

Analyse und modellbasierte Regelung von Ruckelschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte

Dissertation

von
Dipl.-Ing. Steffen Zemke
geb. am 13. März 1976 in Peine

2012

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Bodo Heimann

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Jörg Wallaschek

Tag der Promotion: 16.12.2011

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Robotik (IfR) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover und wurde von der Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr (IAV) GmbH in Gifhorn initiiert und finanziert. An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Bodo Heimann, nicht nur für das in mich gesetzte Vertrauen und die damit verbundenen Freiheiten bei meiner Arbeit, sondern auch für die Schaffung von sehr guten Arbeitsbedingungen am Institut. Unter anderem wäre ohne das institutseigene Versuchsfahrzeug (Testfahrzeug A) meine Arbeit in dieser Form nicht möglich gewesen. Deshalb sei an dieser Stelle auch der Leibniz Universität Hannover gedankt, die die Anschaffung des Fahrzeugs finanziell unterstützt hat. Vor allem aber danke ich Herrn Prof. Heimann herzlich dafür, dass er das erste Referat übernommen hat, obwohl er sich zum Ende meiner Arbeit bereits im Ruhestand befand.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Jörg Wallaschek danke ich für das Interesse an der Arbeit und die Anfertigung des Korreferats. Außerdem danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Ludger Overmeyer für die freundliche Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Als Projektverantwortlichem sei Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Grotjahn für die Initiierung des Projekts und die vertrauensvolle, konstruktive und zielführende Zusammenarbeit gedankt.

Einen großen Dank möchte ich auch meinen Kollegen des Instituts für Robotik, des Mechatronik-Zentrums Hannover sowie der IAV aussprechen, die sich jederzeit für Fragen, Diskussionen oder Hilfestellungen Zeit genommen und so zu einer angenehmen und produktiven Arbeitsatmosphäre beigetragen haben. Mein ausdrücklicher Dank gilt Stephan Baron für seine Unterstützung bei der Sensorentwicklung und Hendrik Behrendt, Matthias Dagen, Jens Kotlarski und insbesondere Lars Quernheim für die zahlreichen wertvollen Anregungen und die kritische Durchsicht des Manuskripts. Meinen Bürokollegen Hendrik Behrendt und Lars Quernheim danke ich außerdem für die hervorragende Atmosphäre im Büro und für die exzellente Zusammenarbeit, die intensiven fachlichen sowie die privaten Diskussionen und Anregungen während und auch nach der gemeinsamen Institutszeit, die zum Fortschritt meiner Arbeit beigetragen haben.

Großer Dank gebührt zudem allen meinen Hiwis, Studien-, Projekt- und Diplomarbeitern. Hervorheben möchte ich Hendrik Behrendt, Jan Bertke, Benedikt Glins, Christian Herbig, Benjamin Kaczor, Marcel Maske, Martin Owsinski und Fanggen Yan, die mit einer herausragenden Leistung und ihrem unermüdlichen Einsatz das Projekt und diese Arbeit vorangebracht haben.

Mein herzlichster Dank jedoch gilt meiner Familie, die mir ihre Zeit geopfert, die nötigen Freiräume geschaffen und mir stets Rückhalt gegeben und damit wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Besonders meiner Frau danke ich für ihr Verständnis, ihre fortwährende Unterstützung und überdies für die geduldige Korrektur des Manuskripts. DANKE!

„Es ist nicht deine Schuld, dass die Welt ist, wie sie ist
Es wär nur deine Schuld, wenn sie so bleibt“

Die Ärzte

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	VII
Kurzfassung	XII
Abstract	XIII
1 Einleitung	1
2 Mechatronische Komponenten des Antriebsstrangs	4
2.1 Mechanische Elemente des Antriebsstrangs	4
2.1.1 Motor, Aggregat und Aggregatlagerung	5
2.1.2 Kupplung und Zweimassenschwungrad	7
2.1.3 Getriebe, Achsgetriebe und Differential	11
2.1.4 Kardanwelle und Seitenwellen	12
2.1.5 Reifen	14
2.2 Motorsteuerung	16
2.3 Sensorik	19
2.3.1 Drehzahl- und Fahrgeschwindigkeitserfassung	19
2.3.2 Beschleunigungsmessung	22
2.3.3 Bestimmung der Aggregatposition	23
2.3.4 Momentenmessung	26
3 Schwingungsphänomene	28
3.1 Systemanregung	30
3.2 Frequenzgang des Antriebsstrangs	33
3.3 Ruckeln	34
3.4 Aggregatschwingungen	38
3.5 Ereignisdiskrete Phänomene	41
4 Antriebsstrangmodellierung	45
4.1 Triebwerksdynamik	46
4.1.1 Massenkräfte	46
4.1.2 Gaskräfte	48
4.1.3 Motorreibung und Motorverluste	51
4.1.4 Gesamtmotormodell	54
4.2 Fahrwiderstände	55
4.3 Modellierung des Antriebsstrangs	57
4.3.1 Modellierung des Antriebsstrangs als Torsionsschwinger	57
4.3.2 Minimalparametrisches Modell - glatter Wellenstrang	60
4.3.3 Getrennte Berücksichtigung der Kupplungs- und Getriebemassen	61
4.3.4 Berücksichtigung der Aggregatdynamik	63
4.4 Nichtlineare Modellerweiterungen	66
4.4.1 Antriebsstranglose	66
4.4.2 Maxwell-Element und Standard-Festkörpermodell	69
4.5 Diskretisierung der Modelle	71
4.5.1 Zeitdiskrete Umsetzung	71
4.5.2 Transformation in den Winkelraum	72

5	Identifikation der Modellparameter	73
5.1	Mathematische Optimierungsmethoden	73
5.1.1	Nichtlineare Least-Squares-Optimierung	74
5.1.2	Downhill-Simplex-Methode	77
5.2	Ergebnisse der offline Identifikation	79
5.2.1	Radverluste	79
5.2.2	Motorverluste	82
5.2.3	Antriebsstrangdynamik	86
5.2.4	Aggregatdynamik	92
6	Online Zustands- und Parameterschätzung	96
6.1	Kalman-Filter-Algorithmus	96
6.2	Erweitertes Kalman-Filter	100
6.2.1	Kombinierte Zustands- und Parameterschätzung mit dem EKF	101
6.2.2	Duale Zustands- und Parameterschätzung mit dem EKF	102
6.3	Sigma-Punkt-Kalman-Filter	104
6.4	Ergebnisse der Zustands- und Parameterschätzung	107
6.4.1	Zustandsschätzung	107
6.4.2	Schätzung von Antriebsstrangparametern	108
6.4.3	Schätzung von Diskontinuitäten	110
6.4.4	Schätzung der Motorverluste im Fahrbetrieb	112
6.4.5	Steigungsschätzung	116
7	Modellbasierte Regelung des Antriebsstrangs	120
7.1	Regelziele und Regelgrößen	121
7.2	Modellbasierte prädiktive Regelung	123
7.2.1	Implementierung der Modelle	123
7.2.2	Ergebnisse der modellbasierten prädiktiven Regelung	127
7.3	Robuste Antriebsstrangregelung	130
7.3.1	Regelungstechnische Ziele, Stabilitäts- und Robustheitsdefinitio- nen	130
7.3.2	Berücksichtigung von Modellunsicherheiten	134
7.3.3	H_∞ -Reglerentwurf	136
7.3.4	Ergebnisse der robusten Regelung von Antriebsstrangschwin- gungen	138
7.4	Robuste Regelung des Antriebsstrangs mit modellbasierter Vorsteuerung	142
8	Zusammenfassung	145
A	Anhang	148
	Literatur	149

Abkürzungsverzeichnis

Zwischen den einzelnen Kapiteln kann es abweichende Bedeutungen von Formelzeichen geben. Deshalb werden abweichende Bedeutungen und selten benutzte Formelzeichen ausschließlich im Text erläutert. Die Bedeutungen der Hauptvarianten sind nachfolgend aufgeführt. Sämtliche Formelzeichen und Abkürzungen werden zusätzlich bei ihrer Einführung im Text erläutert. Alle verwendeten Formelzeichen basieren auf dem SI-Einheiten-System, davon abweichende Einheiten sind stets angegeben. Insbesondere bei der Darstellung von Messgrößen wird die übliche fahrzeugtechnische Einheit bevorzugt.

Formelzeichen

Lateinische Notation

a	Beschleunigung
a_1, a_2, a_3	Koeffizienten des μ -Schlupf-Modells
A	Fläche
A_{Fzg}	Querspanntfläche, größter Querschnitt des Fahrzeugs
A_{Kol}	Oberfläche des Kolbens
$A(\omega)$	Amplitudengang
A	Systemmatrix
A_d	zeit- oder winkeldiskrete Systemmatrix
b	viskose Verluste
B	Eingangsmatrix
B_d	zeit- oder winkeldiskrete Eingangsmatrix
c	Federsteifigkeit
c_0, c_1, c_4	reifenspezifische Parameter des Rollwiderstandsmodells
c_{m0}, c_{m1}, c_{m2}	Koeffizienten des Motorreibmodells
c_{r0}, c_{r1}, c_{r2}	Koeffizienten des Fahrwiderstandsmodells
c_t	Torsionsfedersteifigkeit
c_w	Luftwiderstandsbeiwert
C	Kapazität eines Kondensators
C	Messmatrix
d	Dämpfung
D	Dämpfungsmaß
d	Systemstörungen
D	Durchgangsmatrix
e	Fehlervektor (nach dem Messabgleich)
\bar{e}	Modellfehler (vor dem Messabgleich)
E	E-Modul
f	nichtlineare Systemfunktion
F	Kraft
F_m	oszillierende Massenkraft
F_l	Luftwiderstand
F_r	Rollwiderstand
F_{reib}	Reibkraft
F_s	Steigungswiderstand

g	Erdbeschleunigung
G	Schubmodul
G_{Fzg}	Achslast
\mathbf{G}	Übertragungsfunktion des Systems
h	nichtlineare Messfunktion
H_u	unterer Heizwert des Kraftstoffs
\mathbf{H}	Hesse-Matrix
i	Übersetzung
I_p	polares Flächenträgheitsmoment
j	Zählindex
J	Massenträgheit
\mathbf{J}	Jacobi-Matrix
k	diskreter Zeit- oder Winkelschritt
k_t	diskrete Totzeit
$k_{t,e}$	diskrete Totzeit am Eingang
\mathbf{K}	Reglerübertragungsfunktionsmatrix
$\mathbf{K}(k)$	Korrekturmatrix des Kalman-Filters
l	Länge; Abstand
L	Abstand zwischen Kurbelwellenmitte und oberem Totpunkt
\mathbf{L}	Verlustfunktion
m	Masse
m_B	Masse des eingespritzten Kraftstoffs
m_{Kol}	Masse des Kolbens
m_{osz}	Gesamtheit der oszillierenden Massen
m_{pl}	Masse des Pleuels
M	Moment
M_{gas}	Summe aus Kompressions- und Verbrennungsmoment
M_m	Massenmoment
M_{reak}	Reaktionsmoment
M_{reib}	Reibmoment des Motors
M_{ver}	Verbrennungsmoment
M_w	Kurbelwellenmoment
n	gemessene Motordrehzahl
n_{Zyl}	Anzahl der Zylinder
\mathbf{n}	Messstörung
N	Normalkraft zwischen Kolben und Zylinder
N_c, N_d	loseabhängige Anteile der Systemmatrix
\mathcal{N}	Eingangsmatrix der unbekanntten Eingänge
p	Druck
p_a	Abgasgegendruck
p_k	Kompressionsdruck
p_l	Ladedruck
p_{rm}	Reibmitteldruck
p_v	Verbrennungsdruck
p_z	Druck im Zylinder
P	Leistung
P_D	Drehpunkt des Aggregats
$\mathbf{P}(k)$	Kovarianzmatrix des Schätzfehlers

P	Übertragungsfunktionsmatrix
q	Gewichtungsfaktor
Q_B	freigesetzte Verbrennungswärmeenergie des Brennstoffs
Q	Kovarianzmatrix des Prozessrauschens
r	Radius
r_{dyn}	dynamischer Radradius
R	Kreuzkorrelationsfunktion
\mathbf{R}	Übertragungsfunktionsmatrix
$\mathbf{R}(k)$	Kovarianzmatrix des Messrauschens
s	Schlupf
S	Schwerpunkt des Fahrzeugs
S	Sensitivitätsmatrix
S_i, S_o	Sensitivitätsfunktion
t	kontinuierliche Zeit
T_i, T_o	komplementäre Sensitivitätsfunktion
T_{wz}	Übertragungsmatrix des H_∞ -Problems
$u(t)$	Testsignal, Eingangssignal
\mathbf{u}	Eingangsvektor
\mathbf{u}_u	Vektor der unbekanntenen Eingänge
v	translatorische Geschwindigkeit
$v_{m,Kol}$	mittlere Kolbengeschwindigkeit
v_{Fzg}	Längsgeschwindigkeit eines Fahrzeugs
v_{Luft}	Geschwindigkeit der Luft
$v(k)$	Messrauschen
V_c	Kompressionsvolumen des Zylinders
V_H	Hubraum
V_Z	momentanes Zylindervolumen
$w_j^{(c)}$	Gewichtung des j -ten Fehlers zur Berechnung der Kovarianz
$w_j^{(m)}$	j -tes Gewicht zur Berechnung des gewichteten Mittelwerts
\mathbf{w}	Führungsgrößenvektor
\mathbf{w}^*	Eingangsvektor des H_∞ -Problems
$\mathbf{w}(k)$	Prozessrauschen
\mathbf{W}_j	Wichtungsfunktion
x, y, z	kartesische Koordinaten
\mathbf{x}	Zustandsvektor
\mathcal{X}	Matrix von Sigma-Punkten
$y(t)$	Ausgangssignal
\mathbf{y}	Ausgangsvektor
\mathcal{Y}	Sigma-Punkt-Matrix nach Transformation durch Messfunktion
\mathbf{z}	gewichteter Ausgangsvektor des H_∞ -Problems

Griechische Notation

α	Fahrbahnsteigung; Drehwinkel des Aggregats
β	Winkel zwischen Pleuel und Achse der Kolbenbewegung
γ	Radlastanteil der angetriebenen Räder
δ	Verdrillung des Antriebsstrangs
$\delta\hat{p}$	Änderung der geschätzten Parameter

Δ	Unsicherheiten
Δt	Zeitschritt
ϵ	Verdichtungsverhältnis
ε	Permittivität
ζ	Koordinate
η	Schrittweite des Gradientenverfahrens
θ	Winkel zur Bestimmung der Sensoranordnungen
κ	Isentropenexponent
λ	Losewinkel
μ	Kraftschlussbeiwert
ν	Querkontraktionszahl
ζ	Skalierungsfaktor der Sigma-Punkte
π	Kreiszahl
ρ_{Luft}	Dichte der Luft
ρ_j	gemessene Sensorlängen
τ	Torsionswinkel des Antriebsstrangs
$\phi, \dot{\phi}$	Kurbelwellenwinkel und -geschwindigkeit des Motormodells
ϕ_{BB}	Kurbelwellenwinkel des Brennbeginns
ϕ_{BD}	Differenz der Winkel des Brennbeginns und -endes ($\hat{=}$ Brenndauer)
$\varphi, \dot{\varphi}$	Kurbelwellenwinkel und -geschwindigkeit des Antriebsstrangmodells
χ	Haltefaktor des PRBS
ψ	maximale Generationslänge des PRBS
ω	Winkelgeschwindigkeit
ω_0	Eigenkreisfrequenz

Operatoren und Indizes

$()^T$	Transponierte einer Matrix
$()^{-1}$	Inverse einer Matrix
$E\{ \}$	Erwartungswert
$(\dot{\ })$	erste zeitliche Ableitung einer Größe
$(\ddot{\ })$	zweite zeitliche Ableitung einer Größe
$(\hat{\ })$	geschätzte bzw. beobachtete Größe
$()^-$	a priori geschätzte Größe
$()_a$	Antriebswelle
$()_{\text{agg}}$	Aggregat
$()_d$	Differential
$()_{\text{erw}}$	erweitert
$()_{\text{Fzg}}$	Fahrzeug
$()_{\text{fil}}$	gefiltert
$()_g$	Getriebe
$()_{\text{ges}}$	gesamt
$()_{\text{ind}}$	indiziert
$()_k$	Kupplung
$()_{\text{last}}$	Last
$()_{\text{lit}}$	Literaturwert
$()_m$	motorseitig/des Motors (bei Zustandsgrößen)

() _{max}	maximal
() _{min}	minimal
() _{mot}	motorseitig/des Motors (bei Momenten)
() _{neg}	negativer Lastwechsel/Zug-Schub-Übergang
() _p	Parameter
() _{ped}	vom Fahrpedal
() _{phys}	physikalisch
() _{pos}	positiver Lastwechsel/Schub-Zug-Übergang
() _r	Rad
() _{rad}	radseitig, des Rades
() _{red}	reduziert
() _{reg}	geregelt
() _{reib}	Reibung
() _s	Zustände
() _{stell}	Sollwert für das Einspritzsystem
() _{Sens}	Sensor
() _v	Verbrennung

Abkürzungen

ABS	Anti-Blockier-System
ACC	<i>Adaptive Cruise Control</i>
A/D	Analog/Digital
ASR	Anti-Schlupf-Regelung
CAN	<i>Controller Area Network</i>
CDKF	<i>Central-Difference-Kalman-Filter</i>
DMS	Dehnungsmessstreifen
EKF	Erweitertes Kalman-Filter
EMS	konventionelles (Einmassen)-Schwungrad
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
ETK	Emulatortastkopf
FFT	Fast Fourier Transformation
GN	Gauß-Newton
GRA	Geschwindigkeitsregelanlage
Kfz	Kraftfahrzeug
KKF	Kreuzkorrelationsfunktion
KW	Kurbelwellenwinkel
LM	Levenberg-Marquardt
MSG	Motorsteuergerät
OT	oberer Totpunkt
PRBS	Pseudo-Rausch-Binär-Signal
PRMS	Pseudo-Rausch-Multilevel-Signal
SPKF	Sigma-Punkt-Kalman-Filter
TRA	<i>Torque-Roll-Axis</i>
UKF	Unscented Kalman-Filter
UT	unterer Totpunkt
ZMS	Zweimassenschwungrad

Kurzfassung

Bei Kraftfahrzeugen mit direkt einspritzenden Motoren oder elektrischen Antrieben werden sehr hohe Momente mit teilweise sehr steilen Gradienten realisiert. Diese führen insbesondere bei Lastwechseln zu unerwünschten Antriebsstrangschwingungen, weshalb in Motorsteuergeräten üblicherweise Software-Funktionen implementiert sind, die die Entstehung von Schwingungen verhindern und angemessenen Komfort mit Sportlichkeit vereinen sollen. Die Parametrierung der Funktionen erfordert in der Regel zeitaufwendige Testfahrten, so dass bei der aktuellen Anzahl von unterschiedlichen Fahrzeugmodellen, Motorisierungen und Getriebevarianten das optimale Abstimmen des Fahrverhaltens kaum noch zu bewältigen ist.

In der vorliegenden Arbeit wird daher eine modellbasierte Antriebsstrangregelung entworfen, die einen reduzierten Parametrierungsaufwand gegenüber der derzeitigen Struktur aufweist. Bei gleichbleibender Regelqualität können die Anzahl der notwendigen Testfahrten und auch die Anzahl der Applikationsparameter gesenkt werden, indem sich die Regelung auf ein Modell stützt, welches das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs abbildet. Dafür werden physikalische Antriebsstrangmodelle in Form von Zwei- und Dreimassenschwingern eingesetzt, die innerhalb der Antriebsstranglose zwischen Zug und Schub auf unterschiedliche Parameter schalten. Die Modellparameter können sowohl offline als auch online durch Identifikation ermittelt und, falls notwendig, mit dem Erweiterten Kalman-Filter permanent oder zeitweise online an veränderte Randbedingungen angepasst werden. So erfolgt eine Schätzung der motorischen Einflüsse während der Fahrt über die Adaption der Parameter eines Motorreibmodells mittels EKF. Es korrigiert das im Motorsteuergerät berechnete Eingangsmoment für das Antriebsstrangmodell. Genauso wird das Fahrwiderstandsmodell an die sich ändernden Umwelteinflüsse, wie beispielsweise Gegen- oder Rückenwind oder die Fahrbahnsteigung, angepasst.

Die Antriebsstrang- und Verlustmodelle bilden die Grundlage für eine prädiktive Regelung. Eine Kombination aus modellbasierter prädiktiver Regelung als Vorsteuerung und einer robusten Regelung als Rückführung kommt zum Einsatz. Durch die Verwendung von prädizierten Modellgrößen wird aus dem vom Fahrer geforderten Moment gezielt die Eigenfrequenz des Antriebsstrangs entfernt, so dass trotz hoher Sportlichkeit nur wenige Antriebsstrangschwingungen entstehen. Ein robuster H_∞ -Regler, der auf ein einfaches Antriebsstrangmodell zurückgreift und unempfindlich gegenüber Abweichungen dieses Modells vom realen System ist, bedämpft die verbleibenden Antriebsstrangschwingungen. Diese Regelung lässt sich ohne hohen Applikationsaufwand auf andere Fahrzeuge übertragen, da die Auslegung der robusten Regelung automatisiert offline erfolgt und nur bei großen Unterschieden zwischen den Fahrzeugtypen einer Anpassung der Wichtungsfunktionen bedarf.

