

Von Jin u. a. [54] wird losgelöst von einem vollständigen Lenken des Fahrzeugs über Antrieb oder Bremse ein Lenksystem vorgestellt, das die **Reduktion des Fahrer-Handmoments** und damit eine Lenkkraftunterstützung in den Fokus stellt. Bei einem Fahrzeug mit positivem Lenkrollradius und Radnabenantrieben ist es möglich, mit gezielter Ansteuerung der Antriebe sowohl im Stand als auch während der Fahrt das Fahrer-Handmoment zu reduzieren. Hierzu wird eine PID-Regelung mit Vorsteuerung eingesetzt. Nach Höck u. a. [38] und Jarlmark [53] muss jedoch berücksichtigt werden, dass die gezielte Ansteuerung radindividueller Antriebe an der Vorderachse neben positiven Effekten auch störende Lenkmomente verursachen kann. Daher muss ein Kompromiss zwischen der Rückwirkung von Reifenkräften auf das Lenkmoment, Reibeffekten in der Spurstange und Rückmeldungen am Lenkrad gefunden werden.

Wu u. a. [105] setzen auf einem ähnlichen System wie Jin u. a. [54] auf. Zur **Beeinflussung des Lenkmoments** eines Fahrzeugs mit zwei Radnabenantrieben an den Vorderrädern wird eine Zwei-Ebenen-Regelung vor-

geschlagen. Die low-level Regelung basiert auf einem mittels des RICCATI-Verfahrens parametrisierten PI-Regler und regelt den Antriebsmotorstrom in Abhängigkeit vom geforderten Sollstrom. Der high-level PI Regler ermittelt in Abhängigkeit der durch Beschleunigungs- oder Bremsvorgängen geforderten Antriebskraft die Summe der Motorströme und definiert unter Berücksichtigung des gewünschten Lenkbefehls einen Differenzstrom für die einzelnen Antriebe. Es kann eine vollständige Kompensation des Rückstellmoments erreicht werden, wobei eine Traktionskontrolle empfohlen wird.

Wang u. a. [99] schlagen ebenfalls eine zweischichtige Regelungsstruktur für eine **Lenkkraftunterstützung** mittels radselektiver Antriebe vor. Die obere Regelungsschicht beinhaltet eine PI-Regelung zur Beeinflussung der für die LKU benötigten symmetrischen Differenzmomente an den Vorderrädern und eine Giermomentenregelung zur **Fahrzeugstabilisierung** unter Verwendung der Heckantriebe. Das unterlagerte Regelsystem dient der Traktionskontrolle unter Berücksichtigung des Reifenschlupfs und sorgt für eine Umverteilung der Antriebsmomente an das nicht-schlupfende Rad.

Von Lex u. a. [61] wird schließlich ein Verfahren zur Kombination von **Torque Vectoring und aktiven Lenksystemen** vorgestellt. Die Regelung des überaktuierten Systems erfolgt auf Basis einer optimalen Control Allocation und sorgt für eine optimale Kraftverteilung auf die einzelnen Räder in Abhängigkeit des Reibkontakts. Ein positiver Effekt des Torque Vectorings auf das Lenksystem ist allerdings nur im Bereich kleiner Reibkoeffizienten erkennbar, was auf den begrenzten Arbeitsbereich des Radnabenmotors zurückzuführen ist. Andernfalls sind die Reifenlängskräfte nicht ausreichend, um das Fahrverhalten zu beeinflussen. Hierfür ist der Einsatz leistungsstärkerer Antriebe erforderlich.

3.4 Zusammenfassung und Ableitung des Forschungsbedarfs

Bisherige Arbeiten zeigen, dass ein großes Potenzial zur positiven Beeinflussung der Querdynamik von Fahrzeugen durch radindividuelle Längskräfte besteht. Je nach Umsetzung können sowohl die Fahrdynamik und die Fahrsicherheit erhöht als auch der Energiebedarf reduziert werden. Gerade der Einsatz radselektiver Antriebe hat neben energetischen Gesichtspunkten auch funktional Vorteile gegenüber der Nutzung radselektiver Bremsengriffe. Findet der radselektive Eingriff an der gelenkten Achse statt, kann über die Fahrdynamik hinaus auch das Lenksystem beeinflusst werden. Konventionelle Lenksysteme nutzen typischerweise dedizierte Aktoren, um Lenkeingriffe zu realisieren, die neben der Erhöhung des Fahrkomforts auch der Fahrsicherheit dienen. Werden jedoch die Einflüsse radindividueller Längskräfte gezielt auf das Lenksystem übertragen, können Synergieeffekte aus Antrieb und Lenkung genutzt werden.

Bei geeigneter Fahrwerksauslegung und gezielter Ansteuerung der Längskräfte können unterstützende Lenkeingriffe und eingeschränkt eine eigenständige Lenkaktuierung umgesetzt werden. Werden jedoch Radnabenmotoren oder konventionelle Friktionsbremsen zur Erzeugung von Längskräften eingesetzt, ergibt sich der Nachteil, dass der Einfluss von Antriebs- und Bremskräften auf das Lenksystem identisch ist und nicht entkoppelt werden kann. Um jedoch eine zuverlässige Funktionsweise bestehender Assistenzsysteme wie ESP, ABS usw. gewährleisten zu können, sollen Bremskräfte keine bzw. nur eine sehr geringe Auswirkung auf die Lenkung haben.

Aus regelungstechnischer Sicht zeigen die vorgestellten Arbeiten, dass sowohl bei der Fahrdynamik- als auch bei der Lenkkraftunterstützungsregelung statische Regelungsverfahren nicht geeignet sind. Die Fahrzeugdynamik verhält sich bei unterschiedlichen Fahrzuständen (Geschwindigkeit,

Querschleunigung usw.) stark unterschiedlich. Daher werden entweder PID-Regelungskonzepte mit variablen Parametern oder linear-quadratische Regler (LQ-Regler) eingesetzt. Gerade die LQ-Regler bieten durch ihre intrinsische Robustheit und Stabilität wichtige Eigenschaften für Fahrzeugregelsysteme. Bei komplexeren Regelungsverfahren ist eine echtzeitfähige Umsetzung in den gezeigten Arbeiten nicht Gegenstand der Untersuchung. Eine praktische Umsetzung in Fahrzeugen muss daher noch geprüft werden.

Das Studium der bisherigen Arbeiten zeigt, dass sowohl Lenkeingriffe über radselektive Antriebe als auch Möglichkeiten zur energieeffizienten Beeinflussung der Fahrdynamik grundlegend untersucht und umgesetzt werden konnten. Eine kombinierte Betrachtung von radselektiven Antrieben zur Lenkungsbeeinflussung unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Einflüsse auf Fahrdynamik und Energiebedarf ist bisher allerdings nicht erfolgt. Durch die gezielte Beeinflussung der Reifenkräfte ergibt sich hierbei jedoch ein sinnvoll zu nutzendes Potenzial, was die Untersuchungen aus den Bereichen der Fahrdynamik belegen.

Das Ziel dieser Arbeit ist daher ein ganzheitlicher Ansatz zur Regelung der Lenkkraftunterstützung bei gleichzeitiger Energiebedarfsreduktion unter Berücksichtigung von Fahrdynamik und Fahrwerkseffekten.

Diese Arbeit orientiert sich hierfür an folgenden Leitfragen:

- Welches Regelungssystem ist für eine praxisorientierte und echtzeitfähige Umsetzung einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe geeignet?
- Kann sowohl ein dem Fahrkomfort entsprechendes Lenkradmoment erzielt und gleichzeitig der Energiebedarf gesenkt werden?
- Kann dabei die Fahrdynamik positiv beeinflusst werden?

- Ist eine Entkopplung von Brems- und Antriebskräften zur Gewährleistung der sicheren Funktion konventioneller Assistenzsysteme wie ESP, ABS usw. möglich?
- Können alle relevanten Fahrsituationen mit diesem System abgedeckt werden?
- Wo liegen die Grenzen des verwendeten Ansatzes?

Hierbei soll das System mit minimalem Stellgrößenaufwand (Nutzung zweier radselektiver Antriebe an der Vorderachse) umgesetzt werden.

4 Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe

Der Fahrer eines Fahrzeugs kann bei der Durchführung der Fahrzeugführung als Regelungskomponente im Fahrer-Fahrzeug-System betrachtet werden (siehe Abbildung 4.1). Während einer Fahrt regelt der Fahrer den Fahrzeugzustand x , um einer gewünschten Führungsgröße x_{soll} trotz diverser Störeinflüsse z zu folgen. Die Führungsgröße x_{soll} entspricht hierbei dem Fahrzustand, der notwendig ist, um einer gewünschten Trajektorie zu folgen. Hierzu vergleicht der Fahrer den Soll- mit dem Istzustand des Fahrzeugs und beeinflusst entsprechend das Fahrzeugverhalten. Die Beeinflussung der Querdynamik erfolgt hierbei über das Lenksystem mittels Aufbringen eines Lenkmoments M_H und geeignetem Lenkradwinkel δ_H . Die Längsdynamik wird über die Fahr- oder Bremspedalposition p_A beeinflusst.

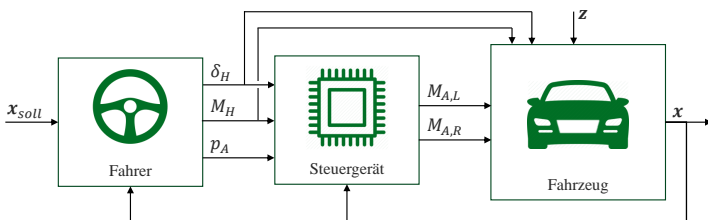


Abb. 4.1 Regelungssystem Fahrer und Fahrzeug mit radselektiven Antrieben an der Vorderachse.

Das Steuerungs- oder Regelungssystem einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe (LURA) nimmt die Eingabegrößen δ_H und p_A des

Fahrers und den Fahrzeugzustand x entgegen und ermittelt die notwendigen Antriebsmomente $M_{A,L/R}$ der beiden Vorderräder, um den Fahrer bei der Fahrzeugführung zu unterstützen.

Die Grundidee der Steuerung des Lenkradmoments (siehe Abschnitt 4.3) beruht auf konventionellen Lenkkraftunterstützungssystemen. Die Antriebsmomente $M_{A,L/R}$ werden hierbei in Abhängigkeit des Lenkradmoments M_H angesteuert. Der Grad der Unterstützung wird über ein Unterstützungskennfeld parametrisiert. Dies ermöglicht eine einfache und robuste Umsetzung der Unterstützungsfunktionalität.

Die Regelung (siehe Abschnitt 4.4) führt hingegen einen Abgleich des aktuellen Lenkradmoments M_H mit einem vom Fahrzustand abhängigen Soll-Lenkradmoment $M_{H,soll}$ durch und ermittelt hieraus die notwendigen Antriebsmomente $M_{A,L/R}$. Des Weiteren werden weitere Größen wie Gierrate $\dot{\psi}$ und Reifenverluste unter Adaption der Reglerparameter in Abhängigkeit von Fahrzeuggeschwindigkeit v , Längs- und Querbeschleunigung a_x und a_y berücksichtigt.

Bei der Entwicklung der Steuerungs- und Regelungsverfahren wird auf eine starke Praxisnähe geachtet. Die in Abschnitt 4.1 begleitet durch diese Arbeit entstandenen Demonstratorfahrzeuge stellen daher die Basis für die vorgestellten Steuerungs- und Regelungssysteme dar. Hierfür steht eine direkte Umsetzbarkeit der entwickelten Verfahren im Fokus, sodass eine einfache und effiziente Übertragung der Algorithmen auf die Fahrzeugsteuergeräte der Demonstratorfahrzeuge gefordert ist. Dazu wird einerseits auf effiziente Modelle (siehe Abschnitt 4.2) und Steuerungs-/Regelungsverfahren geachtet. Andererseits wird durch die Nutzung der Entwicklungsumgebung MATLAB/SIMULINK in Kombination mit IPG CARMAKER FOR SIMULINK und dSPACE REAL-TIME INTERFACE die direkte Übertragung der für die CARMAKER-Simulation entwickelten Algorithmen auf das dSPACE Prototypen-steuergerät ermöglicht.

4.1 Entwicklungsplattform für Lenkung und Fahrwerk

Diese Arbeit entstand im Rahmen des Förderprojekts „Energieoptimale, intelligente Lenkkraftunterstützung für elektrische Fahrzeuge (e²-Lenk)“ des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF). Die Verbundpartner SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & Co. KG und FAST – INSTITUT FÜR FAHRZEUGSYSTEMTECHNIK setzten sich hierbei das Ziel, ein neuartiges Konzept zur Lenkkraftunterstützung zu entwickeln. [28]

Im Rahmen dieses Projekts ist, begleitet durch diese Arbeit, die modulare Entwicklungsplattform für Lenkung und Fahrwerk (ELF) entstanden. Sie ermöglicht anhand mehrerer Demonstratorfahrzeuge (siehe Abb. 4.2) die Evaluierung und Demonstration der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe in der Praxis. Mit unterschiedlichen Zielsetzungen ermöglichen die verschiedenen Fahrzeuge einen anwendungsorientierten und praxisnahen Entwicklungsprozess. Bestandteil dieser Arbeit war die Planung, Entwicklung und Integration der elektrotechnischen und mechatronischen Komponenten der Fahrzeuge, sowie die Umsetzung der in den nachfolgenden Abschnitten entwickelten Steuerungs- und Regelungsverfahren.

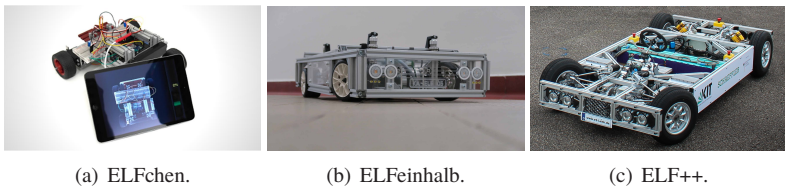


Abb. 4.2 Demonstratorfahrzeuge zur Entwicklung von Lenkungs- und Fahrwerkskonzepten.

Der Funktionsdemonstrator „ELFchen“ (Abb. 4.2a, Maßstab ca. 1:10) ermöglicht die Veranschaulichung der Funktionsweise für das Lenken und Steuern eines Fahrzeugs durch radselektives Antreiben der Vorderräder. Darüber hinaus bietet das Fahrzeug „ELFeinhalb“ (Abb. 4.2b) mit einem

Maßstab von 1:5 die Einsatzmöglichkeit eines konventionellen Fahrwerks und Lenksystems aus dem Modellbaubereich. Ebenso können hier Komponenten konventioneller Prototypensteuerungssysteme verbaut werden. Dies ermöglicht die frühzeitige und simultane Entwicklung der Steuerungs- und Regelungsstrategien in praxisbezogenem Kontext.

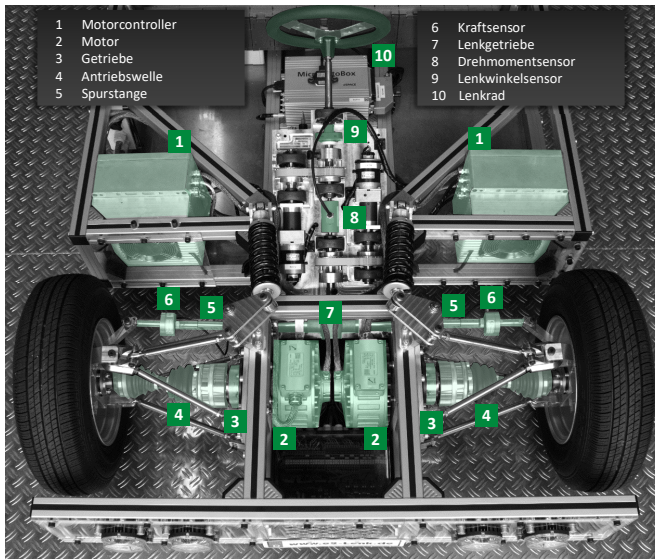
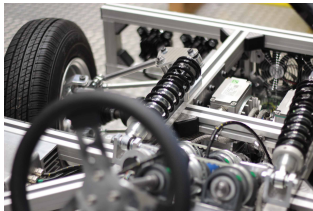


Abb. 4.3 Lenk- und Antriebssystem des Demonstratorfahrzeugs ELF++.

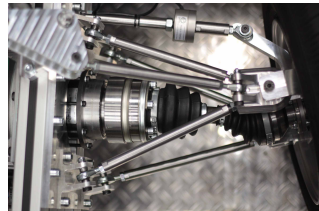
Das Hauptdemonstratorfahrzeug „ELF++“ (Abb. 4.2c) im Maßstab 1:1,5 dient schließlich der Validierung des Prinzips der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe und verschiedener Steuerungs- und Regelungsverfahren. In diesem aus einer modular aufgebauten Rahmenstruktur bestehenden Fahrzeug können hierbei realitätsnahe Komponenten aus dem Quad- und Motorradbereich zum Einsatz kommen. Das Fahrwerk ist als Vierlenker-Vorderachse und Fünflenker-Hinterachse ausgebildet und ermöglicht durch die Stab-Bauweise auch im Nachhinein ein einfaches Justieren der Fahrwerksparameter. Die elektrischen Antriebe sind jeweils radnah platziert (Abstützung am Chassis) und entsprechend über Getriebe und Gleichlauf-

Gelenkwellen mit den Vorderrädern verbunden (siehe Abbildung 4.3). Hierdurch wird bei Antriebskräften der Störkrafthebelarm der zur Lenkmomentbildung wirksame Hebelarm.

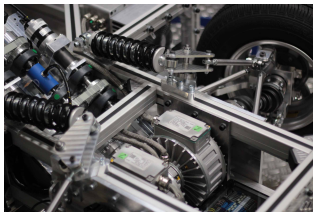
Das umgesetzte Lenksystem bietet einerseits die Möglichkeiten der rein mechanischen Lenkbewegung durch einen Fahrer oder durch einen Elektromotor (Steer-by-wire). Andererseits kann zwischen einer konventionellen Lenkkraftunterstützung und der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe umgeschaltet werden. Nicht benötigte Elemente können zur Vermeidung von Schleppwiderständen entkoppelt werden.



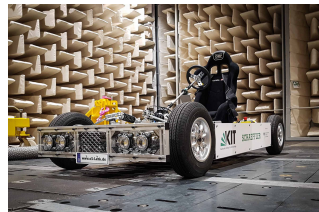
(a) Lenkung.



(b) Fahrwerk.



(c) Antriebe.



(d) Gesamtansicht.

Abb. 4.4 Komponenten des Demonstratorfahrzeugs ELF++.

Über diverse Sensoren können die relevanten Größen aus den Bereichen Fahrdynamik und Lenksystem erfasst werden. Die Bedienung des Fahrzeugs kann sowohl über WLAN, als auch über eine aus dem konventionellen RC-Fahrzeug-Bereich stammenden Funkfernsteuerung erfolgen. Die einzelnen Komponenten sind in Abbildung 4.4 dargestellt. Die detaillierten technischen Daten sind Tabelle A.1 im Anhang zu entnehmen.

4.2 Modellbildung

Die Modellbildung dient dazu, reale (technische) Systeme in einer abstrakten Beschreibung darzustellen, mit der die relevanten, zu untersuchenden Aspekte des Systemverhaltens analysiert werden können. Um eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe und deren Einflüsse auf die Fahrdynamik abbilden zu können, erfolgt zunächst die Erstellung eines geeigneten Fahrzeugmodells. Dieses wird sukzessive um weitere Teilaspekte wie Lenkung, Aufbaubewegung und Reifeneffekte erweitert. Abschließend wird ein Referenzmodell zur Darstellung der dem linearen Fahrverhalten entsprechenden Gierrate vorgestellt. Die Validierung der Modelle findet sich im Anhang A.3.

4.2.1 Erweitertes Fahrzeugmodell

Das in den Grundlagen (Abschnitt 2.1.1) vorgestellte Fahrzeugmodell ist für die Modellierung der Einflüsse von radselektiven Antrieben nicht geeignet, bietet aber aufgrund des für Normalfahrer weiten Gültigkeitsbereichs und der hohen Recheneffizienz eine gute Ausgangsbasis für Fahrzeugmodelle, die bei Regelungssystemen Anwendung finden [116]. Im Folgenden wird ein erweitertes, mathematisches Fahrzeugmodell vorgestellt, das Einflüsse radselektiver Antriebskräfte an der Vorderachse abbildet.

Die am Fahrzeug angreifenden Kräfte sind in Abbildung 4.5 dargestellt. Die Antriebskräfte $F_{x,v,l/r}$ des linken und rechten Vorderrads greifen im jeweiligen Radmittelpunkt mit der Spurweite s an. Die Seitenkräfte $F_{y,v}$ der beiden Vorderräder sind an einem virtuellen Rad in der Fahrzeugmitte zusammengefasst. Analoges gilt für die Hinterachse.

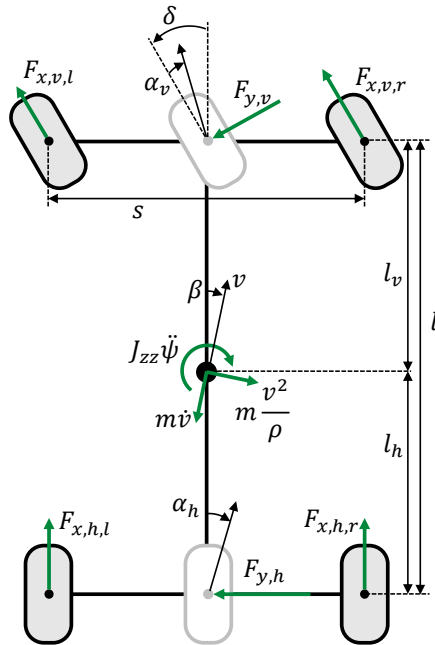


Abb. 4.5 Erweitertes Fahrzeugmodell zur Abbildung radselektiver Antriebskräfte.

Hieraus ergibt sich die Kräftebilanz in y-Richtung zu

$$m \frac{v^2}{\rho} \cos \beta + m \dot{v} \sin \beta - F_{y,h} - F_{y,v} \cos \delta - (F_{x,l} + F_{x,r}) \sin \delta = 0 \quad (4.1)$$

und die Momentenbilanz zu

$$J_{zz} \ddot{\psi} + F_{y,h} l_h - F_{y,v} l_v \cos \delta - (F_{x,l} + F_{x,r}) l_v \sin \delta - \underbrace{(F_{x,r} - F_{x,l}) \frac{s}{2} \cos \delta}_{\Delta M_z} = 0. \quad (4.2)$$

Daraus ergeben sich analog zu Abschnitt 2.1.1 folgende Bewegungsgleichungen:

$$\dot{\beta} = \frac{1}{mv} \left[-m\dot{\nu}\beta + c_{\alpha,v} \left(\delta - \beta - l_v \frac{\dot{\psi}}{v} \right) + c_{\alpha,h} \left(-\beta + l_h \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \right] - \dot{\psi} \quad (4.3)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_{zz}} \left[c_{\alpha,v} l_v \left(\delta - \beta - l_v \frac{\dot{\psi}}{v} \right) - c_{\alpha,h} l_h \left(-\beta + l_h \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \right] - \frac{\Delta M_z}{J_{zz}}. \quad (4.4)$$

Unterscheiden sich (unter der Annahme konstanter Gesamtantriebskraft und Bahngeschwindigkeit sowie konstantem Kurs) die Antriebskräfte der Vorderäder, entsteht durch die Antriebskräftedifferenz ein zusätzlicher Anteil ΔM_z auf das Fahrzeug-Giermoment, der die Verteilung der Reifenseitenkräfte beeinflusst. Löst man die Zusammenhänge aus den Gleichungen (4.1) und (4.2) nach $F_{y,h}$ und $F_{y,v}$ auf, ergibt sich somit die Änderung der Reifenseitenkräfte vorne $\Delta F_{y,v}$ und hinten $\Delta F_{y,h}$ zu

$$\Delta F_{y,h} = \frac{\Delta M_z}{l_h + l_v} = \frac{\Delta F_{x,A} s \cos \delta}{2(l_h + l_v)} \quad (4.5)$$

$$\Delta F_{y,v} = -\frac{\Delta M_z}{(l_h + l_v) \cos \delta} = -\frac{\Delta F_{x,A} s}{2(l_h + l_v)} \quad (4.6)$$

Um den durch die unterschiedlichen Antriebskräfte mit der Differenz $\Delta F_{x,A}$ entstehenden, zusätzlichen Giermomentanteil ΔM_z zu kompensieren, werden die Reifenseitenkräfte an der Vorderachse reduziert ($\Delta F_{y,v} < 0$) und an der Hinterachse erhöht ($\Delta F_{y,h} > 0$). Somit kann über das erzeugte Giermoment gezielt die Verteilung der Reifenseitenkräfte zwischen Vorder- und Hinterachse beeinflusst werden, ohne dass radselektive Antriebe an der Hinterachse notwendig sind. Weiterhin wird hierdurch gemäß Gleichung (2.26) das Rückstellmoment der Räder reduziert.

Die Reduktion der vorderen Reifenseitenkräfte hat wiederum eine Reduktion der vorderen Schräglaufwinkel α_v zur Folge. Daraus ergibt sich, dass der Fahrer gemäß Gleichung (2.9) bei gleicher Kurvenfahrt einen kleineren Lenkwinkel stellen muss.

4.2.2 Nick- und Wankmodell

Bei Kurvenfahrten oder Brems- und Anfahrvorgängen treten aufgrund von Längs- und Querbeschleunigungen Radlaständerungen auf. Die Radlaständerungen haben einen großen Einfluss auf die Reifenkräfte und beeinflussen damit die Fahrdynamik. Im Folgenden wird in Anlehnung an von Vietinghoff [98] ein Nick- und Wankmodell vorgestellt. In Anlehnung an Schramm u. a. [86] werden hierfür folgende vereinfachende Annahmen getroffen:

- Die Auswirkungen von Kräften auf die Fahrwerksgeometrie werden nicht berücksichtigt. Die Gleichgewichtsbedingungen gelten somit für die Ausgangslage des Fahrzeugs.
- Nick- und Wankwinkel werden als klein angenommen. Die räumliche Aufbaubewegung wird somit vernachlässigt.
- Die Trägheitskräfte aufgrund von Längs- und Querbeschleunigungen greifen als äußere Kräfte im Fahrzeugschwerpunkt an. Fliehkräftanteile einzelner Komponenten sowie durch Federn, Dämpfer oder Stabilisatoren induzierte Kräfte werden nicht berücksichtigt.
- Die Aufbaumasse entspricht der Fahrzeuggesamtmasse.

Zunächst wird die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs und damit das Nicken betrachtet (siehe Abbildung 4.6, links).

Durch Momentenbilanz um die Hinterräder ergibt sich mit

$$F_{z,v} = m \left(\frac{l_h g}{l} - \frac{h_s a_x}{l} \right) \quad (4.7)$$

die zusammengefasste Radlast $F_{z,v}$ der Vorderräder in Abhängigkeit der Fahrzeugmaße l bzw. l_h und der Schwerpunkthöhe h_s sowie der Längsbeschleunigung a_x und der Erdbeschleunigung g .

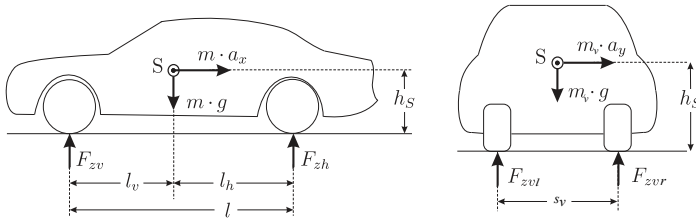


Abb. 4.6 Vertikalkräfte in Seitenansicht (links) und Frontansicht (rechts) (aus [137], nach von Vietinghoff [98]).

Hieraus kann eine virtuelle Masse der Vorderachse ermittelt werden:

$$m_v = \frac{F_{z,v}}{g} = \frac{m}{g} \left(\frac{l_h g}{l} - \frac{h_s a_x}{l} \right). \quad (4.8)$$

Betrachtet man nun die Wankbewegung (siehe Abbildung 4.6, rechts) mit der Momentenbilanz um das rechte Vorderrad, ergibt sich die Radlast $F_{z,v,l}$ des linken Vorderrades zu

$$F_{z,v,l} = m_v \left(\frac{g}{2} - \frac{a_y h_{w,v}}{s_v} \right) = m \left(\frac{l_h g}{l} - \frac{h_s a_x}{l} \right) \left(\frac{1}{2} - \frac{h_{w,v} a_y}{s_v g} \right). \quad (4.9)$$

Hierbei werden mit $h_{w,v/h}$ die Wankpole an der Vorder- bzw. Hinterachse bezeichnet.

Mit analogem Vorgehen ergibt sich für die Radlasten der anderen Räder

$$F_{z,v,r} = m \left(\frac{l_h g}{l} - \frac{h_s a_x}{l} \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{h_{w,v} a_y}{s_v g} \right) \quad (4.10)$$

$$F_{z,h,l} = m \left(\frac{l_v g}{l} + \frac{h_s a_x}{l} \right) \left(\frac{1}{2} - \frac{h_{w,h} a_y}{s_h g} \right) \quad (4.11)$$

$$F_{z,h,r} = m \left(\frac{l_v g}{l} + \frac{h_s a_x}{l} \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{h_{w,h} a_y}{s_h g} \right). \quad (4.12)$$

4.2.3 Reifenmodell

Die Wechselwirkungen zwischen Reifen und Fahrbahn sind neben aerodynamischen Effekten die einzigen Faktoren, über die Kräfte des Fahrzeugs in der Umgebung abgestützt werden können [86]. Die Modellierung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts ist somit ein wesentlicher Bestandteil der Modellbildung für Fahrzeuge.

Die Übertragung von Kräften und Momenten aller drei Raumrichtungen erfolgt im Reifenlatsch. Die Reifen dienen dabei der Aufnahme von Radlasten sowie der Übertragung von Beschleunigungs-, Brems- und Querkräften. Im Folgenden wird das analytische Reifenmodell nach Pacejka [73] vorgestellt, das die dynamischen und komplex nichtlinearen Systemeigenschaften und Effekte im Reifenlatsch kombiniert als Zusammenhänge zwischen Reifenseitenkraft und Schräglaufwinkel sowie Umfangskraft und Schlupf abbildet. Für die Beschreibung anderer Modelle wird auf die Literatur verwiesen, in Schramm u. a. [86] findet sich hierbei eine gute Übersicht.

Die von Pacejka entwickelte *MAGIC FORMULA* ist eines der meist genutzten Reifenmodelle und beschreibt den Reifen-Fahrbahn-Kontakt rein mathematisch unter quasi-stationären Bedingungen. Hierbei werden die Reifenkräfte über eine Kombination von Sinus- und Arkustangensfunktionen approximiert [73]:

$$y = D \sin [C \arctan (Bx - E (Bx - \arctan(Bx)))]. \quad (4.13)$$

Die Interpretation der Parameter ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Hierbei repräsentiert B den Steifigkeitsfaktor, C den Formfaktor, D den Maximalwert und E den Krümmungsfaktor. Die Steifigkeit des Reifens bzw. die Steigung der Kennlinien bei Nullschlupf wird über

$$c_{\alpha} = BCD \quad (4.14)$$

beschrieben.

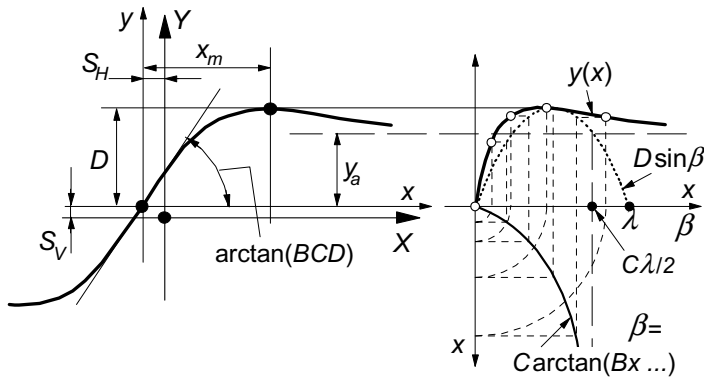


Abb. 4.7 Magic Formula [73].

Unter Verwendung von

$$Y(X) = y(x) + S_V \quad (4.15)$$

$$x = X + S_H \quad (4.16)$$

kann ein vertikaler und horizontaler Versatz mit den Parametern S_V und S_H berücksichtigt werden. Zur Abbildung der Seitenkraft mit $Y = F_y$ wird als Eingangsgröße der Schräglaufwinkel bzw. Seitenschlupf mit $X = \tan \alpha$ gewählt.

Sowohl die Schräglaufsteifigkeit c_α als auch die maximale Seitenkraft D ändern sich in Abhängigkeit der Radlast F_z . Nach Ammon [1] steigt die Seitenkraft linear mit der Radlast bis zu einer konstruktiven Betriebslast $F_{z,B}$ an. Anschließend steigt die Seitenkraft nur noch mit degressivem Verlauf. Der Maximalwert D kann somit über

$$D = F_z (1 + e_z (F_{z,B} - F_z)) \quad (4.17)$$

in Abhängigkeit des Degressivitätsfaktors e_z ermittelt werden [123].

In der linearen Zustandsraumdarstellung wird der lineare Zusammenhang

$$F_y = c_\alpha \alpha \quad (4.18)$$

zwischen Seitenkraft F_y und dem Schräglaufwinkel α genutzt. Im Bereich kleiner Schräglaufwinkel $\alpha \leq 1^\circ$ wird hierfür der Zusammenhang aus Gleichung (4.14) verwendet. Für Schräglaufwinkel $\alpha > 1^\circ$ ist dieser lineare Zusammenhang nicht mehr gültig und es wird über

$$c_{\text{virt}} = \frac{F_y}{\alpha} = \frac{D \sin [C \arctan (B \tan \alpha - E (B \tan \alpha - \arctan (B \tan \alpha)))]}{\alpha} \quad (4.19)$$

eine virtuelle Schräglaufsteifigkeit c_{virt} ermittelt. Der zur Berechnung notwendige Schräglaufwinkel α stammt hierbei aus dem erweiterten Einspurmodell (siehe Abschnitt 4.2.1). Somit kann auch im Bereich eines nichtlinearen Reifenverhaltens die Schräglaufsteifigkeit für die Zustandsraumdarstellung ermittelt werden.

4.2.4 Lenkmodell

Am Beispiel des linken Vorderrades wird der Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und Radlenkwinkel sowie zwischen Lenkradmoment und Moment um die Spreizachse vorgestellt. In Abbildung 4.8 ist das Lenksystem in einer Draufsicht schematisch dargestellt. Hierbei wird von einer rein horizontalen Bewegung in der x - y -Ebene ausgegangen.

Der Punkt O beschreibt den Durchstoßpunkt der Lenkachse durch den Radträger. A und B sind die Gelenkpunkte in Konstruktionslage zwischen Spurbel und Spurstange sowie zwischen Spurstange und Zahnstange. Bei Drehung des Lenkrades um einen negativen Winkel δ_H erfolgt eine Bewegung der Spurstange in positive y -Richtung. Somit dreht sich das Rad nach rechts,

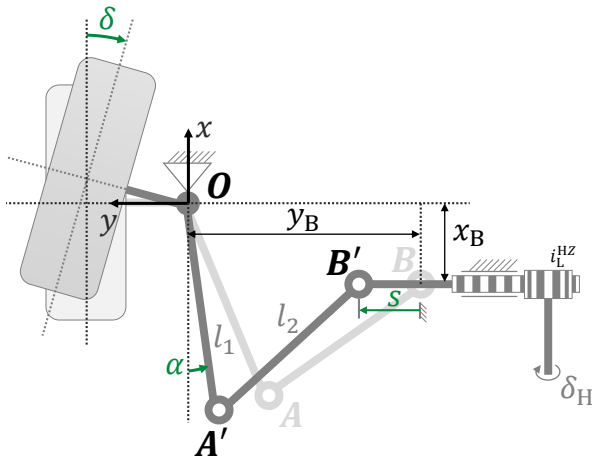


Abb. 4.8 Zusammenhänge zwischen Zahnstangen- und Lenkbewegung am linken Vorderrad.

was wiederum einem negativen Lenkwinkel δ entspricht. Die Übersetzung zwischen der rotatorischen Lenkradbewegung und der translatorischen Zahnstangenbewegung sei mit i_L^{HZ} konstant.

Bei Kenntnis des Zahnstangenwegs s sowie der Länge l_1 des Spurhebels und der Länge l_2 der Spurstange kann mit den Koordinaten x_B und y_B des Gelenkpunktes B in Konstruktionslage der Zusammenhang zwischen der Dreh- bzw. Lenkbewegung des Rades und der Zahnstangenbewegung dargestellt werden. Die aktuelle Position der Gelenkpunkte A' und B' wird über

$$A' : \begin{pmatrix} -l_1 \cos \alpha \\ -l_1 \sin \alpha \end{pmatrix} \quad B' : \begin{pmatrix} x_B \\ y_B + s \end{pmatrix} \quad (4.20)$$

beschrieben. Mit

$$l_2 = \overline{A'B'} = \sqrt{(-l_1 \cos \alpha - x_B)^2 + (-l_1 \sin \alpha - y_B - s)^2} \quad (4.21)$$

kann nach dem Zusammenhang $\alpha(s)$ zwischen dem Winkel α um die Lenkachse und dem Zahnstangenweg s aufgelöst werden. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird auf eine ausgeschriebene Darstellung an dieser Stelle verzichtet.

Die von der aktuellen Zahnstangenposition abhängige Lenkübersetzung i_L^{ZL} zwischen der translatorischen Zahnstangenbewegung und der rotatorischen Lenkbewegung um die Lenkachse ergibt sich zu

$$i_L^{\text{ZL}}(s) = \frac{\alpha(s)}{s}, \text{ für } s \neq 0 \quad (4.22)$$

$$i_L^{\text{ZL}}(0) = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{\alpha(s)}{s}, \text{ für } s = 0. \quad (4.23)$$

Gesucht ist nun der Zusammenhang zwischen dem Radlenkwinkel δ um die Hochachse des Rades und dem Winkel α um die zur Hochachse des Rades geneigte Lenkachse \mathbf{e}_L . Hierzu wird ein Einheitsvektor \mathbf{u} eingeführt, der die Ausrichtung des Rades repräsentiert und parallel zur Radmittelebene definiert sei. Bei einer Lenkbewegung um die Lenkachse mit dem Lenkwinkel α , wird \mathbf{u} entsprechend mitgelenkt. Zwischen der Projektion von $\mathbf{u}(\alpha)$ in die x - y -Ebene und der x -Achse mit Einheitsvektor \mathbf{e}_x bildet sich der Lenkwinkel δ . Ist der Lenkwinkel $\delta = 0$, zeige \mathbf{u} in Richtung der x -Achse ($\mathbf{u}(0) = (1, 0, 0)^\text{T}$).

Mit Hilfe der allgemeinen Rotationsmatrix \mathbf{R} für die Drehung um eine durch den Einheitsvektor $\mathbf{n} = (n_1, n_2, n_3)^\text{T}$ definierte Achse (siehe Merziger u. a. [67], Darstellung aus [101])

$$\mathbf{R}(\alpha) = \begin{pmatrix} n_1^2 c(\alpha) + \cos \alpha & n_1 n_2 c(\alpha) - n_3 \sin \alpha & n_1 n_3 c(\alpha) + n_2 \sin \alpha \\ n_2 n_1 c(\alpha) + n_3 \sin \alpha & n_2^2 c(\alpha) + \cos \alpha & n_2 n_3 c(\alpha) - n_1 \sin \alpha \\ n_3 n_1 c(\alpha) - n_2 \sin \alpha & n_3 n_2 c(\alpha) + n_1 \sin \alpha & n_3^2 c(\alpha) + \cos \alpha \end{pmatrix} \quad (4.24)$$

kann der Radausrichtungsvektor $\mathbf{u}(\alpha)$ über

$$\mathbf{u}(\alpha) = \mathbf{R}(\alpha)\mathbf{u}(0) \quad (4.25)$$

ausgedrückt werden, mit

$$\begin{aligned} n_1 &= \tan \tau \cos \lambda, & n_2 &= \tan \sigma \cos \lambda, & n_3 &= -\cos \lambda, \\ c(\alpha) &= 1 - \cos \alpha, & \tan \lambda &= \sqrt{\tan^2 \sigma + \tan^2 \tau}. \end{aligned}$$

Der Radlenkwinkel δ kann somit anhand des Zusammenhangs

$$\cos(\delta) = \frac{\mathbf{u}(\alpha) \cdot \mathbf{e}_x}{\|\mathbf{u}(\alpha)\| \|\mathbf{e}_x\|}. \quad (4.26)$$

ermittelt werden. Aufgelöst nach δ ergibt sich hieraus

$$\delta(\alpha) = \cos^{-1} \left(\frac{n_1^2(1 - \cos(\alpha)) + \cos(\alpha)}{\sqrt{\left[n_1^2(1 - \cos(\alpha)) + \cos(\alpha) \right]^2 + [n_1 n_2(1 - \cos(\alpha)) + n_3 \sin(\alpha)]^2}} \right). \quad (4.27)$$

Die Lenkübersetzung i_L^{LR} von der Lenkachse zur Hochachse des Rades kann nun über

$$i_L^{\text{LR}}(\alpha) = \frac{\delta(\alpha)}{\alpha}, \quad \text{für } \alpha \neq 0 \quad (4.28)$$

$$i_L^{\text{LR}}(0) = \lim_{\alpha \rightarrow 0} \frac{\delta(\alpha)}{\alpha}, \quad \text{für } \alpha = 0 \quad (4.29)$$

dargestellt werden. Hieraus folgt mit $s = \delta_H i_L^{\text{HZ}}$ und $\alpha = \delta_H i_L^{\text{HZ}} i_L^{\text{ZL}}(s)$ die Lenkübersetzung i_L^{HR} zwischen Lenkrad und Hochachse des Rades zu

$$i_L^{\text{HR}}(\delta_H) = i_L^{\text{HZ}} \cdot i_L^{\text{ZL}}(s) \cdot i_L^{\text{LR}}(\alpha). \quad (4.30)$$

Der gesuchte Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und resultierendem Radlenkwinkel ergibt sich somit zu

$$\delta(\delta_H) = \delta_H i_L^{\text{HR}}(\delta_H). \quad (4.31)$$

Analog gilt für den gesuchten Zusammenhang zwischen Moment M_L um die Lenkachse und dem Lenkradmoment M_H

$$M_H(\delta_H) = M_L \cdot \frac{1}{i_L^{\text{HZ}}} \cdot \frac{1}{i_L^{\text{ZL}}(s)}. \quad (4.32)$$

4.2.5 Gierraten-Referenzmodell

Die Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe greift durch die unterschiedlichen Antriebskräfte an den Vorderrädern auch aktiv in die Fahrdynamik ein. Nach von Vietinghoff [98] stellt die Gierrate $\dot{\psi}$ ein geeignetes Maß zur Bewertung des hierdurch beeinflussten Fahrverhaltens dar. Der Verlauf der Gierrate $\dot{\psi}$ des Fahrzeugs sollte gemäß Mitschke u. a. [68] näherungsweise proportional zur Vorgabe des Lenkradwinkels δ_H sein, um ein von einem durchschnittlichen Fahrer erwartetes neutrales Fahrzeugverhalten zu gewährleisten.

Zur Ermittlung der Referenzgierrate $\dot{\psi}_{\text{lin}}$ dient hierbei die Gierrate des linearen Einspurmodells, die eine lineare Fahrzeugreaktion auf die Lenkwinkel-eingabe des Fahrers beschreibt. So folgt aus Gleichung (2.15) und (2.16) mit $a_y = v^2/\rho$ und $\dot{\psi} = v/\rho$ für die Referenzgierrate

$$\dot{\psi}_{\text{lin}} = \delta \frac{v}{l + EGv^2}. \quad (4.33)$$

Über die Anpassung des Eigenlenkgradienten EG kann nun gezielt ein neutrales, untersteuerndes oder gar übersteuerndes Fahrverhalten angestrebt werden.

Wird die Referenzgierrate $\dot{\psi}_{lin}$ mit der Ist-Gierrate $\dot{\psi}$ des zu untersuchenden Fahrzeugs verglichen, kann dessen Fahrstabilität beurteilt werden. Von Vieitinghoff [98] bezeichnet hierbei Abweichungen zwischen Ist- und Referenz-Gierrate bis zu Werten von $\Delta\dot{\psi}_{EG} = 2..5 \text{ deg/s}$ als stabil. Unter „stabil“ wird hierbei verstanden, dass bei einem Lenkwinkelsprung die Gierrate von selbst wieder in einen Beharrungszustand übergeht. Um ein zu starkes Übersteuern des Fahrzeugs zu verhindern, wird daher die Referenzgierrate $\dot{\psi}_{lin}$ als Regelgröße berücksichtigt.

4.3 Steuerung des Lenkradmoments

In Anlehnung an konventionelle Lenkkraftunterstützungssysteme (siehe Abschnitt 3.2) wird zunächst ein gesteuertes Unterstützungsverfahren, der Open-Loop Ansatz, entwickelt (siehe Abb. 4.9).

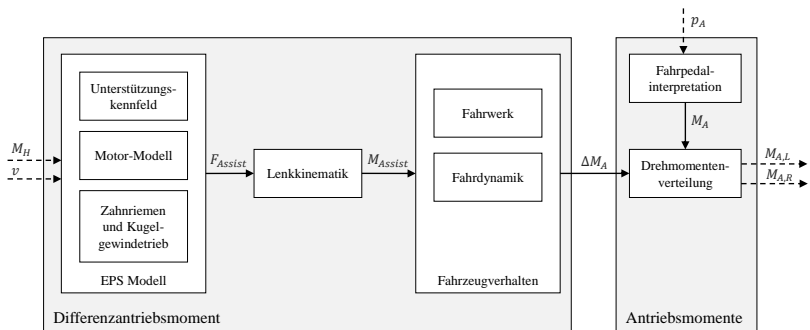


Abb. 4.9 Open-Loop Steuerung der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe.

Hierbei wird in Abhängigkeit des Lenkradmoments M_H und der Fahrzeuggeschwindigkeit v über ein Unterstützungskennfeld die gewünschte Unterstützungskraft F_{Assist} an der Zahnstange vorgegeben. Bei konventionellen Lenkkraftunterstützungssystemen wird diese Unterstützungskraft über einen Aktor im Lenksystem realisiert und beeinflusst somit das Lenkradmoment. Um das Unterstützungskennfeld analog mit der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe nutzen zu können, muss die Lenkinematik und die Beeinflussung der Fahrdynamik aufgrund der radselektiven Drehmomentenvariation berücksichtigt werden.

Das Unterstützungskennfeld gibt typischerweise den zur Unterstützung notwendigen Motorstrom I_M des EPS-Aktors an. Daher wird zunächst das Motormoment M_{EPS} über die Motorkonstante k_t und den Strom I_M ermittelt und anschließend über Zahnriemen und Kugelgewindetrieb mit den Übersetzungen i_{ZR} und i_{KGT} auf die Zahnstangenkraft übersetzt

$$F_{\text{Assist}} = M_{\text{EPS}} \cdot \frac{i_{\text{ZR}}}{i_{\text{KGT}}} = I_M \cdot k_t \cdot \frac{i_{\text{ZR}}}{i_{\text{KGT}}}. \quad (4.34)$$

Das aufgrund der Aktor-Unterstützungskraft F_{Assist} erzeugte Unterstützungsmoment M_{Assist} um die Spreizachse wird gemäß Abschnitt 4.2.4 über

$$M_{\text{Assist}} = F_{\text{Assist}} i_{\text{L}}^{\text{ZL}}(s) \quad (4.35)$$

ermittelt.

Steht kein Unterstützungskennfeld zur Verfügung, kann nach Pfeffer u. a. [76] das benötigte Unterstützungsmoment M_{Assist} in Abhängigkeit des aktuellen Lenkradmoments M_H über

$$M_{\text{Assist}} = \frac{M_H (mr_{\tau} D_A + i_{\text{L}} M_H K_A - i_{\text{L}})}{1 - K_A M_H} \quad (4.36)$$

ermittelt werden. Dies entspricht einer linearen Lenkungsverstärkung über der Querbeschleunigung a_y . Motivation hierfür ist die subjektiv sehr positive Beurteilung von Fahrzeugen, die ein besonders ausgeprägtes lineares Verhalten hinsichtlich der über die Querbeschleunigung ansteigenden Unterstützung zeigen [75, 76].

Die Parametrierung der Unterstützung erfolgt hierbei über den Gradientenfaktor D_A und den Degressivitätsfaktor K_A . Der Gradientenfaktor D_A bestimmt hierbei die Grundunterstützung und der Degressivitätsfaktor K_A beeinflusst die Stärke der Abflachung des Lenkradmoments mit steigender Querbeschleunigung a_y . Die Abbildung 4.10 zeigt die Einflüsse der beiden Parameter auf das Unterstützungsmoment.

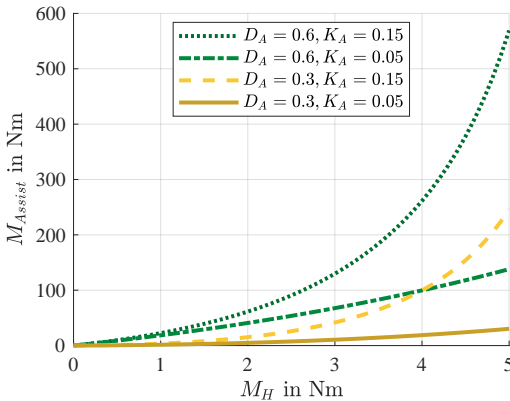


Abb. 4.10 Einflüsse von Gradientenfaktor D_A und Degressivitätsfaktor K_A auf das Unterstützungsmoment.

Um das Unterstützungsmoment M_{Assist} über radselektive Antriebe zu erzeugen, wird zunächst der Anteil des Unterstützungsmoments $M_{Assist}^{Fahrwerk}$ aufgrund von Fahrwerksparametern berücksichtigt. Dieser kann gemäß Gleichung (2.24) wie folgt beschrieben werden:

$$M_{Assist}^{Fahrwerk} = \frac{\Delta M_A}{r_{dyn}} r_A. \quad (4.37)$$

Durch das mittels unterschiedlicher Antriebsmomente erzeugte Torque-Vectoring entsteht ein zusätzlich unterstützender Effekt aufgrund der Reduktion der Reifenseitenkräfte (unter Annahme konstanter Bahngeschwindigkeit und gleichbleibendem Kurs, siehe auch Gleichung (2.26) und Abschnitt 4.2.1). Dieser Unterstützungsanteil $M_{\text{Assist}}^{\text{TV}}$ ergibt sich zu

$$M_{\text{Assist}}^{\text{TV}} = \frac{\Delta M_A}{r_{\text{dyn}}} \frac{sr_S}{2(l_v + l_h)}. \quad (4.38)$$

Somit kann das Gesamt-Unterstützungsmoment M_{Assist} zu

$$M_{\text{Assist}} = M_{\text{Assist}}^{\text{Fahrwerk}} + M_{\text{Assist}}^{\text{TV}} \quad (4.39)$$

$$= \frac{\Delta M_A}{r_{\text{dyn}}} \left(r_A + \frac{sr_S}{2(l_v + l_h)} \right). \quad (4.40)$$

zusammengefasst werden.

Die zur Lenkkraftunterstützung notwendige Drehmomentendifferenz ΔM_A an den Rädern kann schließlich über

$$\Delta M_A = M_{\text{Assist}} r_{\text{dyn}} \left(r_A + \frac{sr_S}{2(l_v + l_h)} \right)^{-1} \quad (4.41)$$

ermittelt werden.

Um das Gesamt-Antriebsmoment $M_{A,L/R}$ an den jeweiligen Rädern zu bestimmen, wird über eine Fahrpedalinterpretation aus der Fahrpedalstellung p_A das Gesamtantriebsmoment M_A ermittelt. Damit die Lenkkraftunterstützung die Längsdynamik nicht beeinflusst, wird das Differenzmoment ΔM_A zu gleichen Teilen mit unterschiedlicher Wirkrichtung überlagert.

Die Antriebsmomente der Vorderräder $M_{A,L}$ und $M_{A,R}$ ergeben sich somit zu

$$M_{A,L} = \frac{1}{2}M_A - \frac{1}{2}\Delta M_A \quad (4.42)$$

$$M_{A,R} = \frac{1}{2}M_A + \frac{1}{2}\Delta M_A. \quad (4.43)$$

4.4 Optimale Regelung des Lenkradmoments

Im Folgenden wird der Entwurf einer optimalen Lenkradmomentenregelung auf Basis eines erweiterten RICATTI-Reglers vorgestellt. Zunächst wird hierzu das gewünschte Soll-Lenkradmoment modelliert. Anschließend erfolgt die Modellierung der Energieverluste, um diese bei der Regelung der Lenkkraftunterstützung berücksichtigen zu können. Nach dem Reglerentwurf erfolgt die Überprüfung der Steuer- und Beobachtbarkeit und die Wichtung der Reglerziele. Anschließend wird die Adaption der Reglerparameter in Abhängigkeit des Fahrzustands vorgestellt und eine Stellgrößenbeschränkung mit Anti-Windup eingeführt. Abschließend wird das Gesamtkonzept zusammenfassend dargestellt.

4.4.1 Soll-Lenkradmoment

Für die Ermittlung des Soll-Lenkradmoments $M_{H,soll}$ wird analog zur Steuerung des Lenkradmoments von der Hypothese ausgegangen, dass die optimale Lenkungsverstärkung linear mit der Querbeschleunigung ansteigt [75]. Hieraus ergibt sich für das Soll-Lenkradmoment der Zusammenhang

$$M_{H,soll} = \frac{1}{\frac{D_A}{a_y} + K_A}. \quad (4.44)$$

Die Parametrierung erfolgt hierbei wieder über den Gradientenfaktor D_A (Grundunterstützung) und den Degressivitätsfaktor K_A (Stärke der Abflachung). Die Abbildung 4.11 zeigt die Einflüsse der beiden Parameter auf das Soll-Lenkradmoment.

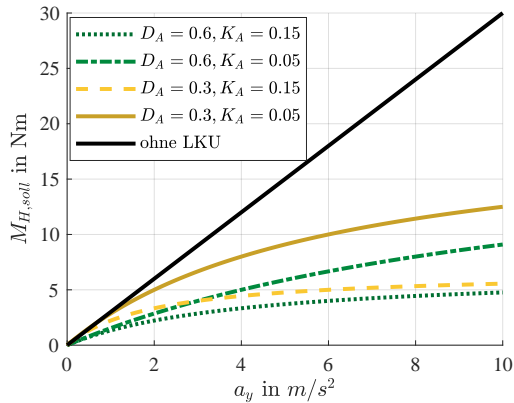


Abb. 4.11 Einflüsse von Gradientenfaktor D_A und Degressivitätsfaktor K_A auf das Soll-Lenkradmoment.

Ein optimales Soll-Lenkradmoment ist jedoch von der Fahrsituation abhängig. So soll nach Badawy u. a. [5] und Guang u. a. [33] der Amplituden- und Phasengang des Lenksystems im Frequenzbereich von 3 bis 5 Hz einen flachen Verlauf und eine Drehmomentwelligkeit von maximal 2% bis 5% des Durchschnittsdrehmoments aufweisen. Niedrige Frequenzen sollen hierbei eine große Verstärkung erfahren, um ein hohes Maß an Unterstützung zu gewährleisten und Störeinflüsse durch die Aktuatorik zu unterdrücken. Im mittleren Frequenzbereich (Stabilität) und im hohen Frequenzbereich (Rauschunterdrückung) sind geringe Verstärkungen anzustreben. Dies steht jedoch im Widerspruch zum Lenkgefühl, da gerade im niedrigen Frequenzbereich ein starkes Bedürfnis des Fahrers nach Rückmeldung über das Lenkverhalten des Fahrzeugs besteht, was durch eine hohe Unterstützung zunichte

gemacht wird. Aus diesem Grund hat sich eine geschwindigkeitsabhängige Anpassung des Soll-Handmoments als sinnvoll erwiesen (siehe Abbildung 4.12).

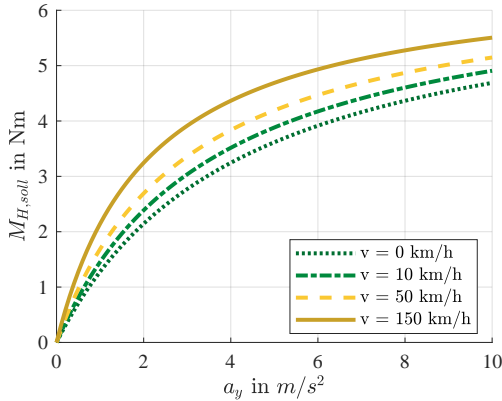


Abb. 4.12 Soll-Lenkradmoment in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit.

Hierzu wird der Gradientenfaktor D_A entsprechend geschwindigkeitsabhängig über den Skalierungsfaktor $k_{D,A}(v)$ skaliert. So kann bei hohen Geschwindigkeiten ein sicheres und kontrolliertes Lenkgefühl, sowie bei Rangiermanövern eine hohe Unterstützung gewährleistet werden.

4.4.2 Berücksichtigung der Energieverluste

Der Energiebedarf des Fahrzeugantriebssystems wird maßgeblich durch die Fahrwiderstände beeinflusst, die sich, wie in Abschnitt 2.1.3 beschrieben, aus unterschiedlichen Komponenten zusammensetzen. Größen wie der Steigungswiderstand oder der Luftwiderstand ergeben sich jedoch aus der Fahr-situation und können nicht durch das Antriebssystem beeinflusst werden. Somit hängen die beeinflussbaren Verluste im Fahrzeug im Wesentlichen vom Betriebspunkt der E-Maschinen und von den Längs- und Querkräften

bzw. vom Längs- und Querschlupf im Reifen ab. Ziel ist es, ein Differenzmoment der Antriebe zu finden, das diese Verluste minimiert.

Energieverluste der Antriebe

Die Verluste bei E-Maschinen werden nach Schröder [87] in lastunabhängige Verluste wie Eisenverluste, Reibungsverluste und Erregerverluste sowie lastabhängige Verluste unterschieden. Abbildung 4.13 zeigt unter Berücksichtigung des Wirkungsgradkennfelds der E-Maschinen, die im Rahmen dieser Arbeit zur Simulation verwendet werden (siehe Anhang A.3), die elektrische Gesamt-Verlustleistung bei Nutzung von zwei radselektiven E-Maschinen an der Vorderachse.

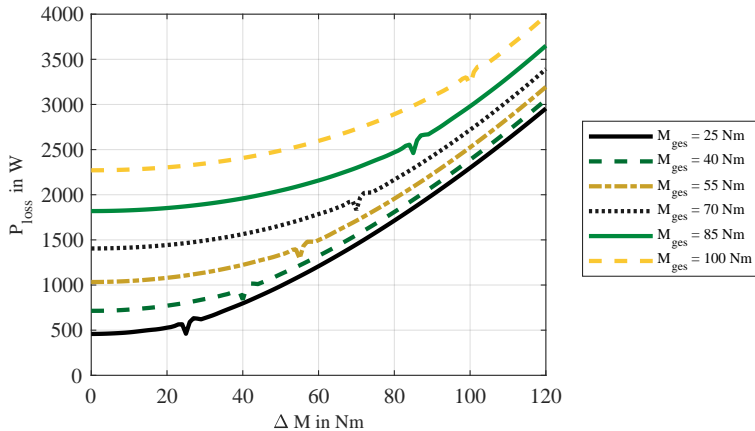


Abb. 4.13 Gesamtverluste der E-Maschinen in Abhängigkeit des Differenzmoments.

Hierbei wird das Gesamtantriebsmoment M_A jeweils konstant gehalten und die Drehmomentendifferenz ΔM_A zwischen linkem und rechtem Antrieb variiert. Die Unstetigkeiten entstehen durch den Übergang vom motorischen in

den generatorischen Betrieb des kurveninneren Antriebs. Die Motordrehzahl von $n = 4500 \text{ U/min}$ entspricht hierbei der Durchschnittsgeschwindigkeit von $\bar{v} \approx 55 \text{ km/h}$ bei einer RDE-Fahrt (siehe Abschnitt 5.7). Hierbei wird von einer identischen Drehzahl des linken und rechten Antriebs ausgegangen.

Die lastabhängigen Verluste sind im Wesentlichen Stromwärmeverluste und damit vom Ankerstrom I_A und Ankerwiderstand R_A des Motors abhängig ($P_{V,EM} = R_A \cdot I_A^2$). [87] Hierdurch resultiert ein überproportionaler Anstieg der Verlustleistung über das anliegende Motormoment. Bei Nutzung zweier Antriebe wird somit das Verlustminimum durch eine Gleichverteilung der Antriebsmomente $\Delta M_A = 0 \text{ Nm}$ erzielt.

Reifenverluste

Nach Eckert [20] können die Radverlustleistungen auf drei Verlustleistungsanteile reduziert werden. Diese sind zum einen die Verlustleistung aufgrund Rollwiderstand und aufgrund des Längsschlupfs κ_i , die in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels α_i entgegen der Radgeschwindigkeit v_i wirkt, und zum andern die Verlustleistung in Radquerrichtung. Die Gesamt-Radverlustleistung aller vier Räder ergibt sich somit zu

$$P_{V,R} = \sum_{i=1}^4 v_i \left[(k_R F_{Z,i} \kappa_i + F_{x,i} \kappa_i) \cos \alpha_i + F_{y,i} \sin \alpha_i \right]. \quad (4.45)$$

Die Abbildung 4.14 zeigt die Verlustleistung $P_{V,R}$ der Reifen in Abhängigkeit unterschiedlicher Antriebsmomentendifferenzen ΔM_A und Querbeschleunigungen a_y unter Berücksichtigung der Radlastverlagerung bei einer quasi-stationären Kreisfahrt (Manöverbeschreibung siehe Abschnitt 5.2). Somit lässt sich zu jedem Betriebspunkt ein Differenzantriebsmoment ΔM_A finden, das die Reifenverluste gegenüber einer Gleichverteilung der Antriebs-

momente ($\Delta M_A = 0 \text{ Nm}$) reduziert (siehe Linie minimaler Reifenverlustleistung, Abbildung 4.14).

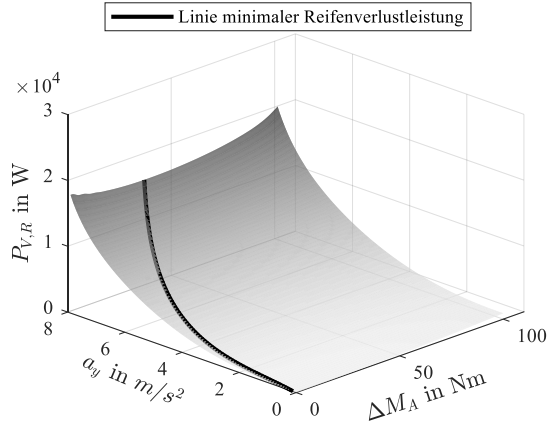


Abb. 4.14 Reifenverlustleistung über Differenzantriebsmoment und Querbeschleunigungen bei einer quasi-stationären Kreisfahrt.

Nach Eckert [20] nehmen hierbei die Reifenverluste in Abhängigkeit des Antriebsmoments überproportional zu. Sind bei identischen Reifenparametern der Reifenschräglauf und die Rollwiderstände gleich, ist ein Minimum der Reifenverlustleistung durch eine Gleichverteilung der Radmomente gegeben. Durch das Differenzmoment zwischen linkem und rechtem Vorderradtrieb werden jedoch aufgrund des Torque-Vectoring-Effekts die wirkenden Seitenkräfte beeinflusst (siehe Abschnitt 4.2.1). Hierdurch ändert sich der Reifenschräglauf und das Minimum der Reifenverlustleistung verschiebt sich in Abhängigkeit von ΔM_A . Somit ist ein Potenzial zur Reifenverlustminimierung auch bei nur zwei radselektiven Antrieben an der Vorderachse gegeben.

4.4.3 Entwurf der Regelung

Für den Entwurf der Mehrgrößenregelung werden zunächst die Teilmodelle aus Abschnitt 4.2 zu einem linearen Zustandsraummodell zusammengefügt und für den Einsatz des RICCATI-Reglers gemäß Abschnitt 2.3.1 aufbereitet. Da der RICCATI-Regler von einer Führungsgröße $w = 0$ und damit von einer Minimierung der Regelgröße y ausgeht, muss zunächst eine Erweiterung zur Realisierung einer Sollwertfolge mit $w \neq 0$ erfolgen. Des Weiteren wird ein Vorfilter in Form eines I-Reglers genutzt, um stationäre Genauigkeit gewährleisten zu können.

Die Regelung soll neben der Erhöhung des Lenkkomforts durch Anpassen des Lenkradmoments $M_{H,ist}$ auf einen gewünschten Sollwert $M_{H,soll}$ zwei weitere Ziele verfolgen. So soll zum einen eine Reduktion des Fahrzeugenergiebedarfs ermöglicht und zum anderen die Fahrdynamik und Fahrsicherheit berücksichtigt werden. Wie in Abschnitt 4.4.2 gezeigt, kann durch Berücksichtigung der Antriebsenergie über das Differenzmoment ΔM_A und der Reifenverluste über die Seitenkräfte F_y der Fahrzeugenergiebedarf beeinflusst werden. Die Beeinflussung der Fahrdynamik und Fahrsicherheit kann gemäß Abschnitt 4.2.5 durch Anpassen des Eigenlenkverhaltens über die Gierrate $\dot{\psi}$ erfolgen.

Diese Regelziele werden über die Regelgröße y mit

$$y = \begin{pmatrix} M_{H,soll} - M_{H,ist} \\ \dot{\psi}_{soll} - \dot{\psi}_{ist} \\ \Delta F_y \end{pmatrix} \quad (4.46)$$

abgebildet. Wie in Abschnitt 2.3.1 dargestellt, muss die Regelgröße y zur Anwendung im Riccati-Regler in Zustandsraumdarstellung mit der Form

$$y = Cx + Du + Fd \quad (4.47)$$

vorliegen. Hierfür wird der Zustandsvektor \mathbf{x} und der Stellgrößenvektor \mathbf{u} zu

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \beta \\ \dot{\psi}_{\text{ist}} \\ \delta_{\text{H}} \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad \mathbf{u} = u = \Delta M_{\text{A}} \quad (4.48)$$

gewählt. Die Berücksichtigung der Antriebsenergie über das Differenzmoment ΔM_{A} kann somit direkt über die Stellgröße \mathbf{u} erfolgen.

Die Abweichung zwischen Soll-Lenkradmoment $M_{\text{H,soll}}$ und aktuellem Lenkradmoment $M_{\text{H,ist}}$ wird unter Berücksichtigung von Zustands- und Stellgrößenvektor \mathbf{x} bzw. \mathbf{u} über

$$\begin{aligned} y_1 &= M_{\text{H,soll}} - M_{\text{H,ist}} = v\dot{\psi}_{\text{ist}}K_{\text{lin}}(a_y) - M_{\text{L}}i_{\text{L}} \\ &= \left[i_{\text{L}}r_{\text{S}} (c_{\alpha,v}(F_{z,v,l}) + c_{\alpha,v}(F_{z,v,r})) \right] \beta \\ &+ \left[vK_{\text{lin}}(a_y) + \frac{i_{\text{L}}l_v r_{\text{S}}}{v} (c_{\alpha,v}(F_{z,v,l}) + c_{\alpha,v}(F_{z,v,r})) + 2\frac{i_{\text{L}}m l_{\text{h}} h_{\text{S}} v q}{l_{\text{S}}} \right] \dot{\psi}_{\text{ist}} \\ &+ \left[\frac{-i_{\text{L}}r_{\text{S}} (c_{\alpha,v}(F_{z,v,l}) + c_{\alpha,v}(F_{z,v,r}))}{i_{\text{L}}} \right] \delta_{\text{H}} + \left[\frac{-i_{\text{L}}r_{\text{A}}}{r_{\text{dyn}}} \right] \Delta M_{\text{A}} \end{aligned} \quad (4.49)$$

dargestellt (mit $i_{\text{L}} = i_{\text{L}}^{\text{HZ}} \cdot i_{\text{L}}^{\text{ZL}}$ gemäß Abschnitt 4.2.4). Der Faktor $K_{\text{lin}}(a_y)$ dient zur querbeschleunigungsabhängigen Skalierung des linearen Soll-Lenkradmoments in der Zustandsraumdarstellung. Hiermit kann im Rahmen der späteren Adaption ein über die Querbeschleunigung nicht-lineares Soll-Lenkradmoment realisiert werden.

Die Differenz zwischen aktueller Gierrate $\dot{\psi}_{\text{ist}}$ und Soll-Gierrate $\dot{\psi}_{\text{soll}}$ nach Gleichung (4.33) wird wie folgt abgebildet:

$$y_2 = \dot{\psi}_{\text{soll}} - \dot{\psi}_{\text{ist}} = \left(\frac{v}{i_{\text{L}}i_{\text{L}}^{\text{LR}} (l + EGv^2)} \right) \delta_{\text{H}} - \dot{\psi}_{\text{ist}}. \quad (4.50)$$

Die Differenz ΔF_y zwischen den vorderen und hinteren Seitenkräften kann über

$$\begin{aligned}
 y_3 = \Delta F_y &= c_{\alpha,v}(F_{z,v}) \left(\delta - \beta - l_v \frac{\dot{\psi}_{\text{ist}}}{v} \right) + \frac{s}{2(l_h + l_v) r_{\text{dyn}}} \Delta M_A \\
 &\quad - c_{\alpha,h}(F_{z,h}) \left(-\beta + l_h \frac{\dot{\psi}_{\text{ist}}}{v} \right) + \frac{s}{2(l_h + l_v) r_{\text{dyn}}} \Delta M_A \\
 &= \left[-c_{\alpha,v}(F_{z,v}) + c_{\alpha,h}(F_{z,h}) \right] \beta + \left[-\frac{l_v c_{\alpha,v}(F_{z,v}) + l_h c_{\alpha,h}(F_{z,h})}{v} \right] \dot{\psi}_{\text{ist}} \\
 &\quad + \left[\frac{c_{\alpha,v}(F_{z,v})}{i_L} \right] \delta_H + \left[\frac{s}{(l_h + l_v) r_{\text{dyn}}} \right] \Delta M_A
 \end{aligned} \tag{4.51}$$

dargestellt werden.

Die Beschreibung der Systemdynamik erfolgt gemäß Zustandsraumdarstellung über

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}d. \tag{4.52}$$

Die Fahrdynamik des Fahrzeugs wird hierzu anhand der Bewegungsgleichungen aus Abschnitt 4.2 für den Schwimmwinkel β über

$$\begin{aligned}
 \dot{\beta} &= \frac{1}{mv} \left[-m\dot{v}\beta + c_{\alpha,v} \left(\delta - \beta - l_v \frac{\dot{\psi}_{\text{ist}}}{v} \right) + c_{\alpha,h} \left(-\beta + l_h \frac{\dot{\psi}_{\text{ist}}}{v} \right) \right] - \dot{\psi}_{\text{ist}} \\
 &= \left(-\frac{\dot{v}}{v} - \frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{mv} \right) \beta + \left(-\frac{c_{\alpha,v}l_v - c_{\alpha,h}l_h}{mv^2} - 1 \right) \dot{\psi}_{\text{ist}} + \left(\frac{c_{\alpha,v}}{i_L mv} \right) \delta_H
 \end{aligned} \tag{4.53}$$

und für die Gierrate $\dot{\psi}$ mit $F_{x,l/r} = \frac{M_{A,l/r}}{r_{\text{dyn}}}$ über

$$\begin{aligned}
 \ddot{\psi}_{\text{ist}} &= \frac{1}{J_{zz}} \left[c_{\alpha,v}l_v \left(\delta - \beta - l_v \frac{\dot{\psi}_{\text{ist}}}{v} \right) - c_{\alpha,h}l_h \left(-\beta + l_h \frac{\dot{\psi}_{\text{ist}}}{v} \right) \right] - \frac{\Delta M_z}{J_{zz}} \\
 &= \left(-\frac{c_{\alpha,v}l_v - c_{\alpha,h}l_h}{J_{zz}} \right) \beta + \left(-\frac{c_{\alpha,v}l_v^2 + c_{\alpha,h}l_h^2}{vJ_{zz}} \right) \dot{\psi}_{\text{ist}} \\
 &\quad + \left(\frac{c_{\alpha,v}l_v}{i_y J_{zz}} \right) \delta_H - \frac{s}{2J_{zz}r_{\text{dyn}}} \Delta M_A
 \end{aligned} \tag{4.54}$$

abgebildet.

Wie in Abschnitt 4.2.1 beschrieben, entsteht bei Aufbringen eines Differenzmoments ΔM_A an den Vorderrädern eine Reduktion des Lenkradwinkels δ_H . Um diesen Effekt im Regler berücksichtigen zu können, wird der Lenkradwinkel δ_H als Zustand modelliert. Über

$$\Delta\delta_H = -k\Delta M_A + F \tag{4.55}$$

wird mit empirisch ermitteltem Faktor k die Reduktion des Lenkradwinkels bei Aufbringen eines Differenzmoments berücksichtigt. Über die Störgröße F wird die Lenkeingabe des Fahrers als Störeinfluss abgebildet. Würde der Lenkradwinkel, wie oft üblich, nur als Störgröße modelliert werden, könnte der Lenkwinkelreduktionseffekt im RICCATI-Regler nicht berücksichtigt werden, was die Regelgüte reduzieren würde. [122, 119, 123, 137] Da der Lenkradwinkel jedoch auch als Eingangsgröße dient, wird der Lenkradwinkel mit $\delta_H = \delta_H^*$ im Zustandsvektor durch den tatsächlichen Lenkradwinkel δ_H^* ersetzt (siehe Abbildung 4.15).

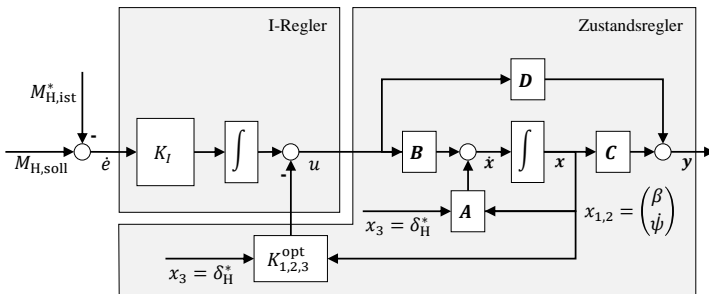


Abb. 4.15 Ausgangsstruktur der Regelung.

Die stationäre Genauigkeit des Regelkreises kann nach Lunze [63] durch einen dem RICCATI-Zustandsregler vorgeschalteten I-Regler erzielt werden. Weiterhin können durch die Kopplung des I-Reglers an das gemessene Lenkradmoment $M_{H,ist}^*$ Modellungenauigkeiten kompensiert werden. Zur Bestimmung der optimalen Verstärkung K_I des I-Reglers wird die-

ser nach dem Prinzip der Linear-Quadratic-Integral Control [108, 95] in die RICCATI-Regelungsstruktur integriert (siehe Abbildung 4.15). Hierzu wird ein weiterer Zustand zur Beschreibung der Abweichung zwischen Soll-Lenkradmoment $M_{H,\text{soll}}$ und tatsächlichem Lenkradmoment $M_{H,\text{ist}}^*$ eingeführt:

$$\dot{e} = M_{H,\text{soll}} - M_{H,\text{ist}}^*. \quad (4.56)$$

Die Berechnung der Verstärkung des I-Reglers erfolgt somit bei der Lösung des RICCATI-Reglers mit $K_I = K_4^{\text{opt}}$. Um den neuen Zustand im Gütefunktional gewichten zu können, wird der oben beschriebene Regelgrößenvektor y daher ebenfalls um den Eintrag e erweitert. Für den Zustandsvektor x und den Regelgrößenvektor y ergibt sich somit

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \beta \\ \dot{\psi}_{\text{ist}} \\ \delta_H \\ e \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad \mathbf{y} = \begin{pmatrix} M_{H,\text{soll}} - M_{H,\text{ist}} \\ \dot{\psi}_{\text{soll}} - \dot{\psi}_{\text{ist}} \\ \Delta F_y \\ e \end{pmatrix}. \quad (4.57)$$

Abschließend kann gemäß Abschnitt 2.3.1 das LQ-Problem gelöst werden, wodurch man die optimale Reglerverstärkung K^{opt} erhält. Die zur Lösung der RICCATI-Gleichung notwendigen Einträge der Matrizen der Zustandsraumdarstellung sind dem Anhang A.4 zu entnehmen.