Das Antriebsstrangmodell für den prädiktiven Regelungsteil muss einmalig pro Fahrzeugtyp offline oder online parametrieren werden, wobei der Modellierungsaufwand durch den Einsatz der nachgeschalteten robusten Regelung sinkt. Die Adaption der Modellparameter wird bedarfsgerecht automatisch mittels Kalman-Filter-basierten Methoden durchgeführt. Für den Applikateur verbleibt allein die Bestimmung der optimalen Dämpfung am Fahrzeug. Damit steht eine modellbasierte Regelungsstruktur für die Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen zur Verfügung, mit der der Applikationsaufwand für das Fahrverhalten deutlich reduziert wird.

Schlagwörter: Antriebsstrang, Parameterschätzung, modellbasierte Regelung

Abstract

High torques in combination with steep gradients are generated in vehicles with direct injection engines or electrical drives. These torques cause undesirable driveline oscillations, especially in case of load changes. Driveline oscillations can seriously affect comfort and driveability. For this reason, oscillations are usually reduced by software functions within the electronic control unit of passenger cars in order to combine high comfort with sportiness. The parameterization of these software functions normally requires time-consuming driving tests. The optimal determination of function parameters is nearly impossible this way, in view of the current number of different vehicle, engine and gearbox types.

This thesis presents a model-based driveline control which is able to reduce the time and expenses of parameterization compared with the existing structure. By using a model of driveline dynamics, the control quality remains consistent and the number of parameters and test runs can be cut down at the same time. The controller uses a nonlinear physical driveline model which consists of two or three masses linked by springs and dampers. Different parameters are used for overrun and traction conditions. They are switched in case of passing the driveline backlash. These model parameters are determined once offline or online by two different identification techniques: an Extended Kalman-Filter or a non-linear least-squares optimization procedure. State estimation as well as combined state and parameter estimation are carried out online by an Extended Kalman-Filter. The parameter estimation can be turned on or off depending on changing surrounding conditions. Thus, the Kalman-Filter is used to adapt the parameters on an engine loss model in order to estimate the actual losses and to correct the nominal torque from the electronic control unit. In the same way, the Extended Kalman-Filter adapts a driving resistance model to outside influences such as the road gradient, head wind or the road surface.

The driveline and loss models provide the basis for predictive control. A combination of a model-based predictive feedforward control and a robust feedback control is used. The feedforward part extracts the driveline eigenfrequencies from the system input. Therefore despite high torque dynamics, an immense reduction in driveline oscillations can be achieved. A robust H_∞ -controller, based on a simple driveline model, damps the remaining oscillations. This combined controller structure can be easily adapted to other vehicle types because the parameterization of the robust controller can be carried out automatically offline. Only a large variation in vehicle type requires an adjustment of the controller weighting functions.

The driveline model for the predictive feedforward controller has to be parameterized for each vehicle type once online or offline. The modelling complexity of the feedforward control can be reduced by using the robust H_∞ -controller which has in turn a positive effect on parameterization effort. The automotive engineer needs only to tune experimentally the optimal damping. Hence, a model-based controller structure for damping driveline oscillations is available that can considerably reduce the cost of parameterizing driveability functions.

key words: driveline, parameter estimation, model-based control

1 Einleitung

Beim Kauf eines Neuwagens sind die Erwartungen des Käufers an das Fahrzeug sehr hoch. Nicht nur das äußere Erscheinungsbild und die Innenausstattung sollen diesen Ansprüchen genügen, auch die Innenraumakustik sowie das Fahrverhalten des Fahrzeugs müssen einen hohen Komfort gewährleisten und gleichzeitig eine sportliche Fahrweise zulassen. In Bezug auf das Fahrverhalten hat gerade die Entwicklung von direkteinspritzenden, turboaufgeladenen Diesel- und Ottomotoren dazu geführt, dass selbst kleine Motoren ein enormes Beschleunigungspotential bieten. Sie entwickeln schon bei niedrigen Drehzahlen in kürzester Zeit ein hohes Antriebsmoment. Dieser schnelle Momentenaufbau führt unweigerlich zu Antriebsstrangschwingungen, die den Fahrkomfort maßgeblich beeinflussen. Deshalb sind heute bei der überwiegenden Zahl von Fahrzeugen Software-Funktionen im Motorsteuergerät implementiert, die Antriebsstrangschwingungen dämpfen.

Bei der Mehrzahl der derzeit verkauften Fahrzeuge werden zwar weiterhin die klassischen Varianten der selbst- und fremdgezündeten Motoren eingesetzt, aber im Umfeld der CO₂-Diskussion gewinnen Fahrzeuge mit elektrischem oder hybridem Antrieb immer mehr an Bedeutung. Bei diesen Fahrzeugen kann ein vom Fahrer gefordertes Antriebsmoment verzögerungsfrei umgesetzt werden. Folglich wird sich die Schwingungsneigung von Antriebssträngen zukünftig weiter erhöhen.

Einerseits führen die Elektrifizierung von Fahrzeugen und weiteres *Downsizing* der Verbrennungsmotoren zu schnelleren und höheren Antriebsmomenten. Andererseits sorgt der allgemeine Kostendruck für den Entfall von mechanischen Dämpfungselementen. Die fortschreitende Leichtbauweise, als verbrauchsmindernde Maßnahme notwendig, wirkt sich aufgrund der Reduktion der drehenden Massen und Steifigkeiten des Antriebsstrangs negativ auf das dynamische Verhalten von Fahrzeugen aus. Da der Kunde auf die in den letzten Jahren gewonnene Sportlichkeit und Laufruhe keinesfalls verzichten möchte, müssen der Fahrkomfort und das erwünschte Geräuschverhalten des Antriebsstrangs zwangsläufig über die Software von Motorsteuerungen eingestellt werden.

Die Optimierung dieser das Fahrverhalten beeinflussenden Motorsteuergerätefunktionen erfordert im Rahmen der Fahrzeugentwicklung aufgrund des Zielkonflikts, angemessenen Komfort mit Sportlichkeit zu verbinden, zeitaufwendige Testfahrten. Dabei kann bei der derzeitigen Anzahl von unterschiedlichen Fahrzeugmodellen, Motorisierungen, Betriebszuständen des Motors und Fahrprogrammen das optimale Abstimmen des Fahrverhaltens kaum noch gelingen. Zusätzlich wird aufgrund des weiter steigenden Kostendrucks die Entwicklungszeit immer kürzer, was die Verfügbarkeit von seriennahen Testfahrzeugen zur Fahrverhaltensabstimmung reduziert.

Das Ziel dieser Arbeit ist es deshalb, eine modellbasierte Antriebsstrangregelung zur Vermeidung von Antriebsstrangschwingungen zu entwerfen. Der Fokus liegt dabei darauf, unter Beibehaltung der derzeitigen Regelgüte den Aufwand zur Parametrierung der Regelung zu reduzieren oder zumindest vom Fahrzeug auf den Rechner zu verlagern, um dem Problem der verkürzten Entwicklungszeiten zu begegnen. Darüber

hinaus bietet eine modellbasierte Regelung die Möglichkeit, sich durch die Anwendung von Adaptionsalgorithmen auf unterschiedliche Randbedingungen einzustellen. Ein weiterer positiver Nebeneffekt beim Einsatz von Antriebsstrangmodellen besteht darin, dass interne und externe Antriebsstranggrößen, wie z. B. das Kupplungsmoment, durch das Modell geschätzt werden und für andere Software-Funktionen zur Verfügung gestellt werden können.

In den letzten Jahrzehnten ist eine Vielzahl von Arbeiten im Bereich der Untersuchung und Beurteilung von Antriebsstrangschwingungen entstanden, z. B. [Fan94], [Ben98], [Hag98] oder [Sch02]. Weitere Arbeiten beschäftigen sich tiefergehend mit dem dynamischen Verhalten einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs wie dem ZMS [Wal08] oder den Antriebswellen [Rei03]. Diese grundlegenden Arbeiten haben noch immer ihre Gültigkeit, doch ist in den letzten Jahren durch die Entwicklung von hochdynamischen, verbrauchsgünstigen und emissionsarmen Antrieben der Ungleichförmigkeitsgrad des Motors stark gestiegen, weshalb eine erneute schwingungstechnische Betrachtung des Antriebsstrangs sinnvoll erscheint [NBL07]. Aus diesem Grund widmet sich die vorliegende Arbeit in Kapitel 2 *Mechatronische Komponenten des Antriebsstrangs* zunächst der allgemeinen Betrachtung des dynamischen Verhaltens aller essentiellen Antriebsstrangelemente, um gezielt Messungen zur Beurteilung der wesentlichen Antriebsstrangdynamik durchführen zu können.

Die grundlegende Vermessung des dynamischen Verhaltens des Antriebsstrangs im Hinblick auf Lastwechselreaktionen soll im darauf folgenden Kapitel *Schwingungsphänomene* neben Schwingungsursachen vor allem Wechselwirkungen und Abhängigkeiten aufzeigen, um daraus genaue, allgemeingültige, onlinefähige Modelle abzuleiten. Für die Schwingungsuntersuchungen werden im Allgemeinen die fahrzeuginternen Seriensensoren oder schnell zu montierende Sensoren verwendet, damit die Verfahren auch später bei der täglichen Fahrverhaltensabstimmung zur Anwendung kommen können.

Für diese Arbeit standen teilweise gleichzeitig, aber in der Regel nacheinander, mehr als zehn Fahrzeuge für die Schwingungsanalyse zur Verfügung. Mit diesen Fahrzeugen konnte ein großer Bereich an Fahrzeugklassen und Antriebstypen abgedeckt werden. Die Präsentation aller Ergebnisse würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen, weshalb die Darstellung auf ausgewählte Fahrzeuge mit Handschaltgetriebe beschränkt bleibt (siehe Anhang A). Für Schwingungsphänomene an Fahrzeugen mit automatischem Getriebe sei an dieser Stelle auf [Beh12] verwiesen.

In Kapitel 4 *Antriebsstrangmodellierung* werden die Grundlagen zur Modellbildung des Antriebsstrangs inklusive der Modellierung der Motordynamik vorgestellt. Die aus den Schwingungsuntersuchungen gewonnenen Erkenntnisse bilden die Grundlage für Modellerweiterungen und -vereinfachungen, um letztlich die maßgeblichen dynamischen Effekte des Antriebsstrangs nachbilden zu können. Aus der Literatur sind bereits zahlreiche Antriebsstrangmodelle bekannt (z. B. [Fan94], [Pet96], [Bes98] oder [Fre02]), die im Allgemeinen als beliebig komplexe Torsionsschwingerketten ausgeführt sind und durch zusätzliche Nichtlinearitäten, wie beispielsweise die Aggregatdynamik [Hag98] und Lose [Lag04], erweitert werden. Deshalb liegt in dieser Arbeit das Hauptaugenmerk bzgl. der Modellierung auf einer einfachen, robusten Parametrierung und der Überprüfung der Lauffähigkeit im Motorsteuergerät.

Insofern diese genannten Bedingungen erfüllt sind, wird im Kapitel 5 untersucht, welcher Detaillierungsgrad der Modellierung für die angestrebten Ziele umgesetzt werden muss. Des Weiteren soll geprüft werden, ob die Modelle robust an beliebige Fahrzeuge durch die Identifikation der unbekannt Systemparameter mit Hilfe von Identifikationsverfahren adaptiert werden können. Dafür stellt das Kapitel *Identifikation der Modellparameter* zunächst kurz die beiden zur Modellparametrierung verwendeten offline Identifikationsverfahren, das nichtlineare *Least-Squares*- und das *Nelder-Mead-Simplex*-Verfahren, vor. Ein Schwerpunkt liegt in der Weiterentwicklung der in [Que08] vorgestellten systematischen Methodik zur getrennten Parameteridentifikation der motor- und radseitigen Verlustparameter.

Das Kapitel 6 behandelt zunächst die Theorie von Kalman-Filter basierten Verfahren zur *Online Zustands- und Parameterschätzung*. Anschließend werden Ergebnisse zur linearen Schätzung der Antriebsstrangzustände und zur nichtlinearen online Schätzung der Antriebsstrangverluste mittels Erweitertem Kalman-Filter (EKF) gezeigt. Das EKF wird ebenfalls dazu eingesetzt, die Parameter des Antriebsstrangmodells im Rahmen der Parameteridentifikation online zu schätzen. Da das EKF zum Schätzen von Parametern die Ableitung der Systemfunktionen nach den Parametern benötigt, können nicht alle Parameter online geschätzt werden, wie z. B. die Systemtotzeit. Deshalb wird zusätzlich das Unscented Kalman-Filter (UKF) in dieser Arbeit verwendet, um auch Parameter online zu ermitteln, für die keine Ableitungen gebildet werden können. Für die Langzeitadaption von Parametern zur Berücksichtigung von Alterungseffekten wäre der Einsatz der zuvor genannten Algorithmen zu aufwendig. Hierfür werden das Verfahren des dualen Kalman-Filters, mit dem die Parameterschätzung bei Bedarf zu- und abgeschaltet werden kann, und die damit erreichbaren Ergebnisse gezeigt.

Auf Basis dieser onlinefähigen Modelle wird im abschließenden Kapitel 7 *Modellbasierte Regelung des Antriebsstrangs* eine modellbasierte prädiktive Regelung für Antriebsstrangschwingungen entwickelt und deren Ergebnisse vorgestellt. Die Auslegung erfolgt dabei mit klassischen Methoden, um eine Anpassung an verschiedene Fahrzeuge und Fahrcharakteristiken zuzulassen. In diesem Zusammenhang werden zunächst die Unterschiede zwischen einem sportlichen und einem komfortorientierten Fahrverhalten grafisch veranschaulicht.

Als eine Alternative wird darauf folgend die Auslegung eines robusten Reglers mit Hilfe der H_∞ -Theorie dargestellt, der sich nicht auf ein online Modell stützen muss, sondern lediglich mit Modellwissen offline ausgelegt wird. Ein robuster Regler garantiert trotz Parameterunsicherheiten und Störungen das Erreichen der zuvor an den geschlossenen Regelkreis gestellten Anforderungen hinsichtlich Stabilität und Regelgüte. Die umfangreiche Theorie zur robusten Regelung wird deshalb kurz vorgestellt, um den zugrunde liegenden Reglerentwurf besser nachvollziehen zu können. Sowohl die modellbasierte prädiktive Regelung als auch die robuste Regelung kommen mit nur wenigen Einstellparametern aus, so dass sich durch die Anwendung dieser beiden Verfahren der Einstellaufwand im Vergleich zur aktuellen Umsetzung im Motorsteuergerät wesentlich reduzieren lassen wird. Die Validierung der Anwendbarkeit und der erreichbaren Regelgüte erfolgt mit den beiden modellbasierten Ansätzen und mit der Kombination beider an drei Fahrzeugen. Die Ergebnisse der durchgeführten Reglertests werden abschließend in dieser Arbeit präsentiert.

2 Mechatronische Komponenten des Antriebsstrangs

Der Antriebsstrang heutiger Kraftfahrzeuge ist ein mechatronisches System par excellence. Das mechanische Grundsystem ist mit mehreren Sensoren ausgestattet, um die wichtigsten dynamischen Größen zu messen. Mit Hilfe des Motorsteuergeräts werden entsprechend der jeweiligen Aufgabe die Aktoren des Verbrennungsmotors angesteuert, um auf den Antriebsstrang die zur Bewegung des Fahrzeugs notwendigen Momente unter Einhaltung der Abgasnormen wirkungsgradoptimal aufzuprägen.

Um eine modellbasierte Antriebsstrangregelung für ein Motorsteuergerät erfolgreich umsetzen zu können, ist die genaue Kenntnis des Gesamtsystems Antriebsstrang von essentieller Bedeutung. Denn neben der reinen Dynamik der mechanischen Komponenten müssen auch die Dynamiken der Sensoren sowie die des Hauptaktors, dem Verbrennungsmotor, und ggf. der motorischen Stellglieder, wie z. B. der Drosselklappe, berücksichtigt werden.

Zunächst werden dafür in diesem Kapitel die einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs mit ihrem prinzipiellen Übertragungsverhalten im Hinblick auf Ruckelschwingungen dargestellt. Im anschließenden Abschnitt folgt eine Beschreibung der Arbeitsweise der Kraftfahrzeugsensoren und der zur Evaluation zusätzlich verwendeten Sensoren.

2.1 Mechanische Elemente des Antriebsstrangs

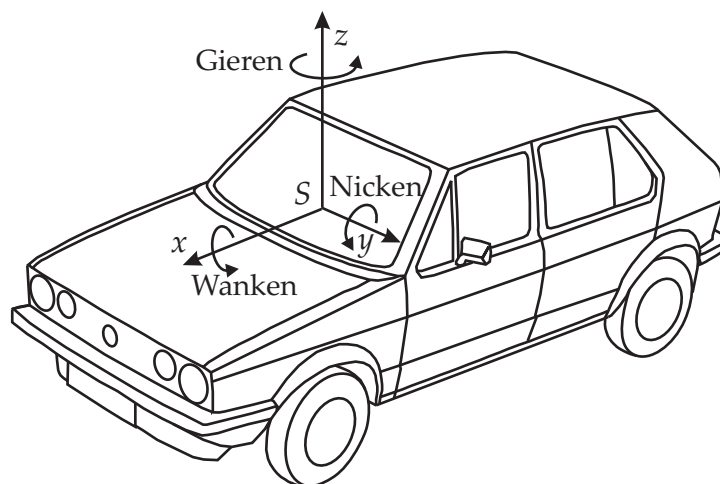


Bild 2.1: Koordinatensystem zur Beschreibung der Fahrzeug- und Antriebsstrangbewegungen nach [MW04]

Das Bild 2.1 zeigt beispielhaft ein Fahrzeug mit dem in dieser Arbeit verwendeten fahrzeugfesten Koordinatensystem, welches sich mit den Bezeichnungen nach der entsprechenden deutschen Industriennorm¹ richtet. Der Koordinatenursprung liegt im Schwer-

¹vgl. DIN 70 000

punkt S des Fahrzeugs. Davon ausgehend zeigt die x -Achse stets in Fahrzeuginnenrichtung, die z -Achse ist nach oben gerichtet und die y -Achse steht auf beiden anderen Achsen orthogonal, so dass sich ein Rechtssystem ergibt. Die Drehungen um die x -Achse werden als Wanken, um die y -Achse als Nicken und um die z -Achse als Gieren bezeichnet. Die Quer- und die Vertikaldynamik, also die seitliche Bewegung in y - und z -Richtung, haben nach [Fan94] keinen bzw. nur einen sehr geringen Einfluss auf die Schwingungen des Antriebsstrangs.

Als Antriebsstrang werden alle für die zur Drehmomentenerzeugung und -übertragung notwendigen Komponenten eines Kraftfahrzeugs bezeichnet. Er ist somit der zentrale Bestandteil eines jeden Kraftfahrzeugs und umfasst neben dem zur Momentenerzeugung benötigten Antriebsaggregat die das Antriebsmoment übertragenden Elemente, also die Kupplung, das Getriebe und das Differential, die Antriebswellen und die Räder. Die Hauptkomponenten eines Antriebsstrangs sind schematisch im Bild 2.2 für ein frontgetriebenes Fahrzeug gezeigt. Die Hauptfunktionen der einzelnen Bestandteile werden in den folgenden Abschnitten kurz vorgestellt, eine detaillierte Modellbildung folgt in Kapitel 4.

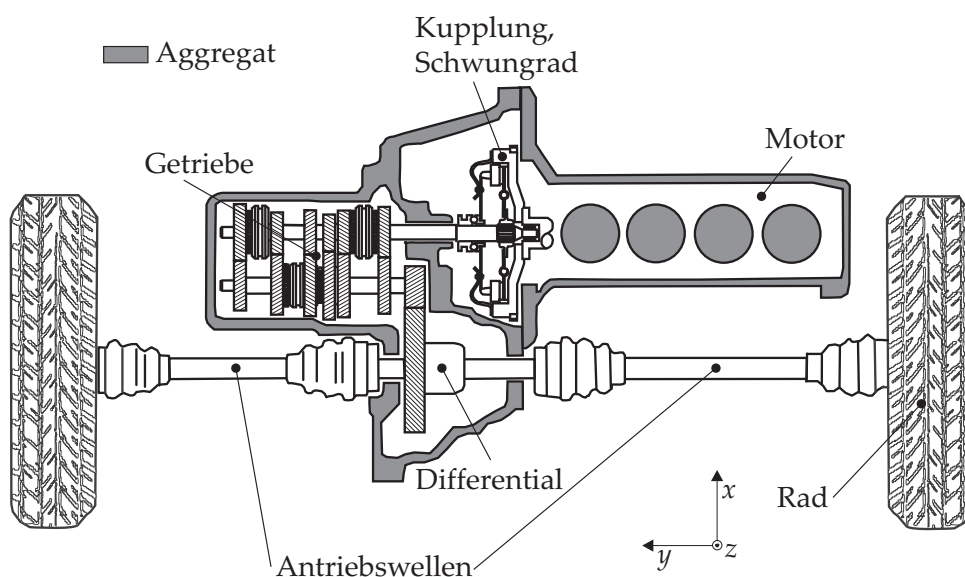


Bild 2.2: Antriebsstrang eines frontgetriebenen Fahrzeugs mit quer eingebautem Motor (Draufsicht)

2.1.1 Motor, Aggregat und Aggregatlagerung

Der Motorblock samt Getriebe und Differential wird im Allgemeinen als Aggregat bezeichnet. Dieses umfasst auch die am Motorblock befestigten Nebenaggregate wie den Generator oder die Klimaanlage. Die Nebenaggregate werden direkt über Riemen oder Ketten durch den Motor angetrieben. Dieser erzeugt das dafür notwendige Moment aus der Verbrennung des Kraftstoffs in den Zylindern. Die dort entstehenden Drücke p_i werden in eine translatorische Bewegung der Kolben umgesetzt, welche über Pleuelstangen die Kurbelwelle rotatorisch antreiben. Das so durch die Verbrennung erzeugte Moment des Motors muss durch ein Reaktionsmoment im Chassis abgestützt werden.