4.4.4 Überprüfung der Steuer- und Beobachtbarkeit

Die Überprüfung der Steuer- und Beobachtbarkeit erfolgt anhand der in Abschnitt 2.3.3 beschriebenen Vorgehensweise nach KALMAN. Aus $\dim(\mathbf{A}) = 4 \times 4$ folgt $\text{rg}(\mathbf{Q}_S) \stackrel{!}{=} 4$. Dies ist mit

$$\text{rg}(\mathbf{Q}_S) = \text{rg} \left(\begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{A}\mathbf{B} & \mathbf{A}^2\mathbf{B} & \mathbf{A}^3\mathbf{B} \end{bmatrix} \right) = 4 \quad (4.58)$$

erfüllt. Das System ist somit steuerbar.

Analog gilt für das Beobachtbarkeitskriterium $\text{rg}(\mathbf{Q}_B) \stackrel{!}{=} 4$. Aufgrund von

$$\text{rg}(\mathbf{Q}_B) = \text{rg} \left(\begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{C}\mathbf{A} & \mathbf{C}\mathbf{A}^2 & \mathbf{C}\mathbf{A}^3 \end{bmatrix}^\top \right) = 4 \quad (4.59)$$

ist das System zudem auch beobachtbar.

Die Erweiterung des RICCATI-Reglers um eine I-Regelung, verlangt nach Föllinger u. a. [26] für stationäre Genauigkeit die Erfüllung der Bedingung

$$\text{rg} \left(\begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \right) \stackrel{!}{=} q + n, \quad (4.60)$$

mit $\dim(\mathbf{y}) = q \times 1$. Für das vorliegende System gilt $q = 3$ und $n = 4$. Mit

$$\text{rg} \left(\begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \right) = 7 \quad (4.61)$$

sind somit alle Bedingungen und Kriterien für die Anwendung des RICCATI-Reglers erfüllt.

4.4.5 Wichtung der Reglerziele

Das dem hier verwendeten RICCATI-Regler zugrunde liegende Gütefunktional gemäß Gleichung (2.58) ermöglicht die differenzierte Wichtung unterschiedlicher Regelziele. So können die verschiedenen Regelgrößen aus \mathbf{y} (Lenkradmoment, Fahrdynamik, Seitenkräfte) über die Wichtungsmatrix \mathbf{Q}_y gewichtet werden. Die Wichtungsmatrix \mathbf{R} der Stellgröße \mathbf{u} ermöglicht es gemäß Abschnitt 4.4.2 direkt die Reduktion des Gesamtenergiebedarfs der Antriebe zu gewichten.

Für die Wahl der Wichtungsmatrizen ist es nach Lunze [63] zweckmäßig, nur die Diagonalen der Wichtungsmatrizen zu besetzen. Wenn alle Diagonalelemente von null verschieden sind, ist die Beobachtbarkeitsbedingung immer erfüllt. Des Weiteren sollen die Wichtungsmatrizen positiv definit sein. Bei der Wahl der Wichtungsfaktoren sind nur die Unterschiede der Größenordnungen entscheidend. Hierbei gilt: je stärker Stellgrößen gegenüber den Zuständen bzw. Regelgrößen gewichtet werden, desto robuster wird der Regelkreis.

Um eine anschauliche Wahl der Wichtungsfaktoren zu ermöglichen, wird auf das Gesetz von BRYSON aus Franklin u. a. [27] aufgebaut. Hierbei werden die Diagonalelemente der Wichtungsmatrizen \mathbf{Q}_y und \mathbf{R} über

$$q_{i,i} = \frac{1}{y_{i,\max}^2} \quad i = 1..n, \text{ mit } \dim(\mathbf{y}) = n \times 1 \quad (4.62)$$

$$r_{j,j} = \frac{1}{u_{j,\max}^2} \quad j = 1..m, \text{ mit } \dim(\mathbf{u}) = m \times 1 \quad (4.63)$$

definiert. Aufgrund der Wahl von \mathbf{y} gemäß Gleichung (4.46) kann somit die Gewichtung anschaulich direkt über die Vorgabe der gewünschten mittleren Abweichung zwischen Soll- und Ist-Größe vorgegeben werden. Der RICCATI-Regler gewährleistet hierbei die asymptotische Stabilität, unabhängig von der Wahl der Wichtungsmatrizen.

4.4.6 Fahrzustandsabhängige Adaption der Reglerparameter

Der Fahrzustand des Fahrzeugs beeinflusst in starkem Maße das dynamische Verhalten des Fahrzeugs und somit das Verhalten der Regelstrecke. Regler mit konstanten Reglerparametern können daher nur eingeschränkt gute Regelergebnisse für den gesamten Fahrzustandsbereich erzielen. [133, 13] Um dem sich mit der Fahrzeuggeschwindigkeit und -beschleunigung ändernden Fahrzeugverhalten Rechnung zu tragen, ist eine adaptive Anpassung der Reglerparameter notwendig. Adaptive Regelungssysteme ermöglichen bei zeitinvarianten Systemen die Berücksichtigung der Variation der Parameter oder gar der Struktur der Regelstrecke. Eine gesteuerte Adaption wie das Verfahren des Gain-Schedulings nach Unbehauen [96] bietet hierbei neben sehr guten Adaptionsergebnissen eine hohe Echtzeitfähigkeit (siehe hierzu [123, 3]). Wie in Abbildung 4.16 dargestellt, werden die Veränderungen

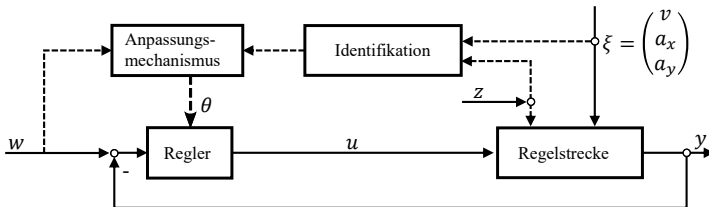


Abb. 4.16 Gesteuerte Adaption (nach [123, 96]).

ξ der Regelstrecke zunächst identifiziert und an einen Anpassungsmechanismus übergeben. Die wichtigsten Einflussgrößen auf das Verhalten der Regelstrecke sind hierbei die Schräglaufsteifigkeiten und die Fahrzeuggeschwindigkeit [119, 137]. Über die in Abschnitt 4.2 vorgestellten Modelle können die Änderungen der Fahrzeugparameter in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit v , Längs- und Querschleunigung a_x, a_y beschrieben werden. Der Anpassungsmechanismus enthält die für unterschiedliche Fahrzeuggeschwindigkeiten und -beschleunigungen ermittelten optimalen Reglerverstärkungen auf Basis des RICCATI-Reglers und wählt dementsprechend die geeignete Modifikation der Reglerparameter θ .

4.4.7 Stellgrößenbeschränkung und Anti-Windup

Die zur Regelung von Systemen zur Verfügung stehenden Stellgrößen sind in der Regel beschränkt und vom Systembetriebspunkt abhängig. Wie in Abbildung 4.17 exemplarisch dargestellt, nimmt bei elektrischen Maschinen das zur Verfügung stehende Drehmoment nach Erreichen der Nenndrehzahl n_{Nenn} über die Drehzahl ab.

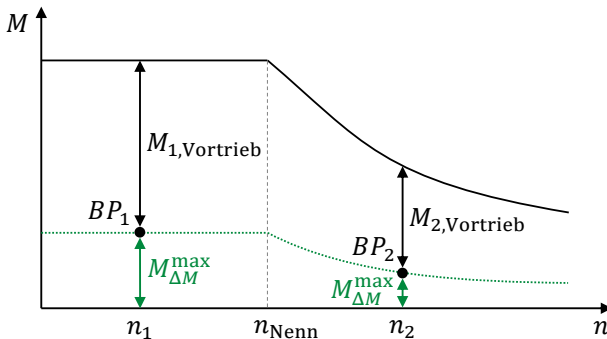


Abb. 4.17 Stellgrößen in Abhängigkeit des aktuellen Betriebspunkts.

Da bei der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe die Antriebseinheiten sowohl für den Vortrieb als auch für die Unterstützungsfunktionalität eingesetzt werden, kann nicht das volle Drehmoment der Antriebsmaschinen zur Lenkkraftunterstützung eingesetzt werden. Um den Fahrer in seinem Beschleunigungswunsch nicht einzuschränken, wird daher in den jeweiligen Betriebspunkten der Lenkkraftunterstützungsanteil $M_{\Delta M}$ des Drehmoments der E-Maschine beschränkt.

Diese Stellgrößenbeschränkung kann jedoch in Verbindung mit einem Integrator-Anteil der Regelung zu Problemen führen. Überschreitet der von der Regelung geforderte Stellgrößenwert die Beschränkung der Stellgröße, wird dieser auf den Beschränkungswert reduziert. Somit kann die vorhande-

ne Regelabweichung nicht mehr abgebaut werden. Der I-Anteil des Reglers erhöht jedoch zur Kompensation der Regelabweichung kontinuierlich seinen Ausgang, ohne dass es zu einem Abbau der Regelabweichung kommen kann. Soll zu einem späteren Zeitpunkt die Stellgröße wieder reduziert werden, muss zuerst der angestaute I-Anteil wieder abgebaut werden. Hierdurch kann eine stark verzögerte Reaktion des Reglers auf die sich ändernde Führungsgröße entstehen und das System zu einem Überschwingen angeregt werden.

Um diesem als Windup-Effekt bezeichnetem Problem entgegenzuwirken, wird über Anti-Windup-Maßnahmen das Anstauen des I-Reglers kompensiert. Ein gängiges Verfahren ist hierzu in Abbildung 4.17 dargestellt. Hierbei bezeichnet u die zur Ausregelung der Regelabweichung erforderliche Stellgröße und u_{lim} die Stellgröße nach der Beschränkung.

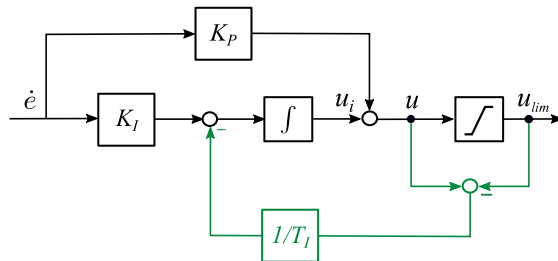


Abb. 4.18 PI-Regler mit Anti-Windup Maßnahme (aus [137] nach Horn [40]).

Hierbei wird zur Kompensation des Windup-Effekts über

$$\frac{du_i}{dt} = K_I \dot{e} - \frac{1}{T_1} (u - u_{\text{lim}}) \quad (4.64)$$

in die Berechnung der Stellgröße u_i eingegriffen. Die Differenz zwischen Stellgröße und Beschränkung wird unter Berücksichtigung der Zeitkonstante T_1 zurückgeführt und reduziert somit den I-Anteil des Reglers. Nach Horn [40] wird die Zeitkonstante T_1 hierbei in der Regel empirisch ermittelt.

4.4.8 Umgesetztes Gesamtkonzept

Werden die in den vorangegangenen Abschnitten entwickelten Teilkomponenten des Regelungssystems zusammengesetzt, ergibt sich die in Abbildung 4.19 dargestellte vollständige Regelungsstruktur.

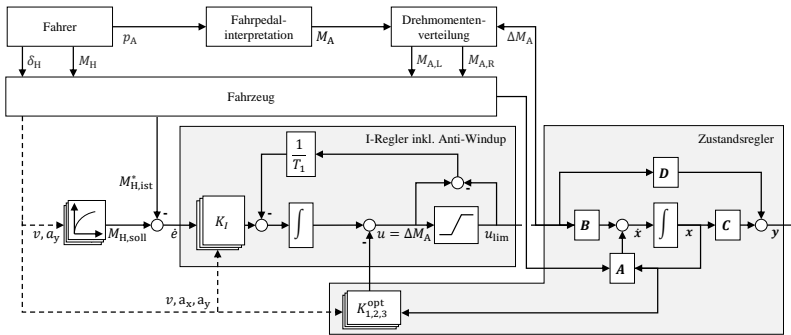


Abb. 4.19 Vollständige Regelungsstruktur.

Ausgehend vom aktuellen Fahrzustand wird das Soll-Lenkradmoment $M_{H,soll}$ mit dem aktuellen Lenkradmoment $M_{H,ist}$ abgeglichen. Die Differenz wird dem I-Anteil des Reglers zugeführt, welcher über eine Anti-Windup-Maßnahme gegen den Windup-Effekt aufgrund der Stellgrößenbegrenzung gesichert ist. Parallel dazu wird der Zustandsregler dazu genutzt, unter Berücksichtigung der optimalen Reglerverstärkung K^{opt} die optimale Stellgröße gemäß Gl. (2.32) zu ermitteln. Hierbei wird die Reglerverstärkung K^{opt} aus der Lösung der RICATTI-Gleichung (2.60) mittels Gain-Scheduling in Abhängigkeit des aktuellen Fahrzustands gewählt. Anschließend erfolgt die Überlagerung mit dem I-Regler, um die gewünschte Stellgröße als Differenzmoment ΔM_A der Antriebsmaschinen zu erhalten. Das Differenzmoment wird analog zu Abschnitt 4.3 dem durch den Fahrer definierten Gesamtantriebsmoment M_A zu gleichen Teilen mit unterschiedlicher Wirkrichtung überlagert und dem Fahrzeug wieder zugeführt, wodurch der Regelkreis geschlossen wird.

5 Simulationsbasierte Analyse und Bewertung der Lenkkraftunterstützung

In diesem Kapitel werden die erarbeiteten Verfahren zur Lenkkraftunterstützung anhand der Gesamtfahrzeugsimulationssoftware IPG CARMAKER analysiert und bewertet.

Zunächst erfolgt in Abschnitt 5.1 die Beschreibung der Simulationsumgebung und der Analysemethodik. Anschließend werden die Verfahren zur Steuerung und Regelung des Lenkradmoments in den Abschnitten 5.2 bis 5.7 anhand unterschiedlicher Fahrmanöver untersucht. So dienen standardisierte Fahrmanöver wie quasi-stationäre Kreisfahrt, doppelter Spurwechsel und Lenken auf μ -Split neben der Bewertung der Regelgüte des Lenkradmoments auch der Untersuchung der Einflüsse auf Fahrdynamik und der Beeinflussung des Fahrkomforts. Der Fahrzyklus für Real Driving Emissions (RDE) dient letztendlich zur Bewertung des Energiebedarfs. Es folgt in Abschnitt 5.8 ein Einblick auf die Auswirkungen dieser Art der Lenkkraftunterstützung auf die funktionale Sicherheit von Fahrzeugen. Weiter erfolgt in Abschnitt 5.9 eine Ableitung möglicher Optimierungspunkte für die Fahrwerksentwicklung. Das Kapitel schließt mit einem Fazit (Abschnitt 5.10).

5.1 Simulationsumgebung und Analysemethodik

Zur Analyse und Bewertung der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe wird die Gesamtfahrzeugsimulationssoftware CARMAKER in

Version 6.0.3 von IPG eingesetzt. Hierbei stellt CARMAKER mit dem DEMOCAR ein Fahrdynamiksimulationsmodell für Fahrzeuge der Kompaktklasse zur Verfügung. Dieses Modell wird dahingehend angepasst, dass radindividuelle Elektroantriebe an der gelenkten Vorderachse abgebildet werden. Der an das Entwicklungsfahrzeug ELF++ (Abbildung 4.3) angelehnte Antriebsstrang mit Energieversorgung und Steuerungselektronik ist schematisch in Abbildung 5.1 dargestellt. Die detaillierten Fahrzeugparameter sind Anhang A.3 zu entnehmen.

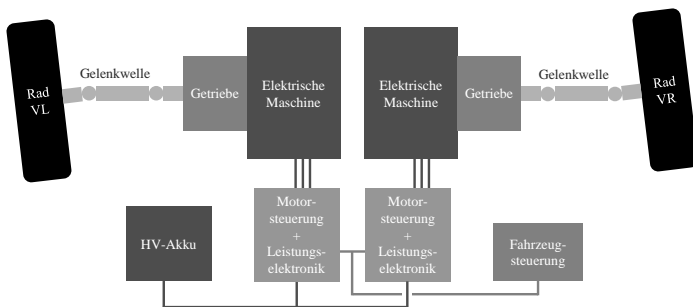


Abb. 5.1 Schematische Darstellung des Antriebsstrangs im Simulationsmodell.

Ein Lenksystem mit konventioneller Lenkkraftunterstützung hat ohne Lenkungsabtrieb (Spurstangen, Faltenbälge, Außengelenke) je nach Ausführung eine Masse von 12 bis 15 kg (BOSCH SERVOELECTRIC® EPSAPA [81]). Im Vergleich zu einem Lenksystem ohne Lenkkraftunterstützung entsteht somit eine Differenz von ca. 7 kg (Antriebseinheit inkl. Steuergerät) [49]. Daher werden zur Simulation zwei Fahrzeuge mit unterschiedlichem Gesamtgewicht genutzt.

Mit der Simulation wird die Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe sowohl in Open-Loop- als auch in Closed-Loop-Manövern untersucht. Hierbei sind die Open-Loop-Manöver vom Fahrer unabhängig. So werden bspw. die Fahrpedalstellung und der Lenkradwinkel direkt vorge-

geben. Diese Manöver dienen der Fahrdynamik- und Regelungsbewertung ohne Einflüsse durch den Fahrer. Die Closed-Loop-Manöver hingegen nutzen den bei CARMAKER mitgelieferten virtuellen Fahrer IPG DRIVER mit entsprechender Parametrierung, um einer vorgegebenen Strecke zu folgen. So werden Lenkradmomente, -winkel oder die Stabilität des Fahrzeugs bspw. bei Ausweichmanövern untersucht.

Der Verlauf des Lenkradmoments wird hierbei neben einer qualitativen Analyse anhand des zeitlichen Verlaufs auch hinsichtlich der maximalen absoluten Abweichung $\sigma_{a,\max}$ und der durchschnittlichen absoluten Abweichung $\bar{\sigma}_a$ zwischen LURA und konventioneller Lenkkraftunterstützung bzw. dem Soll-Lenkradmoment bewertet. Gemäß Abschnitt 2.2.3 sind hierbei Abweichungen kleiner 0,5 Nm anzustreben, um vom Fahrer nicht wahrgenommen zu werden.

Als Maß für die Güte des Lenkradmomentenverlaufs wird der Normalized Root Mean Square Error (NRMSE) gemäß [95] verwendet:

$$\sigma_{\text{NRMSE}} = 1 - \frac{\|\mathbf{M}_{\text{ref}} - \mathbf{M}\|}{\|\mathbf{M}_{\text{ref}} - \bar{\mathbf{M}}_{\text{ref}}\|}. \quad (5.1)$$

Hierbei stellt $\|\cdot\|$ die 2-Norm eines Vektors dar. Es werden die quadratischen Abweichungen aller Stützpunkte zwischen dem Referenz-Lenkradmomentenvektor \mathbf{M}_{ref} und dem LURA-Lenkradmomentenvektor \mathbf{M} summiert und bezüglich der Abweichung zum Mittelwert $\bar{\mathbf{M}}_{\text{ref}}$ des Referenz-Lenkradmomentenvektors normiert. Für eine sehr hohe Übereinstimmung zwischen Referenz- und Ist-Wert ist $\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 1$. Für große Abweichungen wird der NRMSE klein bis hin zu $\sigma_{\text{NRMSE}} \rightarrow -\infty$. In dieser Arbeit wird die oft gebräuchliche Darstellung $[\sigma_{\text{NRMSE}}] = \%$ genutzt. Hierbei ist ein Wert größer ca. 90 % vorteilhaft, um eine Wahrnehmung des Fahrers zu vermeiden (siehe Abschnitt 2.2.3).

Des Weiteren werden die Abweichungen zwischen den Lenkradwinkeln $\Delta\delta_H$, Gierraten $\Delta\dot{\psi}$ und den Querbeschleunigungen Δa_y der einzelnen Fahrzeugkonfigurationen zur Analyse des Einflusses der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe genutzt.

Zur Untersuchung des Energiebedarfs wird gemäß Verordnungen der Europäischen Kommission ein zur Erfassung der Real Driving Emissions (RDE) entwickelter realitätsnaher Fahrzyklus eingesetzt (siehe Abschnitt 5.7). Der Vergleich des Energiebedarfs wird sowohl unter Verwendung des gesteuerten als auch des geregelten Verfahrens zur Lenkkraftunterstützung durchgeführt.

Abschließend erfolgt eine Untersuchung hinsichtlich der funktionalen Sicherheit bei Ausfall der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe im Vergleich zu einer konventionellen LKU und die Ableitung von Optimierungsmöglichkeiten bei der Fahrwerksentwicklung.

5.2 Quasi-stationäre Kreisfahrt nach ISO 4138

Die quasi-stationäre Kreisfahrt auf Basis der ISO 4138 ist ein gängiges Verfahren zur Untersuchung des stationären Fahrverhaltens von Fahrzeugen. Das Manöver dient zur Untersuchung der Auswirkungen von Steuerungsbefehlen auf das stationäre Fahrverhalten und liefert Erkenntnisse über die Fahrzeugdynamik und die Spurhalteigenschaften des Fahrzeugs. Hierzu wird das Fahrzeug kontinuierlich langsam auf einer Kreisbahn mit Radius $R = 100$ m auf eine Geschwindigkeit von $v = 100$ km/h beschleunigt. Die maximale Änderungsrate der Querbeschleunigung beträgt hierbei $\max da_y/dt = 0,1$ m/s²/s. [41] Durch die Vorgabe eines konstanten Radius handelt es sich hierbei um ein Closed-Loop-Manöver. So spiegeln sich die Auswirkungen der Lenkkraftunterstützung auf den Lenkradwinkel und das Lenkradmoment direkt im Zeitbereich wider.

5.2.1 Gesteuerte Lenkkraftunterstützung

Der Einsatz des gesteuerten Verfahrens der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe erzeugt einen mit einer konventionellen LKU nahezu identischen Verlauf des Lenkradmoments M_H (siehe Abbildung 5.2). Die mittlere Abweichung zwischen den beiden LKU beträgt hierbei nur $\bar{\sigma}_a = 0,06$ Nm. Im hohen Querbeschleunigungsbereich entsteht eine maximale Abweichung von $\sigma_{a,\max} = 0,25$ Nm. Somit ergibt sich ein NRMSE von $\sigma_{\text{NRMSE}} = 89,55$ %. Im Vergleich zu einer Fahrzeugkonfiguration ohne LKU kann das Lenkradmoment hierbei um bis zu 50 % reduziert werden.

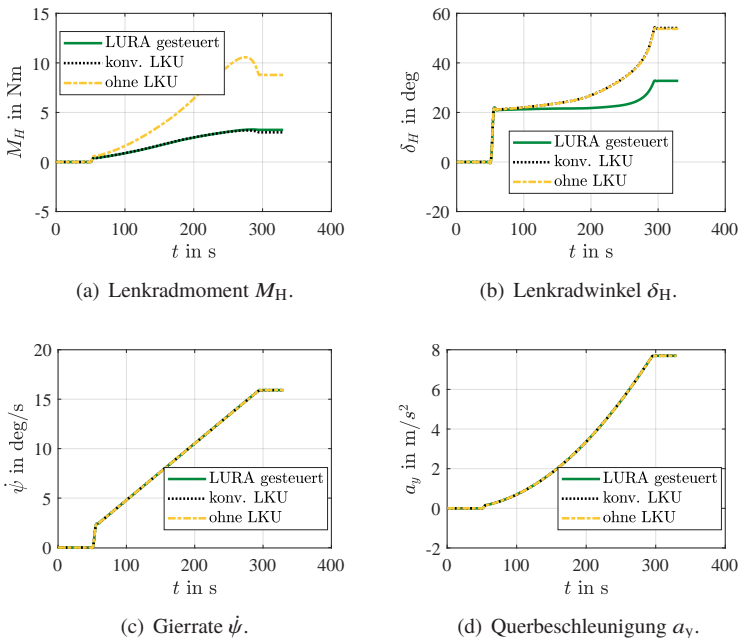
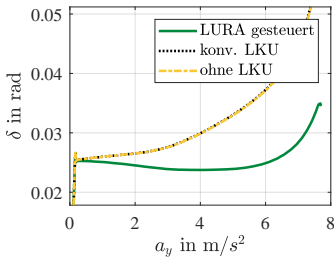
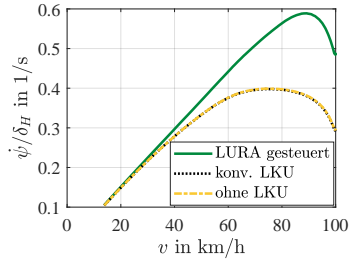


Abb. 5.2 Simulationsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit *gesteuerter* LURA.

Des Weiteren wird durch das entstehende Gierrmoment das Fahrzeugverhalten agiler. Bei gleicher Gierrate $\dot{\psi}$ und Querbeschleunigung a_y wird der Lenkradwinkel δ_H um bis zu 39,51 % reduziert.



(a) Lenkwinkel δ über Querbeschleunigung a_y .



(b) Gierverstärkung $\dot{\psi}/\delta_H$ über Fahrzeuggeschwindigkeit v .

Abb. 5.3 Simulationsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit *gesteuerter* LURA.

Die Steigung des in Abbildung 5.3 gezeigten Verlaufs des Lenkwinkels δ über der Querbeschleunigung a_y stellt den Eigenlenkgradient $EG = d\delta/da_y$ dar. Ein ohne LURA eher untersteuerndes Fahrzeugverhalten wird somit vor allem im niedrigen Querbeschleunigungsbereich in Richtung übersteuernd verschoben. So wird der Eigenlenkgradient EG erst ab einer Querbeschleunigung von $a_y \approx 4 \text{ m/s}^2$ positiv und das Fahrverhalten somit neutral und später untersteuernd. Die Betrachtung der Gierverstärkung $\dot{\psi}/\delta_H$ bestätigt das lineare Fahrverhalten bis in den Geschwindigkeitsbereich von $v \approx 90 \text{ km/h}$.

5.2.2 Geregelte Lenkkraftunterstützung

Das geregelte Verfahren der LURA kann in diesem quasi-stationären Fall eine Sollwertfolge mit einem NRMSE von $\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 99,83 \%$ erreichen. Die Anforderungen aus Abschnitt 2.2.3 sind somit erfüllt. Dies zeigt sich

auch in den Werten der maximalen Abweichung von $\sigma_{a,\max} \approx 0,01 \text{ Nm}$ und einem mittleren Fehler von $\bar{\sigma}_a \approx 0,001 \text{ Nm}$ bezüglich des Sollwerts.

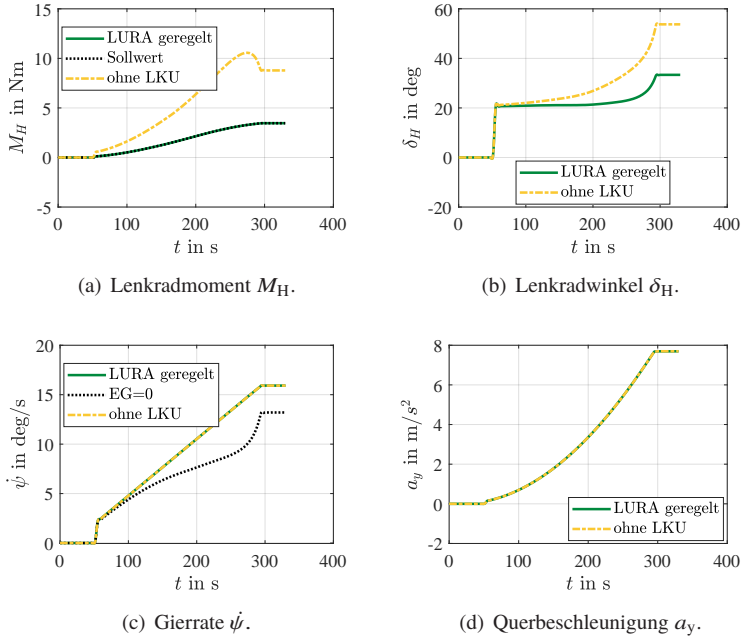


Abb. 5.4 Simulationsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit *geregelter* LURA.

Der durch den Einsatz der radselektiven Antriebe entstehende Torque Vectoring Effekt erzeugt gegenüber einem Fahrzeug ohne LKU ein agileres Fahrverhalten. So wird bei gleicher Gierrate $\dot{\psi}$ und Querbeschleunigung a_y der Lenkradwinkel δ_H um bis zu 37,74 % reduziert.

Die Betrachtung des Lenkwinkelverlaufs δ über der Querbeschleunigung a_y und die Gierverstärkung $\dot{\psi}/\delta_H$ verdeutlichen das lineare Fahrverhalten (siehe Abbildung 5.5). Der Eigenlenkgradient EG ist bis zu einer Querbeschleunigung von $a_y \approx 3,5 \text{ m/s}^2$ negativ und das Fahrverhalten somit leicht über-

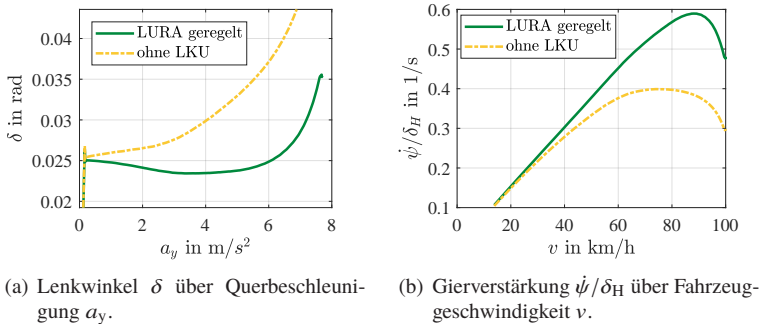


Abb. 5.5 Simulationsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit *gesteuerter* LURA.

steuernd. Anschließend wechselt das Verhalten über neutral bis hin zu im Grenzbereich untersteuernd.

5.3 Dauersinus nach ISO 7401

Das folgende Manöver dient neben der Analyse und Bewertung des querdynamischen Übertragungsverhaltens des Fahrzeugs auch der Bestimmung der Bandbreite der Regelung im Zusammenspiel mit der fahrdynamischen Reaktion des Fahrzeugs. Hierzu wird nach ISO 7401 ein Dauersinus mit unterschiedlicher Frequenz durchfahren.

Zunächst wird auf eine Fahrzeuggeschwindigkeit von $v = 80 \text{ km/h}$ beschleunigt. Die Fahrpedalstellung wird anschließend konstant gehalten, wodurch sich die Fahrgeschwindigkeit aufgrund der Lenkbewegung verringert. Die Amplitude der Sinus-Lenkbewegung wird so gewählt, dass eine Querbeschleunigung von $a_y \approx 4 \text{ m/s}^2$ erreicht wird. Anschließend wird die Lenkfrequenz schrittweise ausgehend von $f_\delta = 0,1 \text{ Hz}$ auf $f_\delta = 4 \text{ Hz}$ erhöht. Es werden jeweils drei Perioden der Sinusbewegung durchgeführt. [46]

Bei einer Lenkfrequenz von $f_\delta = 0,2$ Hz entspricht dieses Manöver nahezu dem Weave-Test nach ISO 13674-1. Der Weave-Test stellt ein sehr aussagekräftiges Verfahren bezüglich der Beurteilung des Lenkverhaltens von Fahrzeugen dar ([45], [76] basierend auf [110]). Somit eignet sich der Dauersinus im unteren Lenkfrequenzbereich auch zur Untersuchung des Geradeauslaufverhaltens von Fahrzeugen als Reaktion auf definierte Lenkeingaben.

5.3.1 Gesteuerte Lenkkräftunterstützung

Der Dauersinus wird in Abbildung 5.6 für die Lenkfrequenz von $f_\delta = 0,2$ Hz betrachtet. Die Unterstützung beider LKU-Systeme ist nahezu identisch.

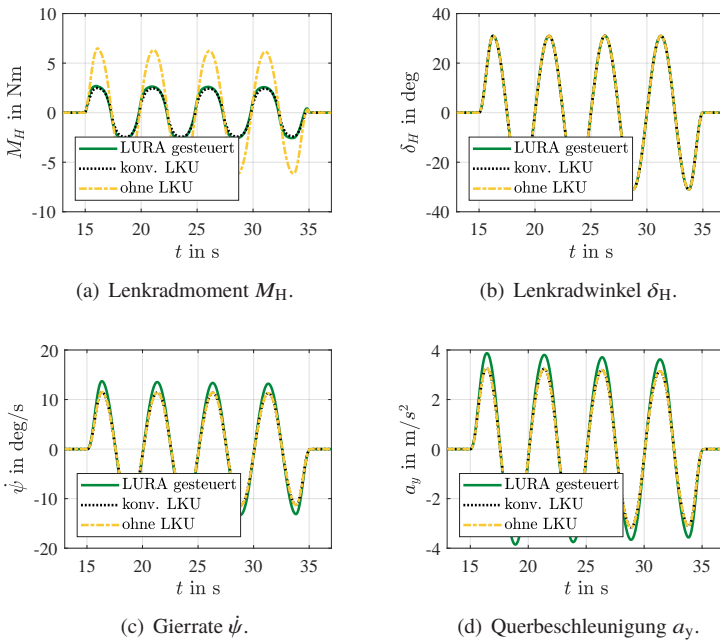
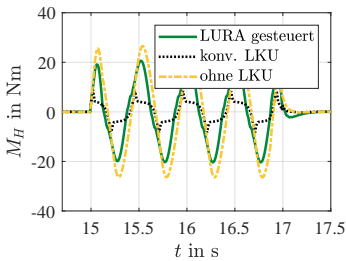


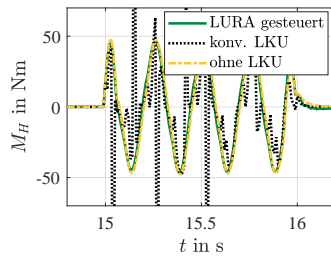
Abb. 5.6 Simulationsergebnisse des Dauersinus ($f_\delta = 0,2$ Hz) mit *gesteuerter* LURA.

Die mittlere Abweichung zwischen gesteuerter LURA und der konventionellen LKU beträgt $\bar{\sigma}_a \approx 0,2 \text{ Nm}$ wodurch ein NRMSE von $\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 87,63 \%$ entsteht. Die maximale Abweichung beträgt hierbei $\sigma_{a,\text{max}} \approx 0,42 \text{ Nm}$. Aufgrund der Vorgabe des Lenkradwinkels ist dieser bei allen Fahrzeugkonfigurationen identisch. Jedoch erhöht der Einsatz der LURA die Gierrate um $\Delta\dot{\psi} \approx 2,22 \text{ deg/s}$ und die Querbeschleunigung um $\Delta a_y \approx 0,6 \text{ m/s}^2$. Hierdurch entsteht ein höheres Rückstellmoment, was zur Abweichung der beiden Unterstützungssysteme beiträgt.

Betrachtet man die Lenkradmomente bei höheren Lenkfrequenzen entstehen Unterschiede zwischen den Unterstützungsverfahren (siehe Abbildung 5.7). Die konventionelle LKU erzeugt aufgrund der hohen Dynamik starke Spitzen im Verlauf des Lenkradmoments. Das (nicht unterstützte) Lenkradmoment steigt in $\Delta t \approx 0,04 \text{ s}$ um $\Delta M_H \approx 47 \text{ Nm}$. Um hierbei eine Unterstützung zu gewährleisten, müsste der Unterstützungsstrom in derselben Zeit auf $i_A \approx 3160 \text{ A}$ steigen, was hier nicht realisiert werden kann. Die gesteuerte LURA zeigt zwar einen glatteren Verlauf, lässt allerdings in ihrer Unterstützungsleistung nach.



(a) Lenkradmoment M_H bei $f_\delta = 2 \text{ Hz}$.



(b) Lenkradmoment M_H bei $f_\delta = 4 \text{ Hz}$.

Abb. 5.7 Lenkradmomente bei Dauersinus mit unterschiedlicher Lenkfrequenz bei gesteuerter LURA.

5.3.2 Geregelte Lenkraftunterstützung

Auch bei der geregelten LURA wird exemplarisch das Verhalten bei einem Dauersinus mit einer Lenkfrequenz von $f_\delta = 0,2$ Hz untersucht (siehe Abbildung 5.8). Das Lenkradmoment folgt hierbei der Sollvorgabe mit einem mittlerer Fehler von nur $\bar{\sigma}_a \approx 0,04$ Nm bei einer maximalen Abweichung von $\sigma_{a,\max} \approx 0,09$ Nm. Dies spiegelt sich in einem NRMSE von $\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 97,64$ % wieder. Die Anforderungen aus Abschnitt 2.2.3 sind somit erfüllt.

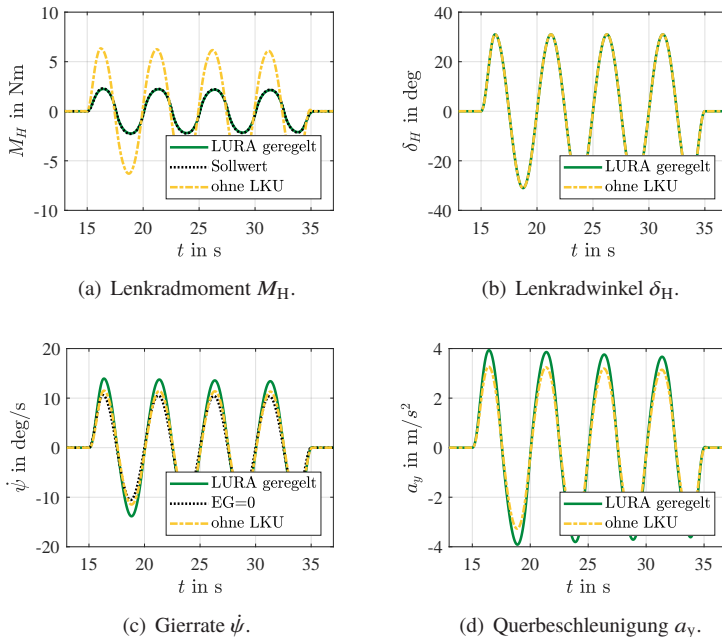
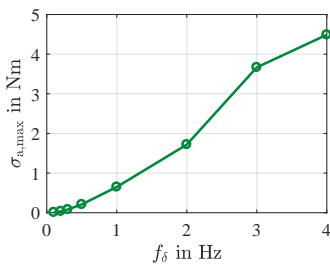


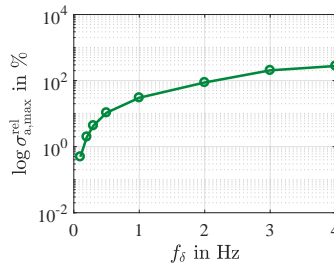
Abb. 5.8 Simulationsergebnisse des Dauersinus ($f_\delta = 0,2$ Hz) mit *geregelter* LURA.