Zur akustischen Entkopplung ist das Aggregat elastisch im Chassis gelagert. Als Lagerungen werden aufgrund ihrer geringen Herstellungskosten am häufigsten Gummi-Metall-Lager eingesetzt. Die Metallarmierung sorgt dafür, dass der elastomere Werkstoff unter Belastung nicht ausweichen kann, somit Scherkräfte und -spannungen vermieden werden und hohe Steifigkeiten bei Zug- und Druckbelastungen erreicht werden [Ros04]. Aufgrund der Interaktion von Gummi und beigefügtem Ruß verhärten sich Elastomerlager bei dynamischer Beanspruchung. Nach [Kli96] erfolgt diese Verhärtung zwischen 1 Hz und 10 Hz. Die dynamische Steifigkeit kann dort bis zu 1.6-fach höher sein als die statische Steifigkeit. Neben der Anregungsfrequenz sind die dynamische Steifigkeit und das dynamische Dämpfungsverhalten auch von der Anregungsamplitude abhängig [Hep96].

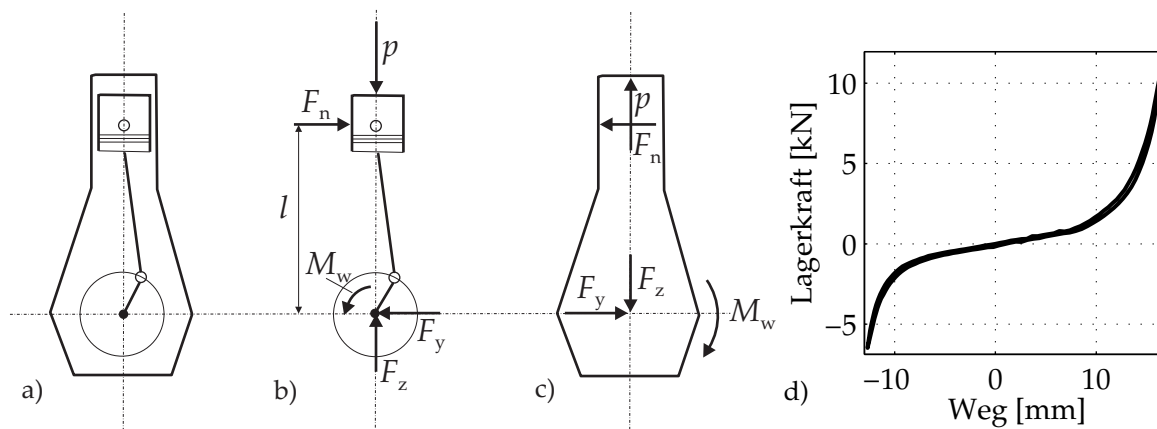


Bild 2.3: Kräfte am Kurbeltrieb; b) Reaktionskräfte und -moment an der Kurbelwelle; c) Reaktionskräfte und -moment am Motorblock; d) typischer Verlauf einer Motorlagerkennlinie

Das Bild 2.3 zeigt die Kräfteverhältnisse am Motor zur Bestimmung des Reaktionsmoments im Chassis. Für den stationären, quasistatischen Zustand folgt aus der Momentenbilanz, dass das über die Abstützung des Kolbens an der Zylinderwand eingeleitete Moment gleich dem abgegebenen Moment der Kurbelwelle ist

$$F_n l = M_w .$$

Da das Kurbelwellenmoment aufgrund des Verbrennungsprozesses und der Kurbelkinematik stark ungleichförmig ist, muss die Aggregatlagerung speziell ausgelegt sein, um im Leerlauf die motorerregten Schwingungen stark zu isolieren, aber gleichzeitig das für den Antrieb des Fahrzeugs notwendige Moment aufnehmen zu können (vgl. Bild 2.3 d)). Besonders kritisch sind hierbei Lastwechsellvorgänge, da sich dabei die Wirkmomentenrichtung ändert, so dass die Motor-Getriebe-Einheit in den Aggregatlagerungen einen Anlagewechsel vollzieht. Die Bewegung des Aggregats muss stark gedämpft werden, da aufgrund seiner großen Masse sein Anstoßen von den Insassen des Fahrzeugs wahrgenommen wird und somit Einfluss auf den Fahrkomfort des Pkw hat. Deshalb sind für Lastwechsellvorgänge und fahrbahnerregte Schwingungen große

Steifigkeiten und Dämpfungen erforderlich, während zur Isolation der motorerregten Schwingungen geringe Dämpfungen und Federsteifigkeiten benötigt werden [Kli96].

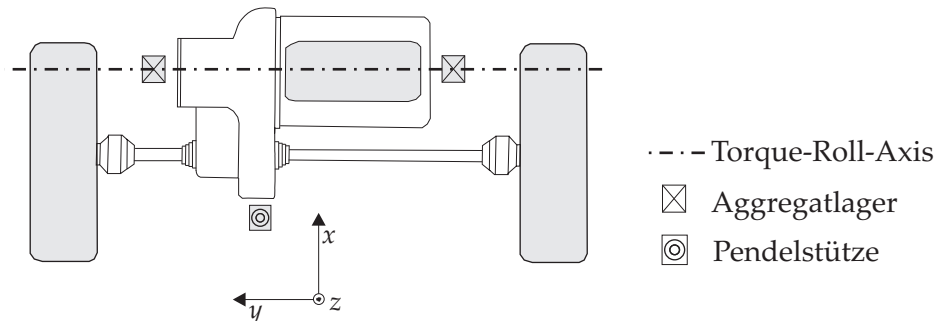


Bild 2.4: TRA-Aggregat-Lagerung eines frontgetriebenen Pkw bei Quereinbau des Motors

Die Aggregatlagerung für quer eingebaute Motoren wird heutzutage am häufigsten nach dem TRA-Konzept (*Torque-Roll-Axis*) ausgeführt [Mai06]. Dabei werden die durch das Aggregat entstehenden statischen Lasten über das Motor- und das Getriebe-lager aufgenommen. Die beiden Lager liegen direkt auf der dynamischen Drehachse des Aggregats, so dass die verbleibenden Lager für den Leerlauf keinerlei Last aufnehmen müssen. Diese sogenannten Momenten- oder Pendelstützen sind ausschließlich für die Aufnahme der Antriebsmomente im Chassis zuständig. Während früher häufig TRA-Lagerungen mit vier Lagern realisiert wurden, werden heute fast ausschließlich drei Lager eingesetzt, da die Fahrzeugkonstruktion den Verbau des vorderen Motor-lagers oft nicht mehr zulässt. Pendelstützen sind im Allgemeinen so ausgeführt, dass sie eine Hauptbelastungsrichtung aufweisen. Sie kann sowohl in z -Richtung (Testfahrzeug B) als auch in x -Richtung (Testfahrzeug A) angeordnet sein.

2.1.2 Kupplung und Zweimassenschwungrad

Da die zyklische Auf-und-ab-Bewegung der Zylinder, im Zusammenwirken mit dem diskontinuierlich abgegebenen Verbrennungsmoment, eine ungleichförmige Bewegung hervorruft, ist das Kurbelwellen-Schwungrad als Energiespeicher zum Überwinden der Totpunkte und zur Reduzierung der Momentenungleichförmigkeit unentbehrlich. Das Bild 2.5 zeigt die am Schwungrad eines Vierzylindermotors gemessene Drehzahl für zwölf Umdrehungen während der Fahrt bei Leerlaufdrehzahl. Die dort trotz Schwungmasse verbliebene Drehungleichförmigkeit hat Einfluss auf den Geräusch- und Schwingungskomfort von Fahrzeugen. So kann z. B. Getrieberasseln durch das Zusammenschlagen der Zahnräder aufgrund der hochfrequent wechselnden Momente entstehen. Deshalb wird in heutigen Fahrzeugen überwiegend ein geteiltes Schwungrad, das Zweimassenschwungrad, zur Schwingungsisolation zwischen Motor und Getriebe eingesetzt.

Kupplung mit Torsionsdämpfer

Die Kupplungsscheibe ist das zentrale Verbindungselement in der Kupplung. Sie überträgt im eingekuppelten Zustand das Motormoment zum Getriebe über den Kraft-

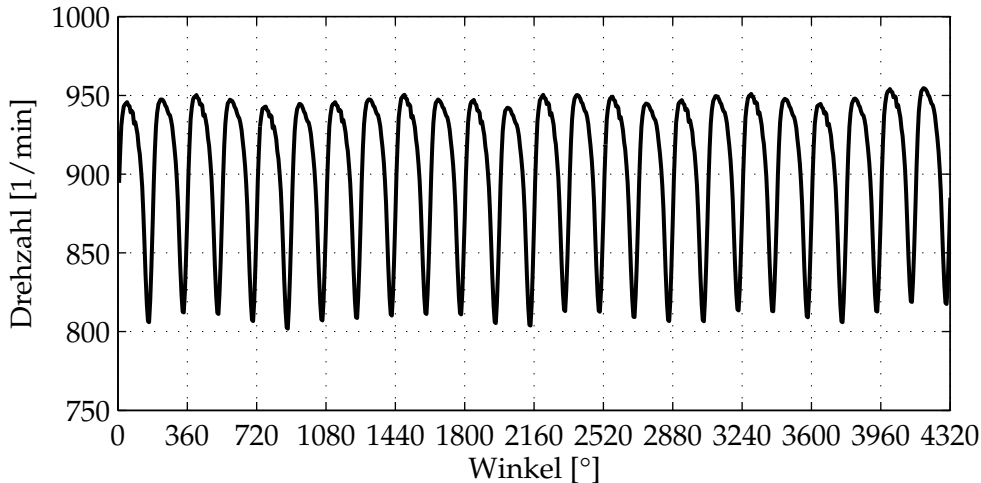


Bild 2.5: Ungleichförmiger Verlauf der Motordrehzahl eines Vierzylindermotors

schluss der Reibbeläge, der mittels Kupplungsdruckplatte generiert wird. Zur Minderung der Ungleichförmigkeit des Motormoments kommen Torsionsdämpfer zum Einsatz, die in die Kupplungsscheibe integriert werden [Abb97]. Sie übertragen das Moment über Druckfedern mit speziell ausgelegten Kennlinien (vgl. Bild 2.6). Somit wird über einen Vordämpfer mit geringer Federrate das Rasseln im Leerlauf minimiert, während bei hohen Belastungen im normalen Fahrbetrieb die notwendige Dämpfung über den Hauptdämpfer mit hoher Federsteifigkeit erzeugt wird. Der Torsionsdämpfer kann Verdrehwinkel von bis zu $\pm 20^\circ$ annehmen, bevor das Moment ungedämpft übertragen wird.

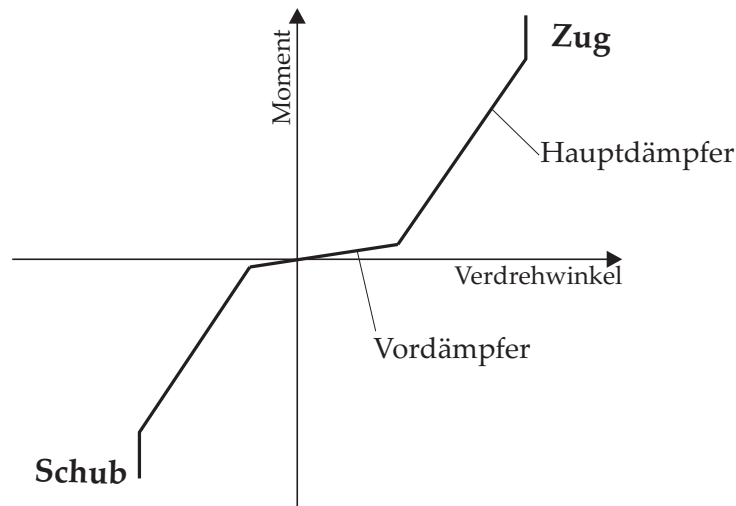


Bild 2.6: Typische Kennlinie eines Torsionsdämpfers mit Vor- und Hauptdämpfer

Durch den Einsatz eines Torsionsdämpfers entsteht dennoch keine wesentliche Verbesserung des Lastwechselverhaltens, da die Eigenfrequenz des Antriebsstrangs dadurch kaum verändert wird.

Zweimassenschwungrad

Das Zweimassenschwungrad (ZMS) stellt die Weiterentwicklung des Torsionsdämpfers dar. Seine Aufgabe ist es, die Drehschwingungen des Verbrennungsmotors vom restlichen Antriebsstrang zu isolieren. Das wird erreicht, indem durch Aufteilen der

Masse des Schwungrades das Massenträgheitsmoment des Getriebes erhöht wird [Sch87]. Auch verschiebt sich dadurch der Resonanzdrehzahlbereich des Getriebes weit unter die Leerlaufdrehzahl und liegt somit außerhalb des Betriebsbereiches des Motors. Deshalb kann ein Fahrzeug mit ZMS im gesamten Arbeitsdrehzahlbereich überkritisch gefahren werden, wodurch die unerwünschten Effekte wie Dröhnen oder Rasseln erheblich reduziert werden [MPS04].

Die beiden entkoppelten Massen des ZMS sind über ein Feder-Dämpfer-System mit Schraubendruckfedern miteinander verbunden. Die Federn sind in der Regel als einzelne Federsegmente oder als Bogenfedern in einem Federkanal mit Schmierung realisiert, wobei meist zwei ineinanderliegende Federn eingesetzt werden. Deren Wicklungsrichtung ist gegensinnig, damit sie sich nicht gegenseitig blockieren können. Dieser Aufbau ermöglicht Verdrehwinkel von bis zu $\pm 60^\circ$ beim Weitwinkel-ZMS. Da die Federn gebogen sind, entsteht eine resultierende radiale Kraftkomponente, mit der sich die Bogenfedern an dem äußeren Federkanal abstützen [Sch90]. Daraus entsteht eine Reibkraft, die die Federbewegung hemmt. Die Kontaktreibung wird durch die Fliehkräfte erhöht, d. h. sie nimmt quadratisch mit der Motordrehzahl zu.

Falls das ZMS auf einen bestimmten Punkt vorgespannt ist, werden bei geringer Entlastung nur wenige Federwindungen aktiv, während sich die restlichen über die Kontaktreibung selbst hemmen. Das führt zu Federraten, die für kleine Schwingwinkel deutlich höher sind als für große. Gleichzeitig ist die Dämpfung durch die deaktivierten Reibkontakte reduziert. Beim Lastwechsel muss folglich entsprechend der Belastungshistorie jeweils ein unterschiedlicher Freiweg durchlaufen und die Verspannung der Feder aufgehoben werden. Diese sogenannte Reibungshysterese beeinflusst das Lastwechselverhalten entscheidend [Alb94].

Zur Reduzierung der Reibung wird in die Federkanäle oftmals Fett eingebracht, um das Verdrehen der beiden Massen gegeneinander zu verbessern. Das Fett dämpft dabei zusätzlich, allerdings ist die Dämpfungswirkung des eingebrachten Fetts stark von der aktuellen Betriebstemperatur abhängig. Diese kann Werte von der Umgebungstemperatur bis zu 150°C annehmen. Mit steigender Temperatur nimmt die Viskosität des Fetts sowie seine Dämpfungswirkung ab. Um die Nachteile zu beheben, werden zur Verbesserung des Kontakts zwischen Feder und Wandung neuerdings Gleit- oder Rollschuhe eingesetzt, deren Eigenschaften weniger von der Temperatur abhängen.

Da wie beim Torsionsdämpfer zur optimalen Schwingungsdämpfung im Leerlauf weiterhin niedrige Federraten und Dämpfungen benötigt werden, kommen im ZMS auch zwei- oder dreistufige Federschaltungen zum Einsatz. Damit lassen sich für verschiedene Momente und Betriebszustände (Zug/Schub oder Teil-/Volllast) optimale Feder- und Dämpfungsraten realisieren [Rei87]. Das ZMS stellt somit ein hochgradig nichtlineares Übertragungsglied im Triebstrang dar. In Bild 2.7 ist eine statisch ($n = 0$) gemessene Kennlinie eines Bogenfeder-ZMS (durchgezogene Linie) zusammen mit dem prinzipiellen Verhalten in Abhängigkeit von der Drehzahl nach [Lux00] (gestrichelte Linie) dargestellt (vgl. auch [Sch90]).

Bei der statisch gemessenen ZMS-Kennlinie zeigt sich ein ausgeprägter Bereich $\pm 10^\circ$ beim Nulldurchgang, in dem kaum Federkräfte wirken. Zwischen Be- und Entlastung zeigt die ZMS-Kennlinie für den Zug und den Schub deutliche Unterschiede aufgrund der beschriebenen Reibungshysterese. Die beiden dynamischen Verläufe sollen das

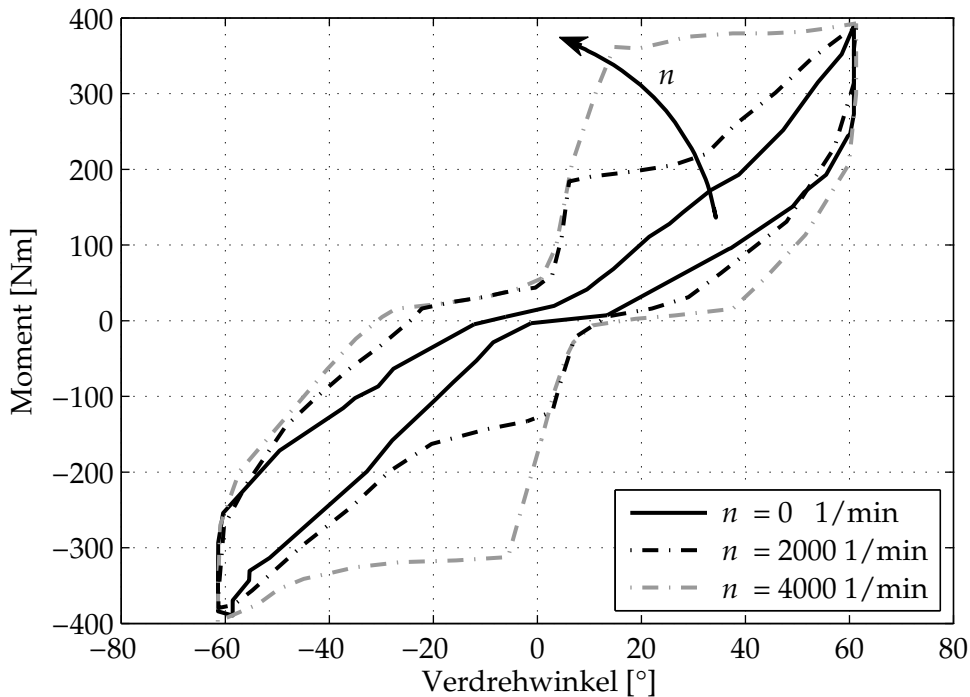


Bild 2.7: Gemessene statische ZMS-Kennlinie und prinzipielles Verhalten in Abhängigkeit von der Drehzahl n nach [Lux00]

prinzipielle Verhalten für unterschiedliche Drehzahlen verdeutlichen. Durch die Fliehkräfte findet eine Versteifung des ZMS statt, die zu einer gänzlich anderen Charakteristik führt. Da nur noch eine geringe Anzahl von Federwindungen aktiv sind, werden bereits bei Verdrehwinkeln kleiner 10° sehr hohe Momente übertragen.

In [Sch90] wird der Einfluss des ZMS auf das Lastwechselverhalten beschrieben. Während in den unteren Gängen das ZMS das Ruckeln eher geringfügig beeinflusst, bestimmt es für die höheren Gänge aufgrund der Reihenschaltung der Nachgiebigkeiten im Triebstrang und der Getriebeübersetzungen maßgeblich das Lastwechselverhalten. Durch gezielte Auslegung der Reibsteuerscheibe, die die Dämpfung und den Freiwinkel bestimmt, kann das Lastwechselverhalten verändert werden [Wal08].

Nur wenige Arbeiten beschäftigen sich mit der mathematischen Beschreibung der Dynamik eines Zweimassenschwungrades. [Dre04] widmet sich der Beschreibung der Dynamik von Bodendruckfedern mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode. Dabei wird zunächst jede Federwindung mit dem individuellen Federkanalkontakt separat betrachtet und über die gegenseitigen Wechselwirkungen zu einer Gesamtfederkraft summiert. In [Wal08] werden die allgemeinen Zusammenhänge zur Modellbildung eines ZMS zwar angegeben, auch werden die einzelnen Elemente wie Reibsteuerscheibe oder Innendämpfer berücksichtigt, doch eine detaillierte Gesamtmodellierung und Verifikation des ZMS-Modells anhand von Messdaten fehlt hier. Solche Vergleiche können [Lux00] entnommen werden, worin ein ZMS- und ein Getriebe-Modell anhand von Prüfstandsmessungen mittels Baugruppen-Prüfstand mit definierten Belastungsszenarien verglichen werden.

Das Bild 2.8 zeigt zusammenfassend den schematischen Aufbau eines ZMS mit den nichtlinearen Wechselwirkungen der Einzelkomponenten. Die Elemente Reibsteuer-

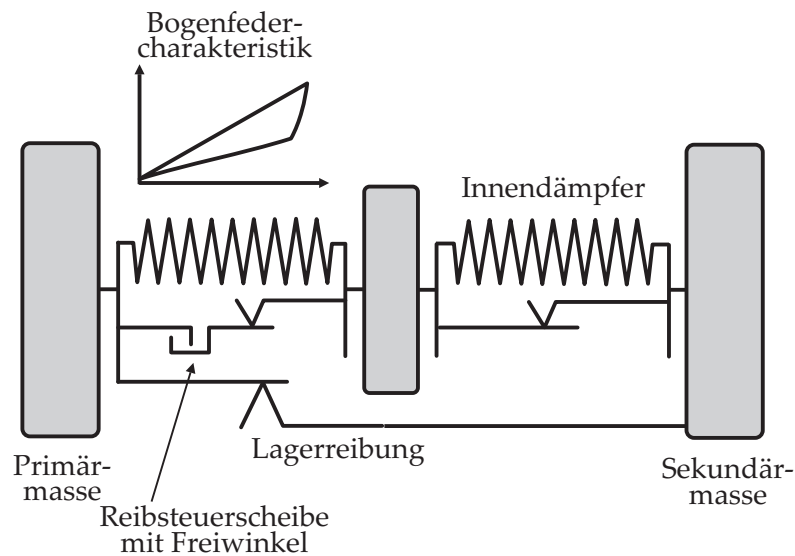


Bild 2.8: Struktureller Aufbau eines Zweimassenschwungrades nach [FS06]

scheibe und Innendämpfer sind teilweise optional und deshalb nicht in jedem ZMS verbaut. Genauso unterscheiden sich Zweimassenschwungräder in der Bogenfedercharakteristik, insbesondere bei den Verdreh- und Freiwinkeln.

2.1.3 Getriebe, Achsgetriebe und Differential

Die Hauptaufgabe des Getriebes besteht darin, das Zugkraftangebot des Verbrennungsmotors an den Zugkraftbedarf des Fahrzeugs anzupassen. Dieses ist notwendig, da die maximale Leistung nur bei einer bestimmten Drehzahl des Verbrennungsmotors zur Verfügung steht². Um eine permanente Leistungsübertragung über einen großen Geschwindigkeitsbereich zu ermöglichen, wird das Getriebe dafür verwendet, das Abtriebsdrehmoment und die Abtriebsdrehzahl entsprechend der Getriebeübersetzungen zu wandeln. Die Übersetzung i_g eines Getriebes

$$i_g = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_2}{M_1} \quad (2.1)$$

ist das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit der Eingangswelle ω_1 zur Winkelgeschwindigkeit der Ausgangswelle ω_2 . Idealerweise wird das Getriebeeingangsmoment M_1 reziprok zur Drehzahl nach Gleichung 2.1 gewandelt. Allerdings entstehen im Getriebe durch die Wälzlagerungen der Getriebewellen und durch die Reibung der Radialwellendichtringe geschwindigkeitsabhängige und -unabhängige Verluste. Entsprechend der temperaturabhängigen Ölviskosität entstehen Plansch- und Quetschverluste beim Eintauchen bzw. Kämmen der Getriebezahnräder. Und letztlich ist auch der Zahnkontakt lastabhängig verlustbehaftet. In Summe werden in der Literatur für die Verlustleistung von manuellen Handschaltgetrieben Werte zwischen 1 % und 5 % angegeben, vgl. [Kir07].

²Beim Einsatz von Elektromotoren als Antriebsmaschine kann auf Schaltgetriebe verzichtet werden, da E-Maschinen selbst bei der Drehzahl Null hohe Drehmomente entwickeln.

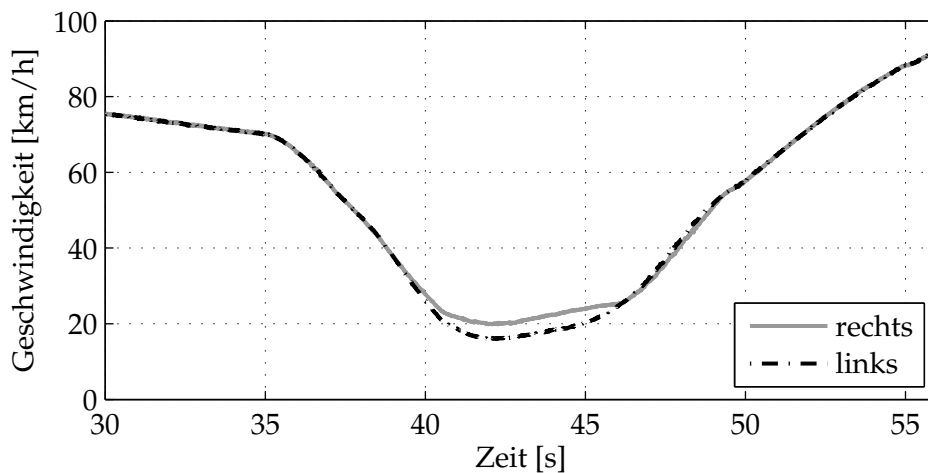


Bild 2.9: Geschwindigkeiten des linken und des rechten Hinterrads bei einer Linkskurve

Eine zweite Übersetzung durch das Achsgetriebe reduziert die Drehzahl ins Langsame. Das dort eingesetzte Differential gleicht die Kräfte an den Antriebswellen aus und ermöglicht unterschiedliche Drehzahlen der inneren und äußeren Räder bei Kurvenfahrten. Das Bild 2.9 zeigt beispielhaft die Radeinzelgeschwindigkeiten bei einer Kurvenfahrt (von 40 s bis 46 s). Zusätzlich zur Geschwindigkeits- und Momentenübersetzung dient das Achsgetriebe bei frontgetriebenen Fahrzeugen mit längs eingebauten Motoren und bei heckangetriebenen Fahrzeugen zur Drehrichtungsumkehr um 90° .

2.1.4 Kardanwelle und Seitenwellen

Mit Hilfe der Seitenwellen wird das Moment vom Achsgetriebe über das Differential auf die Räder übertragen. Bei Fahrzeugen mit Allrad- oder Heckantrieb erfolgt zusätzlich eine Übertragung des Moments mittels Kardanwelle vom Getriebe an die Hinterachse. Dieses kann in Abhängigkeit des Beugewinkels der Kardanwelle zu Drehungleichförmigkeiten führen [Dud73]. Aus diesem Grund werden beim Einsatz von Kardanwellen die Beugewinkel möglichst klein gehalten und darüber hinaus elastische Gelenkscheiben (*Hardy*-Scheiben) eingesetzt, die den Achsversatz ausgleichen und gleichzeitig Momentenstöße dämpfen sollen [Hak08]. Für die Achsgelenke der Seitenwellen kann gerade bei frontgetriebenen Fahrzeugen die Bedingung eines kleinen Beugewinkels nicht eingehalten werden. Deshalb werden sie heutzutage als homokinetische Antriebswellen nach *Rzeppa* ausgeführt, die konstruktionsbedingt eine gleichförmige Übertragung des Antriebsmoments unabhängig vom Beugewinkel ermöglichen. In den Gleichlaufgelenken erfolgt die Momentenübertragung über Kugeln, die in halbkreisförmigen Kugelbahnen laufen. Damit kann in der Modellierung eine lineare Momentenübertragung angenommen werden.

Durch die außermittige Anordnung des Getriebes bei quer eingebautem Motor sind links- und rechtsseitig unterschiedliche Längen zu den Rädern zu überbrücken [Rei03]. Zwei verschiedene Konfigurationen der Antriebswellen kommen deshalb zum Einsatz. Entweder werden zwei unterschiedlich lange Wellen verbaut, wobei die längere meist als Hohlwelle ausgeführt ist, um Biegeschwingungen zu minimieren, oder es wird ein Drei-Wellen-System verwendet. Bei diesem kommen links und rechts zwei

baugleiche Wellen zum Einsatz, wie in Bild 2.10 (unten) gezeigt ist. Der Längenausgleich erfolgt mittels Zwischenwelle, die über ein weiteres Zwischenwellenlager stabilisiert wird. Zwischenwellen können sowohl massiv als auch Hohlwellen sein.

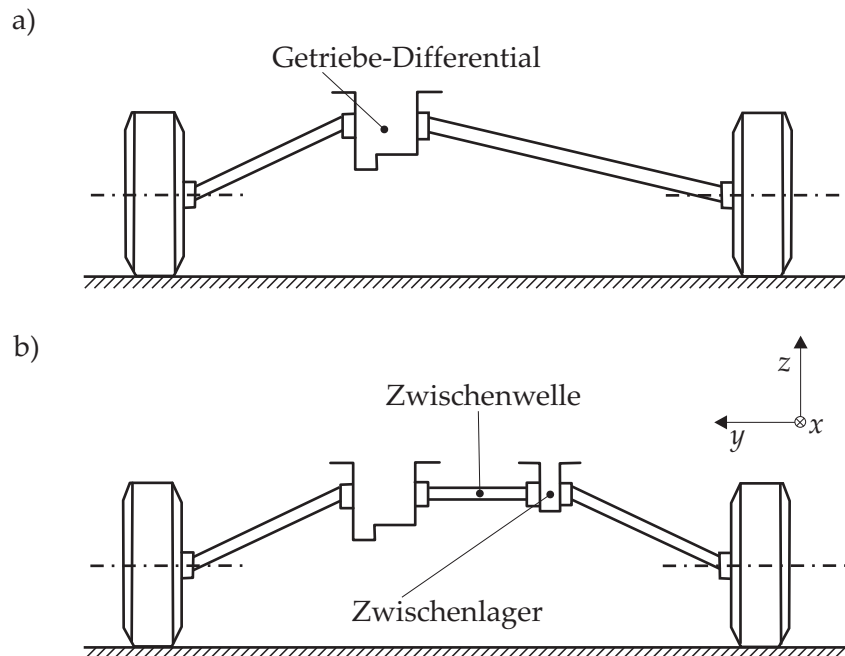


Bild 2.10: Antriebswellenkonfigurationen eines frontgetriebenen Fahrzeugs mit quer eingebautem Motor a) asymmetrisch b) mit Zwischenwelle

Beim Testfahrzeug A sind linksseitig eine Vollwelle und rechtsseitig eine Hohlwelle als Antriebswellen verbaut. Die gemessenen Geometrie- sowie die angenommenen Materialwerte sind in der folgenden Tabelle 2.1 aufgelistet. Die effektive Länge der Antriebswelle lässt sich nur auf einen Bereich eingrenzen, da die Gleichlaufgelenke zum einen auf der Welle verschiebbar sind und zum anderen die Kräfteinleitung über den gesamten Bereich der Wellenverzahnung erfolgt.

Tabelle 2.1: Geometrien und Materialwerte der Antriebswelle des Testfahrzeugs A

Durchmesser d	26.85	mm
Länge (min/max) l	450/520	mm
E-Modul E	212 000	N/mm ²
Querkontraktionszahl ν	0.3	-

Die Torsionsfedersteifigkeit c_t der Vollwelle errechnet sich aus dem Produkt von Schubmodul G und dem polaren Flächenträgheitsmoment I_p (Torsionsträgheitsmoment)

$$c_t = \frac{G I_p}{l} = \frac{E}{2(1+\nu)} \frac{\pi d^4}{32l} \approx 8000.9 \text{ (min.)} \quad \text{bzw.} \quad 9244.0 \text{ (max.)} \quad \text{Nm/rad.} \quad (2.2)$$

Mit den geometrischen Daten lässt sich ein Anhaltswert für die Torsionsfedersteifigkeit der Antriebswelle bestimmen. Für die Hohlwelle ergeben sich Werte in gleicher

Größenordnung wie bei der Vollwelle, so dass das Antriebsmoment über beide Wellen gleichmäßig übertragen werden kann.

2.1.5 Reifen

Die zwischen Reifen und Fahrbahn übertragbare Antriebs- bzw. Bremskraft wird maßgeblich durch den im Kontaktbereich wirkenden Schlupf s bestimmt

$$F_x = \mu(s) F_z. \quad (2.3)$$

Neben der Anpresskraft F_z beeinflusst der Kraftschlussbeiwert μ , der vom aktuell vorliegenden Schlupf s abhängig ist, die Kraftübertragungsmöglichkeiten. Der Schlupf ist im Allgemeinen als bezogene Differenz aus Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} und Geschwindigkeit der angetriebenen Räder $\omega_{\text{rad}} r_{\text{rad}}$ definiert. Es wird im Allgemeinen zwischen Brems- und Antriebsfall unterschieden:

$$s = \frac{v_{\text{Fzg}} - \omega_{\text{rad}} r_{\text{rad}}}{v_{\text{Fzg}}} \quad (\text{Bremsfall}) \quad s = \frac{\omega_{\text{rad}} r_{\text{rad}} - v_{\text{Fzg}}}{\omega_{\text{rad}} r_{\text{rad}}} \quad (\text{Antriebsfall}). \quad (2.4)$$

Diese Unterscheidung ist für Lastwechsel unvorteilhaft und ferner ist beim Serienfahrzeug die exakte Fahrzeuggeschwindigkeit nicht bekannt, somit findet dieser Ansatz nur in modifizierter Form nach Gleichung 2.5 Anwendung. Das Abrollen der nichtangetriebenen Hinterräder wird dafür als annähernd schlupffrei angenommen. Dieses ist möglich, da bei Geschwindigkeitsänderungen des Fahrzeugs nur die Trägheitskräfte der nichtangetriebenen Räder überwunden werden müssen und somit der Rad-Straße-Kontakt schlupffrei ist. Mit Hilfe der für das Anti-Blockier-System (ABS) zur Verfügung gestellten Einzelradgeschwindigkeiten (vgl. Abschnitt 2.3.1) berechnet sich der Schlupf

$$s = \frac{v_{\text{antrieb}} - v_{\text{passiv}}}{v_{\text{antrieb}}} \quad \text{für} \quad s \ll 1. \quad (2.5)$$

Als v_{antrieb} bzw. v_{passiv} werden die Mittelwerte aus den Geschwindigkeiten des linken und rechten Rades der jeweiligen Achse verwendet. Über das negative Vorzeichen des Schlupfes erfolgt eine Unterscheidung zwischen Antriebs- und Bremsfall. Letzterer kann aus aktivem Bremsen oder einer Motorbremsung bestehen. Das Bild 2.11 zeigt den berechneten Reifenlängsschlupf bei einem doppelten Lastwechsel von 100 Nm (bei ca. 2 s und 8 s) im 2. Gang. Bei Lastwechseln kann in Abhängigkeit von Gang und Momentengradient Schlupf von bis zu 10 % auftreten. Der zeitliche Verlauf und die Maximalwerte des Schlupfes unterscheiden sich bei positiven und negativen Lastwechseln entsprechend der auftretenden Antriebsstrangschwingungen.

Die charakteristische μ -Schlupf-Kurve ist in der Regel nicht bekannt, da sie von der Reibpaarung Fahrbahnoberfläche und Reifen abhängig ist. Die Reifentemperatur, der Reifendruck, die Gummimischung und vor allem das Zwischenmedium bestimmen maßgeblich die Kraftübertragung. Der prinzipielle Verlauf der μ -Schlupf-Kurve ist in Bild 2.12 dargestellt. Er kann nach [Bur93] mit Hilfe einer Überlagerung von linearen

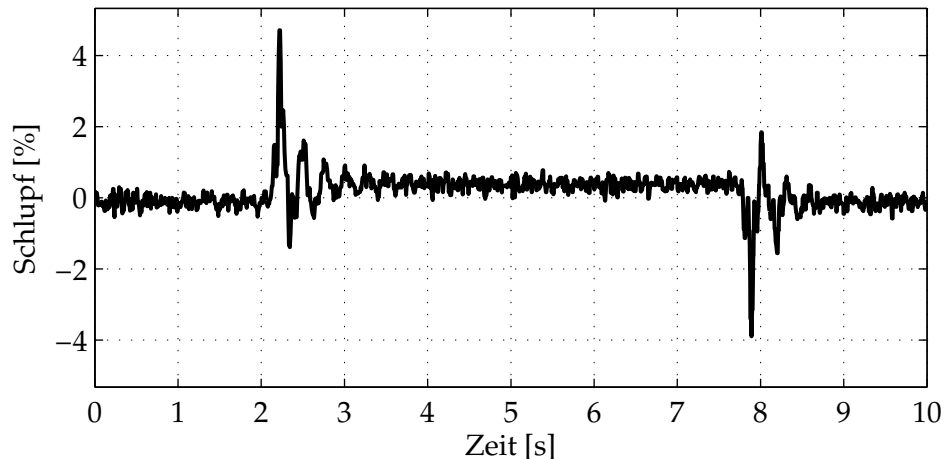


Bild 2.11: Reifenlängsschlupf eines frontgetriebenen Fahrzeugs bei einem positiven und negativen Lastwechsel von 100 Nm im zweiten Gang

Funktionen und einer Exponentialfunktion gebildet werden. Der funktionale Zusammenhang lautet für den Kraftschlussbeiwert

$$\mu(s) = a_1(1 - e^{-a_2 s}) - a_3 s \quad \text{mit } a_i \in \mathbb{R}. \quad (2.6)$$

Über die Parameter a_i werden der Betrag und die Position des Maximums sowie der Verlauf im Gleitbereich eingestellt. Die Gleichung 2.6 stellt das einfachste empirische Reifenmodell dar, das über den gesamten Schlupfbereich den Kraftschlussbeiwert beschreibt. Ein weiteres häufig angewandtes empirisches Modell ist das nach [Pac02]. Alle Reifenmodelle besitzen den Nachteil, dass sie lediglich für den stationären, quasistatischen Zustand gelten. Für transiente, instationäre Vorgänge muss das Kraftaufbauverhalten (Einlaufverhalten) zusätzlich modelliert werden, was die Komplexität der Reifenmodelle nochmals erhöht.

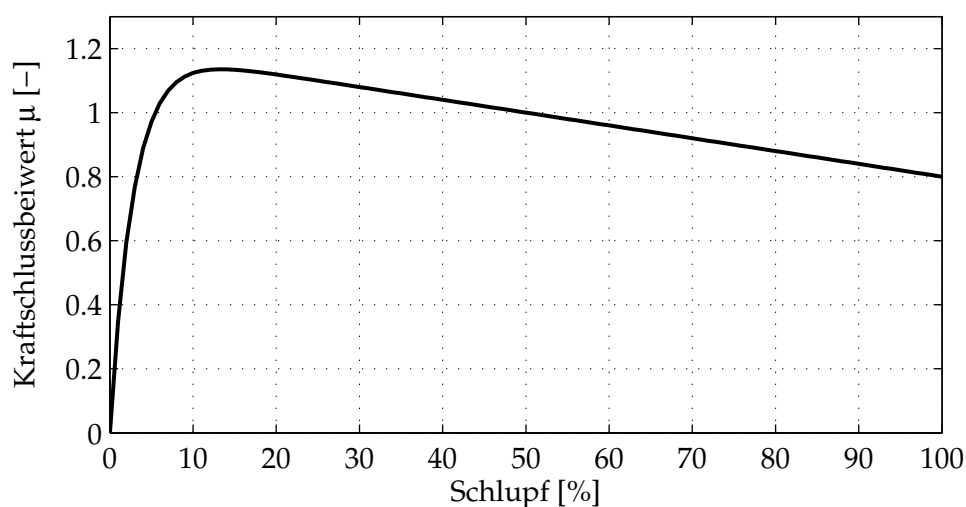


Bild 2.12: Kraftschlussbeiwert des Reifens in Längsrichtung in Abhängigkeit vom Schlupf

Ein einfacher Ansatz besteht darin, eine Verlustleistung P_{Schlupf} zu berücksichtigen, die für nicht schlupffreies Rollen anhand der Geschwindigkeitsdifferenzen der ange-

triebenen und nichtangetriebenen Räder die Bedingungen für den Rad-Straße-Kontakt berücksichtigt

$$P_{\text{Schlupf}} = \gamma m_{\text{Fzg}} g \mu(s) |v_{\text{antrieb}} - v_{\text{passiv}}| \approx \gamma m_{\text{Fzg}} g \left. \frac{\partial \mu}{\partial s} \right|_{s=0} s |v_{\text{antrieb}} - v_{\text{passiv}}|. \quad (2.7)$$

Hierbei ist γ der auf die angetriebenen Räder wirkende Anteil der Gesamtgewichtskraft $m_{\text{Fzg}} g$ und $\mu(s)$ der schlupfabhängige Kraftschlussbeiwert, der für $s < 7\%$ auch durch eine Ursprungsgerade gut angenähert werden kann. Beim Schub-Zug-Wechsel verändern sich die Radlasten, so dass $\gamma \neq \text{const.}$ gilt. Zudem kann nach [MW04] nur annähernd davon ausgegangen werden, dass sich die Reifen für treibende und bremsende Kräfte gleich verhalten.