Die Gierrate und die Querbeschleunigung werden durch das Differenzmoment der Antriebe gegenüber einem Fahrzeug ohne LKU erhöht. So entsteht eine Steigerung der Gierrate um bis zu $\Delta\dot{\psi} \approx 2,43 \text{ deg/s}$. Im Vergleich zu einem linearen Fahrzeugverhalten mit $EG = 0$ entsteht hierdurch ein agileres Verhalten mit einer Gierratendifferenz von bis zu $\Delta\dot{\psi}_{EG} \approx 3,63 \text{ deg/s}$. Die Querbeschleunigung steigt um $\Delta a_y \approx 0,66 \text{ m/s}^2$.

Abbildung 5.9 zeigt die Abweichung des Lenkradmoments M_H vom gewünschten Sollwert in Abhängigkeit der Lenkfrequenz. Bis zu einer Lenkfrequenz von $f_\delta = 0,5 \text{ Hz}$ bleibt die relative maximale Abweichung unter ca. 10%. Bei hohen Lenkfrequenzen nimmt die Abweichung zu und erreicht Werte von $\sigma_{a,\max} \approx 4,49 \text{ Nm}$.



(a) Absolute Abweichung $\sigma_{a,\max}$.



(b) Relative Abweichung $\sigma_{a,\max}^{\text{rel}}$.

Abb. 5.9 Abweichung des *geregelten* Lenkradmoments vom Soll-Moment in Abhängigkeit der Lenkfrequenz.

5.4 Doppelter Spurwechsel nach ISO 3888-1

Der in ISO 3888-1 spezifizierte doppelte Spurwechsel ist ein etabliertes Fahrmanöver zur Untersuchung des dynamischen Fahrzeugverhaltens. Das Fahrzeug fährt mit einer Geschwindigkeit von $v = 80 \text{ km/h}$ in den durch Pylonen definierten Manöverbereich. Die Fahrpedalstellung wird hierbei

konstant gehalten. Nach Passieren des ersten Streckenabschnitts erfolgt ein Wechsel auf eine um ca. 3,5 m parallel versetzte Spur. Anschließend erfolgt der Wechsel zurück auf die Ausgangspur (siehe Abb. 5.10). Hierbei muss das Fahrzeug innerhalb des durch die Pylonen definierten Fahrbereichs bleiben. [43] Die schnellen Richtungswechsel repräsentieren ein Ausweichmanöver im realen Straßenverkehr und stellen hohe Anforderungen an das fahrdynamische Verhalten des Fahrzeugs und das Lenksystem.

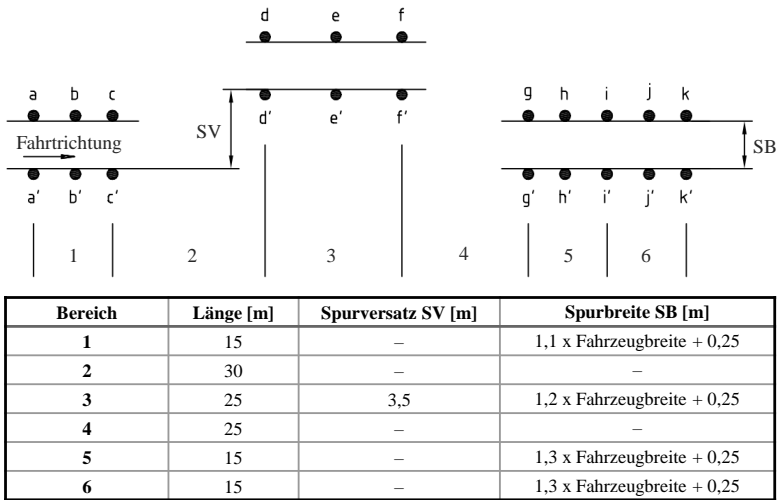
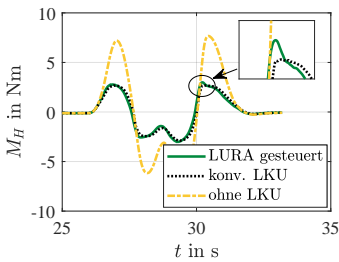


Abb. 5.10 Streckenaufbau doppelter Spurwechsel (nach [43]).

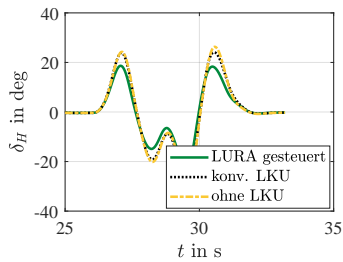
5.4.1 Gesteuerte Lenkkraftunterstützung

Auch in dynamischen Fahrsituationen erzeugt die gesteuerte LURA einen zur konventionellen Lenkkraftunterstützung nahezu identischen Lenkradmomentenverlauf (siehe Abbildung 5.11). Lediglich beim Wiedereinscheren auf die Ausgangsfahrspur tritt ein Überschwingen von $\Delta h \approx 0,3 \text{ Nm}$ im

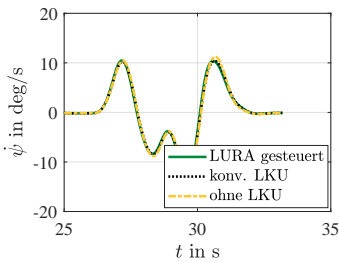
Lenkradmoment gegenüber dem Verlauf der konv. LKU auf. Hierbei entsteht eine maximale Abweichung von $\sigma_{a,\max} \approx 1,1 \text{ Nm}$. Die mittlere Abweichung beträgt $\bar{\sigma}_a \approx 0,23 \text{ Nm}$. Insgesamt wird somit ein NRMSE von $\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 83,77 \%$ erreicht. In diesem Manöver ist das direktere Fahrverhalten und damit die Reduktion des Lenkradwinkels bei Nutzung der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe besonders von Vorteil. Der Fahrer kann die Lenkbewegung gegenüber den konventionellen Systemen somit schneller und einfacher durchführen. Die Reduktion des Lenkradwinkels beträgt hierbei ca. 33 %.



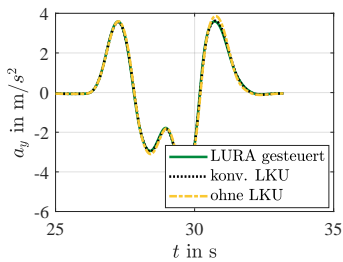
(a) Lenkradmoment M_H .



(b) Lenkradwinkel δ_H .



(c) Gierrate $\dot{\psi}$.



(d) Querbeschleunigung a_y .

Abb. 5.11 Simulationsergebnisse des doppelten Spurwechsels mit *gesteuerter* LURA.

5.4.2 Geregelte Lenkkräftunterstützung

Der geregelte Modus der Lenkkräftunterstützung mittels radselektiver Antriebe kann auch bei diesem dynamischen Manöver eine Sollwertfolge mit einem NRMSE von $\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 92,62\%$ gewährleisten (siehe Abbildung 5.12). Die mittlere Abweichung zwischen umgesetztem Lenkradmoment und Sollwert beträgt hierbei nur $\bar{\sigma}_a \approx 0,12$ Nm bei einem Maximalwert von $\sigma_{a,\text{max}} \approx 0,32$ Nm.

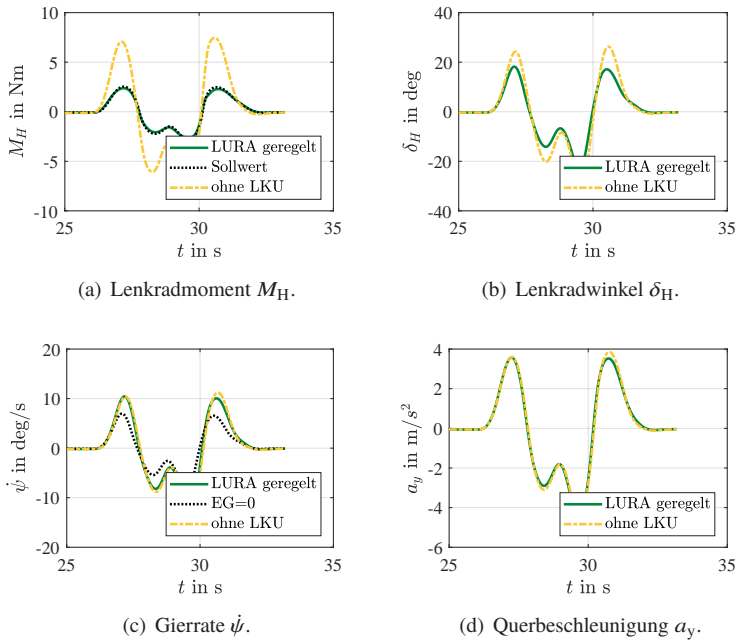


Abb. 5.12 Simulationsergebnisse des doppelten Spurwechsels mit *geregelter* LURA.

Die Gierrate wird hierbei gegenüber einem EG von 0 um $\Delta\dot{\psi}_{\text{EG}} \approx 5,95$ deg/s erhöht. Im Vergleich zum selben Fahrzeug ohne LKU entsteht hierbei eine

Differenz von $\Delta\dot{\psi} \approx 2,02 \text{ deg/s}$. Das direktere Fahrzeugverhalten spiegelt sich auch in der Reduktion des Lenkradwinkels um ca. 28 % wider. Der Fahrer kann hierdurch das Ausweichmanöver mit einem reduzierten Aufwand durchfahren.

5.5 Lenkwinkelsprung nach ISO 7401

Der Lenkwinkelsprung nach ISO 7401 ist ein typisches Manöver zur Analyse und Bewertung des querdynamischen Übertragungsverhaltens von Fahrzeugen. Mit Hilfe des Lenkwinkelsprungs kann zum einen die Güte der Regelung der Lenkkraftunterstützung und zum anderen deren fahrdynamische Auswirkungen untersucht werden.

Das Fahrzeug wird zunächst in einer Geradeausfahrt auf eine Geschwindigkeit von $v = 80 \text{ km/h}$ beschleunigt. Anschließend erfolgt bei konstanter Fahrpedalstellung eine sprunghafte Lenkraddrehung, sodass eine Querschleunigung von $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ erreicht wird. Die Lenkradwinkelgeschwindigkeit liegt hierbei typischerweise zwischen 200 und 500 deg/s. [46]

5.5.1 Gesteuerte Lenkkraftunterstützung

Das dynamische Verhalten des Lenkradmoments lässt sich auch bei gesteuerter Lenkkraftunterstützung anhand der Bewertungskriterien für geregelte Systeme aus Abschnitt 2.3.2 untersuchen. Als Referenz dient der Verlauf des Lenkradmoments der konventionellen LKU (siehe Abbildung 5.13). Die Anstiegszeit des Lenkradmoments beträgt hierbei $T_r \approx 0,006 \text{ s}$. Die hohe Dynamik kann von der LURA nicht schnell genug umgesetzt werden, weshalb das Lenkradmoment zwar reduziert, aber beim Einlenkvorgang ein Überschwingen mit $\Delta h \approx 3,6 \text{ Nm}$ bei einer Überschwingzeit von $T_m \approx 0,05 \text{ s}$ erzeugt wird. Es ist jedoch gemäß Abschnitt 2.2.3 davon auszugehen, dass dies,

aufgrund der gleichzeitig wirkenden Querdynamikänderungen, vom Fahrer nur geringfügig als störend wahrgenommen wird. Die gesteuerte LURA zeigt im restlichen Verlauf ein mit der konventionellen Lenkkräftenunterstützung vergleichbares Verhalten. Nach einer Beruhigungszeit von $T_\epsilon \approx 0,19$ s ist die Schwingung wieder abgeklungen und es stellt sich eine konstante Lenkkradmomenten-Abweichung von $e(\infty) \approx 0,28$ Nm im Vergleich zur konventionellen LKU ein. Allerdings muss hier beachtet werden, dass aufgrund des direkteren Fahrverhaltens bei Nutzung der LURA die Gierrate um $\Delta\dot{\psi} \approx 2,36$ deg/s und die Querschleunigung um $\Delta a_y \approx 0,93$ m/s² steigt. Somit sind höhere Rückstellmomente durch die Lenkkräftenunterstützung zu kompensieren. Die Lenkwinkel sind aufgrund der direkten Vorgabe bei allen Fahrzeugkonfigurationen identisch.

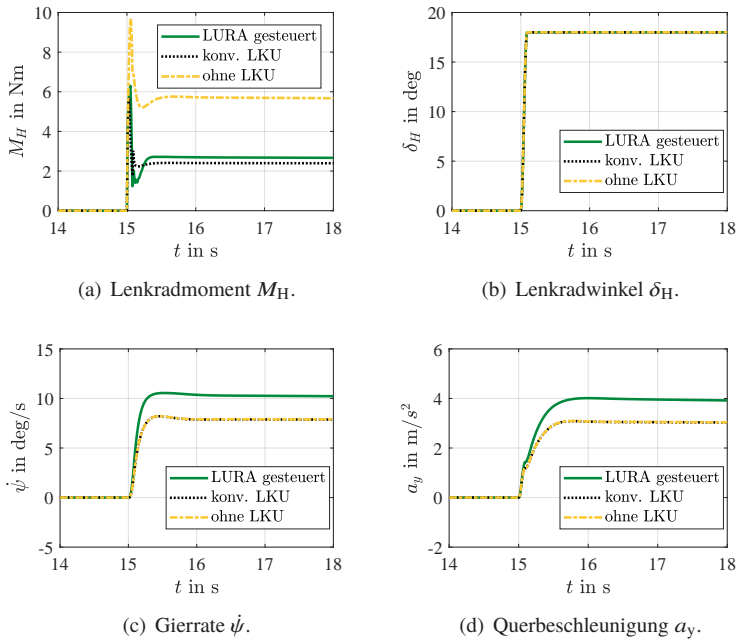
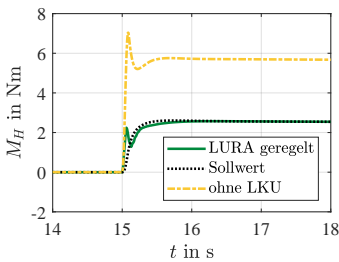


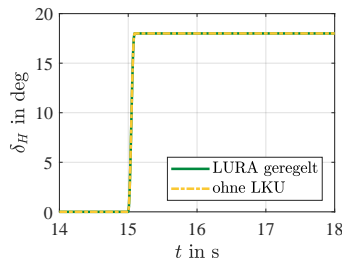
Abb. 5.13 Simulationsergebnisse des Lenkwinkelsprungs nach ISO 7401 mit *gesteuerter* LURA.

5.5.2 Geregelte Lenkkraftunterstützung

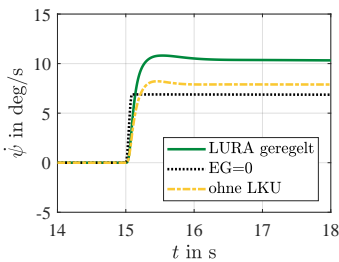
Die Untersuchung des geregelten Betriebsmodus der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe zeigt beim Lenkwinkelsprung eine die Anforderungen aus Abschnitt 2.2.3 erfüllende Sollwertfolge (siehe Abbildung 5.14). Die Anstiegszeit des Lenkradmoments beträgt hierbei $T_r \approx 0,06$ s, ohne dass ein Überschwingen auftritt. Nach einer Beruhigungszeit von $T_e \approx 0,19$ s ist die der hohen Dynamik geschuldeten und im Vergleich zur konventionellen LKU reduzierte Schwingung während des Einlenkvorgangs abgeklungen. Nach ca. 0,2 s ist der Regelfehler unterhalb von 10 % und es stellt sich eine Regelabweichung von $e(\infty) \approx 0,001$ Nm ein.



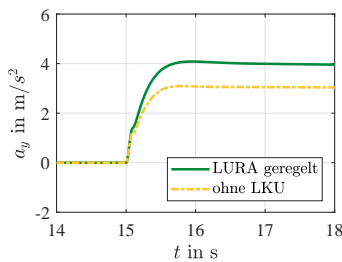
(a) Lenkradmoment M_H .



(b) Lenkradwinkel δ_H .



(c) Gierrate $\dot{\psi}$.



(d) Querbeschleunigung a_y .

Abb. 5.14 Simulationsergebnisse des Lenkwinkelsprungs nach ISO 7401 mit geregelter LURA.

Durch das entstehende Torque Vectoring wird bei gleichem Lenkradwinkel δ_H die Querbewegung um $\Delta a_y \approx 1,01 \text{ m/s}^2$ und die Gierrate um $\Delta \dot{\psi} \approx 2,71 \text{ deg/s}$ gegenüber einem Fahrzeug ohne Lenkkraftunterstützung erhöht. Das direktere Fahrzeugverhalten zeigt sich auch im Vergleich zu einem Gierratenverlauf mit Eigenlenkgradienten $EG = 0$. Bei Nutzung der geregelten LURA fällt dieser um $\Delta \dot{\psi}_{EG} \approx 3,92 \text{ deg/s}$ höher aus.

5.6 Lenken auf μ -Split

Das Lenken auf μ -Split angelehnt an ISO 14512 (μ -Split-Bremmung) [42] und ISO 3888-1 (Doppelter Spurwechsel) [43] repräsentiert eine Fahr situation wie sie bspw. auf einer Fahrbahn mit teilweise vereister oder unbefestigter Rollspur auftreten kann.

Wird ein Fahrzeug auf einer Fahrbahn mit unterschiedlich griffigen Fahrspuren angetrieben, resultiert aus der Antriebskraftdifferenz $\Delta F_A = F_{A,r} - F_{A,l}$ zwischen rechter und linker Fahrzeugseite ein Giermoment M_ψ (siehe Abb. 5.15, Fahrbahnabschnitt mit reduziertem Reibwert ist schraffiert dargestellt). Das Giermoment M_ψ dreht das Fahrzeug zur weniger griffigeren Fahrspur hin ein, wodurch zur Kurshaltung ein Lenkwinkel in Richtung der griffigeren Fahrspur erforderlich wird. [36, 79] Entgegengesetzte Effekte entstehen beim Bremsen der Räder.

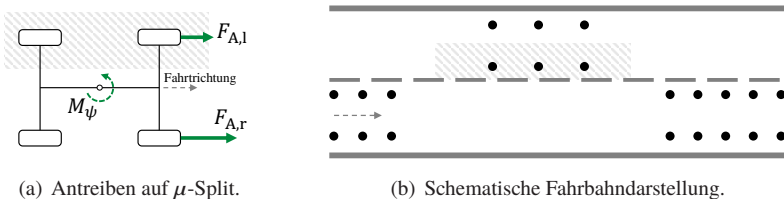


Abb. 5.15 Lenken auf μ -Split (schraffiert: Bereich mit reduziertem Reibwert).

Das Manöver dient zur Untersuchung der Gierstabilität und Lenkbarkeit während eines Lenkvorgangs auf unterschiedlich griffiger Rollspur. Die Durchführung des Manövers erfolgt analog zum doppelten Spurwechsel aus Abschnitt 5.4. Abweichend hiervon besitzt die linke Fahrbahn auf der rechten Spurseite eine reduzierte Griffigkeit von $\mu_{\text{red}} = 0,3$ (siehe Abb. 5.15). Die restlichen Bereiche weisen den Standard-Reibwert von $\mu_{\text{std}} = 0,8$ auf.

5.6.1 Gesteuerte Lenkkraftunterstützung

Das Ein- und Ausfahren in den μ -Split-Bereich wird in Abbildung 5.16 über vertikale Linien im Verlauf von M_H bei $t_{\mu\text{-Split}} \approx 28,2..29,9$ s gekennzeichnet.

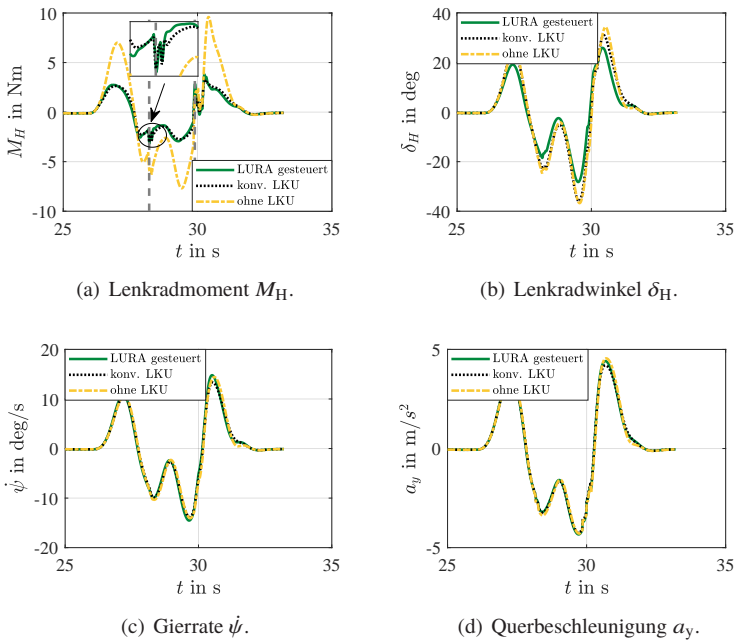


Abb. 5.16 Simulationsergebnisse bei Lenkung auf μ -Split mit *gesteuerter* LURA.

Der Spurwechsel auf einer Fahrbahn mit unterschiedlich griffigen Fahrspuren erzeugt bei allen Fahrzeugkonfigurationen beim Ein- und Ausfahren in den μ -Split-Bereich leichte Schwankungen des Lenkradmoments M_H . Die Lenkkraftunterstützungen können die Spitzen der auftretenden Schwankung mindern. Die gesteuerte Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe kann hierbei weitestgehend einen zur konventionellen Unterstützung identischen Lenkradmomentenverlauf aufrechterhalten. Die maximale Abweichung zum Lenkradmoment der konventionellen LKU beträgt $\sigma_{a,\max} \approx 1,26$ Nm bei einem Mittelwert von $\bar{\sigma}_a \approx 0,22$ Nm. Der NRMSE hat somit einen Wert von $\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 84,58$ %. Die LURA ist somit auch bei unterschiedlichen Fahrbahngriffigkeiten funktionstüchtig. Die weiteren Erkenntnisse decken sich mit dem doppelten Spurwechsel aus Abschnitt 5.4.

5.6.2 Geregelte Lenkkraftunterstützung

Der geregelte Modus der LURA bleibt auch bei unterschiedlich griffigen Fahrbahnen funktionstüchtig. Lediglich beim Befahren bzw. Verlassen des μ -Split-Bereichs (siehe vertikale Linien im Verlauf von M_H , $t_{\mu\text{-Split}} \approx 28,2..29,9$ s) entstehen kurzzeitige Abweichungen von der Sollvorgabe (siehe Abbildung 5.17). Die maximale Abweichung beträgt hierbei $\sigma_{a,\max} \approx 3,5$ Nm bei einer mittleren Abweichung von $\bar{\sigma}_a \approx 0,18$ Nm. Der NRMSE wird durch die Lenkradmomentenstöße jedoch zu $\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 80,68$ % beeinträchtigt. Das Fahrzeug bleibt aber dennoch über das gesamte Manöver hin stabil und komfortabel steuerbar. Die weiteren Erkenntnisse decken sich mit den Ergebnissen des doppelten Spurwechsels aus Abschnitt 5.4.

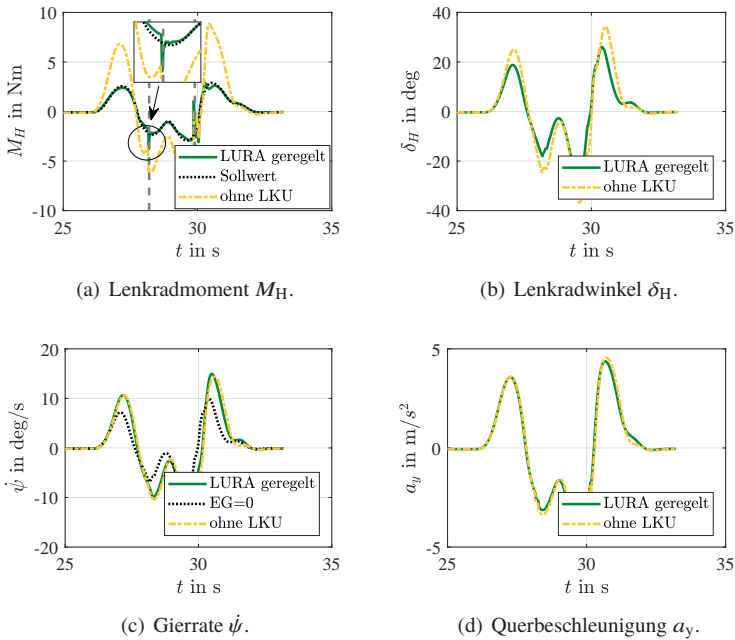


Abb. 5.17 Simulationsergebnisse bei Lenkung auf μ -Split mit *geregelter* LURA.

5.7 Realitätsnaher Fahrzyklus – Real Driving Emissions

Um den Energiebedarf von Fahrzeugen zu ermitteln, wird ein realitätsnaher Fahrzyklus auf Basis der Prüfverfahren zur Messung der Emissionen im Praxisbetrieb nach den Verordnungen der Europäischen Kommission EU2016/427 und EU2016/646 verwendet (Real Driving Emissions – RDE, [22, 23]). Hierbei wird eine Kombination aus Stadt-, Landstraßen- und Autobahnbetrieb gefordert.

Der Stadtbetrieb hat einen Anteil von ca. 34% an der Gesamtstrecke, Landstraßen- und Autobahnbetrieb haben jeweils einen Anteil von ca. 33%. Die Mindeststrecke der einzelnen Streckenanteile muss jeweils 16 km betra-

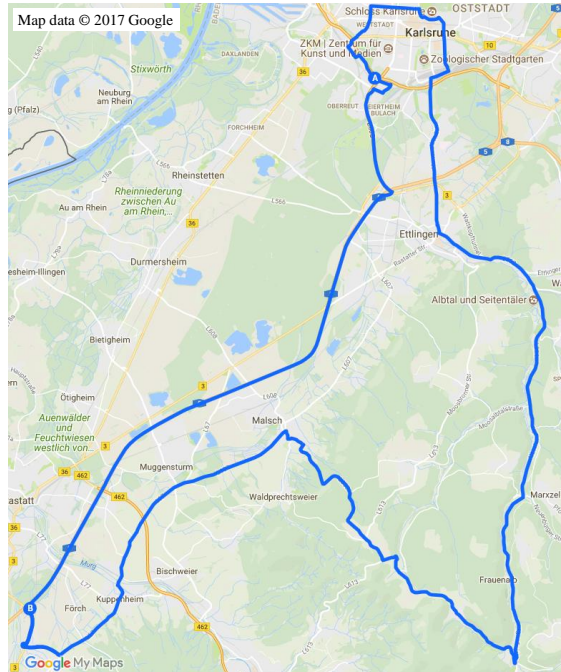


Abb. 5.18 Streckenverlauf des RDE Fahrzyklus. [47]

gen. Die Geschwindigkeitsanteile der einzelnen Streckenabschnitte ist Tabelle A.8 im Anhang zu entnehmen. In dieser Arbeit wird hierfür der in IPG CARMAKER 6.0.3 mitgelieferte RDE Streckenverlauf mit einer Gesamtlänge von ca. 87 km genutzt (siehe Abbildung 5.18). Hiermit wird die Vergleichbarkeit mit anderen Arbeiten ermöglicht, die ebenfalls CARMAKER und den hinterlegten RDE Streckenverlauf verwenden. Die Maximalgeschwindigkeit beträgt hierbei $v_{\max} = 120 \text{ km/h}$.

Der betrachtete Gesamt-Fahrzeugenergiebedarf setzt sich aus dem Energiebedarf der elektrischen Antriebe E_{Antriebe} an der Energieversorgung (inkl. Leistungselektronik, die Leistungsverteilung im Zwischenkreis der beiden

Antriebsmaschinen wird nicht betrachtet) und dem Energiebedarf der Lenkkraftunterstützung $E_{\text{L KU}}$ zusammen:

$$E_{\text{ges}}^{\text{EPS}} = E_{\text{Antriebe}} + E_{\text{L KU}}. \quad (5.2)$$

Der Energiebedarf konventioneller Lenkkraftunterstützungssysteme kann in IPG CARMAKER nicht direkt ausgelesen werden. Daher wird der Energiebedarf über die zur Unterstützung benötigte mechanische Leistung und die dabei anfallende Verlustleistung wie folgt ermittelt:

$$E_{\text{L KU}} = \int M_{\text{EPS}} \cdot \omega_{\text{EPS}} + R_{\text{W}} \cdot I_{\text{M}}^2 dt \quad (5.3)$$

$$= \int F_{\text{assist}} \cdot \dot{q} + R_{\text{W}} \cdot I_{\text{M}}^2 dt \quad (5.4)$$

$$= \int \underbrace{I_{\text{M}} \cdot k_{\text{t}} \cdot \frac{i_{\text{ZR}}}{i_{\text{KGT}}}}_{\text{mechanische Leistung}} \cdot \dot{q} + \underbrace{R_{\text{W}} \cdot I_{\text{M}}^2}_{\text{Verlustleistung}} dt \quad (5.5)$$

Die mechanische Leistung setzt sich aus Motorstrom I_{M} , Drehmomentkonstante k_{t} , Übersetzung von Zahnstange i_{ZR} und Kugelgewindtrieb i_{KGT} , sowie der Zahnstangengeschwindigkeit \dot{q} zusammen. Die Verlustleistung wird gemäß Schröder [87] vereinfacht über Wicklungswiderstand R_{W} und Motorstrom I_{M} ermittelt. Erregerverluste bleiben hierbei unberücksichtigt.

Im Gegensatz zu den konventionellen Lenkkraftunterstützungssystemen kann bei einer Lenkkraftunterstützung mittels radelektiver Antriebe keine Unterteilung des Gesamtenergiebedarfs in Antriebsenergiebedarf und Unterstützungsenergiebedarf erfolgen. Die energetische Betrachtung erfolgt daher gesamtheitlich für das Fahrzeug und bezieht sich auf den Energiebedarf an der Energieversorgung der elektrischen Antriebe:

$$E_{\text{ges}}^{\text{LURA}} = E_{\text{Antriebe}}. \quad (5.6)$$

Im Folgenden erfolgt die Untersuchung der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe exemplarisch an einer RDE-Fahrt mit maximal zulässiger Querbewegung von $\max a_y = 4 \text{ m/s}^2$. Weitere Querbewegungsbereiche sind dem Anhang A.5 zu entnehmen.

5.7.1 Gesteuerte Lenkkraftunterstützung

Der RDE-Fahrzyklus zeigt, dass auch unter praxisnahen Bedingungen durch den Einsatz der gesteuerten Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe eine zur konventionellen LKU ebenbürtige Unterstützung möglich ist (siehe Abbildung 5.19).

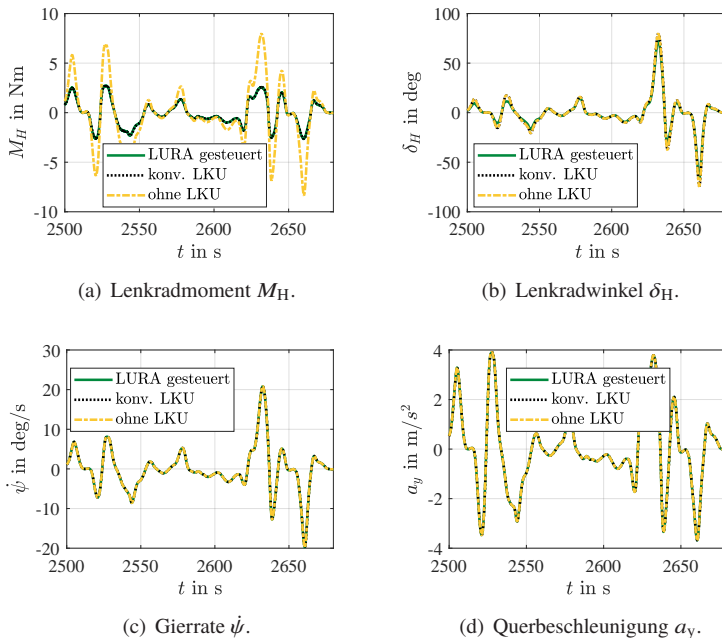


Abb. 5.19 Repräsentativer Ausschnitt der Simulationsergebnisse einer RDE Fahrt mit *gesteuerter* LURA.

Das entstehende Lenkradmoment M_H weist über den gesamten Verlauf eine hohe Übereinstimmung mit einem NRMSE von $\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 94,76\%$ auf. Dies spiegelt sich auch in der geringen mittleren Abweichung von $\bar{\sigma}_a \approx 0,02$ Nm bei einer maximalen Abweichung von $\sigma_{a,\text{max}} \approx 0,53$ Nm wieder. Die große Abweichung tritt hierbei bei einer Fahrsituation mit starker Verzögerung und gleichzeitig großer Lenkbewegung auf, wodurch hochdynamische Effekte auf das Lenksystem wirken. Die Einflüsse des Torque Vectorings erzeugen ein leicht agileres Fahrverhalten. So steigt die Gierrate um bis zu $\Delta\dot{\psi} \approx 1,98$ deg/s. Der Lenkradwinkel wird hierbei um bis $\Delta\delta_H \approx 12,72$ deg verringert. Der Verlauf der Querbeschleunigung a_y ist aufgrund der Streckenvorgabe nahezu identisch.

5.7.2 Geregelte Lenkkraftunterstützung

Die Nutzung der geregelten Variante der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe kann auch im praxisnahen Fahrzyklus eine die Anforderungen aus Abschnitt 2.2.3 erfüllende Sollwertfolge erzielen (siehe Abbildung 5.20). So beträgt die mittlere Abweichung des geregelten Lenkradmoments zum Sollwert nur $\bar{\sigma}_a \approx 0,01$ Nm. Was zu einem NRMSE von $\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 96,49\%$ führt. Hierbei beträgt die maximale Abweichung $\sigma_{a,\text{max}} \approx 0,75$ Nm. Das Fahrzeug mit geregelter LURA verhält sich im Vergleich zur Fahrzeugkonfiguration ohne Lenkkraftunterstützung agiler. So steigt die Gierrate um bis zu $\Delta\dot{\psi} \approx 1,52$ deg/s und im Vergleich zu einem sich linear verhaltenden Fahrzeug mit $EG = 0$ um bis zu $\Delta\dot{\psi}_{EG} \approx 3,66$ deg/s. Der Lenkradwinkel kann hierbei um bis zu $\Delta\delta_H \approx 12,39$ deg reduziert werden, bei aufgrund der Streckenvorgabe nahezu identischem Verlauf der Querbeschleunigung a_y .

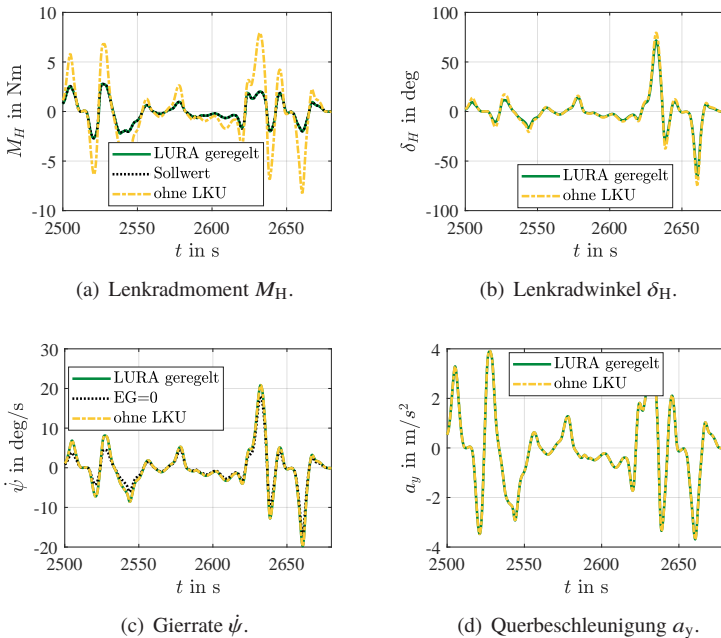


Abb. 5.20 Repräsentativer Ausschnitt der Simulationsergebnisse einer RDE Fahrt mit *geregelter* LURA.

5.7.3 Bewertung des Energiebedarfs

Nach Schulz u. a. [88] und Mayser u. a. [66] können Fahrer über die maximal erzeugte Querbeschleunigung $\max a_y$ klassifiziert werden. Üblicherweise dienen hierzu die drei Fahrertyp-Klassen defensiv ($\max a_y \leq 2,0 \text{ m/s}^2$), normal ($2,0 \text{ m/s}^2 < \max a_y \leq 3,5 \text{ m/s}^2$) und sportlich ($\max a_y > 3,5 \text{ m/s}^2$). Für die Bewertung des Energiebedarfs wird daher der virtuelle Fahrer aus CARMAKER über die Definition der maximal zulässigen Querbeschleunigung von defensiv bis sportlich parametrisiert.

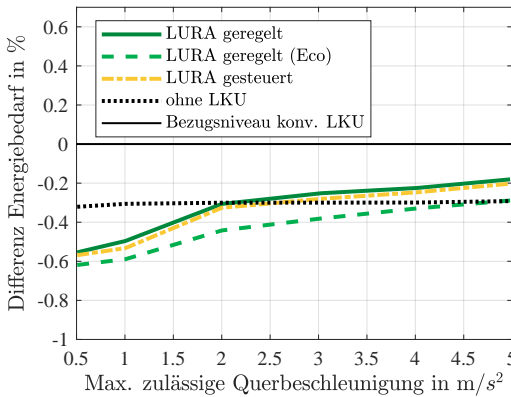


Abb. 5.21 Differenz des Energiebedarfs im Bezug zur Nutzung einer konventionellen LKU in Abhängigkeit der maximal zulässigen Querbeschleunigung.

Es zeigt sich, dass durch die Verwendung einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe der Energiebedarf des Fahrzeugs im Vergleich zu einem Fahrzeug mit konventioneller LKU über den kompletten Querbeschleunigungsbereich reduziert werden kann (siehe Abbildung 5.21). Hierbei ist gemäß Abschnitt 5.1 die geringere Gesamtmasse des LURA-Fahrzeugs berücksichtigt. Der Lenkradmomentenverlauf ist, wie im vorigen Abschnitt gezeigt, zwischen den unterschiedlichen Unterstützungsverfahren nahezu identisch (siehe Abbildung 5.22). Der Einsatz der geregelten LURA erzeugt teilweise sogar eine stärkere Unterstützung. Eine detaillierte Darstellung der Unterschiede im Lenkradmomentenverlauf in Abhängigkeit der jeweiligen Querbeschleunigungen ist den Tabellen A.9 und A.10 im Anhang zu entnehmen.

In niedrigen Querbeschleunigungsbereichen und somit bei defensiver Fahrweise kann der Energiebedarf gegenüber der konventionellen LKU um bis zu $\Delta E \approx 0,6\%$ gesenkt werden (entspricht ca. 57 Wh und einer Reichweiten-erhöhung um ca. 0,604%). Hierbei wird der Energiebedarf sogar weiter als

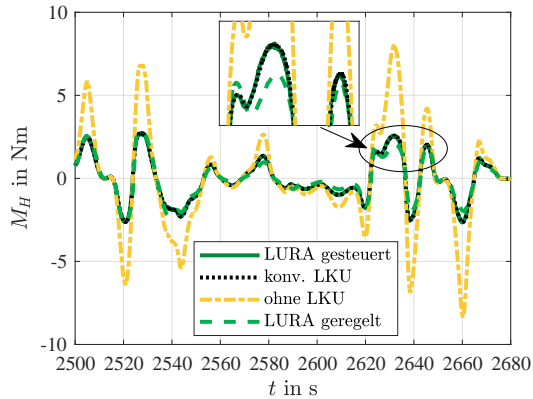


Abb. 5.22 Repräsentativer Ausschnitt der Simulationsergebnisse bei einer RDE Fahrt mit geregelter und gesteuerter LURA im Vergleich.

bei Fahrzeugen ohne Lenkkraftunterstützung gesenkt, da durch den Einsatz der radselektiven Antriebe auch die Reifenverluste reduziert werden.

Bei sportlicher Fahrweise liegt der Energiebedarf der LURA zwar unterhalb der konventionellen Lenkkraftunterstützung, gegenüber einem Fahrzeug ohne LKU steigt dieser jedoch. Bei hohen Querbeschleunigungen entsteht ein hohes Rückstellmoment, das durch ein großes Differenzmoment der Antriebe kompensiert werden muss. Ist die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs gering, wird insgesamt ein geringes Gesamtantriebsmoment benötigt. Damit das Fahrzeug bei Einsatz der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe nicht beschleunigt, muss daher am kurveninneren Antrieb rekuviert werden. Dies ist energetisch ungünstig, kann jedoch durch Anpassungen des Fahrwerks vermieden werden (siehe Abschnitt 5.9). So kann in Römer u. a. [112] gezeigt werden, dass bei einem Fahrwerk mit großem Störkrafthebelarm der Energiebedarf um bis zu $\Delta E \approx 1,2\%$ reduziert werden kann (entspricht ca. 110 Wh und einer Reichweitenerhöhung um ca. 1,215 %).

Die geregelte Variante der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe ermöglicht die Wahl von Wichtungsparametern mit stärkerem Fokus auf die Reduktion des Energiebedarfs (Eco Modus). So kann der Energiebedarf noch weiter gesenkt werden, wodurch ein Energiebedarf im gesamten Querschleunigungsbereich unterhalb oder nahezu gleich dem Energiebedarf eines Fahrzeugs ohne Lenkkraftunterstützung entsteht. Allerdings steigt bei der energiebedarfsorientierten Wichtung die Abweichung zwischen Lenkadmoment und Sollwert ($\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 18,19\%$) im Gegensatz zur ursprünglichen Wichtung ($\sigma_{\text{NRMSE}} \approx 96,49\%$). Die einzelnen Wichtungsparameter sind dem Anhang A.5 zu entnehmen.

5.8 Untersuchung zur funktionalen Sicherheit

Die funktionale Sicherheit (FuSi) nach ISO 26262 bezieht sich auf den Teil der Systemsicherheit, der von der fehlerfreien Funktion des Systems und anderer risikomindernden Maßnahmen abhängig ist. Der Fokus hierbei liegt auf Risiken, die von elektrischen und elektronischen Systemen ausgehen können. [129, 44] Da bei einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe neben dem Lenkmoment auch zusätzlich in die Fahrdynamik eingegriffen wird, hat dies Auswirkungen auf die funktionale Sicherheit des Systems. Hierzu wird untersucht, inwieweit eine Fehlfunktion der Lenkkraftunterstützung in einer bestimmten Fahrsituation zu einem gefährlichen Ereignis führen kann. Das Ereignis wird anschließend hinsichtlich Auftretenswahrscheinlichkeit, Kontrollierbarkeit und der resultierenden Schwere der Verletzung bewertet, woraus eine Risikoklassifizierung anhand des Automotive Safety Integrity Levels (ASIL) erfolgt.

Im Folgenden wird die Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe mit einer konventionellen LKU exemplarisch bei einer Kurvenfahrt auf einer Landstraße verglichen. Dies ist ein Szenario mit einer im allgemeinen sehr hohen Auftretenswahrscheinlichkeit. Eine Fehlfunktion der LKU

mit unbeabsichtigtem Unterstützungseingriff könnte durch die hohe Fahrgeschwindigkeit (bis $v = 100 \text{ km/h}$) eine hohe Schwere der Verletzung zur Folge haben, da das Fahrzeug in einen unkontrollierbaren Zustand versetzt werden könnte und Kollisionen möglich wären. Dieses Ereignis wird somit analog zur Einstufung bei einer konventionellen Lenkkraftunterstützung mit ASIL D klassifiziert (siehe [76, 59, 106]). Für nähere Erläuterungen und weitere Untersuchungen wird auf [129] verwiesen. Es wird davon ausgegangen, dass die Umsetzung der konventionellen elektromechanischen LKU, aufgrund sicher ausgelegter mechanischer und ausgereifter elektrischer/elektronischer Komponenten, funktional sicher ist. Daher wird die Fehlertoleranz der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe in Relation zur konventionellen LKU untersucht.

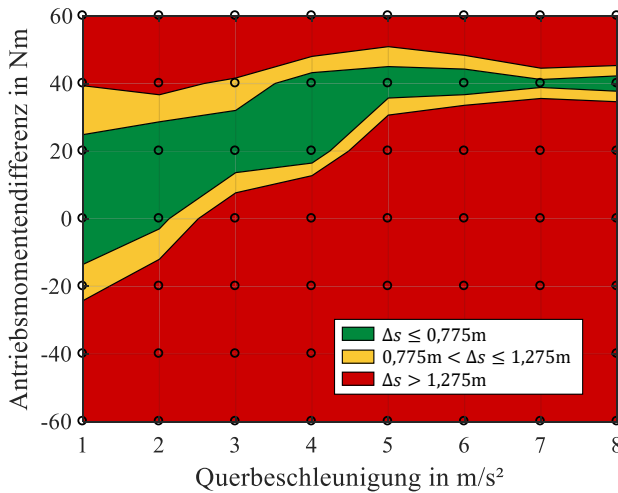


Abb. 5.23 Absolute Abweichung von der Soll-Fahrspur aufgrund eines plötzlichen Sprungs des Antriebsdifferenzmoments der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe ([129], bearb.).

Abbildung 5.23 zeigt die in Abhängigkeit des Antriebsdifferenzmoments und der Fahrzeugquerbeschleunigung entstehende absolute Abweichung Δs von

der Soll-Fahrspur, die bei einem plötzlichen Sprung des Unterstützungsmoments der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe auf einen konstanten Wert entsteht. Der virtuelle Fahrer von IPG CARMAKER hat mit der verwendeten defensiven Parametereinstellung eine Reaktionszeit von $t_{\text{reakt}} \approx 348$ ms, was nach Schmidt [84] zwischen 99 % und 99,9999 % aller Fahrer abdeckt. Der Manövriertoleranzbereich der Fahrspur einer Landstraße definiert sich gemäß StVZO [9] aus der maximal zulässigen Fahrzeugbreite von $b_{\text{max}} = 2,55$ m und einer Manövriertoleranz von $b_{\text{tol}} = 0,35$ m [34, 6]. Somit ist bei Berücksichtigung der Fahrzeugbreite $b = 1,7$ m des Simulationsfahrzeugs eine Abweichung von $\Delta s = (b_{\text{max}} - b) / 2 + b_{\text{tol}} = 0,775$ m zulässig, bevor der Manövriertoleranzbereich verlassen wird. Ein Zusammenprall mit einem entgegenkommenden Fahrzeug oder ein Verlassen des Fahrbahnrandes könnte auftreten, wenn zusätzlich der Sicherheitsabstand zwischen den Fahrbahnen bzw. zum Fahrbahnrand mit jeweils $b_{\text{SA}} = 0,5$ m und somit eine Abweichung von $\Delta s = (b_{\text{max}} - b) / 2 + b_{\text{tol}} + b_{\text{SA}} = 1,275$ m überschritten wird.

Der Fahrer kann einen Sprung auf eine Antriebsmomentendifferenz von $\Delta M_A \approx 35$ Nm im kompletten Querbeschleunigungsbereich kompensieren und das Fahrzeug innerhalb der Spur halten. Bei anderen Antriebsmomentendifferenzen kann der Fahrer in Abhängigkeit der anliegenden Querbeschleunigung das Fahrzeug teilweise nicht mehr kontrollieren und es könnte zu einer Kollision mit dem Gegenverkehr oder zu einem Abkommen von der Fahrbahn kommen. Bei plötzlicher Reduktion der Antriebsmomentendifferenz auf $\Delta M_A \approx 0$ Nm, was einem Ausfall der Lenkkraftunterstützung entspricht, kann der Fahrer das Fahrzeug bis zu einer Querbeschleunigung von $a_y \approx 2$ m/s² noch kontrollieren.

Die Fehlertoleranz der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe ist hierbei mit der konventionellen LKU vergleichbar (siehe Abbildung 5.24). Es gibt keine Situationen, die nur mit LURA oder nur mit konventioneller LKU kontrollierbar sind. In allen Situationen, in denen bei einer Fehlfunktion der konventionellen Lenkkraftunterstützung kein kritisches Er-

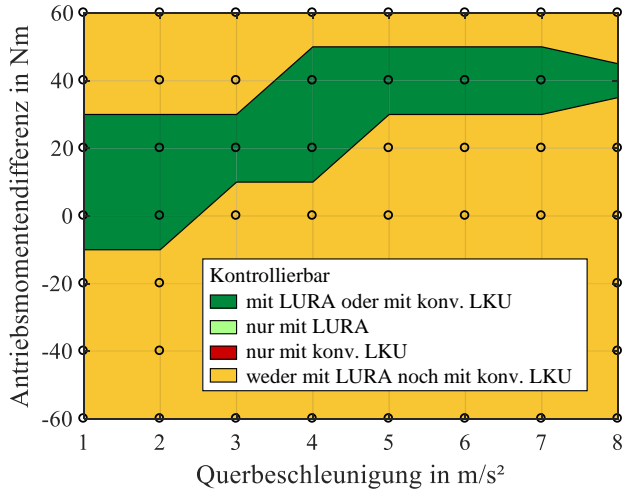


Abb. 5.24 Vergleich der Fehlertoleranz von LURA und konv. LKU ([129], bearb.).

eignis entsteht, ist auch bei Einsatz der LURA das Manöver unkritisch. Jedoch können für die konventionelle LKU kritische Fälle auch durch die Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe nicht entschärft werden. Somit ist das Risiko, das durch den Einsatz von radselektiven Antrieben zur Lenkkraftunterstützung ausgeht, mit einer konventionellen LKU vergleichbar.

Für einen sicheren Betrieb des Fahrzeugs in allen Fahrsituationen werden daher aufgrund der ASIL D Einstufung zusätzliche Maßnahmen zur Risikoreduzierung wie bspw. redundante Sensorik, Aktorik oder Plausibilisierungseinrichtungen notwendig.

5.9 Anforderungen an das Fahrwerk

Das Fahrwerk hat einen erheblichen Einfluss auf die resultierenden Lenkmomente, die aufgrund von Längs- und Querkräften auf das Lenksystem wirken. Die Lenkkraftunterstützungsfunktionalität hängt hierbei maßgeblich vom Störkrafthebelarm ab (siehe Abschnitt 2.2.1). Das Unterstützungsmoment wird bei gleichbleibender Antriebskräftedifferenz umso größer, je größer der Störkrafthebelarm ist. Wie in Römer u. a. [112, 113] gezeigt wird, kann ein großer Störkrafthebelarm den Energiebedarf zur Lenkkraftunterstützung reduzieren. In Abbildung 5.25 ist hierfür exemplarisch das Motormoment (Summe aus Traktions- und anteiligem Lenkkraftunterstützungsmoment) des kurveninneren Antriebs über der Querbeschleunigung bei einer stationären Kreisfahrt dargestellt.

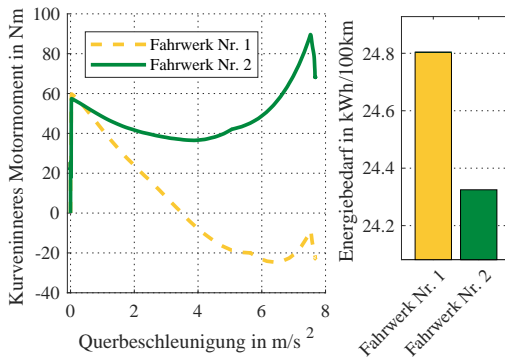
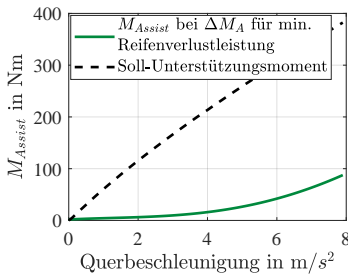


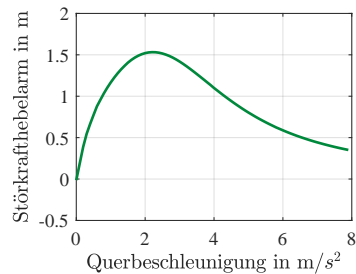
Abb. 5.25 Motormoment des kurveninneren Antriebs und Energiebedarfsreduktion (ΔE gemäß Abschnitt 5.7) durch Nutzung eines Fahrwerks mit größerem Störkrafthebelarm (nach [112]).

Die resultierende Lenkkraftunterstützung ist hierbei bei beiden Fahrwerken nahezu identisch. Das Fahrwerk Nr. 2 weist einen im Vergleich zu Fahrwerk Nr. 1 doppelt so großen Störkrafthebelarm auf. Durch den größeren

Störkrafthebelarm wird vermieden, dass der kurveninnere Antrieb bei hohen Lenkmomenten und niedrigem Gesamtantriebsmoment im Rekuperationsbetrieb betrieben werden muss und das energetisch ungünstige Antreiben über den kurvenäußeren Antrieb bei gleichzeitigem Verzögern durch den kurveninneren Antrieb entfällt. Somit kann der Gesamtenergiebedarf gesenkt werden. Allerdings kann sich ein zu großer Störkrafthebelarm nach Kautzmann u. a. [111] negativ auf die Fahrdynamik auswirken. Im Folgenden werden daher Anforderungen an den Störkrafthebelarm aus regelungstechnischer Sicht mit Fokus auf die Lenkkraftunterstützung, Energiebedarf und Fahrdynamik vorgestellt.



(a) Unterstützungsmoment bei Differenzmoment mit Ziel minimaler Reifenverluste.



(b) Störkrafthebelarm über Querbeschleunigung für minimale Reifenverluste.

Abb. 5.26 Unterstützungsmoment M_{Assist} und Störkrafthebelarm bei Betrachtung der Reifenverluste.

Abbildung 5.26(a) zeigt das entstehende Unterstützungsmoment bei Regelung des Antriebs-Differenzmoments mit dem Ziel minimaler Reifenverluste gemäß Abschnitt 4.4.2. Damit das entstehende Unterstützungsmoment dem für den Fahrer angenehmen Sollmoment entspricht, müsste sich der Störkrafthebelarm in Abhängigkeit der Querbeschleunigung ändern (siehe Abbildung 5.26(b)). Da zur Minimierung der Reifenverluste nur ein geringes Differenzantriebsmoment benötigt wird, fällt in diesem Fall der Störkrafthebelarm sehr groß aus.

Zur Bewertung der Fahrdynamik wird die Gierrate herangezogen. Wird über das Differenzantriebsmoment die Gierrate mit dem Ziel eines neutralen Fahrzeugverhaltens (Eigenlenkgradient $EG = 0$) geregelt, entsteht das in Abbildung 5.27(a) dargestellte Unterstützungsmoment. Um das Unterstützungsmoment gemäß des Soll-Lenkradmoments bei Vorgabe der Antriebsmomentendifferenz für ein neutrales Fahrverhalten zu erhalten, wird analog zu oben ein von der Querbeschleunigung abhängiger Störkrafthebelarm benötigt (siehe Abbildung 5.27(b)). Hierbei werden Werte für den Störkrafthebelarm benötigt, die das zwei- bis dreifache von konventionellen Werten darstellen.

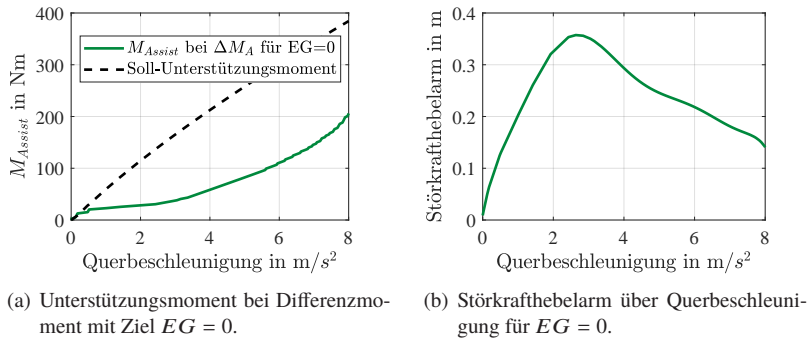


Abb. 5.27 Unterstützungsmoment M_{Assist} und Störkrafthebelarm bei Betrachtung des Eigenlenkgradienten EG .

Die vorgestellten Anforderungen sind theoretischer Natur und losgelöst von konstruktiven Gesichtspunkten als Anregungen für die Fahrwerksentwicklung zu verstehen. Sie zeigen, dass es von Vorteil sein kann, wenn Fahrwerksparameter mit dem Ziel ausgelegt werden sich situationsabhängig ändern zu können. Einige Fahrwerkstypen bieten bereits die Möglichkeit, dass sich Fahrwerksparameter über Lenkeinschlag oder Radhub ändern können. Für neuartige Fahrwerkskonzepte kann dies als weitere Funktionalität bedacht und genutzt werden.

5.10 Fazit

Die simulationsbasierten Untersuchungen der entwickelten Varianten zur Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe zeigen, dass durch den Einsatz radselektiver Antriebe eine zu konventionellen Systemen vergleichbare Lenkkraftunterstützung erzeugt werden kann. Ein vollständiger Verzicht auf eine konventionelle Lenkkraftunterstützung und damit eine Einsparung von Komponenten und Bauraum wird somit möglich.

Das gesteuerte Verfahren der LURA kann in allen Fahrmanövern ein Lenkradmoment ähnlich der konventionellen LKU erzeugen. So entsteht eine durchschnittliche Abweichung des Lenkradmoments über alle Fahrmanöver von $\bar{\sigma}_{\phi,a} \approx 0,15$ Nm und eine durchschnittliche maximale Abweichung von $\sigma_{\phi,a,\max} \approx 0,71$ Nm. Für einen relativen Bezug sind diese Durchschnittswerte nicht geeignet, weshalb hierfür der in Abschnitt 5.1 eingeführte Normalised Root Mean Square Error (NRMSE) verwendet wird. Die gesteuerte Variante der LURA erzeugt hierbei einen durchschnittlichen NRMSE von $\sigma_{\phi,\text{NRMSE}} \approx 88\%$. Diese Abweichungen sind gemäß Abschnitt 2.2.3 während der Fahrt vom Fahrer kaum wahrnehmbar. Eine Beeinträchtigung des Komforts ist daher nicht zu erwarten. Dennoch stellen kombinierte dynamische Belastungen, wie sie bspw. bei starkem Verzögern und gleichzeitigem starken Einlenken auftreten können, eine Herausforderung dar. In diesen Situationen ist die Leistung der LURA am schlechtesten.

Dies gilt analog für das geregelte Verfahren zur Lenkkraftunterstützung. Hier kann über alle Fahrmanöver eine Unterstützungsleistung mit einer durchschnittlichen Abweichung des Lenkradmoments vom Sollwert von $\bar{\sigma}_{\phi,a} \approx 0,07$ Nm erreicht werden. Die durchschnittliche maximale Abweichung beträgt $\sigma_{\phi,a,\max} \approx 0,93$ Nm bei einem durchschnittlichen NRMSE von $\sigma_{\phi,\text{NRMSE}} \approx 93\%$. Die größte Abweichung tritt auch hier bei hochdynamischen Fahrsituationen, wie bspw. bei sich ändernden Fahrbahnreibwerten

bei gleichzeitigem Lenken oder bei großen Änderungen in der Längsdynamik bei gleichzeitigen starken Lenkbewegungen auf. Das Fahrzeugverhalten kann hierbei vom zur Regelung eingesetzten Fahrzeugmodell nicht mehr realistisch abgebildet werden. Eine gemäß Abschnitt 2.2.3 vom Fahrer als angenehm empfundene Unterstützungsleistung entsteht in den häufigsten Fahrsituationen mit niedriger Dynamik. Hier ist die Modellierung einerseits sehr nahe am realen Fahrverhalten, andererseits können Modellunsicherheiten durch den I-Anteil des Reglers kompensiert werden.

Des Weiteren bleiben die fahrdynamischen Eingriffe der radselektiven Antriebe beherrschbar. So wird das Fahrzeug bei Einsatz der LURA zwar agiler und das Fahrverhalten eher übersteuernd, jedoch überschreiten die Abweichungen der Gierrate im Vergleich zur Gierraten-Vorgabe bei einem Eigenlenkgradienten von $EG = 0$ die als stabil geltenden Wertebereiche nur in Extremsituationen geringfügig. Darüber hinaus kann durch die Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe der Energiebedarf in allen Fahrsituationen im Vergleich zu einer konventionellen LKU gesenkt werden (bis zu $\Delta E \approx 57$ Wh, ca. 0,6%). Optimierungen im Bereich des Fahrwerks bieten hier noch weiteres Potenzial. Nicht zuletzt kann auch die funktionale Sicherheit entsprechend den konventionellen Systemen gewährleistet werden.

6 Validierung der Lenkkraftunterstützung mittels Fahrversuchen

Die Validierung erfolgt anhand von Fahrversuchen mit dem Demonstratorfahrzeug ELF++ (siehe Abschnitt 4.1). Die verwendeten Fahrmanöver basieren hierbei auf den Manövern der simulationsbasierten Untersuchungen aus Kapitel 5.

Ziel der Validierung ist sowohl der Nachweis der Funktionsweise der Lenkkraftunterstützung am realen Fahrzeug als auch ein Abgleich mit den Ergebnissen der Simulation. Die Maßstäblichkeit des Fahrzeugs ermöglicht hierbei allerdings nur qualitative Aussagen. Zur besseren Darstellung werden die zeitlichen Verläufe der Messsignale mit einem Filter auf Basis des gleitenden Mittelwerts aufbereitet.

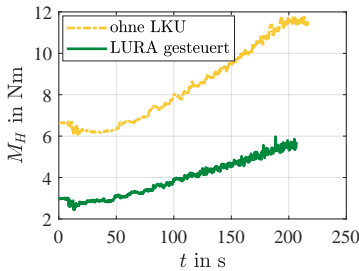
6.1 Quasi-stationäre Kreisfahrt nach ISO 4138

Die quasi-stationäre Kreisfahrt erfolgt analog zu Abschnitt 5.2. Die maximale Querschleunigung ist beim Demonstratorfahrzeug auf $a_y \leq 5 \text{ m/s}^2$ beschränkt.

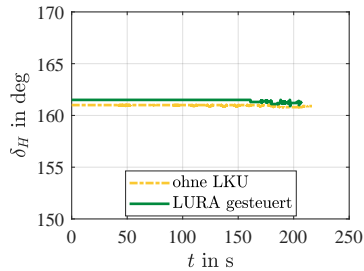
6.1.1 Gesteuerte Lenkkraftunterstützung

Die Ergebnisse der quasi-stationären Kreisfahrt unter Verwendung des Demonstratorfahrzeugs bestätigen die simulationsbasierten Ergebnisse aus Ka-

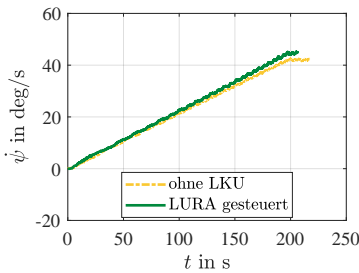
pitel 5 und zeigen mit einer Reduktion des Lenkradmoments M_H um ca. 50 % analog den unterstützenden Effekt der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe (siehe Abbildung 6.1). Aufgrund des hohen Bohrmoments des Demonstratorfahrzeugs wird bei Vorgabe eines Lenkwunschs im Stand (Zeitpunkt $t_0 = 0$ s) ein hohes Lenkradmoment benötigt. Durch die Verwendung der radselektiven Antriebe wird aufgrund der entstehenden Längskräfte das Bohrmoment entsprechend verringert, was eine Reduktion des Stillstand-Lenkradmoments um $\Delta M_H(t_0) \approx 3,6$ Nm zur Folge hat.



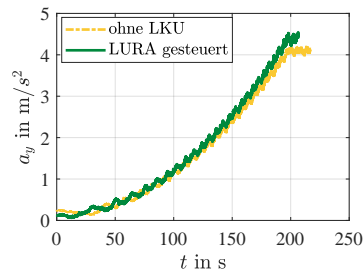
(a) Lenkradmoment M_H .



(b) Lenkradwinkel δ_H .



(c) Gierrate $\dot{\psi}$.



(d) Querbeschleunigung a_y .

Abb. 6.1 Validierungsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit *gesteuerter* LURA.

Das entstehende Differenzmoment der beiden Antriebe erhöht des Weiteren die Gierrate $\dot{\psi}$ und die Querbeschleunigung a_y bei nahezu gleichem Lenk-

radwinkel. Der gewellte Verlauf der Querbeschleunigung entsteht durch die leichte Neigung und Unebenheit der Fahrfäche.

6.1.2 Geregelt Lenkkräftunterstützung

Auch die geregelte Variante der Lenkkräftunterstützung zeigt bei der quasi-stationären Kreisfahrt eine Reduktion des Lenkradmoments um ca. 50 %. Der gewünschte Sollwert kann hierbei genau eingeregelt werden. Bei gleichem Lenkradwinkel δ_H wird sowohl die Gierrate $\dot{\psi}$ als auch die Querbeschleunigung a_y aufgrund des Torque-Vectoring-Effekts erhöht.

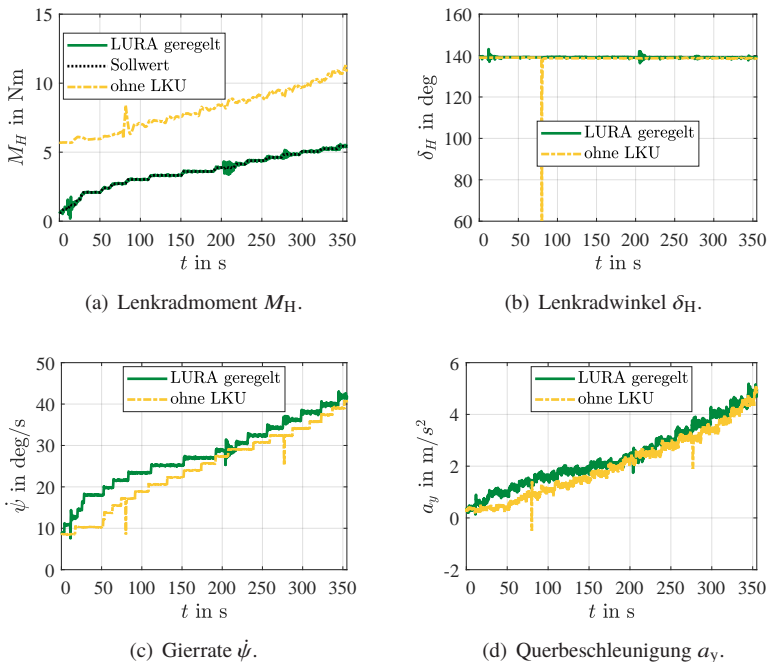


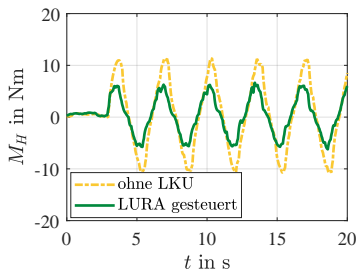
Abb. 6.2 Validierungsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit *geregelter* LURA.

6.2 Dauersinus nach ISO7401

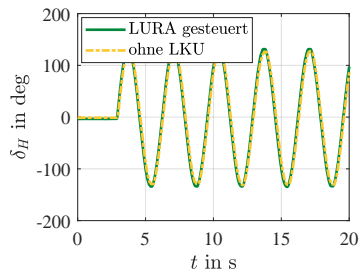
Der Dauersinus (siehe Abschnitt 5.3) wird mit einer Lenkfrequenz von $f = 0,3$ Hz durchgeführt. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt hierbei $v \approx 17$ km/h.

6.2.1 Gesteuerte Lenkkraftunterstützung

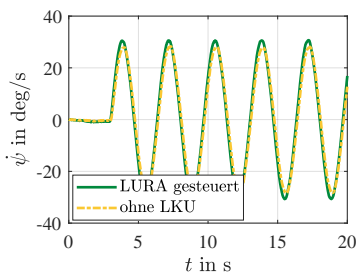
Der Einsatz der gesteuerten Lenkkraftunterstützung zeigt bei sinusförmiger Vorgabe der Lenkbewegung eine Reduktion des Lenkradmoments M_H um ca. 50% bei gleichzeitig höherer Gierrate $\dot{\psi}$ und Querbeschleunigung a_y .



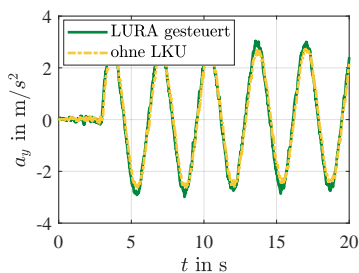
(a) Lenkradmoment M_H .



(b) Lenkradwinkel δ_H .



(c) Gierrate $\dot{\psi}$.



(d) Querbeschleunigung a_y .

Abb. 6.3 Validierungsergebnisse des Dauersinus ($f = 0,3$ Hz) mit *gesteuerter* LURA.

Der Verlauf des Lenkradmoments ist an den Wendestellen sowohl bei der Fahrzeugkonfiguration ohne LKU als auch mit LURA aufgrund von Fahrwerkseffekten durch leichte Welligkeiten geprägt (siehe Abbildung 6.3).

6.2.2 Geregelte Lenkkräftunterstützung

Der geregelte Betriebsmodus der LURA reduziert bei einer Sinuslenkvorgabe das Lenkradmoment um ca. 50 % gegenüber einer Fahrzeugkonfiguration ohne LKU. Der Sollvorgabe des Lenkradmoments kann ab $t \approx 7$ s jedoch nur noch teilweise gefolgt werden (siehe Abbildung 6.4). Hier entsteht ein

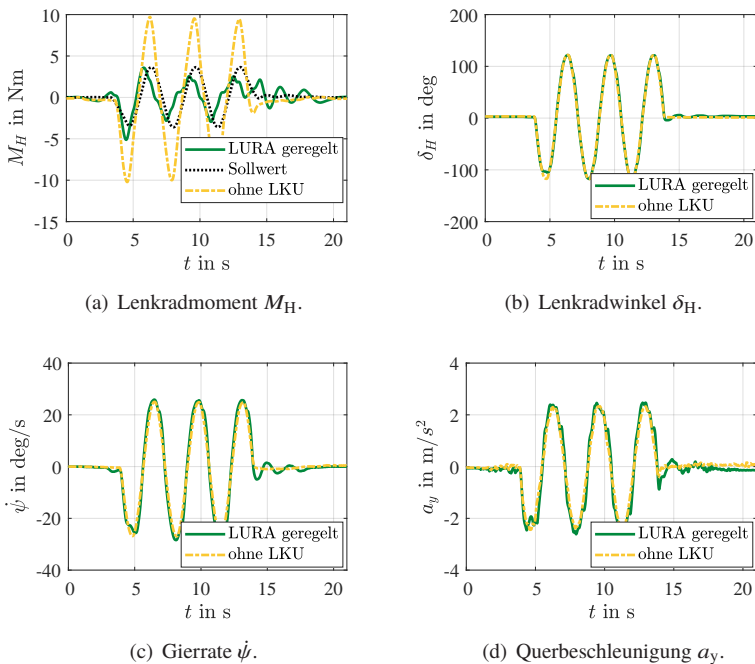


Abb. 6.4 Validierungsergebnisse des Dauersinus ($f = 0,3$ Hz) mit *geregelter* LURA.

zeitlicher Versatz von $\Delta t \approx 0,6$ s. Des Weiteren ist nach Beenden der Lenkvorgabe ein Überschwingen zu beobachten, was sich auch auf die Gierrate $\dot{\psi}$ des Fahrzeugs auswirkt. Die Ursache dieser Effekte konnte nicht vollständig geklärt werden und ist vermutlich auf eine verbesserungsfähige Wichtung der Reglerparameter (bspw. bezüglich des I-Anteils des Reglers), eine nicht optimale Signalverarbeitung oder Aktoransteuerung zurückzuführen.

6.3 Lenkwinkelsprung nach ISO 7401

Der Lenkwinkelsprung erfolgt analog zu Abschnitt 5.5. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt hierbei $v \approx 17$ km/h, wodurch im stationären Zustand eine Querbeschleunigung von $a_y \approx 2,3$ m/s² erreicht wird.

6.3.1 Gesteuerte Lenkkraftunterstützung

Die Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe ermöglicht beim Lenkwinkelsprung ein im Vergleich zu einer Fahrzeugkonfiguration ohne LKU schnelleres Erreichen des Ziellenkradwinkels (siehe Abbildung 6.5). Durch die Reduktion des Lenkradmoments M_H um ca. 50 % wird der Lenkaktor beim Einlenkvorgang unterstützt. Hierbei treten jedoch direkt nach dem Lenkwinkelsprung Schwingungen mit einer Beruhigungszeit von $T_\epsilon \approx 2,4$ s auf, die den Fahrkomfort kurzzeitig schmälern. Die Anstiegszeit ist $T_r \approx 0,1$ s bei einer Überschwingzeit von $T_m \approx 0,25$ s. Die Überschwingweite beträgt $\Delta h \approx 3,7$ Nm. Auch hier wird wieder bei gleichem Lenkradwinkel durch das entstehende Torque Vectoring die Gierrate $\dot{\psi}$ erhöht. Hierbei entsteht eine Erhöhung der Querbeschleunigung um $\Delta a_y \approx 0,75$ m/s² gegenüber einer Fahrzeugkonfiguration ohne Lenkkraftunterstützung.

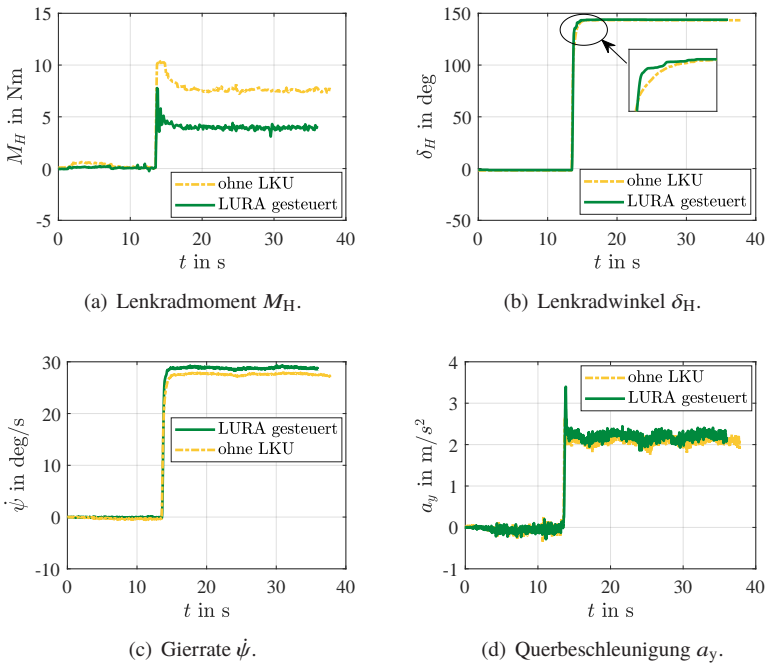


Abb. 6.5 Validierungsergebnisse des Lenkwinkelsprungs nach ISO 7401 mit *gesteuerter* LURA.

6.3.2 Geregelte Lenkkräftunterstützung

Bei Einsatz der geregelten Variante der LURA kann analog zur gesteuerten Variante bei einem Sprung des Lenkwinkels die Lenkwinkelgeschwindigkeit gegenüber einer Fahrzeugkonfiguration ohne LKU erhöht werden (siehe Abbildung 6.6). Hierbei entstehen jedoch Schwingungen mit einer Überschwingweite von $\Delta h \approx 2,99$ Nm und einer Überschwingzeit von $T_m \approx 0,7$ s, die erst nach einer Beruhigungszeit von $T_e \approx 12,6$ s wieder abklingen und den Fahrkomfort beeinträchtigen. Die Anstiegszeit beträgt $T_r \approx 0,3$ s. Bei gleichem Lenkradwinkel wird die Querbeschleunigung um

bis zu $\Delta a_y \approx 1,45 \text{ m/s}^2$ gegenüber einer Fahrzeugkonfiguration ohne Lenkkraftunterstützung erhöht.