2.2 Motorsteuerung

Stetig steigende Anforderungen an den Verbrauch und die Emissionen eines Verbrennungsmotors machen den Einsatz von Steuerungen und Regelungen zur optimalen Einstellung der Verbrennung notwendig. Diese Aufgabe wird vom Motorsteuergerät (MSG) übernommen, das mit Hilfe von Sensorsignalen die Ansteuersignale der Aktoren berechnet. Es werden analoge, digitale oder auch pulsformige Sensorsignale durch das Steuergerät empfangen, aufbereitet, plausibilisiert und weiterverarbeitet. Ebenso werden Informationen von anderen und für andere Steuergeräte via CAN-Bus kommuniziert.

Aus sämtlichen Informationen werden durch einen Mikrocontroller mittels entsprechenden Software-Funktionen die Ansteuersignale für die Endstufen der Aktoren berechnet [Bos01a]. Die Hauptaufgabe ist dabei die Steuerung der Verbrennung durch Regelung der Einspritzmenge und des Einspritzzeitpunkts, aber auch die der Abgasrückführung oder des Ladedrucks. Darüber hinaus werden weitere Komponenten durch die Software angesteuert, wie z. B. die Klimaanlage oder der Kühlerlüfter. Während diese Zusatz- und Hilfsfunktionen in einem festen Zeitraster im Steuergerät gerechnet werden können, findet die Berechnung aller für die Einspritzung notwendigen Größen zu festen Kurbelwellenwinkeln statt, um die Stellgrößen jederzeit rechtzeitig zur Einspritzung bereitstellen zu können.

Die Software-Struktur von Motorsteuerungen ist in weiten Teilen momentenbasiert [GBH97, Bos01a], um mit anderen Steuerungen und Regelungen (z. B. der Getriebesteuerung) in einem Verbund arbeiten zu können. Dies hat den Vorteil, dass Funktionen, wie beispielsweise der Tempomat, mit ihren Ausgangsgrößen direkt in die Struktur eingebunden werden können [Bos01a]. Im Bild 2.13 ist eine vereinfachte, schematische Darstellung nach [Bos01a] der an der Berechnung der Einspritzmenge beteiligten Software-Funktionen gezeigt. Der Beschleunigungswunsch des Fahrers wird über das Fahrpedal erfasst und in ein entsprechendes Antriebsmoment umgerechnet. Dieses wird mit den Anforderungen der Fahrgeschwindigkeitsregelung koordiniert. Anschließend werden Eingriffe von externen Steuergeräten berücksichtigt und das resultierende Moment begrenzt. Eine Begrenzung kann zum einen aufgrund mechanischer und thermischer Überlastungen bei zu hohen Momenten und entsprechenden Neben-

bedingungen, wie z. B. Motordrehzahl, Kühlmittel- oder Abgastemperatur, erfolgen oder zum anderen hohe Schadstoff- oder Partikelemissionen vermeiden.

Die Fahrverhaltensfunktionen prägen dem Fahrzeug eine typische Charakteristik auf und reduzieren passiv und aktiv Antriebsstrangschwingungen. In Kapitel 7 wird darauf noch detaillierter eingegangen. Der Leerlaufregler bestimmt den Momentenanteil, der für den Erhalt der Mindest-Drehzahl des Verbrennungsmotors sowohl im Stand als auch während der Fahrt notwendig ist.

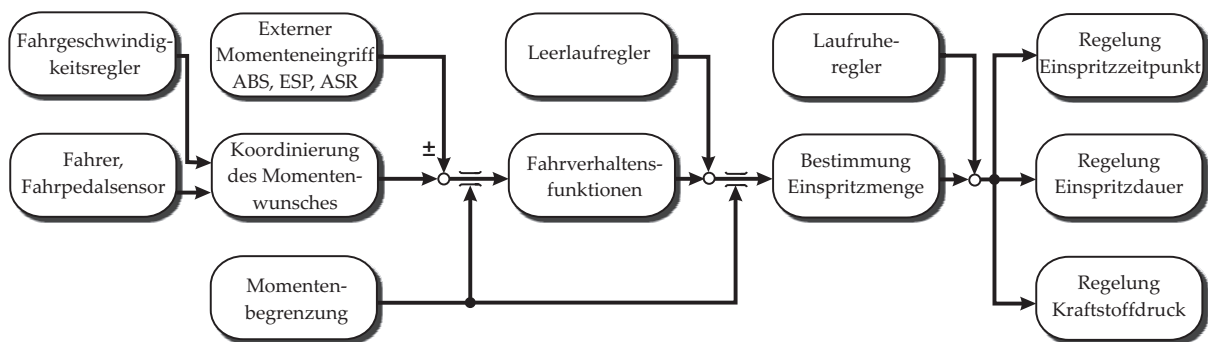


Bild 2.13: Schematische Darstellung der Berechnung der Einspritzmenge aus dem Fahrerwunsch im Motorsteuergerät nach [Bos01a]

Erst im letzten Schritt findet eine Umrechnung des Motormoments in eine Einspritzmenge statt, die dann zylinderindividuell durch die Laufruheregulation angepasst werden kann, um Mengentoleranzen der einzelnen Zylinder untereinander auszugleichen. Anschließend erfolgt die Berechnung der Ansteuerwerte für die Aktorendstufen, also für den Einspritzbeginn, die Einspritzdauer und den Einspritzdruck [Bor08]. Diese Größen sind stark vom eingesetzten Einspritzsystem abhängig (*Common-Rail*, *Pumpe-Düse* etc.). Parallel zur Mengenberechnung werden Ansteuerwerte für das Luftsystem berechnet, um etwa den Ladedruck oder die Abgasrückführrate zu regeln. In Bild 2.14 sind die Verläufe einiger ausgewählter Steuergerätegrößen bei einer Betätigung des Gaspedals gezeigt. Durch die interruptgesteuerte Abarbeitung der Softwarefunktionen mit unterschiedlichen Prioritäten kommt es zu Verzögerungen der Signalverarbeitung im Bereich weniger Abtastschritte. So wird der Fahrerwunsch über das Fahrpedal sofort in ein entsprechendes Moment umgerechnet, aber bei der Bestimmung der Einspritzmenge entsteht eine Totzeit von einem Abtastschritt. Genauso wird der durch die beginnende Einspritzung bedingte Drehzahlanstieg aufgrund der winkelsynchronen Drehzahlerfassung (siehe nächster Abschnitt) erst einen Abtastschritt verzögert erkannt.

Das Messen und Verstellen von Steuergerätegrößen erfolgt während der Funktionsentwicklung und -applikation in der Regel mittels Emulatorastkopf (ETK). Der ETK ist eine zusätzlich zum Steuergerät verbaute Hardware, die direkt auf den Mikrocontroller des Steuergeräts zugreift und die Steuergerätedaten emuliert. So wird ein schnelles und synchrones Messen und Verstellen der Steuergerätevariablen ermöglicht, ohne das Steuergerät dabei direkt zu beeinflussen und dessen Ressourcen in Anspruch zu nehmen, wie es bei der Verwendung von Serienschnittstellen³ der Fall wäre. Des Wei-

³z. B. CAN-Bus, K-Leitung

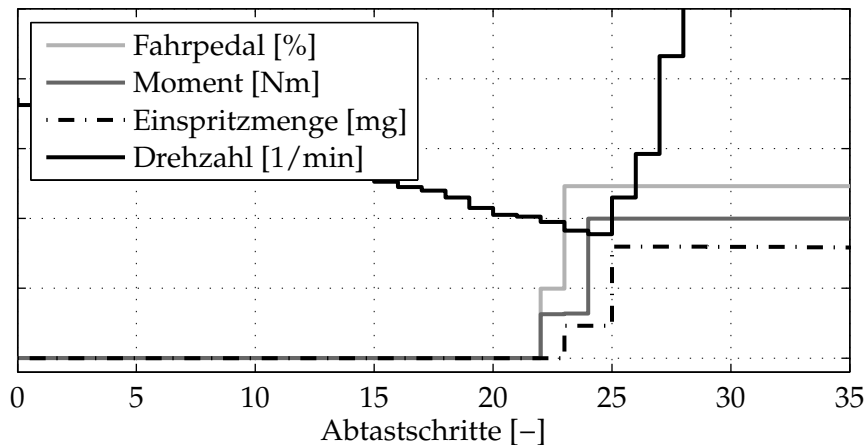


Bild 2.14: Totzeitbehaftete Signalverläufe bei der Berechnung der Einspritzmenge aus dem Fahrerwunsch im Motorsteuergerät

teren sind auch Messungen während des Starts oder des Abstellens des Steuergeräts möglich, da der Betrieb des ETK nicht an den des Seriensteuergeräts gekoppelt ist. Über die ETK-Schnittstelle werden die Daten an den Messrechner mit bis zu 100 MBit übertragen [TMLM07].

Darüber hinaus können mit Hilfe der bidirektionalen ETK-Schnittstelle neue Funktionen in einem Software-Bypass online getestet werden. Dabei verwendet die neue Funktion Signale aus Sensoren oder bereits bestehenden Funktionen und ersetzt deren Berechnungen durch ihre Ergebnisse (siehe Schema in Bild 2.15), so dass alle nachgelagerten Funktionen im MSG mit dem Bypasswert weiterrechnen [MCMG05].

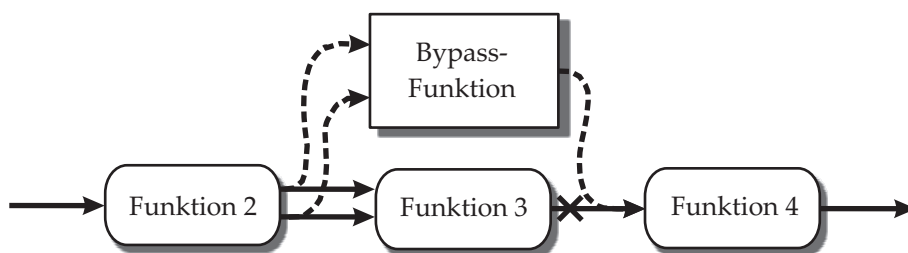


Bild 2.15: Ersetzen einer Software-Funktion im Motorsteuergerät durch eine neue Funktion mittels Bypass

Diese Vorgehensweise hat den Vorteil, dass neuartige Funktionen, die umfangreiches Testen erfordern, auf einem separaten Rechner ausgeführt werden und somit schnell modifiziert werden können. Gleichzeitig können die bestehenden Funktionen des Steuergeräts, wie z. B. die Ansteuerung der Einspritzung, zum Bedienen der zahlreichen Schnittstellen weiter verwendet werden [SZ06].

Da die ersetzte Funktion weiterhin berechnet wird, kann jederzeit per Software-Schalter zwischen der Bypass- und der Steuergerätefunktion umgeschaltet werden. Somit existiert eine Rückfallebene [GLS08] und die Möglichkeit, Vergleiche zwischen den Varianten anstellen zu können.

2.3 Sensorik

Die Anzahl von Sensoren im Kfz ist in den vergangenen Jahren stetig gestiegen. Neue Funktionalitäten im MSG erfordern oft zusätzliche Sensoren oder aber neue Sensoren ermöglichen neuartige Software-Funktionen. Die Motordrehzahl ist die zentrale Größe für den Betrieb eines Motors durch ein elektronisches Steuergerät. Deshalb wird im folgenden Abschnitt die Arbeitsweise der Motor- und Raddrehzahlerfassung dargestellt. Im Anschluss wird die Funktionsweise der zur Schwingungsuntersuchung zusätzlich verwendeten Sensoren beschrieben. Dabei wird zunächst die Beschleunigungserfassung vorgestellt, dann folgt die Aggregatwinkelbestimmung und abschließend die Beschreibung der Momentenmessung an der Antriebswelle.

2.3.1 Drehzahl- und Fahrgeschwindigkeitserfassung

Serienmäßig verbaute Drehzahlsensoren, wie sie für die Kurbelwellen-, Nockenwellen- bzw. Raddrehzahlerfassung eingesetzt werden, arbeiten berührungslos. Das Messprinzip basiert auf dem Induktions- oder Hallprinzip. In Bild 2.16 ist der grundsätzliche Aufbau eines induktiven Drehzahlgebers dargestellt. Der Sensor besteht aus einem Stabmagneten mit weichmagnetischem Polstift, der die Induktionsspule trägt. Das ferromagnetische Geberrad ist auf der Welle befestigt, deren Drehzahl ermittelt werden soll. Dieses können der Starterzahnkranz oder, wie z. B. beim ABS, speziell angebrachte Lochscheiben oder magnetisch aktive Rotoren sein. Mit Hilfe der Zähne werden bei Rotation des Geberrades in der Induktionsspule Spannungen erzeugt. Durch den Vorzeichenwechsel der Spannung entsprechend der Anzahl der Zähne sind unter Berücksichtigung der aktuellen Zahnzeit eine genaue Ermittlung der Drehzahl und eine inkrementelle Winkelmessung möglich. Die Ermittlung des Absolutwinkels wird über die Synchronisation mit dem Bezugssystem mittels Bezugsmarke realisiert, die einer definierten Kurbelwellenstellung zugeordnet ist. Dies kann durch Weglassen eines Zahns, wie in Bild 2.16 dargestellt, durch Ausfüllen einer Lücke oder durch die Kombination aus beidem geschehen [Bos01b].

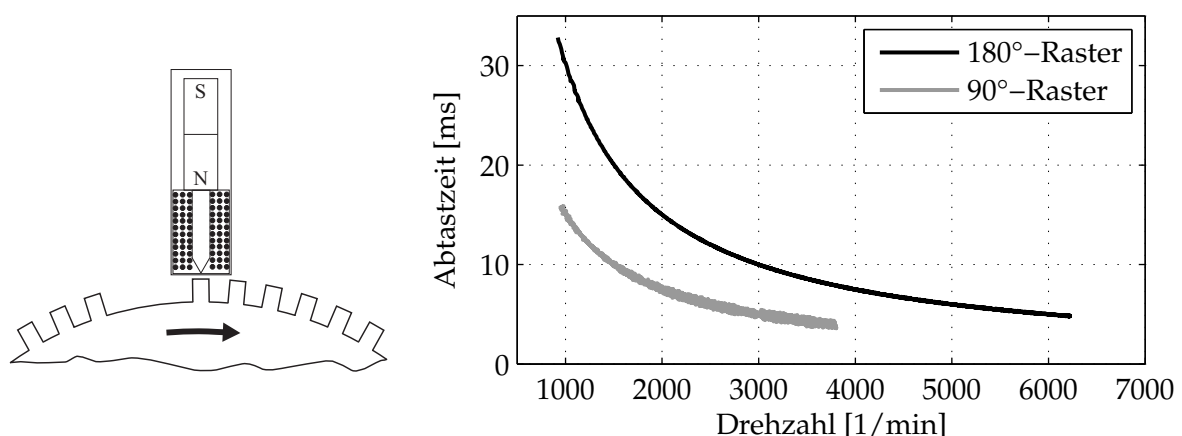


Bild 2.16: Schematische Darstellung eines induktiven Kurbelwellensensors (*links*); aus der winkelsynchronen Arbeitsweise resultierende Abtastzeiten (*rechts*)

Die Funktionsweise des Drehzahlsensors lässt lediglich eine Messung zu konstanten Drehwinkeln zu, es handelt sich also um eine winkelsynchrone Abtastung. Die Anzahl der Zähne gibt dabei die Auflösung des Sensors an. Bei heutigen Kfz kommen Geberräder mit einer 60er Teilung zum Einsatz, welches einer Winkelauflösung von 6° KW entspricht. In der Regel werden allerdings die gemessenen Zeiten über mehrere Winkelinkremente gemittelt, um Störungen und Zahnteilungsfehler zu kompensieren [FHS⁺02]. So erfolgt die Berechnung der Drehzahlwerte im MSG oft für ein Segment oder Halbsegment. Ein Segment beschreibt den Winkel zwischen zwei aufeinanderfolgenden Einspritzungen, d. h. bei einem Vierzylindermotor (4 Segmente) alle 180° KW.

In Bild 2.17 ist eine bei einem Vierzylindermotor hochaufgelöst gemessene Motordrehzahl (6° KW) abgebildet. Bedingt durch die Kurbelwellenkinematik und -dynamik sowie die Ladungswechselsarbeit, auf die im Abschnitt 4.1 noch detailliert eingegangen wird, unterliegt auch sie einer starken Dynamik während eines Arbeitstaktes. Dieses ist u. a. ein Grund, weshalb für drehzahlbasierte Steuerungen und Regelungen im MSG eine gemittelte Drehzahl verwendet wird. Die beiden möglichen Mittelungsarten, über ein Halbsegment (hier 90° KW) oder über ein Segment (180° KW), sind gleichfalls dargestellt. Mit einem Kreuz sind jeweils die Zeitpunkte der Ausgabe eines neuen Drehzahlwertes gekennzeichnet. Da sie durch die Mittelung der durchschnittlichen Drehzahl der letzten viertel bzw. halben Kurbelwellenumdrehung entsprechen, liegen diese Werte folglich nicht auf dem hochauflösenden Drehzahlverlauf. Zu erkennen ist, dass bei einem Vierzylindermotor mit einer gleitenden Mittelung über ein Segment die Kurbelwellendynamik vollkommen ausgeblendet werden kann.

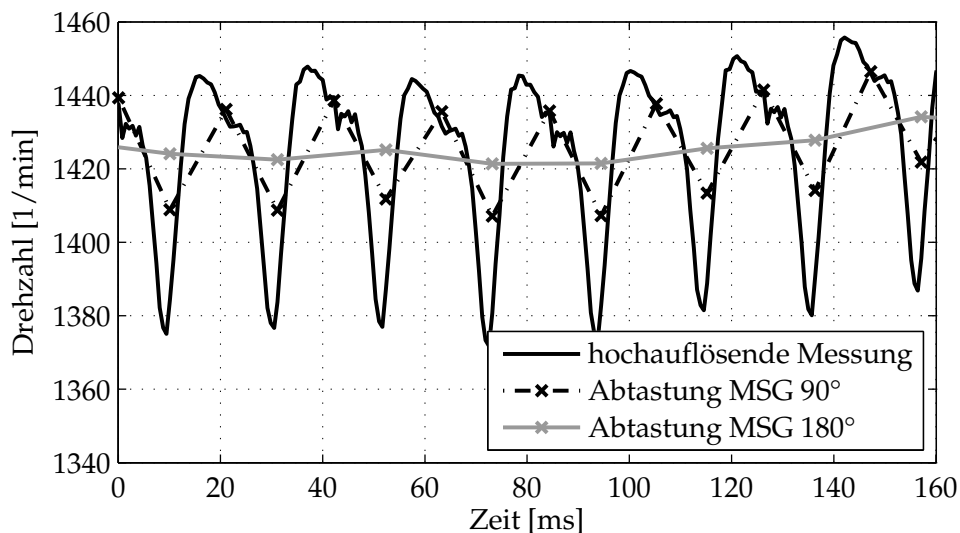


Bild 2.17: Hochaufgelöst gemessene Motordrehzahl (6° KW) und vom Motorsteuerggerät berechnete Drehzahlen (90° KW und 180° KW) bei einem Vierzylindermotor

Nicht nur die Drehzahlerfassung, sondern auch die Einspritzmengenberechnung wird im MSG im winkelsynchronen Raster ausgeführt, da die aktuelle Einspritzmenge zu einem bestimmten Winkel benötigt wird. Daraus ergibt sich eine Abhängigkeit der Abtastfrequenz von der Drehzahl. In Bild 2.16 (*rechts*) ist ebenfalls für einen Vierzylindermotor die Abtastzeit über der Drehzahl für ein 180° - bzw. 90° -Raster aufgetragen.

In Abhängigkeit von Raster und Arbeitsbereich können sich die Abtastzeiten verdoppeln bzw. verdreifachen. Deutlich zu erkennen ist zudem, dass sich beim 90°-Raster zusätzlich noch die Drehmoment-Drehzahl-Ungleichförmigkeit auf die Abtastzeiten auswirkt, was sich in starken Unterschieden zwischen den beiden Halbsegmenten äußert. Insbesondere für eine modellbasierte Regelung sind diese variablen Abtastzeiten zu berücksichtigen.

Induktive Drehzahlgeber werden neben der Motordrehzahlerfassung auch für die Raddrehzahlerfassung verwendet. Aus der Raddrehzahl leiten beispielsweise die Steuergeräte für ABS, ASR⁴ oder ESP⁵ die Fahrzeuggeschwindigkeit ab. Dabei entfällt das zuvor genannte Problem der Referenzierung, da für die angeführten Sicherheitssysteme lediglich die aktuellen Geschwindigkeiten benötigt werden. Die Auflösung ist analog zum Kurbelwellensensor von der aktuellen Geschwindigkeit abhängig. Hinzu kommt, dass durch die drehzahlabhängige Amplitude dieses Sensortyps das Messen unterhalb einer minimalen Drehzahl nicht mehr möglich ist, so dass Geschwindigkeiten unter ca. 1.0 km/h nicht mehr verlässlich gemessen werden können.

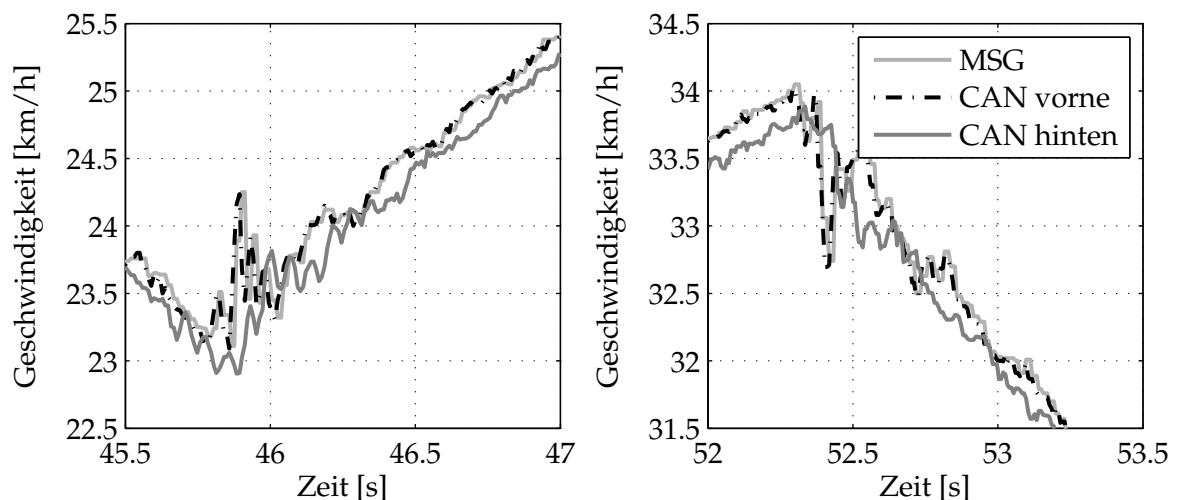


Bild 2.18: Gemessene Fahrzeuggeschwindigkeiten für einen positiven (*links*) und einen negativen Lastwechsel (*rechts*)

Die an den einzelnen Rädern ermittelten Geschwindigkeiten werden im Bremsensteuergerät zu einer Gesamtfahrzeuggeschwindigkeit verrechnet. Dafür wird im Antriebsfall der Mittelwert der angetriebenen Räder und im Bremsfall der Mittelwert der nicht-angetriebenen Räder verwendet. Das Bild 2.18 stellt die Geschwindigkeiten für einen positiven und einen negativen Lastwechsel an einem frontgetriebenen Fahrzeug im Detail dar. Durch die Übermittlung der Fahrzeuggeschwindigkeit an das Motorsteuergerät über den CAN-Bus erfährt das Signal eine Verzögerung, die abhängig vom Datenverkehr auf dem CAN-Bus zwischen 10 und 40 ms betragen kann. Bei der Verwendung der Fahrgeschwindigkeit zur Modellidentifikation stellt diese Totzeit einen weiteren zu beachtenden Aspekt dar.

Der Vergleich zwischen den Geschwindigkeiten der Vorderräder und der Hinterräder in Bild 2.18 zeigt deutlich, dass bei den angetriebenen Rädern beim Lastwechsel

⁴Antriebsschlupfregelung

⁵Elektronisches Stabilitätsprogramm, oft auch *Electronic Stability Control* (ESC)

vermehrt Schlupf auftritt. Für ca. 150 ms steigt die Geschwindigkeit der angetriebenen Achse an, während die nichtangetriebenen Räder noch verzögert werden. Die tatsächliche Fahrzeuggeschwindigkeit ist somit eher die der nichtangetriebenen Räder. Allerdings ist dabei zu beachten, dass Änderungen des Radradius, z. B. durch Verschleiß oder durch Fliehkräfte, Differenzen bei der Umrechnung der Raddrehzahlen in eine Geschwindigkeit zur Folge haben. So ist die dauerhafte Geschwindigkeitsdifferenz zwischen der Vorder- und der Hinterachse in Bild 2.18 auf stark abgefahrene Vorderreifen zurückzuführen.

2.3.2 Beschleunigungsmessung

Durch den Einsatz von aktiven Sicherheitssystemen ist der Verbau von Beschleunigungssensoren im Automobil notwendig geworden. Längs- und Querschleunigungssensoren lösen die Insassenairbags bzw. die Kopf- und Seitenairbags aus. Darüber hinaus werden Beschleunigungssensoren für Gurtstraffersysteme, Überrollbügel und für aktive und semiaktive Fahrwerke und Fahrstabilitätsfunktionen (z. B. ABS und ESP) verwendet [GG06]. Zusätzlich entstanden in den letzten Jahren verschiedenste Komfortfunktionen in Motor- und Getriebesteuergeräten, die dieses Signal nutzen, wie beispielsweise die (adaptive) Geschwindigkeitsregelung⁶.

Alle Beschleunigungssensoren nutzen das 2. Newton'sche Gesetz $F = ma$ und messen die Beschleunigung a mit Hilfe einer seismischen Masse indirekt über eine Kraftmessung. Dafür kommen zwei unterschiedliche Messprinzipien zur Anwendung, spannungs- und wegmessende. Bei den spannungsmessenden Sensoren werden die mechanischen Spannungen in einem Material, die durch die Beschleunigungskraft F entstehen, mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen oder piezoelektrischen Aufnehmern gemessen. Dieses kann direkt mit einem Piezo-Kristall oder indirekt über die Krümmung eines Biegebalkens erfolgen [HGP06]. Wegmessende Beschleunigungssensoren bestimmen die sich bei Beschleunigung einstellende relative Verschiebung zwischen der Sensorbasis und der elastisch gelagerten seismischen Masse m . Zum Messen kleiner Beschleunigungen werden häufig wegmessende Systeme eingesetzt. Die beschleunigungsproportionale Auslenkung kann relativ einfach elektrisch erfasst werden. Durch an der Basis und der Masse angebrachte Kondensatorplatten wird ein Differentialkondensatorsystem geschaffen, mit dem die Bewegung der Masse über die Änderung der Kapazität

$$C(d) = \varepsilon \frac{A}{d}$$

eines Kondensators ermittelt wird, worin ε die Permittivität des Materials zwischen den Leiterplatten mit der Fläche A ist. Mit Hilfe einer differentiellen Anordnung der Kondensatoren und entsprechender Verschaltung wird der nichtlineare Einfluss des Plattenabstandes d auf die Kapazität C eliminiert und das Sensorausgangssignal ist direkt proportional zur Beschleunigung. Des Weiteren ist durch den kapazitiven Abgriff die Ausgangsspannung fast ausschließlich von den geometrischen Parametern

⁶Geschwindigkeitsregelanlage (GRA) und *Adaptive Cruise Control* (ACC)

des Sensors abhängig, wodurch diese Art von Beschleunigungssensor besonders fehlerarm ist und eine niedrige Temperaturempfindlichkeit besitzt [Bos01b].

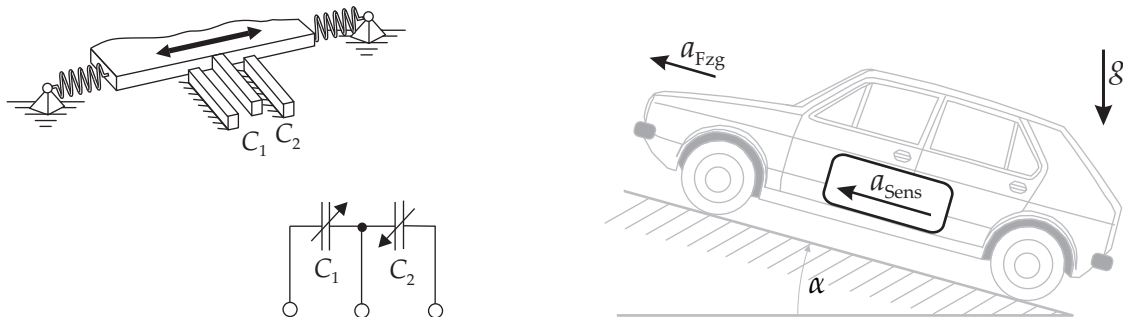


Bild 2.19: links: Aufbau eines mikromechanischen Beschleunigungssensors mit kapazitivem Abgriff; rechts: Verhalten unter Gravitationseinfluss

Aufgrund des Aufbaus der Sensoren führen Gravitationskräfte ebenfalls zu einer Auslenkung der seismischen Masse. Die gemessene Beschleunigung a_{Sens} beinhaltet somit immer die tatsächliche Fahrzeugbeschleunigung a_{Fzg} und einen Gravitationsanteil bei einer Fahrbahnsteigung von $\alpha \neq 0$

$$a_{\text{Sens}} = a_{\text{Fzg}} + g \sin \alpha . \quad (2.8)$$

Da bei verschiedenen Fahrzeugtypen unterschiedliche Beschleunigungssensortypen verbaut werden, kommt im Rahmen dieser Arbeit ein wegmessender Referenzsensor nach Bild 2.19 links zum Einsatz. Damit kann das Fahrverhalten von Fahrzeugen direkt miteinander verglichen werden, da unterschiedliche sensorinterne Filterungen des Beschleunigungssignals die Qualität des gemessenen Signals in der Regel stark beeinflussen. Darüber hinaus ist die Auflösung des Referenzsensors in der Regel besser, da die auf dem CAN gesendeten Signale einer groben Quantisierung unterliegen.

Als Referenz-Beschleunigungsaufnehmer werden zweiachsige Sensoren ADXL203 der Firma Analog Devices eingesetzt [Ana06]. Diese sind in der Lage, positive sowie negative Beschleunigungen bis mindestens 1.7 g zu messen. Sie können ebenfalls für statische Messungen verwendet werden und eignen sich somit durch den Arbeitsbereich von über ± 1 g auch als Neigungssensoren. Der Beschleunigungssensor wird direkt an die Sitzschiene des Fahrers bzw. Beifahrers montiert, da eine möglichst starre Anbindung an das Chassis vonnöten ist, um keine Verfälschung der Messung durch elastische Zwischenmedien zu erhalten. Die über das Fahrwerk induzierten Ruckelschwingungen können so mit Hilfe der Beschleunigungssensoren in Fahrzeuginnenrichtung direkt gemessen werden.

2.3.3 Bestimmung der Aggregatposition

Nach [Hag98] führt das Aggregat bei Lastwechseln in erster Linie Nickbewegungen aus. Die daraus resultierenden Nickwinkel können nicht direkt gemessen werden. Deshalb sind zur genaueren Untersuchung der Aggregatdynamik bei zwei Testfahrzeugen

(Testfahrzeug A, Testfahrzeug B) zusätzliche Sensoren angebracht worden. Die Ermittlung der Bewegung des Aggregats in kartesischen Koordinaten erfolgt indirekt aus der Positionsmessung von ausgewählten Punkten zwischen Aggregat und Chassis.

Bei Beschränkung auf die Betrachtung der x - und z -Richtung sowie des Nickens um den Winkel α (vgl. Bild 2.20) sind drei Positionssensoren ausreichend, um die Bewegung des Aggregats eindeutig bestimmen zu können. Eingesetzt werden dafür Linearpotentiometer, da diese relativ rauscharm und robust gegenüber der wechselnden Belastung sind. Des Weiteren sind sie sowohl gegenüber Verschmutzung als auch gegenüber den wechselnden Temperaturverhältnissen im Motorraum tolerant. Der prinzipielle Messaufbau ist in Bild 2.20 *links* gezeigt. Die Sensoren sind auf der Mittelachse des Aggregats angebracht, damit die vernachlässigten Freiheitsgrade Wanken und Gieren nur minimalen Einfluss haben.

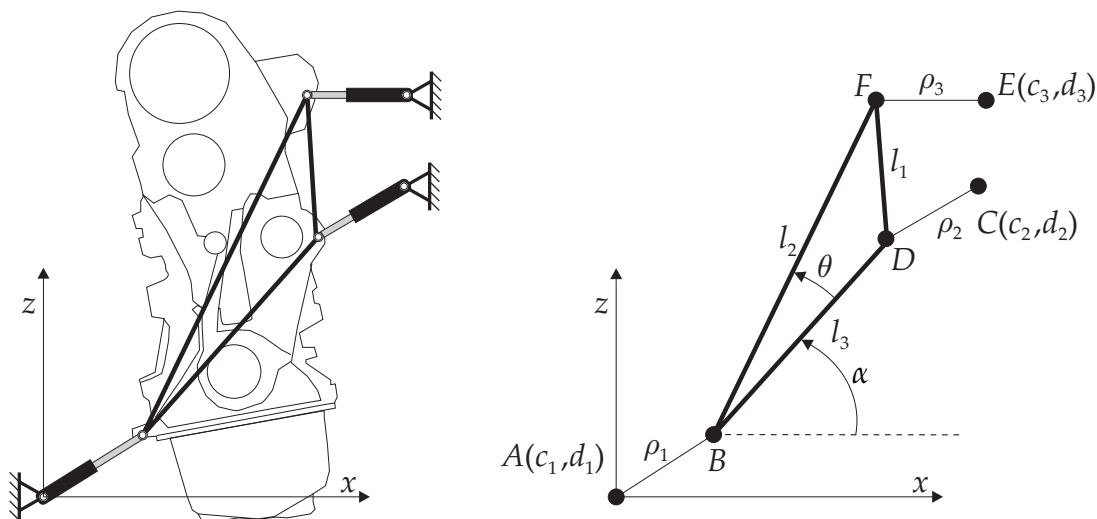


Bild 2.20: *links:* Seitenansicht des Motors mit schematischer Anordnung der Positionssensoren; *rechts:* Notation zur Formulierung des direkten kinematischen Problems zur Bestimmung der Aggregatbewegung aus den Messdaten

Da das Aggregat sowohl translatorische als auch rotatorische Bewegungen ausführen kann und da die jeweils aktuellen Verdrehwinkel der Linearpotentiometer nicht ermittelt werden können, ist aus der reinen Messung durch die Linearpotentiometer ρ_i noch keine verlässliche Aussage über das tatsächliche Bewegungsverhalten möglich. Allerdings kann durch die feste Kopplung der Sensoren über das Aggregat eine indirekte Positionsbestimmung durchgeführt werden, indem auf die Lösung der direkten Kinematik eines planaren Mechanismus, wie z. B. eines planaren Parallelroboters (3RPR), zurückgegriffen wird. Da die Positionen der Befestigungspunkte am Chassis (A, C, E) und am Motor (B, D, F) relativ zueinander bekannt sind, können mit Hilfe der Sensorenlängen ρ_i die drei geometrischen Zwangsbedingungen

$$\rho_1^2 = x^2 + z^2, \quad (2.9)$$

$$\rho_2^2 = [x - c_2 + l_3 \cos(\alpha)]^2 + [z - d_2 + l_3 \sin(\alpha)]^2, \quad (2.10)$$

$$\rho_3^2 = [x - c_3 + l_2 \cos(\alpha + \theta)]^2 + [z - d_3 + l_2 \sin(\alpha + \theta)]^2 \quad (2.11)$$

in Abhängigkeit von den kartesischen Koordinaten (x, z, α) angegeben werden [KAH08]. Die Lösung dieser drei nichtlinearen algebraischen Gleichungen für die kartesischen Koordinaten stellt die gesuchte Lösung der direkten Kinematik dar. In [GS91] wird für diese Art von Problemen ein Lösungsweg angegeben, der auf maximal sechs mögliche Lösungen führt, deren Anzahl mittels Vorwissen über die Sektoren der Sensorwinkel nochmals reduziert werden kann. Für die analytische Bestimmung dieser Lösung bedient sich [GS91] einer Approximation der trigonometrischen Ausdrücke $\sin(\alpha)$ und $\cos(\alpha)$. Trotzdem führt dieses Vorgehen auf Gleichungen zur Bestimmung des Winkels α , die in der Regel so komplex sind, dass sie in dieser Form nicht handhabbar sind.

Aufgrund von Ungenauigkeiten bei der Vermessung der Einbauorte der Sensoren und aufgrund von Sensorrauschen entstehen weitere Probleme, die eine direkte analytische Lösung verhindern. In diesem Zusammenhang ist es von Vorteil, den Winkel α aus den Gleichungen 2.9 durch ein numerisches Lösungsverfahren zu ermitteln (vgl. Abschnitt 5.1). Dieses Vorgehen ist schneller, einfacher und stellt sich darüber hinaus auch als robuster dar. Zudem sind neben α gleichzeitig die x - und z -Koordinaten zu bestimmen, welche sonst in einem Zwei-Schritt-Verfahren ermittelt werden müssten. In Bild 2.21 ist der Verlauf der x - und z -Koordinaten für den Punkt B während eines Lastwechselmanövers beim Testfahrzeug A gezeigt.

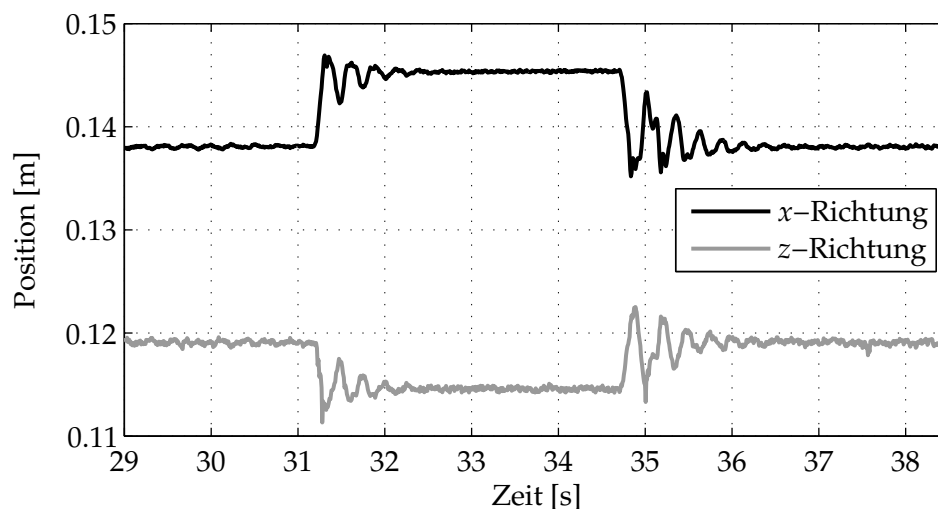


Bild 2.21: Bewegung des Punktes B im Chassis-Koordinatensystem für ein Lastwechselmanöver

Aufgrund der bekannten Geometrie lassen sich die Bewegungen der Punkte D und E ebenfalls berechnen. Damit gelingt in einem zweiten Schritt die Ermittlung des Drehpunktes P_D ⁷ aus den Messungen. Das Ergebnis für eine Messung ist in Bild 2.22 dargestellt. Der Drehpunkt fällt in etwa mit dem Schwerpunkt des Aggregats zusammen und ändert sich in Abhängigkeit vom anliegenden Moment und von der aktuellen Drehzahl des Motors nur geringfügig. Mit Hilfe des Drehpunktes kann die Aggregat-

⁷Der Drehpunkt ist hier als derjenige Punkt des maximalen Drehwinkels bei minimaler translatorischer Auslenkung definiert. Er unterscheidet sich vom Momentanpol, welcher sich gerade im Lastwechselbereich stark bewegt und zudem nach [Mai06] von der Drehzahl des Motors abhängig ist.

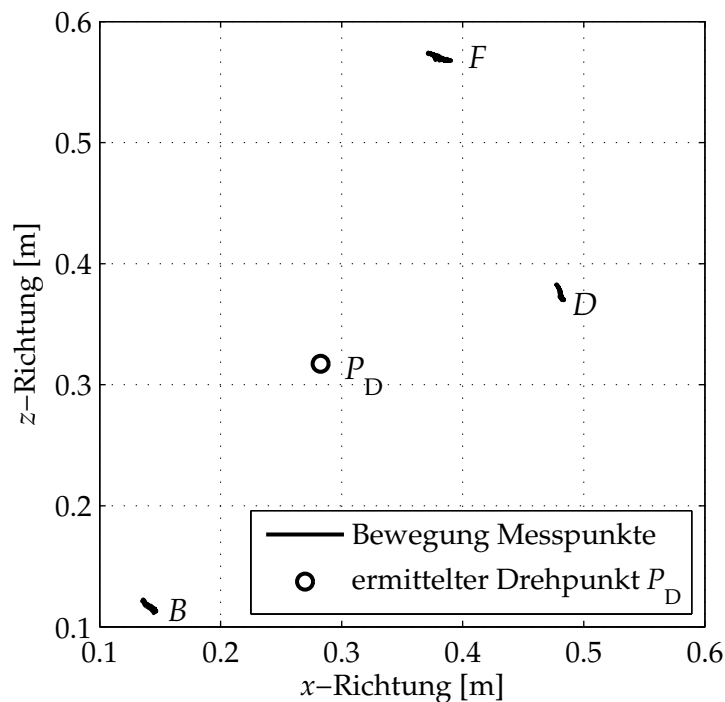


Bild 2.22: Bewegungen der Sensorpunkte für ein Lastwechselmanöver sowie der daraus ermittelte Drehpunkt P_D

bewegung in erster Näherung als reine Nickbewegung betrachtet werden. Der resultierende Drehwinkel α ist in Kapitel 5 in Bild 5.18 gezeigt.