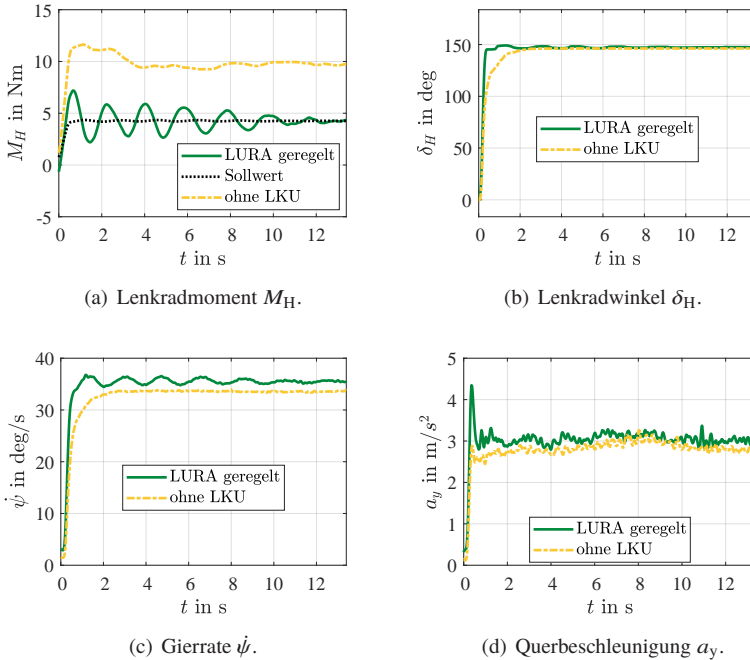


Abb. 6.6 Validierungsergebnisse des Lenkwinkelsprungs nach ISO 7401 mit *geregelter* LURA.

6.4 Lenken im Stand

Lenkbewegungen im Stand können in der verwendeten Simulationssoftware nicht sicher beurteilt werden. Die vorhandenen Reifenmodelle bilden Effekte im Stillstand nur unzulänglich ab. In diesem Abschnitt wird daher anhand des Demonstratorfahrzeugs ELF++ der Einsatz der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe im Stand betrachtet. Hierbei wird eine Si-

nuslenkbewegung mit einer Frequenz von $f = 0,3$ Hz durchgeführt. Der Einsatz des geregelten Verfahrens ist bei diesem Manöver nicht zielführend, da das Soll-Lenkradmoment in Abhängigkeit der Querbeschleunigung ermittelt wird. Im Stand würde somit eine Vorgabe von $M_{H,\text{soll}} = 0$ Nm entstehen. Im Folgenden wird daher nur auf das gesteuerte Verfahren eingegangen.

Beim Lenken im Stand zeigen sich bei Verwendung der gesteuerten Variante der LURA die gleichen Ergebnisse wie bei Sinuslenkbewegungen im Fahrbetrieb. Das Lenkradmoment M_H kann wieder um ca. 50 % reduziert werden (siehe Abbildung 6.7). Hierbei bleibt das Fahrzeug nahezu auf der Stelle stehen, da die Antriebsmomente entgegen gerichtet gleich groß sind und in Summe somit kein Vortrieb entsteht.

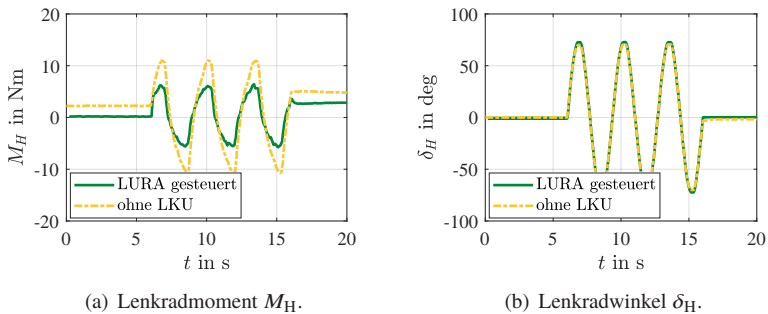


Abb. 6.7 Validierungsergebnisse bei Lenken mit Dauersinus ($f = 0,3$ Hz) im Stand bei *gesteuerter* LURA.

6.5 Realitätsnaher Fahrzyklus

Der realitätsnahe Fahrzyklus repräsentiert einen möglichen Fahrverlauf bei Nutzung des Demonstratorfahrzeugs ELF++ auf einer Freifahrfläche. Hierbei treten bei einer durchschnittlichen Geschwindigkeit von $\bar{v} \approx 13$ km/h Geschwindigkeiten bis $\max v \approx 20$ km/h auf. Die gefahrene Strecke beträgt

hierbei ca. 920 m. Die Lenkwinkelverläufe können den entsprechenden Abbildungen 6.8 bzw. 6.9 entnommen werden.

6.5.1 Gesteuerte Lenkkraftunterstützung

Die Untersuchung der realitätsnahen Fahrt zeigt auch bei sehr stark wechselnden Lenkbewegungen bei Einsatz der LURA eine Reduktion des Lenkradmoments M_H um ca. 50 % bei gleichzeitiger Erhöhung der Fahrzeugagilität (siehe Abbildung 6.8). So werden bei gleichem Lenkradwinkel δ_H die Querbeschleunigung a_y und die Gierrate $\dot{\psi}$ erhöht.

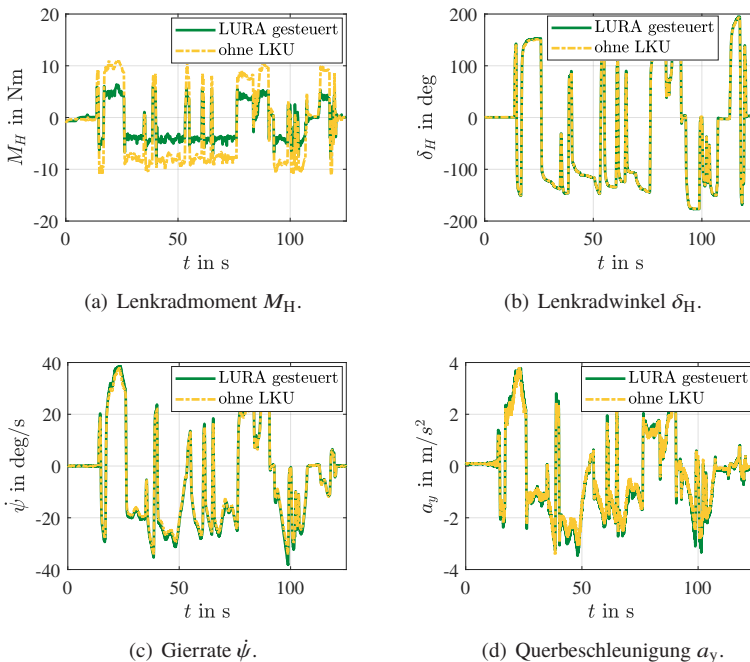


Abb. 6.8 Repräsentativer Ausschnitt der Validierungsergebnisse bei einer Realfahrt mit *gesteuerter* LURA.

6.5.2 Geregelte Lenkkräftunterstützung

Die geregelte Lenkkräftunterstützung reduziert das Lenkradmoment auf den gewünschten Sollwert um ca. 50 %. Hierbei kann eine überwiegend gute Sollwertfolge erreicht werden. Zum Zeitpunkt $t \approx 40$ s erfolgt eine starke Bremsung, wodurch kurzzeitig die Fahrzeuggeschwindigkeit negativ wird. Diese hohe Dynamik führt zu Abweichungen zwischen Soll- und Istwert. Darüber hinaus wird durch den Einsatz der LKU die Fahrzeugagilität leicht erhöht.

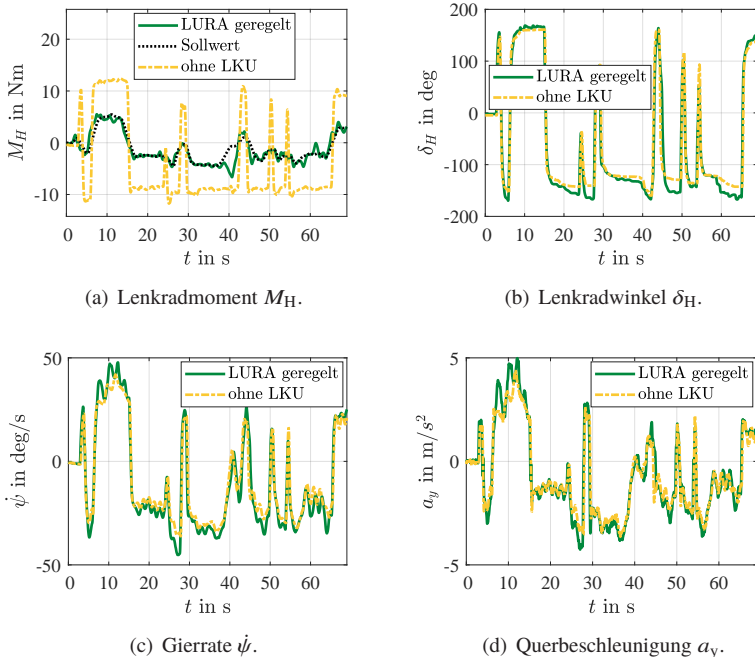


Abb. 6.9 Repräsentativer Ausschnitt der Validierungsergebnisse bei einer Realfahrt mit *geregelter* LURA.

6.6 Fazit

Die Untersuchungen am maßstäblichen Demonstratorfahrzeug zeigen ergänzend zu den simulationsbasierten Analysen die Einsatzfähigkeit einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe. So kann in allen Fahrsituationen durch den Einsatz der gesteuerten Variante der LURA eine robuste Unterstützung des Lenkmoments erzielt werden.

Bei Einsatz des geregelten Unterstützungsverfahrens kann bei der Realfahrt und wenig dynamischen Fahrsituationen eine Sollwertfolge gemäß den Anforderungen aus Abschnitt 2.2.3 erzielt werden. Bei dynamischen Manövern werden einige, in Simulation nicht aufgetretene Effekte deutlich. Hier kann das Regelungsverfahren nicht an die Regelqualität der simulationsbasierten Ergebnisse anknüpfen. Die Defizite der Regelung rühren u.a. von vernachlässigter Reibung, Ungenauigkeiten bei der Ermittlung der wirksamen Fahrzeugparameter (Störkraftbelarm, Nachlauf, Spreizung usw.), Toleranzen, Spiel und Asymmetrien in Fahrwerk und Lenkung sowie allgemein vernachlässigten Effekten (Bohrmomente, Rollsteuern usw.) her. Weiterhin weist das Demonstratorfahrzeug für seine Fahrzeuggröße ein verhältnismäßig großes Lenkmoment aufgrund sehr hoher Rückstellkräfte auf. Dies führt dazu, dass der Lenkaktor die gewünschten Betriebspunkte nicht oder nur mit Unterstützung der LURA erreichen kann. Die hierdurch entstehenden Wechselwirkungen beeinflussen die Regelungsqualität zusätzlich.

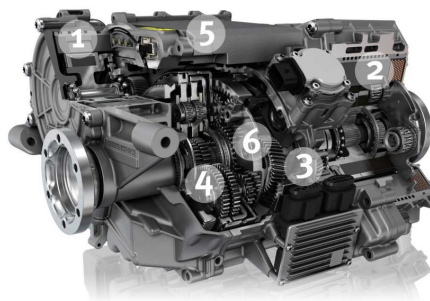
Des Weiteren können die Diskretisierung der Messsignale, die Verzögerung bei der Übertragung, Messungenauigkeiten, Rauschen oder Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Antriebsmoment innerhalb der Antriebsregelung Auswirkungen auf die Regelung der Lenkkraftunterstützung haben. Hierfür kann eine Aufbereitung der Messsignale zielführend sein, wie sie bspw. simulationsbasiert für dieses Fahrzeug in [125] vorgeschlagen wird. Für weitere Untersuchungen ist sicherlich die Übertragung der gezeigten Verfahren in ein Serienfahrzeug sinnvoll.

7 Übertragung und Verwertung der Erkenntnisse

Im Folgenden werden verschiedene Projekte aus den Bereichen Forschung, Vorentwicklung und Rennsport vorgestellt, in denen die Erkenntnisse dieser Arbeit bereits Anwendung finden oder bei denen ein Einsatz geplant ist.

7.1 Elektrische Achse

Die elektrische Achse (E-Achse), wie sie bspw. von SCHAEFFLER angeboten wird, vereint einen elektrischen Antrieb mit der Möglichkeit einer radselektiv steuerbaren Drehmomentenüberlagerung. [83]



- 1 Torque-Vectoring Maschine
- 2 Traktionsmaschine
- 3 zweistufiges Planetengetriebe
- 4 Torque Vectoring-Getriebe
- 5 Leistungselektronik
- 6 Leichtbaudifferenzial

Abb. 7.1 Elektrische Achse (aus [82], bearb.).

Wie in Abbildung 7.1 dargestellt, verfügt die E-Achse über einen elektrischen Traktionsantrieb und eine kleiner dimensionierte elektrische Torque-

Vectoring-Maschine. Über ein Torque-Vectoring-Getriebe wird dem Antriebsmoment ein Torque-Vectoring-Moment überlagert. Durch dieses Konzept können sowohl der Vortrieb des Fahrzeugs als auch eine radselektive Drehmomentenverteilung ermöglicht werden.

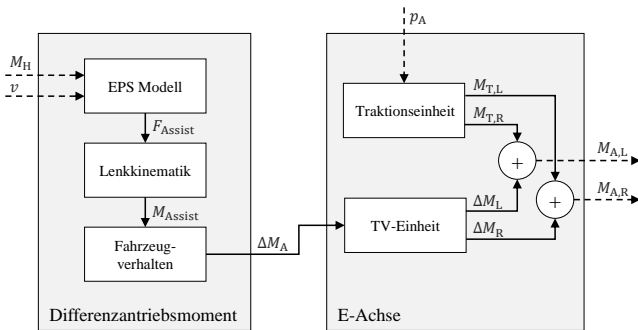


Abb. 7.2 Strukturbild zur Steuerung der Lenkkraftunterstützung mittels elektrischer Achse.

Durch die starke funktionale Ähnlichkeit zu zwei radselektiven Antrieben, können die in den vorangegangenen Kapiteln dargestellten Verfahren zur Lenkkraftunterstützung auch hier Einsatz finden. Abbildung 7.2 zeigt die Übertragung des Steuerungsverfahrens aus Abschnitt 4.3 auf die E-Achse.

Erste simulationsbasierte Untersuchungen zeigen, dass unter Verwendung der E-Achse eine zur konventionellen Lenkkraftunterstützung vergleichbare Unterstützungsfunktionalität besteht. In Abbildung 7.3 wird das Lenkradmoment M_H bei Nutzung einer konventionellen LKU und der Lenkkraftunterstützung mittels E-Achse verglichen. Sowohl in der stationären Kreisfahrt als auch beim doppelten Spurwechsel kann eine vergleichbare Unterstützungsleistung nachgewiesen werden.

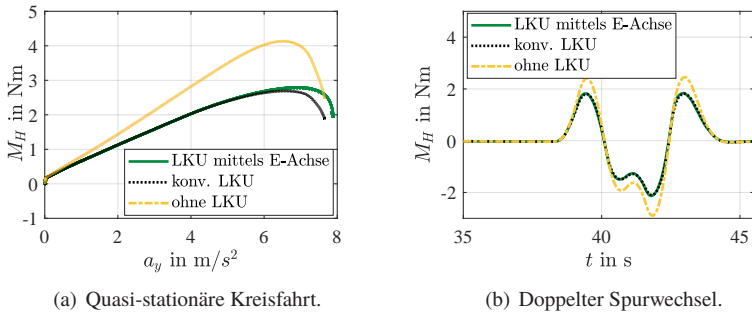


Abb. 7.3 Vergleich der Lenkradmomente M_H bei Nutzung einer konventionellen LKU und Nutzung der Lenkkraftunterstützung mittels E-Achse.

7.2 Knicklenker

Die Knicklenkung ist die Bezeichnung für eine Form der Fahrzeug-Lenkung, bei der die Richtungsänderung durch horizontales Verschwenken/Knicken mindestens zweier mit einem Gelenk verbundenen Fahrzeugteile erfolgt. Diese Art der Lenkung findet häufig bei Bau- und Arbeitsmaschinen ihren Einsatz und ermöglicht eine hohe Wendigkeit auf kleinem Raum.

Da der Antriebsstrang derartiger Fahrzeuge vermehrt so ausgelegt wird, dass die Antriebsmomente asymmetrisch verteilt werden können (Torque-Vectoring), ergibt sich die Möglichkeit, den Antriebsstrang zur Lenkung zu nutzen. [117]

Wie in Abbildung 7.4 dargestellt, kann durch Erhöhen der Antriebskraft am vorderen kurvenäußeren Rad und Reduktion der Antriebskraft am vorderen kurveninneren Rad (Hinterachse umgekehrt) ein Einknicken des Fahrzeugs erzeugt werden. Da die Lenkung somit in den Antriebsstrang integriert wird, kann die ansonsten übliche Zwanglenkung, die über hydraulische Aktoren

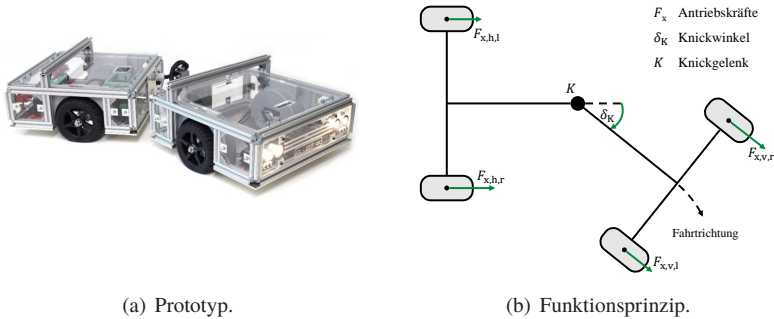


Abb. 7.4 Prototyp und Funktionsprinzip eines Knicklenkers mit Nutzung radselektiver Antriebe zur Lenkung.

ein Knicken des Fahrzeugs erzeugt, entfallen. Weiterführende Beschreibungen und Untersuchungsergebnisse können [117] entnommen werden.

7.3 Lastenräder

Lastenräder sind Fahrzeuge aus dem Bereich der Mikromobile und können für den Transport von kleineren Gütern (bspw. Einkauf) oder beim Transport von Kindern eine Alternative zum Pkw darstellen. Bei Brief-, Paket- oder Lieferdiensten wie bspw. DHL, AMAZON oder FOODORA finden derartige Fahrzeuge ebenso ihren Einsatz. Zur Entlastung des Fahrers werden viele dieser Fahrzeuge bereits mit elektrischen Antrieben ausgestattet.

Unter Verwendung eines geeigneten Fahrwerks- und Antriebskonzept können die elektrischen Antriebe neben dem Vortrieb auch zur Lenkkräftunterstützung bzw. sogar zur vollständigen Lenkung des Fahrzeugs verwendet werden. Somit kann eine bisher notwendige Aktorik zur Lenkungsbeeinflussung entfallen. In Abbildung 7.5 ist ein im Rahmen einer studentischen

Arbeit entstandener Designvorschlag für ein Lastenrad mit zwei radselektiven Radnabenantrieben an der gelenkten Vorderachse dargestellt.

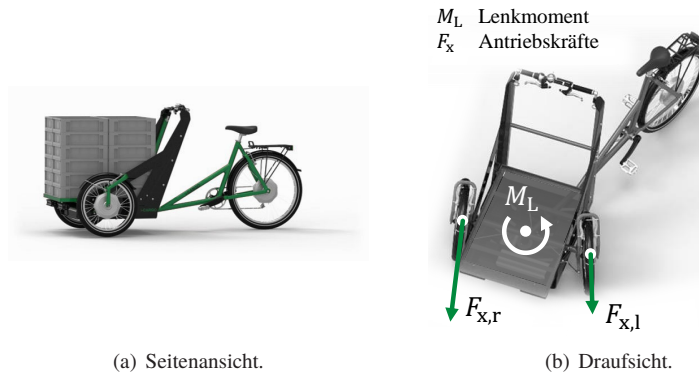


Abb. 7.5 Designvorschlag eines dreirädrigen Lastenrads mit Nutzung radselektiver Radnabenantriebe zur Lenkung/Lenkkraftunterstützung. [78]

Die Lenkung ist hierbei als erweiterte Drehschemellenkung ausgeführt. Somit werden sowohl der komplette Vorderbau (inklusive Last) als auch die einzelnen Räder gelenkt. Die radselektiven Radnabenantriebe können zur Lenkung bzw. Lenkkraftunterstützung genutzt werden. Hierzu wird am kurvenäußeren Rad eine größere Antriebskraft als am kurveninneren Rad aufgebracht. Somit entsteht ein Lenkmoment. Weitergehende Untersuchungen sind in einem beantragten, öffentlich geförderten Projekt geplant.

7.4 Formula Student Driverless

Die Formula Student ist ein an die Formel-1 angelehnter, weltweit ausgetragener Entwicklungs- und Konstruktionswettbewerb für Studenten. Am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) findet die Teilnahme an diesem Wettbewerb durch KA-RACEING statt. Jedes Jahr entwickeln, konstruieren,

fertigen und testen die insgesamt 80 Mitglieder des KA-RACEING-Teams verbrennungsmotorbetriebene, elektrische und seit 2017 auch vollautomatisierte Rennfahrzeuge. [114]

Das vollautomatisierte Fahrzeug KIT17d aus dem Jahr 2017 (siehe Abbildung 7.6 links), wird als Pilotfahrzeug genutzt, um die Erkenntnisse der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe in der Formula Student umzusetzen.



Abb. 7.6 Übertragung der Erkenntnisse in das vollautomatisierte Formula Student Fahrzeug KIT2017d. [114]

Um das Gesamtgewicht des Fahrzeugs zu reduzieren, soll der Lenkaktor durch die radselektiven Antriebe unterstützt oder gar vollständig ersetzt werden. Damit kein Lenkmomentensensor benötigt wird, wird der Motorstrom des Lenkaktuators als Führungsgröße genutzt und über die Ansteuerung der radselektiven Antriebe zu null geregelt. Hierdurch wird eine maximale Lenkkraftunterstützung umgesetzt. Der Lenkaktor dient somit nur noch dazu, einen redundanten Lenkeingriff zu ermöglichen oder in Extremsituationen den Leistungsbereich der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe zu erweitern.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Zum Abschluss werden in den folgenden Abschnitten die Ergebnisse und Erkenntnisse dieser Arbeit zusammengefasst sowie der wissenschaftliche Beitrag herausgearbeitet. Der abschließende Ausblick überführt die in dieser Arbeit nicht behandelten Themen in Anknüpfungspunkte für weitere Untersuchungen.

8.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde die Entwicklung einer Lenkkraftunterstützung für Fahrzeuge mit elektrischen, radselektiven Antrieben vorgestellt. Ausgehend vom Stand des Wissens wurde ein gesteuertes und ein geregeltes Verfahren zur Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe erarbeitet. Für beide Verfahren wurden die Wechselwirkungen zwischen Fahrwerk, Lenkung und der Fahrdynamik modelliert. Die Modelle wurden simulativ mit dem Fahrdynamiksimulationsmodell der Gesamtfahrzeugsimulationssoftware IPG CARMAKER validiert.

Das gesteuerte Verfahren der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe basiert auf Ansätzen von konventionellen Unterstützungssystemen. In Abhängigkeit des Lenkradmoments und der Fahrzeuggeschwindigkeit wird über ein gemäß den Kundenwünschen parametrierbares Unterstützungskennfeld die gewünschte Unterstützungskraft errechnet. Unter Berücksichtigung von Fahrwerks- und Lenkungsparametern wird hieraus

ein Differenzmoment für die radselektiven Antriebe ermittelt und mit dem Gesamtantriebsmoment aufgrund des Beschleunigungswunschs des Fahrers überlagert. Das gesteuerte Verfahren bietet somit eine Möglichkeit, einfach in bestehende Antriebssteuergeräte integriert zu werden und mit geringem Ressourcenaufwand eine Lenkkraftunterstützung zu ermöglichen.

Das geregelte Verfahren der Lenkkraftunterstützung auf Basis der Linear-Quadratic-Integral Control erlaubt, neben einer gezielten Vorgabe des Soll-Lenkradmoments, mittels anschaulicher Wichtungsparameter gleichzeitig die gezielte Beeinflussung der Fahrdynamik zur Fahrzeugstabilisierung und die Senkung des Energiebedarfs des Fahrzeugs. In Abhängigkeit der Querbeschleunigung und Fahrzeuggeschwindigkeit wird unter Einbeziehung von Unterstützungsparametern das Soll-Lenkradmoment ermittelt. Die Energieverluste werden über Verluste des Antriebssystems und die Radverlustleistungen berücksichtigt. Die Fahrdynamikbeeinflussung erfolgt durch Vorgabe des Eigenlenkgradienten. Es folgt eine fahrzustandsabhängige Adaption der Reglerparameter mittels Gain-Scheduling und eine Stellgrößenbeschränkung mit Anti-Windup. Das von der Regelung ermittelte Differenzmoment der Antriebe wird schließlich analog zum gesteuerten Verfahren dem Beschleunigungswunsch des Fahrers überlagert.

Die Bewertung der erarbeiteten Verfahren erfolgte unter Verwendung des Fahrdynamiksimulationsmodells von IPG CARMAKER und mittels eines Demonstratorfahrzeugs im Maßstab 1:1,5. Sowohl in Simulation anhand definierter Fahrmanöver und Fahrzyklen als auch in der Praxis mittels des Demonstratorfahrzeugs wurden die Verfahren mit einer konventionellen Lenkkraftunterstützung verglichen und die jeweiligen Vor- und Nachteile herausgearbeitet. Somit konnte die Funktionsweise und die Eignung der vorgestellten Verfahren nachgewiesen werden. Es können alle relevanten Fahrsituationen abgedeckt und eine Unterstützung bis in den Grenzbereich des Fahrzeugs ermöglicht werden. Beide Methoden erzielen eine mit konventionellen Lenkkraftunterstützungssystemen vergleichbare Leistung. Hy-

draulische oder elektromechanische Unterstützungssysteme können somit obsolet werden. Durch den Einsatz von radnahen Antrieben und somit einer Abstützung des Antriebsdrehmoments am Fahrzeugaufbau sind die Rückwirkungen von Antrieb und Bremsen auf das Lenksystem getrennt, wodurch sich keine negativen Auswirkungen auf die Funktion von konventionellen Assistenzsystemen wie ABS und ESP ergeben. Hinsichtlich der funktionalen Sicherheit ergeben sich im Vergleich zur konventionellen Unterstützung weder Vor- noch Nachteile.

Somit konnten die Ergebnisse bereits erfolgter Arbeiten im Bereich der Lenkungsbeeinflussung über Antriebsmomente bestätigt und mit den Verfahren zur Erhöhung der Fahrdynamik sowie zur Senkung des Energiebedarfs kombiniert werden. Bedenken hinsichtlich der Fahrsicherheit konnten daher ausgeräumt werden und oft empfohlene, zusätzlich gegensteuernde Maßnahmen unter Einsatz von Heckantrieben entfallen. Des Weiteren konnten die hier erarbeiteten Ansätze bereits in ersten Schritten erfolgreich auf weitere Systeme wie elektrische Achsen, knickgelenkte Fahrzeuge und Lastenräder übertragen werden. Sogar im Rennsportbereich kann das vorgestellte Verfahren Einsatz finden.

8.2 Ausblick

Die Funktionstüchtigkeit der vorgestellten Verfahren zur Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe wurde in dieser Arbeit sowohl simulativ anhand geeigneter Fahrmanöver und Fahrzyklen als auch an einem maßstäblichen Demonstratorfahrzeug nachgewiesen. Die Ergebnisse dieser Arbeit motivieren Anknüpfungspunkte und Fragestellungen für weitere Arbeiten.

Eine naheliegende Fortführung dieser Arbeit ist die Integration der vorgestellten Verfahren in reale, nicht-maßstäbliche Fahrzeuge und die Umsetzung mit Serienbauteilen und -steuergeräten. Hierbei ist jedoch die Qualität der

Sensorsignale zu prüfen. Des Weiteren müssen die Einflüsse von über mehrere Steuergeräte hinweg erfolgenden Kommunikationswegen und hierbei entstehenden Latenzen untersucht werden. Hierzu bietet sich die in dieser Arbeit vorgestellte, bereits in Simulation erfolgte Adaption der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe auf elektrische Achsen an, da hier aufgrund der Drehmomentenabstützung am Chassis der Störkrafthebelarm der zur Lenkmomentbildung wirksame Hebelarm ist. Ebenso können schon in Serie befindliche Fahrzeuge, mit radindividuellen elektrischen Antrieben an der Vorderachse, geeignete Versuchsträger darstellen, wenn bspw. durch den Einsatz von Distanzscheiben auf einfache Weise der Störkrafthebelarm vergrößert wird.

Darüber hinaus sind Arbeiten mit Fokus auf die Fahrwerksentwicklung denkbar, welche die Erkenntnisse aus den Untersuchungen zu Anforderungen an das Fahrwerk umsetzen. Von der situationsabhängigen Änderung der Fahrwerksparameter kann sowohl die Unterstützungsleistung, der Fahrkomfort, die Fahrsicherheit und der Energiebedarf profitieren.

Eine Verbesserung der Steuerungs- und Regelgüte könnte durch die Erhöhung der Modellierungsgenauigkeit erzielt werden. So können weitere Effekte wie Radlast- und Rollsteuern, Sturzeffekte sowie Bohrmomente, Reibungseffekte im Lenksystem oder Lenkungswelligkeiten berücksichtigt werden, um das Lenkradmoment besser abbilden zu können. Des Weiteren bietet sich die Untersuchung nicht-linearer Regelungsansätze oder prädiktiver Verfahren unter Berücksichtigung des Streckenverlaufs anhand von Navigationsdaten an, wobei hier die Echtzeitfähigkeit sichergestellt werden muss.

Um den Anforderungen der funktionalen Sicherheit zu genügen, werden redundante Sensoriken oder geeignete Plausibilisierungsverfahren notwendig. So ist bspw. zu prüfen ob und sicherzustellen, dass das berechnete Antriebs-

differenzmoment bei aktueller Fahrzeuggeschwindigkeit und anliegendem Lenkwinkel plausibel ist und gemäß den Forderungen umgesetzt wird.

Des Weiteren können fortführende komfortorientierte Arbeiten angeschlossen werden. So gilt es zu untersuchen, ob auch die gängigen Zusatzfunktionen der Lenkkraftunterstützung wie lenkwinkel- oder lenkwinkelgeschwindigkeitsabhängiges Lenkradmoment, virtueller Endanschlag, aktives Rückstellmoment, aktive Mittenzentrierung sowie Spurhalteassistent inkl. Lenkradvibrationen usw. umgesetzt werden können. Auch hinsichtlich des Energiebedarfs können weiterführende Analysen und Übertragungen der vorgestellten Verfahren auf Fahrzeuge mit mehr als zwei Frontantrieben oder mehr als vier Rädern, wie bspw. im Schwerlastbereich, durchgeführt werden.

Es ist zu erwarten, dass Systeme zur Funktionsintegration in Fahrzeugen immer wichtiger und erfolgsversprechender werden. Daher ist es sinnvoll, systematisch nach weiteren Wechselwirkungen innerhalb diverser Fahrzeugkomponenten zu suchen und diese einzusetzen (wie bspw. Antriebssystem mit gleichzeitiger Funktion zur Niveauregulierung [92] usw.).

A Anhang

A.1 Räumliche Darstellung der Lenkachse

Abbildung A.1 zeigt die räumliche Darstellung der Lenkachse.

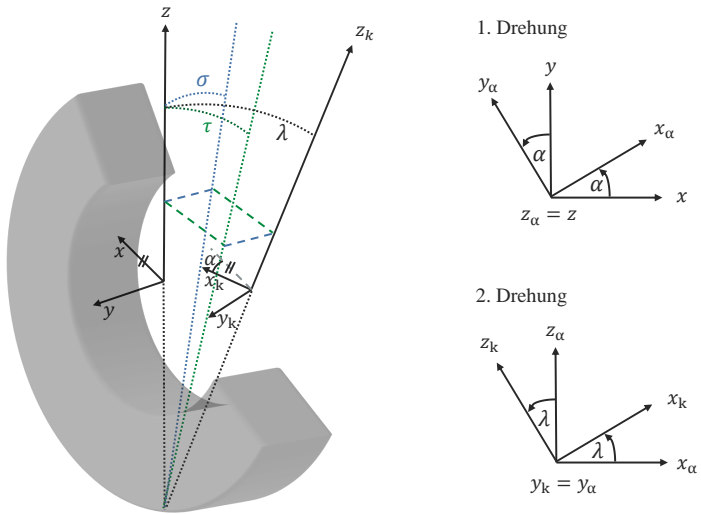


Abb. A.1 Räumliche Darstellung der Lenkachse.

A.2 Technische Daten des Demonstratorfahrzeugs

Tab. A.1 Technische Daten des Demonstratorfahrzeugs ELF++ (Maßstab 1:1,5).

Antriebsstrang

E-Maschine	2x HEINZMANN PMS 100R (7 kW, 20 Nm, 48 V)
Getriebe	2x NEUGART Planetengetriebe PLFN090 (Übersetzung 1:7)
Gelenkwelle	2x GKN Gleichlauf-Gelenkwelle

Elektronik

Batterie	INNOPOWER LFMP100AH (100 Ah, 48 V)
Fahrzeugsteuergerät	dSPACE MicroAutoBox II 1401/1513/1514 (900 MHz, 16 Mbyte)
Sensorik	BOSCH Lenkwinkelsensor LWS 5.3.6 BOSCH IMU MM5.10 NCTE Drehmomentsensor 2300 LORENZ Kraftsensor K12

Chassis und Fahrwerk

Rahmen	Modular aufgebaute Rahmenstruktur aus BOSCH-Profilen
Vorderradaufhängung	Eigenentwicklung (Vierlenker, untere Lenker aufgelöst)
Hinterradaufhängung	Eigenentwicklung (Fünflenker)
Lenkgetriebe	TITANSTEERING Prototypengetriebe
Gewicht	500 kg (inkl. Fahrer)
Radstand	2,08 m
Länge	2,8 m
Spurweite	1,15 m
Breite	1,2 m
Wenderadius	5 m
Reifentyp	145/80 R10

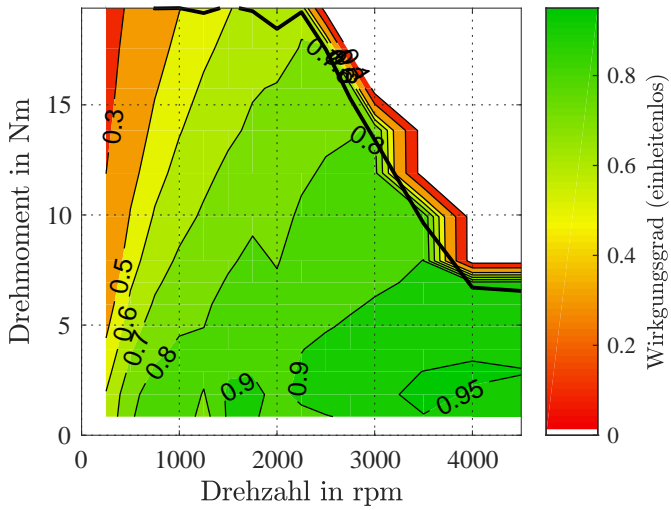


Abb. A.2 Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Antriebe inkl. Leistungselektronik des Demonstratorfahrzeugs ELF++.

A.3 Validierung der Simulationsmodelle für die Regelung

Die Modellierung des dynamischen Verhaltens des Fahrzeugs bildet die Grundlage für den Entwurf der Steuerung und Regelung. Die Gesamtfahrzeugsimulationssoftware IPG CARMAKER beinhaltet sehr detaillierte und präzise Fahrzeug- und Fahrdynamikmodelle. Im Folgenden werden daher die in Abschnitt 4.2 vorgestellten Modelle anhand dieser Modelle validiert.

Tab. A.2 Parameter des Simulationsfahrzeugs.

Fahrzeugmasse	1456 kg (o. LKU), 1463 kg (m. LKU)
Radstand	2,53 m
Spurweite	1,51 m
Fahrzeugbreite	1,7 m
Reifentyp	195/65 R 15
Elektrische Antriebe	zwei radnahe Antriebe mit Getriebe
mechanische Leistung	65 kW (jeweils)
max. Drehmoment	125 Nm (jeweils)
max. Drehzahl	11650 U_{\min} (jeweils)
Getriebeübersetzung	$i = 9$
Radaufhängung	Doppelquerlenker
Lenkrollhalbmesser	$r_0 = 0$ mm
Störkrafthebelarm	$r_A = 68$ mm
konstruktiver Nachlauf	$n = 20$ mm

Die Parameter des Referenz-Simulationsfahrzeugs sind Tabelle A.2 zu entnehmen. Das verwendete Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Antriebe ist in Abbildung A.3 dargestellt.

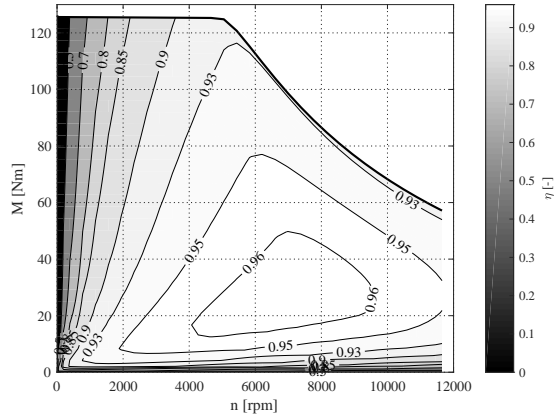


Abb. A.3 Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Antriebe.

Die Validierung wird anhand des doppelten Spurwechsels durchgeführt (siehe Abschnitt 5.4), da hier ein dynamisches Fahrverhalten über den linearen Fahrdynamikbereich von $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ hinaus auftritt (siehe Abbildung A.4).

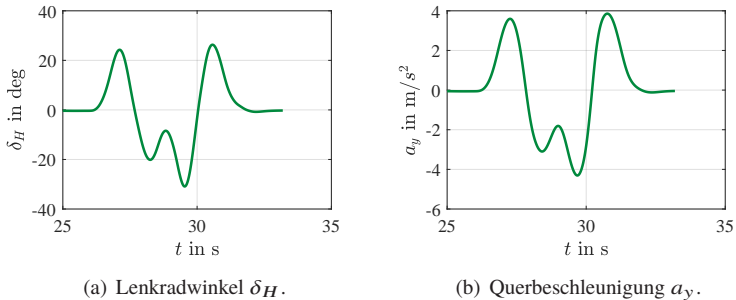
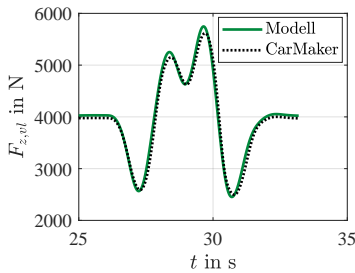
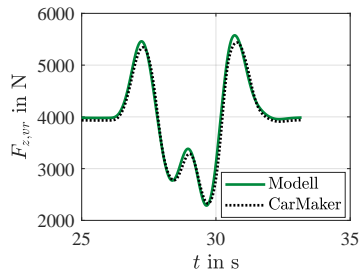


Abb. A.4 Lenkradwinkel und Querbeschleunigung beim doppelten Spurwechsel.

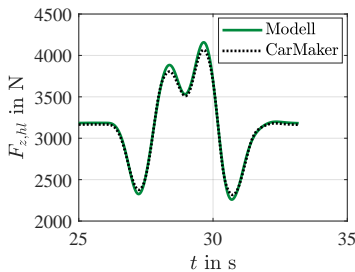
A.3.1 Radlasten



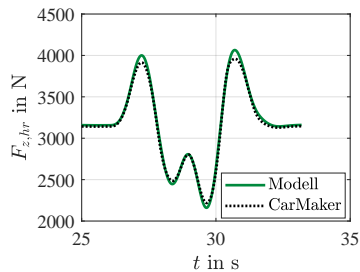
(a) Radlast $F_{z,vl}$ vorne links.



(b) Radlast $F_{z,vr}$ vorne rechts.



(c) Radlast $F_{z,hl}$ hinten links.



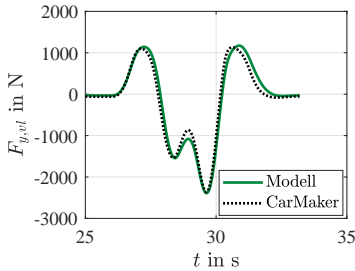
(d) Radlast $F_{z,hr}$ hinten rechts.

Abb. A.5 Validierung der Radlasten beim doppelten Spurwechsel.

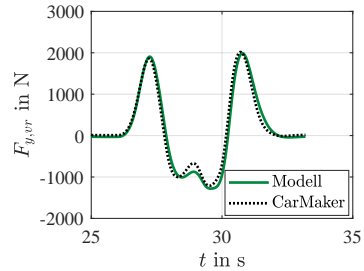
Tab. A.3 Numerische Kenngrößen zur Bewertung der Modellgüte hinsichtlich Radlasten F_z .

		$F_{z,vl}$	$F_{z,vr}$	$F_{z,hl}$	$F_{z,hr}$
$\bar{\sigma}_a$	in N	98,30	97,06	31,16	33,31
$\sigma_{a,max}$	in N	266,97	375,28	90,74	105,89
$\sigma_{r,a,max}$	in %	5,82	11,33	2,23	2,68
σ_{NRMSE}	in %	87,24	86,86	92,58	92,04

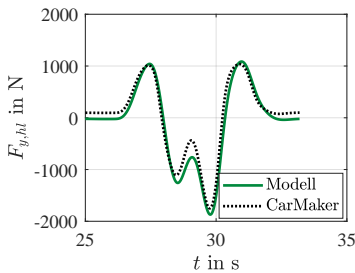
A.3.2 Seitenkräfte



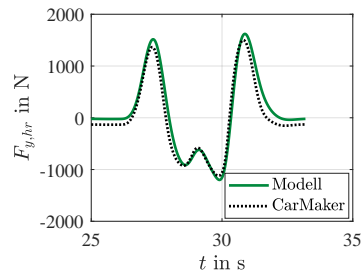
(a) Seitenkraft $F_{y,vl}$ vorne links.



(b) Seitenkraft $F_{y,vr}$ vorne rechts.



(c) Seitenkraft $F_{y,hl}$ hinten links.



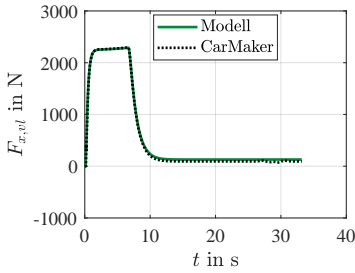
(d) Seitenkraft $F_{y,hr}$ vorne rechts.

Abb. A.6 Validierung der Seitenkräfte beim doppelten Spurwechsel.

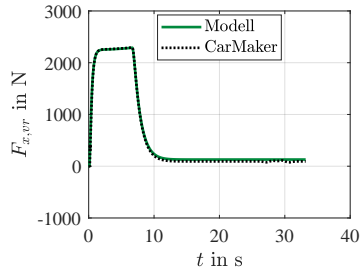
Tab. A.4 Numerische Kenngrößen zur Bewertung der Modellgüte hinsichtlich Seitenkräfte F_y .

		$F_{y,vl}$	$F_{y,vr}$	$F_{y,hl}$	$F_{y,hr}$
$\bar{\sigma}_a$	in N	148,07	142,31	142,87	156,65
$\sigma_{a,max}$	in N	355,64	390,85	449,76	398,93
$\sigma_{r,a,max}$	in %	64,05	68,94	202,22	1779,0
σ_{NRMSE}	in %	82,53	82,59	78,17	75,69

A.3.3 Längskräfte



(a) Längskraft $F_{x,vl}$ vorne links.



(b) Längskraft $F_{x,vr}$ vorne rechts.

Abb. A.7 Validierung der Längskräfte beim doppelten Spurwechsel.

Tab. A.5 Numerische Kenngrößen zur Bewertung der Modellgüte hinsichtlich Längskräfte F_x .

		$F_{x,vl}$	$F_{x,vr}$
$\bar{\sigma}_a$	in N	29,36	29,37
$\sigma_{a,max}$	in N	157,06	157,19
$\sigma_{r,a,max}$	in %	383,73	385,36
σ_{NRMSE}	in %	96,06	96,05

A.3.4 Zustandsgrößen

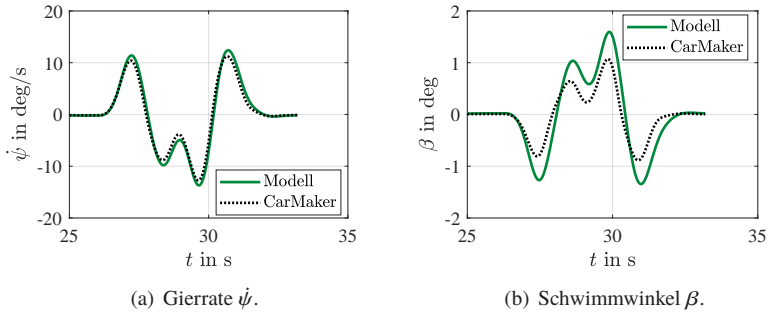


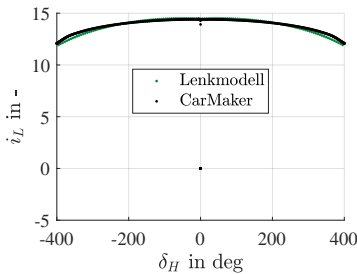
Abb. A.8 Validierung von Gierrate und Schwimmwinkel beim doppelten Spurwechsel.

Tab. A.6 Numerische Kenngrößen zur Bewertung der Modellgüte hinsichtlich Gierrate $\dot{\psi}$ und Schwimmwinkel β .

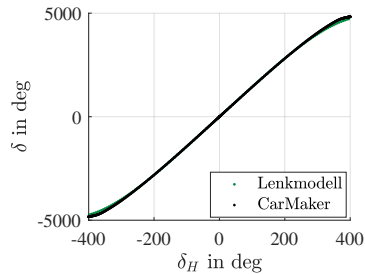
	$\dot{\psi}$		β	
$\bar{\sigma}_a$	0,88	in deg/s	0,31	in deg
$\sigma_{a,max}$	2,08	in deg/s	0,64	in deg
$\sigma_{r,a,max}$	547,93	in %	129,96	in %
σ_{NRMSE}	84,35	in %	28,70	in %

A.3.5 Lenkmodell

Abbildung A.9 zeigt die Lenkübersetzung und den Lenkwinkel in Abhängigkeit des Lenkradwinkels anhand des in Abschnitt 4.2.4 erarbeiteten Lenkmodells. Das Lenkmodell kann die nichtlineare Übersetzung aufgrund der Fahrwerkskinematik sehr gut abbilden.



(a) Lenkübersetzung i_L .



(b) Lenkwinkel δ .

Abb. A.9 Lenkübersetzung und Lenkwinkel über Lenkradwinkel δ_H .

Somit kann auch das Lenkradmoment mit hoher Güte abgebildet werden (siehe Abbildung A.10). Im Modell wird das Lenkradmoment über Beziehungen in Abhängigkeit der Querbewegung ermittelt. Im realen Fahrzeug entsteht die Querbewegung allerdings erst aufgrund einer Lenkbewegung, die ihrerseits wiederum auf einem initiierten Lenkradmoment beruht. Hierdurch entsteht eine zeitliche Verschiebung von ca. 0,15 s.

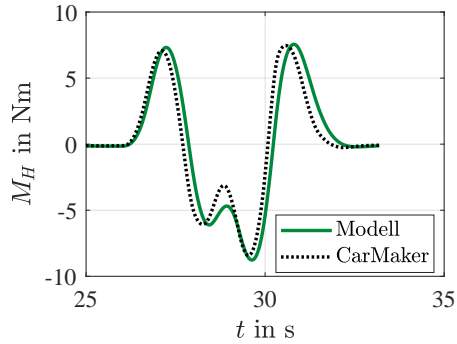


Abb. A.10 Verlauf des Lenkradmoments M_H beim doppelten Spurwechsel.

Tab. A.7 Numerische Kenngrößen zur Bewertung der Modellgüte des Lenkradmoments M_H .

		M_H
$\bar{\sigma}_a$	in Nm	1,36
$\sigma_{a,\max}$	in Nm	4,37
$\sigma_{r,a,\max}$	in %	106,29
σ_{NRMSE}	in %	63,42

A.4 Matrizen für Zustandsraumdarstellung

Im Folgenden werden die Einträge der Matrizen der Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (\text{A.1})$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u}. \quad (\text{A.2})$$

gelistet. Alle nicht gelisteten Einträge haben den Wert 0.

Die Einträge der Systemmatrix \mathbf{A} sind:

$$\begin{aligned} a_{1,1} &= -\frac{\dot{v}}{v} - \frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{mv} \\ a_{1,2} &= -\frac{c_{\alpha,v}l_v - c_{\alpha,h}l_h}{mv^2} - 1 \\ a_{1,3} &= \frac{c_{\alpha,v}}{i_L mv} \\ a_{2,1} &= -\frac{c_{\alpha,v}l_v - c_{\alpha,h}l_h}{J_{zz}} \\ a_{2,2} &= -\frac{c_{\alpha,v}l_v^2 + c_{\alpha,h}l_h^2}{vJ_{zz}} \\ a_{2,3} &= \frac{c_{\alpha,v}l_v}{i_L J_{zz}} \\ a_{4,1} &= i_L r_S (c_{\alpha,v}(F_{z,vl}) + c_{\alpha,v}(F_{z,vr})) \\ a_{4,2} &= vK_{lin}(a_y) + \frac{i_L l_v r_S}{v} (c_{\alpha,v}(F_{z,vl}) + c_{\alpha,v}(F_{z,vr})) + 2\frac{i_L m l_h h_S v q}{l_S} \\ a_{4,3} &= \frac{-i_L r_S (c_{\alpha,v}(F_{z,vl}) + c_{\alpha,v}(F_{z,vr}))}{i_L} \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

Die Einträge der Eingangsmatrix \mathbf{B} sind:

$$\begin{aligned} b_{2,1} &= -\frac{s}{2J_{zz}r_{dyn}} \\ b_{3,1} &= -k \\ b_{4,1} &= \frac{-i_L r_a}{r_{dyn}} \end{aligned} \tag{A.4}$$

Für die Ausgangsmatrix \mathbf{C} gilt

$$\begin{aligned} c_{1,1} &= i_L r_S (c_{\alpha,v}(F_{z,vl}) + c_{\alpha,v}(F_{z,vr})) \\ c_{1,2} &= v K_{lin}(a_y) + \frac{i_L l_v r_S}{v} (c_{\alpha,v}(F_{z,vl}) + c_{\alpha,v}(F_{z,vr})) + 2 \frac{i_L m l_h h_S v q}{l_S} \\ c_{1,3} &= \frac{-i_L r_S (c_{\alpha,v}(F_{z,vl}) + c_{\alpha,v}(F_{z,vr}))}{i_L} \\ c_{2,2} &= -1 \\ c_{2,3} &= \frac{v}{i_L (l + E G v^2)} \\ c_{3,1} &= -c_{\alpha,v}(F_{z,v}) + c_{\alpha,h}(F_{z,h}) \\ c_{3,2} &= -\frac{l_v c_{\alpha,v}(F_{z,v}) + l_h c_{\alpha,h}(F_{z,h})}{v} \\ c_{3,3} &= \frac{c_{\alpha,v}(F_{z,v})}{i_L} \\ c_{4,4} &= 1 \end{aligned} \tag{A.5}$$

Für die Durchgangsmatrix \mathbf{D} ergibt sich

$$\begin{aligned} d_{1,1} &= \frac{-i_L r_a}{r_{dyn}} \\ d_{3,1} &= \frac{s}{(l_h + l_v) r_{dyn}}. \end{aligned} \tag{A.6}$$

A.5 Detaillierte Auswertung des RDE Fahrzyklus

Der Fahrzyklus für Real Driving Emissions schreibt für unterschiedliche Betriebsbereiche definierte Geschwindigkeitsanteile vor. Die Geschwindigkeitsanteile für Stadt-, Landstraßen-, Autobahnbetrieb können Tabelle A.8 entnommen werden.

Tab. A.8 Aufteilung der Streckenanteile bei einer RDE Strecke.

Fahrbetrieb	Fahrgeschwindigkeit	Streckenanteil
Stadtbetrieb	$v_{max} = 60 \frac{km}{h}, \bar{v} = 15..30 \frac{km}{h}$	ca. 34 %
Landstraßenbetrieb	$\bar{v} = 60..90 \frac{km}{h}$	ca. 33 %
Autobahnbetrieb	$v_{max} = 145 \frac{km}{h}, \bar{v} = 90..110 \frac{km}{h}$	ca. 33 %

In Abschnitt 5.7 wird die Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe exemplarisch an einer RDE-Fahrt mit maximal zulässiger Querbeschleunigung von $\max a_y = 4 \text{ m/s}^2$ untersucht. In den folgenden Tabellen sind die Werte der Bewertungsgrößen für die übrigen Querbeschleunigungsbereiche zu finden. Tabelle A.9 zeigt die Werte für das gesteuerte Verfahren der Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe.

Tab. A.9 Abweichungen im Lenkradmoment zwischen gesteuerter LURA und konv. LKU bei unterschiedlicher max. zulässiger Querbeschleunigung.

$\max a_y$	in m/s^2	0,5	1	2	3	4	5	∅
$\bar{\sigma}_a$	in Nm	0,01	0,02	0,01	0,01	0,02	0,02	0,01
$\sigma_{a,max}$	in Nm	0,21	0,69	0,34	0,35	0,53	0,83	0,49
σ_{NRMSE}	in %	97,53	92,44	97,16	96,56	94,76	93,67	95,35

Die Werte für das geregelt Lenkkraftunterstützungsverfahren sind Tabelle A.10 zu entnehmen.

Tab. A.10 Abweichungen im Lenkradmoment zwischen geregelter LURA und konv. LKU bei unterschiedlicher max. zulässiger Querbeschleunigung.

max a_y	in m/s^2	0,5	1	2	3	4	5	∅
$\bar{\sigma}_a$	in Nm	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	0,13	0,14
$\sigma_{a,max}$	in Nm	8,53	8,12	1,82	1,57	1,58	1,67	3,88
σ_{NRMSE}	in %	45,63	54,66	68,30	71,37	73,06	73,94	64,49

Die gewählten Wichtungparameter sind hierbei

$$\mathbf{Q}_y = \begin{pmatrix} \frac{1}{0,2^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{0,25^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{1000^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{(0,03 \cdot 0,2)^2} \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad \mathbf{R} = \frac{1}{500^2}. \quad (\text{A.7})$$

Um den Energiebedarf weiter zu reduzieren, werden die folgenden Wichtungparameter mit Fokus auf den Energiebedarf verwendet:

$$\mathbf{Q}_{y,eco} = \begin{pmatrix} \frac{1}{1^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{0,25^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{100^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{(1 \cdot 0,2)^2} \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad \mathbf{R}_{eco} = \frac{1}{10^2}. \quad (\text{A.8})$$

Abbildungsverzeichnis

2.1	Einspurmodell – Darstellung fahrdynamischer Größen. [119] . . .	6
2.2	Eigenlenkverhalten – Lenkradwinkel über Querbeschleunigung ([119], nach Heißing u. a. [36] und Mitschke u. a. [68])	10
2.3	Fahrwiderstände bei beschleunigter Fahrt und Steigung (nach Gauterin u. a. [30]).	11
2.4	Schematischer Aufbau einer Lenkung (nach [20] aus [119], bearb.).	13
2.5	Kenngrößen von Lenkgeometrien am Beispiel eines Doppeldrei- ecklenkers (Matschinsky [65], bearb.).	14
2.6	Kräfte am linken Vorderrad (nach Pfeffer u. a. [76] basierend auf Matschinsky [65]).	15
2.7	Wirksame Hebelarme bei innen liegendem (links) und außen liegendem Antrieb (rechts). Projektion in y-z-Ebene.	16
2.8	Lenkradmoment in Abhängigkeit der Querbeschleunigung (nach Pfeffer u. a. [75])	22
2.9	Lenksäulenbasiertes (links) und achsparalleles (rechts) elektro- mechanisches Lenkkraftunterstützungssystem (Quelle: Spring- er2014 [94] und Bosch2015 [81]).	23
2.10	Funktionsprinzip einer Lenkkraftunterstützung mittels radselek- tiver Antriebe.	24
2.11	Grundstruktur eines Regelkreises. [62]	25
2.12	Regelung mit Zustandsrückführung. [63]	27
2.13	Führungsübergangsfunktion des Regelkreises mit Kennzeich- nung wichtiger Kennwerte. [62]	35

3.1	Regelungstechnisches Strukturbild der ESP-Querdynamikregelung. [50]	38
3.2	Regelkreis bei klassischem EPS Regelungskonzept. [76]	40
3.3	Regelkreis bei modernen EPS Regelungskonzepten, die auf der Regelung des Fahrermoments basieren. [76]	41
4.1	Regelungssystem Fahrer und Fahrzeug mit radselektiven Antrieben an der Vorderachse.	51
4.2	Demonstratorfahrzeuge zur Entwicklung von Lenkungs- und Fahrwerkskonzepten.	53
4.3	Lenk- und Antriebssystem des Demonstratorfahrzeugs ELF++.	54
4.4	Komponenten des Demonstratorfahrzeugs ELF++.	55
4.5	Erweitertes Fahrzeugmodell zur Abbildung radselektiver Antriebskräfte.	57
4.6	Vertikalkräfte in Seitenansicht (links) und Frontansicht (rechts) (aus [137], nach von Vietinghoff [98]).	60
4.7	Magic Formula [73].	62
4.8	Zusammenhänge zwischen Zahnstangen- und Lenkbewegung am linken Vorderrad.	64
4.9	Open-Loop Steuerung der Lenkkräftunterstützung mittels radselektiver Antriebe.	68
4.10	Einflüsse von Gradientenfaktor D_A und Degressivitätsfaktor K_A auf das Unterstützungsmoment.	70
4.11	Einflüsse von Gradientenfaktor D_A und Degressivitätsfaktor K_A auf das Soll-Lenkradmoment.	73
4.12	Soll-Lenkradmoment in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit.	74
4.13	Gesamtverluste der E-Maschinen in Abhängigkeit des Differenzmoments.	75
4.14	Reifenverlustleistung über Differenzantriebsmoment und Querbeschleunigungen bei einer quasi-stationären Kreisfahrt.	77

4.15	Ausgangsstruktur der Regelung.	81
4.16	Gesteuerte Adaption (nach [123, 96]).	85
4.17	Stellgrößen in Abhängigkeit des aktuellen Betriebspunkts.	86
4.18	PI-Regler mit Anti-Windup Maßnahme (aus [137] nach Horn [40]).	87
4.19	Vollständige Regelungsstruktur.	88
5.1	Schematische Darstellung des Antriebsstrangs im Simulationsmodell.	90
5.2	Simulationsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit <i>gesteuerter</i> LURA.	93
5.3	Simulationsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit <i>gesteuerter</i> LURA.	94
5.4	Simulationsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit <i>geregelter</i> LURA.	95
5.5	Simulationsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit <i>gesteuerter</i> LURA.	96
5.6	Simulationsergebnisse des Dauersinus ($f_\delta = 0,2$ Hz) mit <i>gesteuerter</i> LURA.	97
5.7	Lenkradmomente bei Dauersinus mit unterschiedlicher Lenkfrequenz bei <i>gesteuerter</i> LURA.	98
5.8	Simulationsergebnisse des Dauersinus ($f_\delta = 0,2$ Hz) mit <i>geregelter</i> LURA.	99
5.9	Abweichung des <i>geregelten</i> Lenkradmoments vom Soll-Moment in Abhängigkeit der Lenkfrequenz.	100
5.10	Streckenaufbau doppelter Spurwechsel (nach [43]).	101
5.11	Simulationsergebnisse des doppelten Spurwechsels mit <i>gesteuerter</i> LURA.	102
5.12	Simulationsergebnisse des doppelten Spurwechsels mit <i>geregelter</i> LURA.	103

5.13	Simulationsergebnisse des Lenkwinkelsprungs nach ISO 7401 mit <i>gesteuerter</i> LURA.	105
5.14	Simulationsergebnisse des Lenkwinkelsprungs nach ISO 7401 mit <i>geregelter</i> LURA.	106
5.15	Lenken auf μ -Split (schraffiert: Bereich mit reduziertem Reibwert). 107	
5.16	Simulationsergebnisse bei Lenkung auf μ -Split mit <i>gesteuerter</i> LURA.	108
5.17	Simulationsergebnisse bei Lenkung auf μ -Split mit <i>geregelter</i> LURA.	110
5.18	Streckenverlauf des RDE Fahrzyklus. [47]	111
5.19	Repräsentativer Ausschnitt der Simulationsergebnisse einer RDE Fahrt mit <i>gesteuerter</i> LURA.	113
5.20	Repräsentativer Ausschnitt der Simulationsergebnisse einer RDE Fahrt mit <i>geregelter</i> LURA.	115
5.21	Differenz des Energiebedarfs im Bezug zur Nutzung einer konventionellen LKU in Abhängigkeit der maximal zulässigen Querbeschleunigung.	116
5.22	Repräsentativer Ausschnitt der Simulationsergebnisse bei einer RDE Fahrt mit <i>geregelter</i> und <i>gesteuerter</i> LURA im Vergleich.	117
5.23	Absolute Abweichung von der Soll-Fahrspur aufgrund eines plötzlichen Sprungs des Antriebsdifferenzmoments der Lenkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe ([129], bearb.).	119
5.24	Vergleich der Fehlertoleranz von LURA und konv. LKU ([129], bearb.).	121
5.25	Motormoment des kurveninneren Antriebs und Energiebedarfsreduktion (ΔE gemäß Abschnitt 5.7) durch Nutzung eines Fahrwerks mit größerem Störkrafthebelarm (nach [112]).	122
5.26	Unterstützungsmoment M_{Assist} und Störkrafthebelarm bei Betrachtung der Reifenverluste.	123
5.27	Unterstützungsmoment M_{Assist} und Störkrafthebelarm bei Betrachtung des Eigenlenkgradienten EG	124

6.1	Validierungsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit <i>gesteuerter</i> LURA.	128
6.2	Validierungsergebnisse der stationären Kreisfahrt mit <i>geregelter</i> LURA.	129
6.3	Validierungsergebnisse des Dauersinus ($f = 0,3$ Hz) mit <i>gesteuerter</i> LURA.	130
6.4	Validierungsergebnisse des Dauersinus ($f = 0,3$ Hz) mit <i>geregelter</i> LURA.	131
6.5	Validierungsergebnisse des Lenkwinkelsprungs nach ISO 7401 mit <i>gesteuerter</i> LURA.	133
6.6	Validierungsergebnisse des Lenkwinkelsprungs nach ISO 7401 mit <i>geregelter</i> LURA.	134
6.7	Validierungsergebnisse bei Lenken mit Dauersinus ($f = 0,3$ Hz) im Stand bei <i>gesteuerter</i> LURA.	135
6.8	Repräsentativer Ausschnitt der Validierungsergebnisse bei einer Realfahrt mit <i>gesteuerter</i> LURA.	136
6.9	Repräsentativer Ausschnitt der Validierungsergebnisse bei einer Realfahrt mit <i>geregelter</i> LURA.	137
7.1	Elektrische Achse (aus [82], bearb.).	139
7.2	Strukturbild zur Steuerung der Lenkkraftunterstützung mittels elektrischer Achse.	140
7.3	Vergleich der Lenkradmomente M_H bei Nutzung einer konventionellen LKU und Nutzung der Lenkkraftunterstützung mittels E-Achse.	141
7.4	Prototyp und Funktionsprinzip eines Knicklenkers mit Nutzung radselektiver Antriebe zur Lenkung.	142
7.5	Designvorschlag eines dreirädrigen Lastenrads mit Nutzung radselektiver Radnabantriebe zur Lenkung/Lenkkraftunterstützung. [78]	143

7.6	Übertragung der Erkenntnisse in das vollautomatisierte Formula Student Fahrzeug KIT2017d. [114]	144
A.1	Räumliche Darstellung der Lenkachse.	151
A.2	Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Antriebe inkl. Leistungselektronik des Demonstratorfahrzeugs ELF++.	153
A.3	Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Antriebe.	155
A.4	Lenkradwinkel und Querbeschleunigung beim doppelten Spurwechsel.	155
A.5	Validierung der Radlasten beim doppelten Spurwechsel.	156
A.6	Validierung der Seitenkräfte beim doppelten Spurwechsel.	157
A.7	Validierung der Längskräfte beim doppelten Spurwechsel.	158
A.8	Validierung von Gierrate und Schwimmwinkel beim doppelten Spurwechsel.	159
A.9	Lenkübersetzung und Lenkwinkel über Lenkradwinkel δ_H	160
A.10	Verlauf des Lenkradmoments M_H beim doppelten Spurwechsel.	161

Tabellenverzeichnis

A.1 Technische Daten des Demonstratorfahrzeugs ELF++ (Maßstab 1:1,5).	152
A.2 Parameter des Simulationsfahrzeugs.	154
A.3 Numerische Kenngrößen zur Bewertung der Modellgüte hinsichtlich Radlasten F_z	156
A.4 Numerische Kenngrößen zur Bewertung der Modellgüte hinsichtlich Seitenkräfte F_y	157
A.5 Numerische Kenngrößen zur Bewertung der Modellgüte hinsichtlich Längskräfte F_x	158
A.6 Numerische Kenngrößen zur Bewertung der Modellgüte hinsichtlich Gierrate $\dot{\psi}$ und Schwimmwinkel β	159
A.7 Numerische Kenngrößen zur Bewertung der Modellgüte des Lenkradmoments M_H	161
A.8 Aufteilung der Streckenanteile bei einer RDE Strecke.	164
A.9 Abweichungen im Lenkradmoment zwischen gesteuerter LURA und konv. LKU bei unterschiedlicher max. zulässiger Querbesehleunigung.	164
A.10 Abweichungen im Lenkradmoment zwischen geregelter LURA und konv. LKU bei unterschiedlicher max. zulässiger Querbesehleunigung.	165

Literaturverzeichnis

1. AMMON, Dieter. *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*. Stuttgart: B.G. Teubner, 1997. ISBN 3519023784. Habilitationsschrift. Universität Karlsruhe.
2. ARNOLD, William F.; LAUB, Alan J. Generalized eigenproblem algorithms and software for algebraic Riccati equations. *Proceedings of the IEEE*. 1984, Jg. 72, Nr. 12, S. 1746–1754. ISSN 0018-9219. Abgerufen unter DOI: [10.1109/proc.1984.13083](https://doi.org/10.1109/proc.1984.13083).
3. ÅSTRÖM, Karl J.; WITTENMARK, Björn. *Adaptive control*. 2. ed. Reading, Mass.: Addison-Wesley, 1995. Addison-Wesley series in electrical engineering : control engineering. ISBN 0-201-55866-1.
4. AUMER, Wolfgang. *Funktionsintegration elektrischer Antriebe in mobilen Arbeitsmaschinen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018. ISBN 978-3-662-57456-0. Abgerufen unter DOI: [10.1007/978-3-662-57457-7](https://doi.org/10.1007/978-3-662-57457-7).
5. BADAWY, Aly; ZURASKI, Jeff; BOLOURCHI, Farhad; CHANDY, Ashok. Modeling and Analysis of an Electric Power Steering System. In: *International Congress & Exposition*. Detroit, Michigan, USA: SAE International, 1999, S. 1–7. ISSN 0148-7191. Abgerufen unter DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-0399>. Reprinted From: Steering and Suspension Technology Symposium 1999 (SP-1438).
6. BAIER, Reinhold (Hrsg.). *Richtlinien für die Anlage von Stadtstraßen: RASt 06*. 6. Aufl. 2006. Köln: FGSV-Verl., 2007. FGSV ; 200FGSV R1 - Regelwerke. ISBN 978-3-939715-21-4.

7. BESSELINK, B. C. Computer controlled steering system for vehicles having two independently driven wheels. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2003, Jg. 39, Nr. 3, S. 209–226. ISSN 0168-1699. Abgerufen unter DOI: 10.1016/S0168-1699(03)00081-4.
8. BRAESS, Hans-Hermann; SEIFFERT, Ulrich (Hrsg.). *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 7., aktual. Aufl. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2013. SpringerLink : Bücher. ISBN 978-365-80169-1-3. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-658-01691-3.
9. BUNDESMINISTERIUM DER JUSTIZ UND FÜR VERBRAUCHERSCHUTZ (Hrsg.). *Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung (StVZO)* [online]. 2012 [besucht am 2018-08-21]. Abgerufen unter: https://www.gesetze-im-internet.de/stvzo_2012/BJNR067910012.html.
10. BUSCHARDT, Boris. *Synthetische Lenkmomente*. Düsseldorf: VDI-Verl., 2003. ISBN 3-18-301222-7. Dissertation. Technische Universität Berlin.
11. CHEN, Xiang; CHEN, Xiaoqun; LI, Ke. Robust control of electric power-assisted steering system: Vehicle Power and Propulsion, 2005 IEEE Conference. In: *2005 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. Chicago, Illinois, USA: IEEE, 2005, S. 473–478. Abgerufen unter DOI: 10.1109/VPPC.2005.1554539.
12. CHO, Y. G. Vehicle steering returnability with maximum steering wheel angle at low speeds. *International Journal of Automotive Technology*. 2009, Jg. 10, Nr. 4, S. 431–439. ISSN 1976-3832. Abgerufen unter DOI: 10.1007/s12239-009-0049-6.
13. CHUNFANG, Yin; SHAOHUA, Wang; JINBO, Zhao. Flexible PID Control Design in Assistance Condition of Automotive EPS System. In: *2009 International Forum on Computer Science-Technology and Applications*. Chongqing, China: IEEE, 2009, S. 222–225. Abgerufen unter DOI: 10.1109/ifcsta.2009.175.

14. CORNO, Matteo; PANZANI, Giulio; SAVARESI, Sergio M. Single-Track Vehicle Dynamics Control: State of the Art and Perspective. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2015, Jg. 20, Nr. 4, S. 1521–1532. ISSN 1083-4435. Abgerufen unter DOI: [10.1109/tmech.2014.2382717](https://doi.org/10.1109/tmech.2014.2382717).
15. DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (Hrsg.). *Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe (ISO 8855:2011)*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2013. Nr. 8855.
16. DIE BUNDESREGIERUNG (Hrsg.). *Nationaler Entwicklungsplan Elektromobilität der Bundesregierung*, 2009. Auch verfügbar unter: <https://www.bmu.de/download/nationaler-entwicklungsplan-elektromobilitaet-der-bundesregierung/>.
17. DIZQAH, Arash M.; LENZO, Basilio; SORNIOTTI, Aldo; GRUBER, Patrick; FALLAH, Saber; SMET, Jasper De. A Fast and Parametric Torque Distribution Strategy for Four-Wheel-Drive Energy-Efficient Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2016, Jg. 63, Nr. 7, S. 4367–4376. ISSN 0278-0046. Abgerufen unter DOI: [10.1109/tie.2016.2540584](https://doi.org/10.1109/tie.2016.2540584).
18. DOMINGUEZ-GARCIA, Alejandro D.; KASSAKIAN, John G.; SCHINDALL, Joel E. A backup system for automotive steer-by-wire, actuated by selective braking. In: *2004 IEEE 35th Annual Power Electronics Specialists Conference (IEEE Cat. No.04CH37551)*. Aachen, Germany, 2004, Bd. 1, 383–388 Vol.1. Abgerufen unter DOI: [10.1109/PESC.2004.1355774](https://doi.org/10.1109/PESC.2004.1355774).
19. DROSSEL, Welf-Guntram. Effiziente Produktion: Leichtbau und Funktionsintegration. In: FORUM ELEKTROMOBILITÄT E.V. (Hrsg.). *Forum ElektroMobilität – Kongress* [online]. Berlin, Germany, 2013 [besucht am 2020-11-13]. Abgerufen unter: <http://publica.fraunhofer.de/documents/N-248529.html>.

20. ECKERT, Michael. *Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2014. Dissertation. Betreut von Frank GAUTERIN.
21. ECKERT, Michael; GAUTERIN, Frank. Energieoptimale Fahrdynamikregelung in Elektrofahrzeugen mit Einzelradantrieb. *ATZ-Elektronik*. 2013, Nr. 5, S. 392–400. ISSN 1862-1791. Abgerufen unter DOI: 10.1365/s35658-013-0343-y.
22. EUROPÄISCHE KOMMISSION (Hrsg.). *Verordnung (EU) 2016/427 der Kommission vom 10. März 2016 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 6): 2016/427*. 2016.
23. EUROPÄISCHE KOMMISSION (Hrsg.). *Verordnung (EU) 2016/646 der Kommission vom 20. April 2016 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 6): 2016/646*. 2016.
24. FÄRBER, Berthold; FÄRBER, Br.; GODTHELP, J.; SCHUMANN, J. *State of the art and recommendations for characteristics of speed and steering support systems*. Haren, Niederlande: Traffic Research Centre, University of Groningen, 1991. ISBN 9068072145.
25. FIGURA, Michael; FÜSTING, Christian; FIEBIGER, Florian; BONGARTH, Wolfgang. Das Elektrische Lenksystem der neuen Ford-Focus-Plattform. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*. 2011, Jg. 113, Nr. 4, S. 302–307. ISSN 0001-2785. Abgerufen unter DOI: 10.1365/s35148-011-0053-9.
26. FÖLLINGER, Otto; KONIGORSKI, Ulrich; LOHMANN, Boris; ROPPEN-ECKER, Günter; TRÄCHTLER, Ansgar. *Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. 12., überarbeitete Auflage.

- Berlin und Offenbach: VDE VERLAG GMBH, 2016. ISBN 3-8007-4201-2.
27. FRANKLIN, Gene F.; POWELL, J. David; EMAMI-NAEINI, Abbas. *Feedback control of dynamic systems*. 5. ed., international ed. Upper Saddle River, NJ: Pearson Prentice Hall, 2009. ISBN 978-0-13-507181-6.
28. FREY, Michael; MAYER, Marcel Ph. *Das Förderprojekt e^2 -Lenk – Energieoptimale, intelligente Lenkkraftunterstützung für elektrische Fahrzeuge* [online]. 2020 [besucht am 2020-10-13]. Abgerufen unter: <http://www.share.kit.edu/e2lenk/>.
29. GAUGER, Andreas; KERN, Alexander; FEINAUER, Jochen; KANNGISSER, Stefan; GREUL, Roland. Potential of wheel-individual brake interventions as a backup for steering system failures during automated driving. In: PFEFFER, Peter (Hrsg.). *7th International Munich Chassis Symposium 2016*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH und Springer Vieweg, 2016, S. 485–503. Proceedings. ISBN 978-3-658-14218-6.
30. GAUTERIN, Frank; UNRAU, Hans-Joachim. *Grundlagen der Fahrzeugtechnik I: Scriptum zur Vorlesung nach Prof. Dr.-Ing. R. Gnadler*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2013.
31. GLATTFELDER, A. H.; SCHAUFELBERGER, W. *Lineare Regelsysteme: eine Einführung mit MATLAB*. Zürich: vdf, Hochsch.-Verlag an der ETH, 1997. ISBN 9783728122759.
32. GRASSMANN, O.; HENRICHFREISE, H.; NIESSEN, H.; HAMMEL, K. v. Variable Lenkunterstützung für eine elektromechanische Servolenkung. In: HAUS DER TECHNIK (Hrsg.). *23. Tagung Elektronik im Kfz* [online]. Stuttgart, 2003, S. 1–12 [besucht am 2020-11-13]. Abgerufen unter: https://clm-online.de/public/HDT_EPASTuning_Paper.pdf.