2.3.4 Momentenmessung

Sowohl die Software-Struktur im Motorsteuergerät (vgl. Bild 2.13) als auch die im Rahmen dieser Arbeit erstellten Antriebsstrangmodelle sind momentenbasiert. Das vom Motor abgegebene Moment wird beim Serienfahrzeug allerdings nicht direkt gemessen, sondern lediglich über Kennfelder abgeschätzt, die durch Prüfstandsmessungen gewonnen wurden. Über das tatsächlich an den Antriebsstrang abgegebene Moment gibt es keine Informationen. Deshalb wird im Rahmen dieser Arbeit ein zusätzlicher Momentensensor eingesetzt, der zur Verifikation der Antriebsstrangmomente dient. Er soll gleichermaßen zur Untersuchung von Schwingungsphänomenen eingesetzt werden, um detailliertere Informationen über die Dynamik des Antriebsstrangs zwischen den beiden herkömmlichen Messpunkten Kurbelwelle und Rad (vgl. Abschnitt 2.3.1) zu erhalten.

Momentensensoren werden im automotiven Bereich im Allgemeinen als Messfelge oder Messflansch ausgeführt. Dadurch wird allerdings der mechanische Aufbau des Antriebsstrangs verändert, was zu einer Verfälschung der Schwingungsphänomene führt. Aus diesem Grund werden zur Ermittlung des Momentes in der Antriebswelle Dehnungsmessstreifen (DMS) verwendet, die flach auf die Oberfläche des zu prüfenden Bauteils geklebt werden können und somit das System kaum beeinflussen.

Die verwendeten Folien-DMS mit metallischem Messgitter werden nach Bild 2.23 auf der linken Antriebswelle (Vollwelle) des Testfahrzeugs A angebracht. Durch die gezeigte Anordnung in 45° zur Mittelachse und Verschaltung zur Vollbrücke wer-

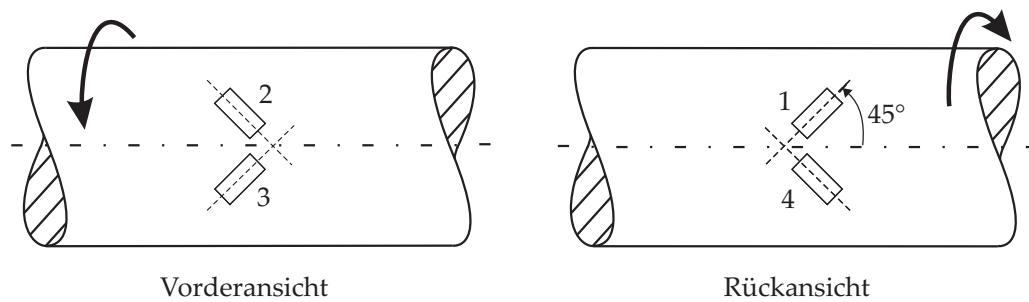


Bild 2.23: Anbringung von Dehnungsmessstreifen auf der Antriebswelle

den Temperatureinflüsse, Normalkräfte und Biegemomente kompensiert [Hof87]. Die Brückenschaltung dient aber vor allem als Verstärkung, da die mit der Dehnung des Metallgitters einhergehende Änderung des elektrischen Widerstandes und demzufolge die detektierbare Spannungsdifferenz am DMS nur sehr gering ist. Da die zwischen den Brückenzeigen zu messende Differenzspannung ebenfalls einen nur geringen Wert erreicht, wird zusätzlich ein Instrumentenverstärker eingesetzt, der gleichzeitig die Spannungsversorgung der Messbrücke übernimmt und diese stabilisiert. Zugleich findet die A/D-Wandlung über einen Mikrocontroller direkt auf der Antriebswelle statt. Die digitalen Messdaten werden während der Messung zunächst auf der Messwelle gespeichert und erst nach erfolgter Messung als ein kompletter Messdatensatz übertragen.

3 Schwingungsphänomene

Im Antriebsstrang treten unterschiedlichste Schwingungsphänomene auf. Sie werden nach fühlbaren und hörbaren Schwingungen unterschieden [HH07, HP02]. Zu den letztgenannten gehören das Rasseln, das Klacken und Klappern sowie das Pfeifen [Exn97]. Verantwortlich für diese Geräusche sind Schwingungen belasteter und unbelasteter Bauteile, die durch Unebenheiten der Fahrbahn sowie Ungleichförmigkeiten in der Momentenübertragung des Triebstrangs, wie sie beispielsweise durch die Verbrennung entstehen, angeregt werden. Die Frequenzen der hörbaren Schwingungen liegen meist in einem Wertebereich von weit über 100 Hz (vgl. Bild 3.1) und können somit nicht aktiv durch die Motorregelung beeinflusst werden. Lediglich durch passive Maßnahmen, wie z. B. Tilger oder Dämpfungsfugen, können diese reduziert werden.

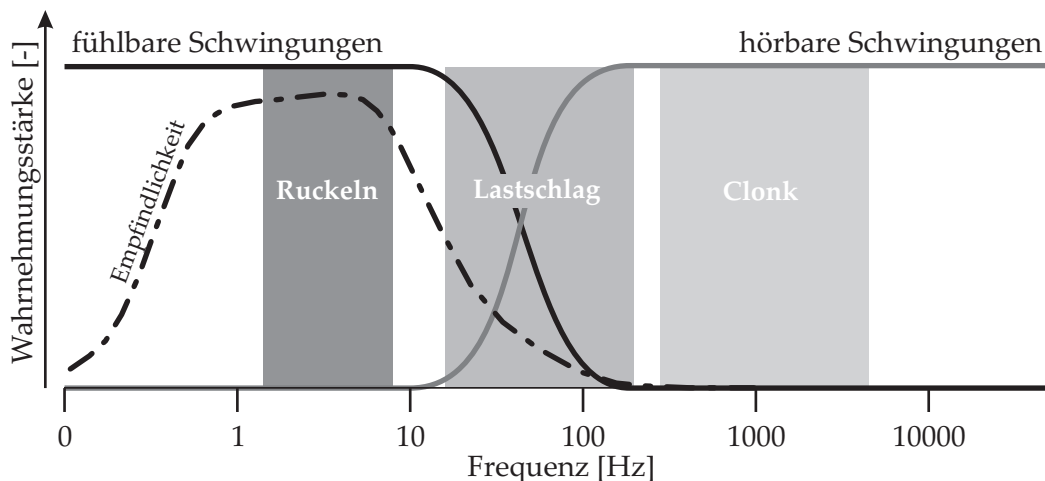


Bild 3.1: Unterteilung der Schwingungsphänomene und deren Wahrnehmung nach [Que08] und [SBR01] sowie die menschliche Empfindlichkeit nach VDI-Richtlinie 2057 [VDI02] jeweils in Abhängigkeit von der Frequenz

Zu den hörbaren Schwingungen zählt zudem der (Getriebe-) Clonk, womit Anschlaggeräusche bei beginnender Verspannung spielbehafteter Bauteile (wie z. B. von Zahnrädern, Gelenken, Motorlagern etc.) bezeichnet werden. Der Clonk [MRE99], oft auch als Klacken oder Klackern bezeichnet, entsteht im Allgemeinen durch schnelle Lastwechsel [SBR01] und gehört somit zu den Lastwechselreaktionen. Weitere Folgen von Lastwechseln sind der Last(wechsel)schlag und das Ruckeln. Beim Lastwechsel werden Motor- und Fahrzeugmasse gegeneinander verdreht, so dass es durch die Elastizitäten des Antriebsstrangs zu Schwingungen dieser beiden Massen gegeneinander kommen kann. Die Schwingungen werden über den Rad-Straße-Kontakt auf das Gesamtfahrzeug übertragen, was zu Schwingungen der Längsbeschleunigung führt. Ruckelschwingungen gehören aufgrund ihres Frequenzspektrums zu den fühlbaren Schwingungsphänomenen und sind von den Fahrzeuginsassen deutlich spürbar. Der Lastschlag entsteht durch das Anschlagen des Antriebsaggregats in den Aggregatlagern aufgrund von Momentenänderungen mit hohen Gradienten [SBR01, Ben98]. Dar-

aus resultieren gangunabhängig Schwingungen von über 10 Hz, die allerdings schnell abklingen, weshalb durch die Insassen lediglich die erste Schwingungsperiode wahrgenommen wird. Danach dominieren die gleichfalls auftretenden Ruckelschwingungen in der Wahrnehmung.

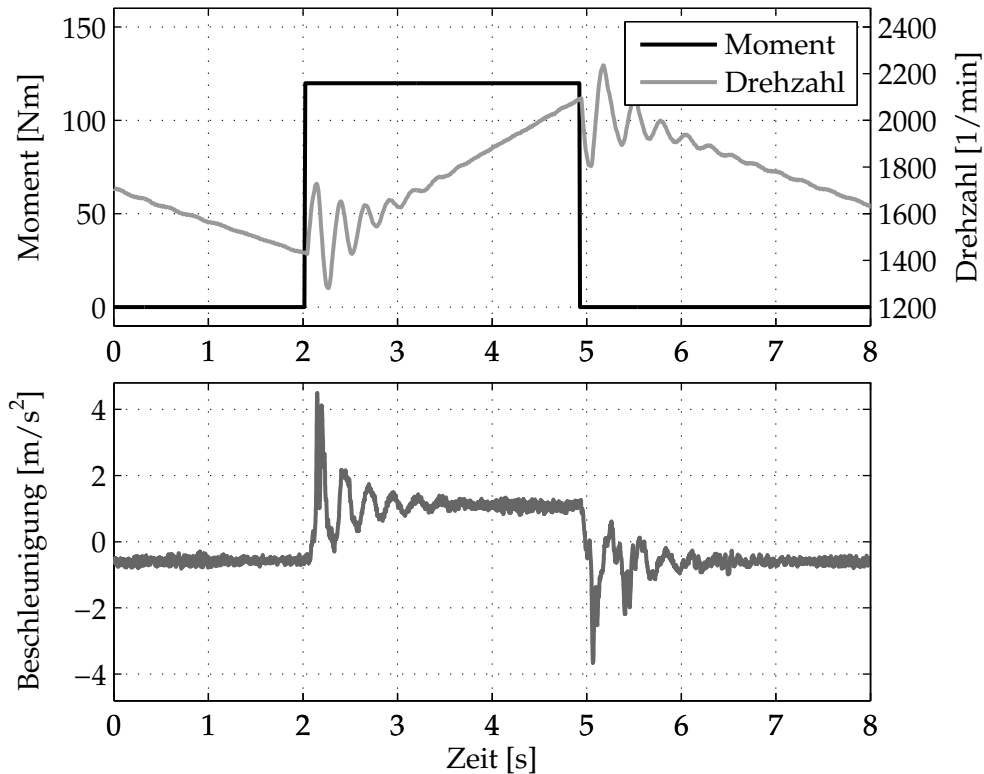


Bild 3.2: Fahrzeugreaktionen auf einen Momentensprung mit 120 Nm im zweiten Gang; *oben*: doppelter Momentensprung und aus den Lastwechseln resultierende Motordrehzahlschwingungen; *unten*: Schwingungen der Fahrzeuglängsbeschleunigung

Das Bild 3.2 zeigt beispielhaft die gemessenen Reaktionen eines Fahrzeugs auf Lastwechsel. Bei einer positiven Momentenforderung, dem so genannten *Tip-In* (bei ca. 2 s), beginnt das Fahrzeug zu beschleunigen. Der sprunghafte Anstieg des Motormoments führt zu Schwingungen im Antriebsstrang. Diese sind im Motordrehzahlsignal (Bild 3.2 *oben*) und in der Längsbeschleunigung (*unten*) deutlich erkennbar. In gleicher Weise führt eine schnelle Momentenreduktion (*Back-Out*), wie sie bei ungefähr 5 s auftritt, zu Schwingungen in der Motordrehzahl und in der Längsbeschleunigung.

Die Schwingungen der Längsbeschleunigung nehmen in Abhängigkeit von der gewählten Getriebeübersetzung eine Frequenz zwischen 2 Hz und 8 Hz an. In diesem Frequenzbereich liegen die Eigenfrequenzen einiger Organe des Bauchraums des Menschen (wie z. B. die des Magens, vgl. [DZ86, HH07]), wodurch folglich gerade diese Organe durch Ruckelschwingungen angeregt werden und in Resonanz geraten können. Deshalb wird das Ruckeln von Fahrzeuginsassen als besonders unangenehm empfunden und als Minderung des Fahrkomforts bewertet. Die VDI-Richtlinie 2057 [VDI02] gibt für den sitzenden Menschen die in Bild 3.1 gezeigte frequenzgewichtete Empfindlichkeitsverteilung an.

Neben der Schwingungsfrequenz sind beim Ruckeln auch die Amplituden und Dämpfungen von der Getriebeübersetzung abhängig. In Bild 3.3 sind die mittels Fast Fou-

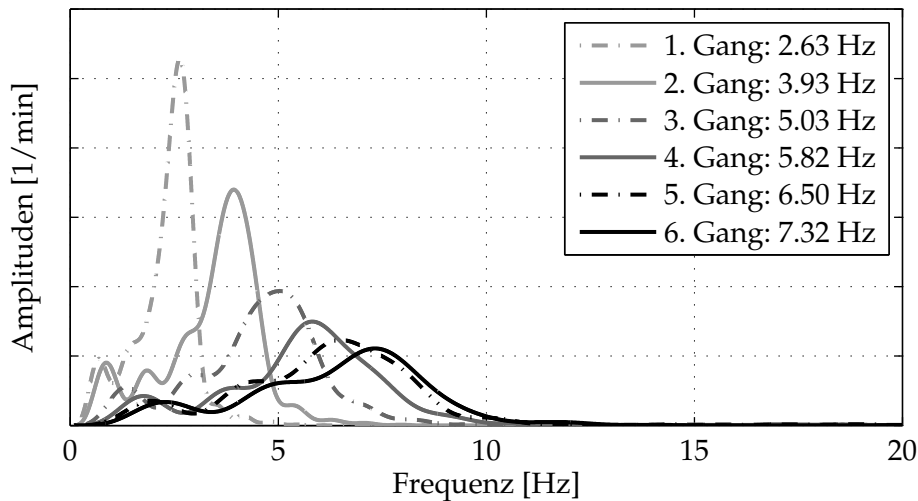


Bild 3.3: FFT der Ruckelschwingung für alle Gänge beim Testfahrzeug F

rier Transformation (FFT) ausgewerteten Reaktionen der Motordrehzahl auf Momentensprünge für alle Gänge beim Testfahrzeug F dargestellt. Um die Vergleichbarkeit der Frequenzspektren zu gewährleisten, sind dafür konstante Radmomente verwendet worden, was zu Sprüngen des Motormoments zwischen 100 Nm und 300 Nm für den jeweiligen Gang führt. Es zeigt sich, dass die Schwingungsneigung für höhere Gänge sinkt, obwohl das Motormoment mit dem Gang ansteigt. Bedingt durch die größeren Schwingungsamplituden und die niedrigen Frequenzen hat das Ruckeln in den unteren Gängen somit einen wesentlich größeren Einfluss auf den Fahrkomfort als in höheren. Das in Bild 3.3 dargestellte Amplitudenverhalten macht deutlich, dass im ersten Gang, anders als in höheren, bereits geringe Momentengradienten zu Antriebsstrangschwingungen führen können.

In den folgenden Abschnitten werden weitere grundlegende Untersuchungen zum Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs angestellt, wobei das Hauptaugenmerk auf den Ruckelschwingungen liegt. Zunächst werden die dafür verwendeten Anregungsfunktionen vorgestellt. Das Ziel der Schwingungsuntersuchungen ist es, die wesentlichen Einflussgrößen auf das Fahrverhalten auszumachen, um daraus die notwendige Modellierungstiefe für eine modellbasierte Regelung abzuleiten.

3.1 Systemanregung

Für die Ermittlung des Systemverhaltens und zur Identifikation von Modellparametern ist ein entsprechendes Testsignal $u(t)$ erforderlich, das das System in der Art und Weise anregt, dass möglichst nur die modellierte Dynamik stimuliert wird, um eine gute Qualität der Schätzergebnisse zu erzielen [Ise92]. Häufig finden hierfür Sinus-Signale Anwendung, wobei verschiedene Frequenzen durchlaufen werden müssen. Die Auswertung erfolgt klassischerweise über eine Frequenzganganalyse (vgl. Bild 3.7). Problematisch bei der Anregung mit harmonischen Signalen ist, dass beim Zusammentreffen der Anregungsfrequenz mit der Eigenfrequenz des Systems sehr große Resonanzamplituden entstehen können, weshalb im Umkehrschluss nur mit geringen Amplituden angeregt werden kann. Zu dem genannten kommt der Nachteil,

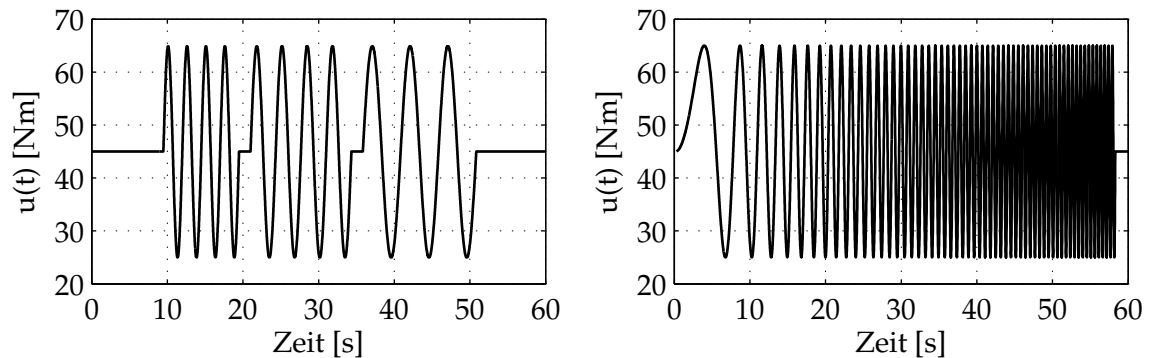


Bild 3.4: Testsignale für die Identifikation; *links*: Sinus-Signal mit abschnittsweise konstanter Frequenz zur Aufnahme von Frequenzgängen, *rechts*: Frequenzsweep

dass die Einschwingdauer des Systems abzuwarten ist, bis die Signalauswertung beginnen kann. Nicht zuletzt aus diesem Grund ist die Aufnahme von Frequenzgängen sehr zeitaufwendig. Alternativ kann das System auch mit einem Frequenzsweep ange-regt werden (vgl. Bild 3.4 *rechts*), bei dem die Anregungsfrequenz kontinuierlich ver-stellt wird. Aufgrund der fehlenden Gewährleistung einer Einschwingdauer können zwar keine genauen Ergebnisse erzielt werden, aber eine prinzipielle Abschätzung des Systemverhaltens gelingt, während durch die sich stets ändernde Anregungsfrequenz die Systemantwort in den Resonanzbereichen beschränkt bleibt.

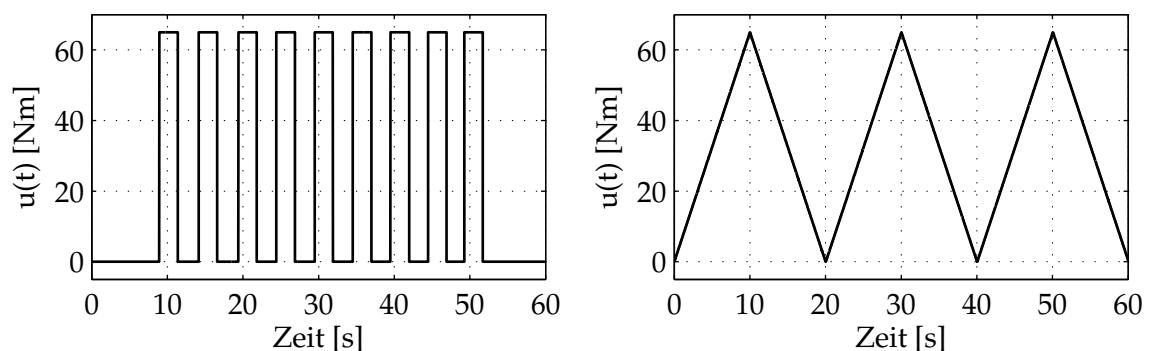


Bild 3.5: Testsignale für die Identifikation; *links*: Rechtecksignal (Doppelsprung); *rechts*: Dreiecksignal (Rampenfunktion)

Für die Identifikation der Antriebsstrangdynamik haben sich Rechtecksignale bewährt (vgl. Bild 3.5 *links*). Dadurch ist eine sehr gute Modellidentifikation samt Totzeitverhal-ten im Zeitbereich möglich. Hinzu kommt, dass sie der Anregung durch Lastwechsel ähnlich sind und somit genau die relevante Dynamik des Systems anregen. Darüber hinaus sind sie einfach und reproduzierbar mit der gegebenen Stelleinrichtung, dem Fahrpedal, realisierbar. Allerdings bleibt zu beachten, dass aufgrund der Triebwerks-dynamik (vgl. Abschnitt 4.1) der an der Kupplung anliegende Momentenverlauf be-reits nicht mehr rechteckförmig ist. Trotzdem genügt es, die Dynamik der verbleiben-den Antriebsstrangkomponenten in ausreichender Weise anzuregen. In Kapitel 5 wird gezeigt, dass damit die Modelle parametrisiert werden können. Für die exakte Ermittlung von Übergängen und Ereignissen, wie beispielsweise dem Schub-Zug-Übergang, ist eine rampenförmige Anregungsfunktion, wie sie in Bild 3.5 *rechts* dargestellt ist, besser geeignet.