33. GUANG, Liu; KURNIA, Alex; DE LARMINAT, Ronan; ROTTER, Sanford Jay. Position sensor error analysis for EPS motor drive. In: *IEEE International Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC*. Madison, Wisconsin, USA: IEEE, 2003, 249–254 Vol.1. Abgerufen unter DOI: [10.1109/IEMDC.2003.1211271](https://doi.org/10.1109/IEMDC.2003.1211271).
34. HARTKOPF, G. *Richtlinien für die Anlage von Landstraßen RAL*. Köln: FGVS-Verl., 2013. FGVS. ISBN 978-3-86446-039-5.
35. HASSAN, M. K.; AZUBIR, N.A.M.; NIZAM, H.M.I.; TOHA, S. F.; IBRAHIM, B.S.K.K. Optimal Design of Electric Power Assisted Steering System (EPAS) Using GA-PID Method. *Procedia Engineering*. 2012, Jg. 41, S. 614–621. ISSN 18777058. Abgerufen unter DOI: [10.1016/j.proeng.2012.07.220](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.220).
36. HEISSING, Bernd; ERSOY, Metin; GIES, Stefan (Hrsg.). *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. ISBN 978-3-658-01991-4. Abgerufen unter DOI: [10.1007/978-3-658-01992-1](https://doi.org/10.1007/978-3-658-01992-1).
37. HENRICHFREISE, Hermann; JUSSEIT, Jürgen; NIESSEN, Harwin. Optimale Regelung einer elektromechanischen Servolenkung. In: *VDI Mechatronik Tagung 2003 – Innovative Produktentwicklung*. Fulda, Germany, 2003, Bd. 1753, S. 381–400. ISSN 0083-5560.
38. HÖCK, Michael; AUWEILER, Michael; NETT, Hans-Peter; HOFFMANN, Werner. Drehmomentverteilung im Frontantrieb. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*. 2009, Jg. 111, Nr. 6, S. 446–453. Abgerufen unter DOI: [10.1007/bf03222082](https://doi.org/10.1007/bf03222082).
39. HÖFER, Andreas; ZEITVOGEL, Daniel; FRIEDRICH, Horst E.; WIEDEMANN, Jochen. Ganzheitliche Betrachtung von Fahrwerk, Antrieb und Fahrdynamikregelung. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*. 2015, Jg. 117, Nr. 4, S. 68–73. ISSN 0001-2785. Abgerufen unter DOI: [10.1007/s35148-015-0003-z](https://doi.org/10.1007/s35148-015-0003-z).

40. HORN, Martin. *Regelungstechnik 1: Skriptum zur Vorlesung*. Graz: Technische Universität Graz – Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik, 2017.
41. INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (Hrsg.). *Passenger cars – Steady-state circular driving behaviour – Open-loop test methods*. Fourth edition. Genf, 2012. Nr. 4138.
42. INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (Hrsg.). *Passenger cars – Straight-ahead braking on surfaces with split coefficient of friction – Open-loop test procedure*. First edition. Genf, 1999. Nr. 14512.
43. INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (Hrsg.). *Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre – Part 1: Double lane-change*. First edition. Genf, 1999. Nr. 3888-1.
44. INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (Hrsg.). *Road vehicles – Functional safety*. First edition. Genf, 2011. Nr. 26262.
45. INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (Hrsg.). *Road vehicles – Test method for the quantification of on-centre handling – Part 1: Weave test*. Second edition. Genf, 2010. Nr. 13674-1.
46. INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (Hrsg.). *Straßenfahrzeuge – Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten*. Erste Ausgabe. Berlin, 1989. Nr. 7401.
47. IPG AUTOMOTIVE GMBH (Hrsg.). *CarMaker Product Examples Version 6.0.2*. Karlsruhe, 2017.
48. IPG AUTOMOTIVE GMBH (Hrsg.). *CarMaker: Pkw und leichte Nutzfahrzeuge virtuell testen* [online]. Karlsruhe, 2020 [besucht am 2020-10-12]. Abgerufen unter: <https://ipg-automotive.com/de/produkte-services/simulation-software/carmaker/>.

49. ISA-RACING GMBH (Hrsg.). *Datenblatt Motorsport-Standard-Servolenkung* [online]. 2018 [besucht am 2018-02-12]. Abgerufen unter: <https://www.isa-racing.com/fahrzeugtechnik/technisches-zubehoer/lenkungen/servolenkung/motorsport-standard-servolenkung>.
50. ISERMANN, Rolf (Hrsg.). *Fahrdynamik-Regelung*. Wiesbaden: Vieweg, 2006. SpringerLink : Bücher. ISBN 978-3-8348-0109-8. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-8348-9049-8.
51. IVANOV, Valentin; SAVITSKI, Dzmitry; SHYROKAU, Barys. A Survey of Traction Control and Antilock Braking Systems of Full Electric Vehicles With Individually Controlled Electric Motors. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2015, Jg. 64, Nr. 9, S. 3878–3896. ISSN 0018-9545. Abgerufen unter DOI: 10.1109/tvt.2014.2361860.
52. JABLONSKI, Thorsten; SCHUMANN, Heiko; BUSSE, Carsten; HAUSSMANN, Heiko; HALLMANN, Udo; DREYER, Dirk; SCHÖTTLER, Frank. Die neue elektromechanische Lenkung APA-BS. *ATZelextronik*. 2008, Jg. 3, Nr. 1, S. 30–35. Abgerufen unter DOI: 10.1007/bf03223889.
53. JARLMARK, Jonas. Modelling and validation of steering system response to road and driver induced forces. *The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks*. 2005, Jg. 41, S. 371–380.
54. JIN, Li-Qiang; SONG, Chuan-Xue; HU, Chang-Jian. Driving force power steering for the electric vehicles with motorized wheels. In: *2009 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. Dearborn, Michigan, USA, 2009, S. 1518–1524. Abgerufen unter DOI: 10.1109/VPPC.2009.5289556.
55. KHOSRAVANI, Saeid; KASAIEZADEH, Alireza; KHAJEPOUR, Amir; FIDAN, Baris; CHEN, Shih-Ken; LITKOUHI, Bakhtiar. Torque-Vectoring-Based Vehicle Control Robust to Driver Uncertainties. *IEEE Tran-*

- sactions on Vehicular Technology. 2015, Jg. 64, Nr. 8, S. 3359–3367. ISSN 0018-9545. Abgerufen unter DOI: 10.1109/tvt.2014.2361063.
56. KIM, Ji-Hoon; SONG, Jae-Bok. Control logic for an electric power steering system using assist motor. *Mechatronics*. 2002, Jg. 12, Nr. 3, S. 447–459. ISSN 09574158. Abgerufen unter DOI: 10.1016/s0957-4158(01)00004-6.
57. KNOOP, M.; LEIMBACH, K. D.; VERHAGEN, A. Fahrwerksysteme im Reglerverbund. In: *Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik*. Essen, 1999, Bd. 17. Nr. 18.03.
58. KOEHLER, Stefan; VIEHL, Alexander; BRINGMANN, Oliver; ROSENSTIEL, Wolfgang. Improved energy efficiency and vehicle dynamics for battery electric vehicles through torque vectoring control. In: *2015 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. Seoul, South Korea: IEEE, 2015, S. 749–754. Abgerufen unter DOI: 10.1109/ivs.2015.7225774.
59. KWON, Hyungju; ITABASHI-CAMPBELL, Rachel; McLAUGHLIN, Kevin. ISO26262 application to electric steering development with a focus on Hazard Analysis. In: *2013 IEEE International Systems Conference (SysCon)*. IEEE, 2013, S. 655–661. ISBN 978-1-4673-3108-1. Abgerufen unter DOI: 10.1109/syscon.2013.6549952.
60. LAMM, Rüdiger. *Fahrdynamik und Streckencharakteristik: Ein Beitrag zum Entwurf von Straßen unter besonderer Berücksichtigung der Geschwindigkeit*. Karlsruhe, 1973. Habilitationsschrift. Universität Karlsruhe.
61. LEX, Cornelia; ROJAS, Andrés Eduardo; NIEDERKOFER, Haymo; EICHBERGER, Arno. Evaluation of the potential of active powertrain, braking and steering systems based on in-wheel motors to improve the effectiveness of an evasive manoeuvre assistant. *International*

- Journal of Powertrains*. 2013, Jg. 2, Nr. 2/3, S. 132. ISSN 1742-4267. Abgerufen unter DOI: 10.1504/ijpt.2013.054153.
62. LUNZE, Jan. *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. 10., überarb. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2014. ISBN 978-3-642-53908-4. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-642-53909-1.
63. LUNZE, Jan. *Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*. 8., überarb. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2014. ISBN 978-3-642-53943-5. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-642-53944-2.
64. MAROUF, A.; DJEMAI, M.; SENTOUH, C.; PUDLO, P. A New Control Strategy of an Electric-Power-Assisted Steering System. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2012, Jg. 61, Nr. 8, S. 3574–3589. ISSN 0018-9545. Abgerufen unter DOI: 10.1109/tvt.2012.2209689.
65. MATSCHINSKY, Wolfgang. *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik Elasto-Kinematik und Konstruktion*. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007. SpringerLink : Bücher. ISBN 978-3-540-71197-1. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-540-71197-1.
66. MAYSER, Christoph; LIPPOLD, Christian; EBERSBACH, Dirk; DIETZE, Matthias. Fahrerassistenzsysteme zur Unterstützung der Längsregelung im ungebundenen Verkehr. In: *1. Tagung Aktive Sicherheit durch Fahrerassistenzsysteme*. München, 2004, S. 1–14. Auch verfügbar unter: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/1145549/1145549.pdf>.
67. MERZIGER, Gerhard; MÜHLBACH, Günter; WILLE, Detlef; WIRTH, Thomas. *Formeln + Hilfen zur höheren Mathematik*. 5. Aufl. Springe: Binomi, 2007. ISBN 978-3-923923-35-9.

68. MITSCHKE, Manfred; WALLENTOWITZ, Henning. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5. Auflage. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-658-05068-9.
69. MOSEBERG, Jan-Erik; ROPPENECKER, Günter. Steuerung und Regelung der horizontalen Fahrzeugbewegung mit Einzelradaktorik. *at-Automatisierungstechnik*. 2014, Jg. 62, Nr. 3, S. 216–225. ISSN 2196-677X. Abgerufen unter DOI: 10.1515/auto-2013-1066.
70. NATIONALE PLATTFORM ELEKTROMOBILITÄT. *Fortschrittsbericht 2018: Markthochlaufphase*. Hrsg. von GEMEINSAME GESCHÄFTSSTELLE ELEKTROMOBILITÄT DER BUNDESREGIERUNG. Berlin, 2018.
71. NEUKUM, Alexandra; PAULIG, Jörn; FRÖMMIG, Lars; HENZE, Roman. *Untersuchung zur Wahrnehmung von Lenkmomenten bei Pkw*. Berlin, Germany: Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT), FAT-Schriftenreihe 222, Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA), 2010. Auch verfügbar unter: https://www.vda.de/dam/vda/publications/FAT-SCHRIFTENREIHE%20222/1319445502_de_332221447.pdf.
72. NEWBERRY, A. C.; GRIFFIN, M. J.; DOWSON, M. Driver perception of steering feel. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2007, Jg. 221, Nr. 4, S. 405–415. ISSN 0954-4070. Abgerufen unter DOI: 10.1243/09544070jauto415.
73. PACEJKA, Hans B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Second edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006. ISBN 978-0-7506-6918-4.
74. PARMAR, M.; HUNG, J. Y. A Sensorless Optimal Control System for an Automotive Electric Power Assist Steering System. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2004, Jg. 51, Nr. 2, S. 290–298. ISSN 0278-0046. Abgerufen unter DOI: 10.1109/tie.2004.824847.

75. PFEFFER, Peter E.; HARRER, Manfred. Optimaler Lenkradmomente-verlauf bei stationärer Kurvenfahrt. In: *Reifen – Fahrwerk – Fahrbahn im Spannungsfeld Kosten, Technologie und Umwelt : 11. internationale Tagung der VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik*. Düsseldorf, Germany: VDI-Verlag, 2007, S. 431–445. VDI-Berichte. ISBN 978-3-18-092014-6.
76. PFEFFER, Peter; HARRER, Manfred (Hrsg.). *Lenkungshandbuch*. 2., überarb. u. erg. Aufl. 2013. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. SpringerLink : Bücher. ISBN 978-3-658-00977-9. Abgerufen unter DOI: [10.1007/978-3-658-00977-9](https://doi.org/10.1007/978-3-658-00977-9).
77. POLMANS, Kristof; STRACKE, Sebastian. Torque vectoring as redundant steering for automated driving or steer-by-wire. In: PFEFFER, Peter (Hrsg.). *5th International Munich Chassis Symposium 2014 - chassis.tech plus*. München, Germany: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, S. 163–177. Abgerufen unter DOI: [10.1007/978-3-658-05978-1_13](https://doi.org/10.1007/978-3-658-05978-1_13).
78. RATUSCHNY, Andreas. *Konzeptionierung eines Lastenrads mit Lenk-kraftunterstützung durch radselektive Antriebe*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2018. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Philipp KAUTZ-MANN.
79. REGH, Fabian. *Objektive Bestimmung der sicherheitsrelevanten Auswirkungen durch Fahrwerkmodifikationen*. Darmstadt: Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD), 2012. Dissertation. Technische Universität Darmstadt. Betreut von Hermann WINNER.
80. REIMPELL, J. *Fahrwerktechnik: Grundlagen : Fahrwerk und Gesamtfahrzeug, Radaufhängungen und Antriebsarten, Achskinematik und Elastokinematik, Lenkanlage, Federung, Reifen, Konstruktions- und Berechnungshinweise*. Würzburg: Vogel, 2005.

81. ROBERT BOSCH AUTOMOTIVE STEERING GMBH (Hrsg.). *Servolectric - Elektromechanisches Lenksystem für ein dynamisches Fahrgefühl und hochautomatisierte Funktionen*. Schwäbisch Gmünd, 2015.
82. SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & Co. KG (Hrsg.). *E-Achse Hochvolt*. Herzogenaurach, 2013. Auch verfügbar unter: http://m.schaeffler.de/content.mobile.products/de/products/automotive/e_mobility/e_axle_hv/e_axle_hv_info.html.
83. SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & Co. KG (Hrsg.). *E-Achse Hochvolt: Efficient Future Mobility*. Herzogenaurach, 2014.
84. SCHMIDT, Gerrit. *Haptische Signale in der Lenkung: Controllability zusätzlicher Lenkmomente*. Braunschweig: DLR-Institut für Verkehrssystemtechnik, 2009. Auch verfügbar unter: https://publikationsserver.tu-braunschweig.de/receive/dbbs_mods_00031077. Dissertation. Technischen Universität Carolowilhelmina zu Braunschweig. Betreut von Karsten LEMMER; Mark VOLLRATH.
85. SCHMIDT, Robert F.; THEWS, Gerhard; LANG, Florian (Hrsg.). *Physiologie des Menschen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2000. ISBN 978-3-662-09347-4. Abgerufen unter DOI: [10.1007/978-3-662-09346-7](https://doi.org/10.1007/978-3-662-09346-7).
86. SCHRAMM, Dieter; HILLER, Manfred; BARDINI, Roberto. *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. 2., vollst. überarb. Aufl. 2013. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013. SpringerLink : Bücher. ISBN 978-364-23388-8-5. Abgerufen unter DOI: [10.1007/978-3-642-33888-5](https://doi.org/10.1007/978-3-642-33888-5).
87. SCHRÖDER, Dierk. *Elektrische Antriebe - Grundlagen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013. ISBN 978-3-642-30470-5. Abgerufen unter DOI: [10.1007/978-3-642-30471-2](https://doi.org/10.1007/978-3-642-30471-2).

88. SCHULZ, Alexandra; FRÖMING, Robert. Analyse des Fahrerverhaltens zur Darstellung adaptiver Eingriffsstrategien von Assistenzsystemen. *ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift*. 2008, Jg. 110, Nr. 12, S. 1124–1131. Abgerufen unter DOI: [10.1007/bf03222040](https://doi.org/10.1007/bf03222040).
89. SHUAI, Zhibin; ZHANG, Hui; WANG, Junmin; LI, Jianqiu; OUYANG, Minggao. Lateral motion control for four-wheel-independent-drive electric vehicles using optimal torque allocation and dynamic message priority scheduling. *Control Engineering Practice*. 2014, Jg. 24, S. 55–66. ISSN 0967-0661. Abgerufen unter DOI: [10.1016/j.conengprac.2013.11.012](https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2013.11.012).
90. SHUANG, Gao; CHEUNG, Norbert C.; CHENG, K. W. Eric; LEI, Dong; XIAOZHONG, Liao. Skid Steering in 4-Wheel-Drive Electric Vehicle. In: *7th International Conference on Power Electronics and Drive Systems*. Bangkok, Thailand: IEEE, 2007, S. 1548–1553. Abgerufen unter DOI: [10.1109/peds.2007.4487913](https://doi.org/10.1109/peds.2007.4487913).
91. SMAKMAN, Hendrikus Theodorus. *Functional integration of slip control with active suspension for improved lateral vehicle dynamics*. München: Utz, 2000. Maschinenwesen. ISBN 3-89675-704-0.
92. SMETANA, Tomas; KUFNER, Andreas; BRETON, Wilfried. *Aktuator: Offenlegungsschrift*. 2016. Nr. DE102016221307A1. Anmeldedatum: 2016-10-28. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
93. SMITH, J. G.; SMITH, J. E. Lateral Forces on Vehicle During Driving. *Automobile Engineer*. 1967, S. 510–515.
95. THE MATHWORKS GMBH (Hrsg.). *MATLAB R2017a Documentation*. Natick, Massachusetts, USA, 2017.
94. THYSSENKRUPP. Column-EPS für Kompakt- und Mittelklassefahrzeuge. *ATZextra*. 2014, Jg. 19, Nr. 10, S. 76–79. ISSN 2195-1462. Abgerufen unter DOI: [10.1365/s35778-014-1328-z](https://doi.org/10.1365/s35778-014-1328-z).

-
96. UNBEHAUEN, HEINZ. *Regelungstechnik III: Identifikation, Adaption, Optimierung*. 7., korr. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011. Studium. ISBN 978-3-8348-1419-7.
 97. VAN ZANTEN, ANTON T. Evolution of Electronic Control Systems for Improving the Vehicle Dynamic Behaviour. In: *6th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*. Hiroshima, Japan, 2002, S. 1–9.
 98. VON VIETINGHOFF, ANNE. *Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen*. Karlsruhe: Dissertation. Universität Karlsruhe, Institut für Industrielle Informationstechnik, 2008. Auch verfügbar unter: <http://digbib.ubka.uni-karlsruhe.de/volltexte/1000007757>. Dissertation.
 99. WANG, J.; WANG, Q.; JIN, L.; SONG, C. Independent wheel torque control of 4WD electric vehicle for differential drive assisted steering. *Mechatronics*. 2011, Jg. 21, Nr. 1, S. 63–76. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.mechatronics.2010.08.005.
 100. WEBER, ERNST HEINRICH. *De pulsu, resorptione, auditu et tactu: annotationes anatomicae et physiologicae, auctore*. Leipzig, Germany: C. F. Koehler, 1834. Auch verfügbar unter: <https://books.google.de/books?id=bdI-AAAAYAAJ>.
 101. WIKIMEDIA FOUNDATION INC. (Hrsg.). *Drehmatrix* [online]. 2018 [besucht am 2018-07-24]. Abgerufen unter: <https://de.wikipedia.org/wiki/Drehmatrix>.
 102. WINNER, HERMANN; HAKULI, STEPHAN; LOTZ, FELIX; SINGER, CHRISTINA (Hrsg.). *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. 3., überarb. u. erg. Aufl. 2015. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. SpringerLink : Bücher. ISBN 978-365-80573-4-3. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-658-05734-3.

103. WIRTSCHAFTSKOMMISSION DER VEREINTEN NATIONEN FÜR EUROPA (Hrsg.). *Regelung Nr. 79 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) - Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Lenkanlage: ECE R-79*. 2006.
104. WOLF, Hagen J. *Ergonomische Untersuchung des Lenkgefühls an Personenkraftwagen*. München: Lehrstuhl für Ergonomie, 2009. Dissertation. Technische Universität München. Betreut von Heiner BUBB; Hans-Hermann BRAESS.
105. WU, Feng-Kuang; YEH, T.-J.; HUANG, Chun-Feng. Motor control and torque coordination of an electric vehicle actuated by two in-wheel motors. *Mechatronics*. 2013, Jg. 23, Nr. 1, S. 46–60. Abgerufen unter DOI: [10.1016/j.mechatronics.2012.10.008](https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2012.10.008).
106. WU, Zhihong; SU, Xiezu; ZHU, Yuan; LUKE. Functional Safety System Design on EPS. In: *Lecture Notes in Electrical Engineering*. Singapore: Springer Singapore, 2017, Bd. 418, S. 647–664. ISBN 978-981-10-3526-5. Abgerufen unter DOI: [10.1007/978-981-10-3527-2_55](https://doi.org/10.1007/978-981-10-3527-2_55).
107. XUE-PING, Zhao; XIN, Li; JIE, Chen; JIN-LAI, Men. Parametric design and application of steering characteristic curve in control for electric power steering. *Mechatronics*. 2009, Jg. 19, Nr. 6, S. 905–911. Abgerufen unter DOI: [10.1016/j.mechatronics.2009.05.003](https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2009.05.003).
108. YOUNG, P. C.; WILLEMS, J. C. An approach to the linear multivariable servomechanism problem. *International Journal of Control*. 1972, Jg. 15, Nr. 5, S. 961–979. Abgerufen unter DOI: [10.1080/00207177208932211](https://doi.org/10.1080/00207177208932211).
109. ZAREMBA, A.T.; LIUBAKKA, M.K.; STUNTZ, R.M. Control and steering feel issues in the design of an electric power steering system. In: *Proceedings of the 1998 American Control Conference. ACC (IEEE*

- Cat. No.98CH36207*). Philadelphia, Pennsylvania, USA: IEEE, 1998, S. 36–40. Abgerufen unter DOI: [10.1109/acc.1998.694623](https://doi.org/10.1109/acc.1998.694623).
110. ZONG, Changfu; ZHANG, Zexing; MAI, Li; WANG, Changqing; WU, Zhengxin. Study on Objective Evaluation Index System of On-Center Handling for Passenger Car. In: *SAE 2013 World Congress & Exhibition*. Detroit, Michigan, USA: SAE International, 2013, S. 1–10. Abgerufen unter DOI: [10.4271/2013-01-0714](https://doi.org/10.4271/2013-01-0714).

Eigene Veröffentlichungen

111. KAUTZMANN, Philipp; RÖMER, Jürgen; FREY, Michael; MAYER, Marcel Ph. A Novel Chassis Concept For Power Steering Systems Driven By Wheel Individual Torque At The Front Axle. In: PISCHINGER, Stefan; ECKSTEIN, Lutz (Hrsg.). *25. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik*. Aachen, 2016, S. 715–729. ISBN 978-3-00-052110-2.
112. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp; FREY, Michael; GAUTERIN, Frank. Reducing energy consumption of a power steering system using wheel individual electric drives and an optimized chassis concept. In: *EVS30 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium*. Stuttgart, 2017, S. 1–8.
113. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp; FREY, Michael; GAUTERIN, Frank. Reducing Energy Demand Using Wheel-Individual Electric Drives to Substitute EPS-Systems. *Energies*. 2018, Jg. 11, Nr. 1, S. 247–258. ISSN 1996-1073. Abgerufen unter DOI: [10.3390/en11010247](https://doi.org/10.3390/en11010247).
114. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp; FREY, Michael; STOPP, Ralf. Lenkkraft im Antriebsstrang – Von der Forschung in die Formula Student. *ATZ Extra Formula Student Germany*. 2017, Jg. 22, Nr. S7, S. 68–71. Abgerufen unter DOI: [10.1007/s35778-017-0073-5](https://doi.org/10.1007/s35778-017-0073-5).

115. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp; MAYER, Marcel Ph.; FREY, Michael. Energetische Analyse einer radabhängigen Drehmomentvariation als EPS-Substitution für Elektrofahrzeuge. In: INSTITUT FÜR KRAFTFAHRZEUGE AACHEN – IKA, RWTH Aachen University (Hrsg.). *Tag des Fahrwerks 2016*. Aachen, 2016, S. 40–60.
116. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp; MAYER, Marcel Ph.; FREY, Michael. Modellbasierte Entwicklung einer neuartigen Lenkkraftunterstützung auf Basis radselektiver Antriebe. In: SCHULZE, Sven-Olaf (Hrsg.). *Tag des Systems Engineering*. Herzogenaurach: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2016, S. 173–182. ISBN 978-3-446-45126-1.
117. WADEPHUL, Julian; ENGELMANN, Danilo; KAUTZMANN, Philipp; RÖMER, Jürgen. Entwicklung eines neuartigen Lenkkonzepts für Fahrzeuge mit Knicklenkung. *ATZ offhighway*. 2018, Jg. 11. Jahrgang, S. 54–61.

Betreute Abschlussarbeiten

118. BECK, Leonie. *Entwicklung und Durchführung einer Markt- und Szenarioanalyse am Beispiel elektrifizierter Lastenräder*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2018. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.
119. BRAUN, Simeon. *Modellbasierter Entwurf einer optimalen Regelung für eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2016. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.
120. COLAK, Berker. *Objektive Bewertung einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2016. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.
121. DOLL, Daniel. *Methodische Entwicklung und Konstruktion eines Aktors für ein Fahrrad-ABS*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2015. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.
122. ELFGEN, Max. *Validierung eines Fahrzeugmodells für neuartige Lenkkonzepte*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2015. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.

123. ERDRICH, Benjamin. *Vergleich moderner Regelungsverfahren und Entwurf einer modellprädiktiven Handmomentenregelung für eine Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2017. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.
124. GURNIK, Benjamin. *Regelung einer Lenkkraftunterstützung unter Berücksichtigung fahrdynamischer Einflüsse radselektiver Antriebe*. Karlsruhe: Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme, 2017. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Sören HOHMANN; Jürgen RÖMER.
125. HAN, Chenlei. *Erfassung fahrdynamischer Größen unter Berücksichtigung und Korrektur von Sensorfehlern*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2017. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.
126. LANGSDORF, Christopher. *Entwicklung eines generischen Simulationsmodells zur Regelung radselektiver Antriebe als Lenkkraftunterstützung*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2015. Diplomarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.
127. MAYER, Benedikt. *Weiterentwicklung des Tools zur kartenbasierten Fahrzyklengenerierung*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2016. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Miriam BOXRIKER; Jürgen RÖMER.
128. MEGNER, Tino. *Energetische Bewertung einer Lenkkraftunterstützung mittels radselektiver Antriebe*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2015. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.

129. MERKL, Sophia. *Functional safety of a novel steering assistance system powered by wheel selective drives*. Ingolstadt: Faculty for electrical engineering und computer science, 2017. Master's thesis. Technische Hochschule Ingolstadt. Betreut von Werner HUBER; Michael BOTSCH; Philipp KAUTZMANN; Jürgen RÖMER.
130. NEES, Dominik. *Energieoptimierte Fahrdynamikregelung unter Verwendung linearer Modellansätze*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2017. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.
131. SALIFOU, Abdoufataou. *Entwicklung eines universellen Funk-Signalübertragungssystems für ein Demonstrator-Fahrzeug*. Karlsruhe, 2016. Bachelorarbeit. Hochschule Karlsruhe. Betreut von Manfred LITZENBURGER; Jürgen RÖMER.
132. SCHUPPE, Gilbert. *Generierung von Fahrzyklen mit querdynamischen Anforderungen auf Basis von NEFZ & Co*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2017. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.
133. SEIFFER, Alexander. *Simulationsbasierte Untersuchung einer Lenkkräftunterstützung mittels radselektiver Antriebe hinsichtlich regelungstechnischer Fragestellungen*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2015. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.
134. STRECKFUSS, Marc. *Entwicklung eines universellen Telemetriesystems für Demonstratorfahrzeuge*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2017. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Frank SCHULTMANN; Jürgen RÖMER.
135. TOMAR, Tuhina. *Autonomes Fahren – Energetische Betrachtung neuer Aktorik*. Karlsruhe: Institut für Produktentwicklung, 2015. Bachelor-

- arbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Albert ALBERS; Friedrich BREZGER; Jürgen RÖMER.
136. WEBER, Michael. *Entwicklung und Implementierung eines Kommunikations- und Leistungsnetzwerks für ein Demonstratorfahrzeug*. Karlsruhe, 2017. Bachelorarbeit. Hochschule Karlsruhe. Betreut von Reiner KRIESTEN; Jürgen RÖMER.
137. WELZ, Robin. *Validierung und Optimierung von Simulations und Regelungsmodellen anhand eines Demonstratorfahrzeugs*. Karlsruhe: Institut für Fahrzeugsystemtechnik, 2017. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Frank GAUTERIN; Jürgen RÖMER.
138. WOLF, Andreas. *Map-Based Driving Cycle Generation*. Karlsruhe: Elektrotechnisches Institut, 2015. Diplomarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Martin DOPPELBAUER; Miriam BOXRIKER; Jürgen RÖMER.
139. ZEHREN, Raphael. *Synthese und Implementierung eines Künstlichen Neuronalen Netzes zur Klassifizierung von Fahrerprofilen*. Karlsruhe: Institut für Produktentwicklung, 2017. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreut von Albert ALBERS; Sebastian RUOFF; Jürgen RÖMER.

Patente und Offenlegungen

140. ENGELMANN, Danilo; KAUTZMANN, Philipp; RÖMER, Jürgen. *Vehicle having a wheel-selective drive torque assembly and articulated joint, and method for controlling the vehicle*. 2018. Nr. CN 00 0111 372 836 A. Anmeldedatum: 2018-09-14. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
141. HAIDUK, Paul; JOERGER, Roman; RÖMER, Jürgen; NEES, Dominik. *Lenkbare Achse sowie Fahrzeug mit der Achse: Offenlegungsschrift*. 2018. Nr. DE 10 2018 122 991 A1. Anmeldedatum: 2018-09-19. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
142. KAUTZMANN, Philipp; RÖMER, Jürgen. *Vehicle having carousel arrangement and method for controlling vehicle*. 2018. Nr. CN 00 0109 927 776 A. Anmeldedatum: 2018-11-07. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
143. KAUTZMANN, Philipp; RÖMER, Jürgen; FREY, Michael. *Auswertemodul zur Erkennung eines Fahrzustands eines Fahrzeugs, Fahrzeug mit dem Auswertemodul, Verfahren und Computerprogramm: Offenlegungsschrift*. 2017. Nr. DE 10 2017 124 465 A1. Anmeldedatum: 2017-10-19. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
144. KAUTZMANN, Philipp; RÖMER, Jürgen; FREY, Michael; MAYER, Marcel Ph. *Antriebsanordnung für ein Fahrzeug sowie Fahrzeug mit der Antriebsanordnung: Offenlegungsschrift*. 2016. Nr. DE 10 2016 223 360 A1. Anmeldedatum: 2016-11-25. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.

145. KAUTZMANN, Philipp; RÖMER, Jürgen; FREY, Michael; MAYER, Marcel Ph. *Antriebsanordnung für ein Fahrzeug sowie Fahrzeug mit der Antriebsanordnung: Patentschrift*. 2016. Nr. DE 10 2016 223 360 B4. Anmeldedatum: 2016-11-25. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
146. KOLB, Johannes; MAYER, Marcel Ph.; RÖMER, Jürgen. *Motorisiertes niederfluriges Fahrzeug: Offenlegungsschrift*. 2015. Nr. DE 10 2015 202 546 A1. Anmeldedatum: 2015-02-12. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
147. LORITZ, Tobias; DOLL, Daniel; MAYER, Marcel Ph.; RÖMER, Jürgen. *Kontrollanordnung für ein Fahrzeug sowie Verfahren zum Betreiben der Kontrollanordnung: Offenlegungsschrift*. 2015. Nr. DE 10 2015 214 048 A1. Anmeldedatum: 2015-07-24. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
148. LORITZ, Tobias; DOLL, Daniel; MAYER, Marcel Ph.; RÖMER, Jürgen. *Lenkradanordnung für ein Fahrzeug sowie Fahrzeug mit der Lenkradanordnung: Offenlegungsschrift*. 2015. Nr. DE 10 2015 214 049 A1. Anmeldedatum: 2015-07-24. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
149. MAYER, Marcel Ph.; RÖMER, Jürgen. *Vehicle and Method for Steering the Vehicle*. 2017. Nr. CN 00 0109 641 620 A. Anmeldedatum: 2017-05-23. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
150. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp. *Antriebsstrangabschnitt mit Bremsanordnung für die Abtriebswellen sowie Fahrzeug mit dem Antriebsstrangabschnitt: Offenlegungsschrift*. 2018. Nr. DE 10 2018 122 199 A1. Anmeldedatum: 2018-09-12. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
151. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp. *Fahrwerk mit Friktionsbremsen-einrichtung sowie Fahrzeug mit dem Fahrwerk: Offenlegungsschrift*.

2017. Nr. DE 10 2017 125 605 A1. Anmeldedatum: 2017-11-02. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
152. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp. *Fahrzeug mit Drehschemelanordnung sowie Verfahren zum Steuern des Fahrzeugs: Offenlegungsschrift*. 2017. Nr. DE 10 2017 126 087 A1. Anmeldedatum: 2017-11-08. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
153. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp. *Lenksteuerung zur Lenkung eines Fahrzeugs sowie Fahrzeug mit der Lenksteuerung: Offenlegungsschrift*. 2018. Nr. DE 10 2018 121 611 A1. Anmeldedatum: 2018-09-05. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
154. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp. *Radaufhängung sowie Fahrzeug mit der Radaufhängung: Offenlegungsschrift*. 2017. Nr. DE 10 2017 125 053 A1. Anmeldedatum: 2017-10-26. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
155. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp; ENGELMANN, Danilo. *Fahrzeug mit radselektiver Antriebsmomentanordnung und Knickgelenk sowie Verfahren zum Steuern des Fahrzeugs: Offenlegungsschrift*. 2018. Nr. DE 10 2018 120 161 A1. Anmeldedatum: 2018-08-20. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
156. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp; ENGELMANN, Danilo. *Fahrzeug mit radselektiver Antriebsmomentenanordnung und Knickgelenk sowie Verfahren zum Steuern des Fahrzeugs: Offenlegungsschrift*. 2018. Nr. EP 00 0003 707 060 A1. Anmeldedatum: 2018-09-14. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
157. RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp; ENGELMANN, Danilo. *Vehicle having a wheel-selective drive torque assembly and articulated joint, and method for controlling the vehicle: Offenlegungsschrift*. 2018. Nr. WO 00 2019 091 510 A1. Anmeldedatum: 2018-09-14. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.

158. RÖMER, Jürgen; LI, Jin; MAYER, Marcel Ph. *Steuereinrichtung zur Steuerung eines Fahrzeugs und Fahrzeug mit der Steuereinrichtung: Offenlegungsschrift*. 2018. Nr. DE 10 2018 123 182 A1. Anmeldedatum: 2018-09-20. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
159. RÖMER, Jürgen; MAYER, Marcel Ph. *Fahrzeug sowie Verfahren zum Lenken des Fahrzeugs: Offenlegungsschrift*. 2016. Nr. DE 10 2016 215 793 A1. Anmeldedatum: 2016-08-23. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
160. RÖMER, Jürgen; MAYER, Marcel Ph. *Fahrzeug sowie Verfahren zum Lenken des Fahrzeugs: Offenlegungsschrift*. 2017. Nr. WO 00 2018 036 580 A1. Anmeldedatum: 2017-05-23. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
161. RÖMER, Jürgen; MAYER, Marcel Ph. *Fahrzeug sowie Verfahren zum Lenken des Fahrzeugs: Patentschrift*. 2016. Nr. DE 10 2016 215 793 B4. Anmeldedatum: 2016-08-23. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
162. RÖMER, Jürgen; MAYER, Marcel Ph. *Vehicle and Method for Steering the Vehicle: Offenlegungsschrift*. 2017. Nr. US 02 0190 168 746 A1. Anmeldedatum: 2017-05-23. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
163. RÖMER, Jürgen; MAYER, Marcel Ph.; FREY, Michael. *Lenkanordnung für ein Fahrzeug sowie Fahrzeug mit der Lenkanordnung: Offenlegungsschrift*. 2014. Nr. DE 10 2014 224 296 A1. Anmeldedatum: 2014-11-27. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
164. RÖMER, Jürgen; MAYER, Marcel Ph.; FREY, Michael. *Lenkanordnung für ein Fahrzeug sowie Fahrzeug mit der Lenkanordnung: Patentschrift*. 2014. Nr. DE 10 2014 224 296 B4. Anmeldedatum: 2014-11-27. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.

165. RÖMER, Jürgen; MAYER, Marcel Ph.; LI, Jin. *Steuervorrichtung für ein Fahrzeug und Fahrzeug mit der Steuervorrichtung: Offenlegungsschrift*. 2018. Nr. DE 10 2018 121 035 A1. Anmeldedatum: 2018-08-29. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
166. RÖMER, Jürgen; SEIFFER, Alexander. *Funktionelles Redundanzmanagementsystem für Fahrzeuge und Verfahren zum funktionellen Redundanzmanagement: Offenlegungsschrift*. 2018. Nr. DE 10 2018 121 396 A1. Anmeldedatum: 2018-09-03. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
167. SCHANTZ, Johannes; RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp; WADEPHUL, Julian. *Fahrzeuganordnung umfassend einen ersten und einen zweiten Fahrzeugabschnitt: Offenlegungsschrift*. 2018. Nr. DE 10 2018 121 153 A1. Anmeldedatum: 2018-08-30. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
168. SCHANTZ, Johannes; WADEPHUL, Julian; RÖMER, Jürgen; KAUTZMANN, Philipp; SEIFFER, Alexander. *Steuervorrichtung für ein Fahrzeug sowie Fahrzeug mit der Steuervorrichtung und Verfahren zur Steuerung des Fahrzeugs : Offenlegungsschrift*. 2018. Nr. DE 10 2018 123 147 A1. Anmeldedatum: 2018-09-20. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
169. SEIFFER, Alexander; MAYER, Marcel Ph.; RÖMER, Jürgen. *Verfahren zum Steuern eines Fahrzeugs sowie Fahrzeug zur Umsetzung des Verfahrens: Offenlegungsschrift*. 2017. Nr. WO 00 2017 211 338 A1. Anmeldedatum: 2017-02-13. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
170. SEIFFER, Alexander; RÖMER, Jürgen; MAYER, Marcel Ph. *Verfahren zum Steuern eines Fahrzeugs sowie Fahrzeug zur Umsetzung des Verfahrens: Offenlegungsschrift*. 2016. Nr. DE 10 2016 210 126 A1. Anmeldedatum: 2016-06-08. Inhaber: Schaeffler Technologies AG & Co. KG.