Eine konsequente Weiterentwicklung des Rechtecksignals stellt die Anregung mittels Pseudo-Rausch-Binär-Signal (PRBS) dar. Das PRB-Signal wird durch eine rückgekoppelte sequentielle Schaltung erzeugt. Durch die Rückkopplung ausgewählter Einträge eines Schieberegisters über eine exklusive Oder-Verknüpfung (Antivalenz) wird dabei eine Pseudozufallsfolge generiert. Dadurch, dass das Signal rauschähnliche Eigenschaften besitzt, kann die Frequenzbreite des Anregungssignals im Vergleich zur alleinigen Rechteckanregung erhöht werden. Dieses hat den Vorteil, dass durch eine bessere Anregung der Systemdynamik die Parameterschätzung, insbesondere bei der online Schätzung, beschleunigt werden kann.

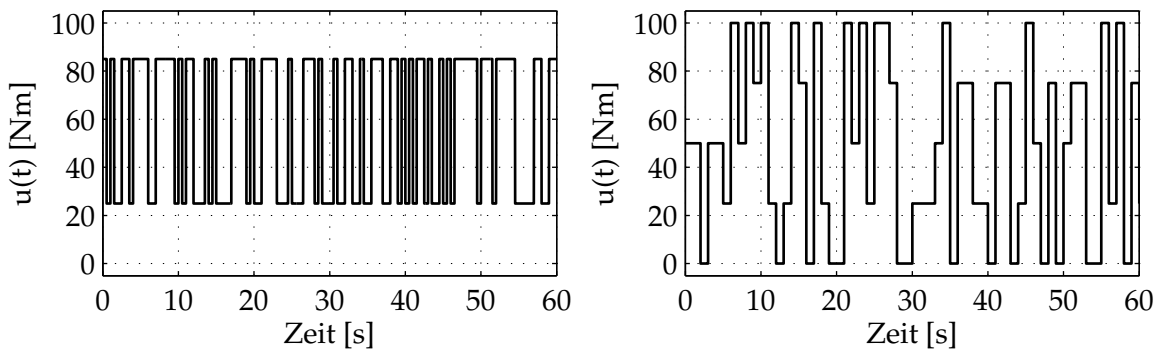


Bild 3.6: Testsignale für die Identifikation; *links*: PRB-Signal mit $n = 8$ und $\chi = 50$; *rechts*: PRMS-Anregung mit 5 unterschiedlichen Leveln

Aus der Länge des Schieberegisters n ergibt sich bei geeigneter Wahl der Rückführung die maximale Generationslänge $\psi = (2^n - 1)\chi$ der PRBS-Sequenz, also die Länge, nach der sich die Signalfolge wiederholt [Ise92]. Mit Hilfe des Haltefaktors χ kann der aktuelle Zustand eingefroren werden, so dass längere Einwirkzeiten des Anregungssignals erzielt werden können. Für lineare Systeme ist die dem weißen Rauschen ähnliche Anregung mittels PRBS ausreichend. Bei nichtlinearen Systemen ist die Beschränkung des Eingangssignals auf lediglich zwei Zustände von Nachteil. So reicht z. B. für die Identifikation der nichtlinearen Dynamik des Zweimassenschwungrades die binäre Anregung nicht aus. In diesem Fall bietet das Pseudo-Rausch-Multilevel-Signal (PRMS) Abhilfe (siehe Bild 3.6 *rechts*), das ebenfalls mittels Schieberegister generiert wird. Allerdings erfolgt die Rückführung an Stelle der exklusiven Oder-Verknüpfung, die auch als Modulo-2-Operation interpretiert werden kann, durch eine Modulo- r -Operation, die in der Lage ist, r unterschiedliche Level zu generieren. Für eine detaillierte Beschreibung sei an dieser Stelle auf [HK99] und [God93] verwiesen, woraus auch die Rückführkoeffizienten und die abzugreifenden Schieberegister für die entsprechenden Registerlängen entnommen werden können.

Alle hier gezeigten Testsignale, wie beispielsweise in Bild 3.6, sind mit einem konstanten Anteil überlagert. Damit werden zum einen die Fahrwiderstände und zum anderen die Motorreibung kompensiert, um für das Fahrzeug eine konstante Fortbewegung zu ermöglichen. Angesichts des eingeschränkten negativen Stellbereichs des Aktors durch den Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors sind die negativen Amplituden der Testsignale auf die Höhe des Motorverlustmomentes beschränkt (siehe auch Abschnitt 4.1).

3.2 Frequenzgang des Antriebsstrangs

Zur Bestimmung der maßgeblichen Dynamik des Antriebsstrangs bietet sich zunächst die Aufnahme eines Frequenzgangs an. Ein Frequenzgang beschreibt für sinusförmige Größen das Ein-/Ausgangsverhalten eines linearen zeitinvarianten Systems. Deshalb wird der Triebstrang durch ein sinusförmiges Motormoment mit variabler Frequenz angeregt nach

$$u(t) = \hat{u} \sin(\omega t) . \quad (3.1)$$

Die aufgenommenen Messgrößen

$$y(t) = \hat{y}(\omega) \sin(\omega t + \phi(\omega)) \quad (3.2)$$

enthalten wiederum die Frequenz des Eingangssignals, allerdings mit frequenzabhängiger Amplitude und ggf. einer Phasenverschiebung $\phi(\omega)$. Das Verhältnis der Amplituden über der Anregungsfrequenz ist der Amplitudengang

$$A(\omega) = \frac{\hat{y}(\omega)}{\hat{u}} . \quad (3.3)$$

Mit Hilfe der Kreuzkorrelationsfunktion (KKF) kann die Phasenlage ermittelt werden. Das Maximum der KKF

$$R(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T u(t) y(\tau + t) dt \quad (3.4)$$

kennzeichnet dabei die Zeitverschiebung t_0 des Eingangs- und des Ausgangssignals. Für Abtastsysteme ist die diskrete Kreuzkorrelation zweier mittelwertfreier Signale u und y wie folgt definiert:

$$R(\tau) = \sum_{j=0}^{N-1} u(j) y(j + \tau) . \quad (3.5)$$

Der Abstand des Maximums der direkten KKF zum Nullpunkt ist somit gleich der Anzahl der Abtastschritte zwischen den beiden Signalen. Mit Hilfe der Anregungsfrequenz wird letztlich die Phasenlage bestimmt. Der aufgenommene Amplituden- und der Phasengang für das Testfahrzeug A sind in Bild 3.7 dargestellt. Die Ruckelfrequenz ist durch den Phasenwechsel und die maximalen Amplituden mit anschließendem steilen Abfall bei ungefähr 3 Hz deutlich erkennbar.

Um den Einfluss von stochastischen Effekten beurteilen zu können, sind jeweils zwei Sensoren für die Längsbeschleunigung und die Aggregatposition (vgl. Abschnitt 3.4) ausgewertet worden. Zwischen dem Eingangsmoment und dem Aggregatweg sowie der Längsbeschleunigung liegt jeweils die gleiche Phasenlage vor. Somit ist nicht eindeutig zu klären, ob sich die Aggregatbewegung aus der Längsbeschleunigung ergibt oder ob sie deren Ursache ist. Des Weiteren weisen die Systemantworten nur noch

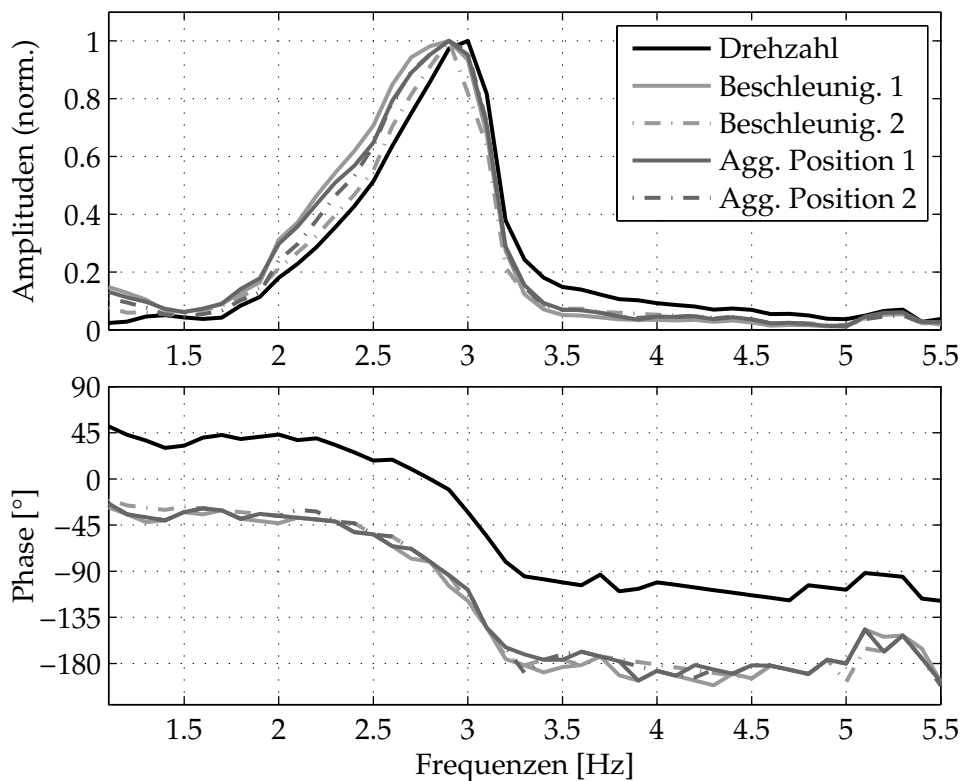


Bild 3.7: Amplituden- und Phasengang für Motordrehzahl, Längsbeschleunigung und Aggregatweg, ermittelt im zweiten Gang für Testfahrzeug A

annähernd einen sinusförmigen Verlauf auf, weshalb von einem nichtlinearen Systemverhalten ausgegangen werden muss. Weitere Untersuchungen sind deshalb notwendig, um die dynamischen Kopplungen von Aggregat und restlichem Antriebsstrang genauer bestimmen zu können und die Ursachen der Nichtlinearitäten zu ermitteln. Zunächst werden allerdings die Abhängigkeiten der Ruckelfrequenz untersucht.

3.3 Ruckeln

Das Längsbeschleunigungsruckeln ist die spürbare Auswirkung der Torsionsschwingung des Antriebsstrangs in seiner ersten Eigenfrequenz. Sie wird von unterschiedlichen Parametern beeinflusst: neben dem gewählten Gang und der Fahrzeugmasse ist sie von der aktuellen Drehzahl des Motors abhängig. Auch der Betrag des angreifenden Motormoments verändert die Eigenfrequenz. Dieser Abschnitt zeigt die einzelnen Abhängigkeiten im Detail und versucht durch den Vergleich unterschiedlicher Fahrzeuge die Ursachen für diese Frequenzverschiebungen zu finden.

Die Abhängigkeit der Ruckelfrequenz von der Motordrehzahl geht aus Bild 3.8 hervor, worin die Ruckelfrequenzen bei unterschiedlichen Drehzahlen im 2. Gang für Testfahrzeug A dargestellt sind. Dafür wurden mit einem Momentensprung von 100 Nm Messungen durchgeführt und mittels FFT ausgewertet. Der Anstieg der Schwingungsfrequenzen mit der Drehzahl ist deutlich erkennbar. Sie nehmen im gezeigten 2. Gang innerhalb des Arbeitsbereichs des Motors um bis zu 0,8 Hz zu, was einer mittleren Änderung von 20 % entspricht. Die Zunahme der Frequenz mit der Drehzahl ist in allen Gängen zu finden.

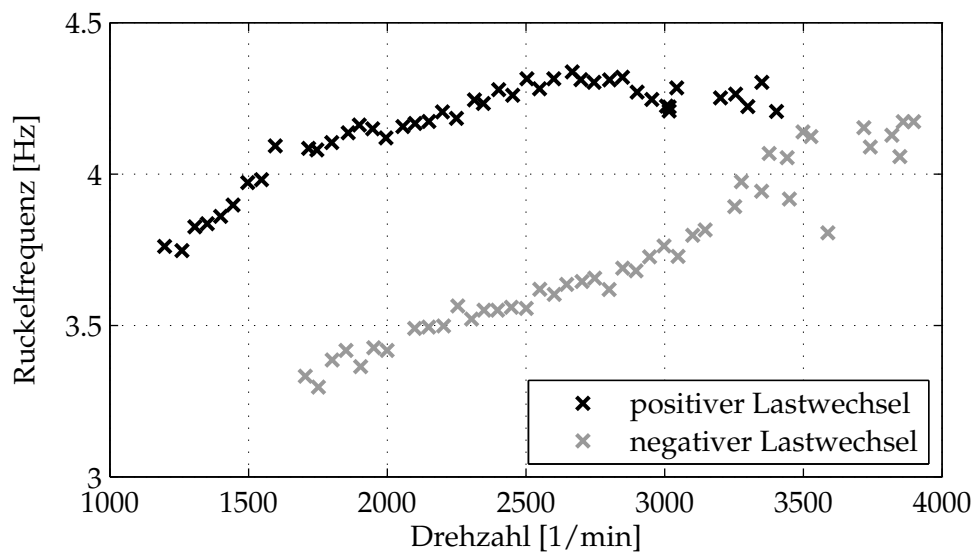


Bild 3.8: Veränderung der Ruckelfrequenz in Abhängigkeit von der Drehzahl beim positiven und negativen Lastwechsel beim Testfahrzeug A

Die in Bild 3.8 gezeigten Ruckelfrequenzen unterliegen gerade bei höheren Drehzahlen einer stärkeren Streuung, was möglicherweise durch die drehzahlsynchrone Messdatenerfassung verursacht sein könnte. Allerdings zeigt die Auswertung der gleichzeitig gemessenen, aber zeitdiskret abgetasteten Fahrzeuglängsbeschleunigung und die des Aggregatwinkels, welche in Bild 3.9 dargestellt sind, das gleiche Verhalten. Eine Beeinflussung der Ergebnisse durch die winkeldiskrete Abtastung der Motordrehzahl ist somit auszuschließen.

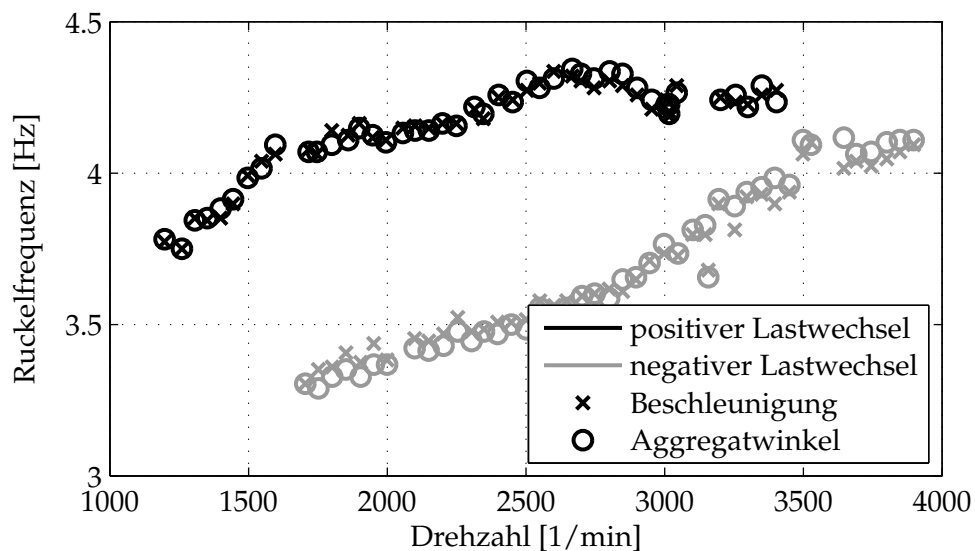


Bild 3.9: Veränderung der Ruckelfrequenz in Abhängigkeit von der Drehzahl beim positiven und negativen Lastwechsel für die Fahrzeuglängsbeschleunigung und den Aggregatwinkel beim Testfahrzeug A

Ein großer Teil der Erhöhung der Ruckelfrequenzen in Abhängigkeit von der Drehzahl kann auf das Zweimassenschwungrad zurückgeführt werden. Bei steigender Motordrehzahl erhöhen sich aufgrund der Zentripetalkräfte die Normalkräfte auf die Feder-

windungen der Bogenfedern des ZMS, woraus gleichzeitig höhere Reibkräfte resultieren. Die effektive Federlänge der Bogenfedern verkürzt sich, da die erhöhten Reibkräfte die partielle Selbsthemmung der Bogenfedern begünstigen. Die verbleibenden aktiven Federwindungen weisen in Summe eine höhere Federsteifigkeit auf, was zu einer erhöhten Frequenz führt.

Ein Vergleich von Bild 3.8 mit dem Bild 3.10 verdeutlicht den Einfluss eines ZMS. In Bild 3.10 sind die Ruckelfrequenzen über der Drehzahl bei einem Fahrzeug ohne Zweimassenschwungrad aufgetragen (Testfahrzeug C). Die Ruckelfrequenzen beim positiven wie auch beim negativen Lastwechsel unterliegen zwar stärkeren Schwankungen, aber ein drehzahlabhängiger Trend ist hier nicht zu verzeichnen.

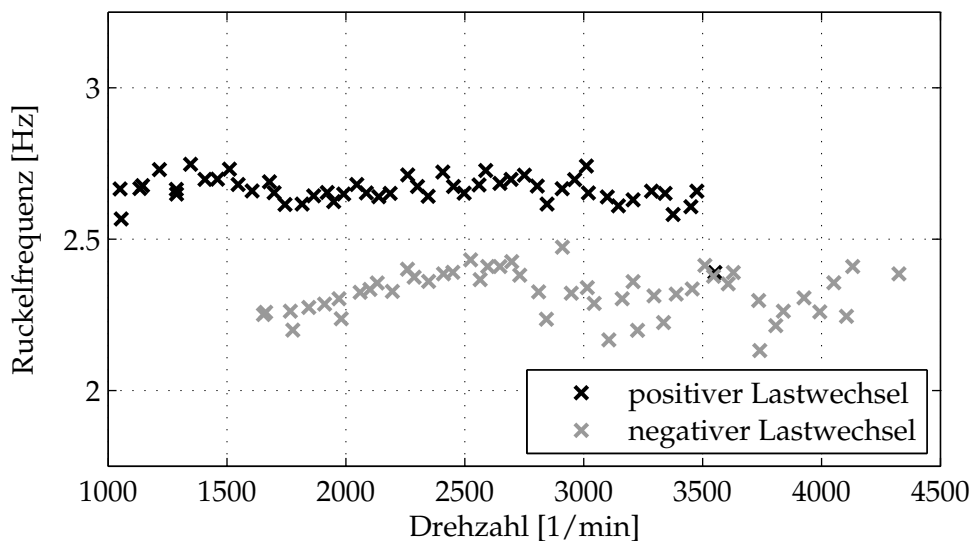


Bild 3.10: Veränderung der Ruckelfrequenz in Abhängigkeit von der Drehzahl beim positiven und negativen Lastwechsel beim Testfahrzeug C ohne ZMS

Neben der Drehzahl bestimmt auch das an der Kupplung übertragene Moment die Eigenfrequenz des Antriebsstrangs maßgeblich, was in Bild 3.11 gezeigt ist. Dort sind, wiederum mittels FFT bestimmte, Schwingungsfrequenzen der Motordrehzahl für jeweils drei bis fünf Lastwechsel bei einer Variation des indizierten Motormoments zwischen 60 Nm und 220 Nm bei einer Drehzahl von 1400 $1/\text{min}$ beim positiven Lastwechsel, bzw. 2100 $1/\text{min}$ beim negativen Lastwechsel, dargestellt. Es zeigt sich, dass durch die Erhöhung des Motormoments auch die Schwingungsfrequenz für positive Lastwechsel von ca. 3.2 Hz auf 4.5 Hz ansteigt. Im Gegensatz dazu bleibt die Ruckelfrequenz für negative Lastwechsel nahezu konstant bei 3.3 Hz.

Die Konstanz der Schwingungsfrequenz beim negativen Lastwechsel ist darauf zurückzuführen, dass bei Wegnahme des Verbrennungsmoments das Motorreibmoment am Eingang des Antriebsstrangs verbleibt (vgl. Abschnitt 4.1). Der Betrag des Motorreibmoments ist unabhängig vom zuvor indizierten Moment und liegt bei diesem Testfahrzeug für den gezeigten Arbeitspunkt bei ungefähr 32.5 Nm. Somit ist das am Antriebsstrang wirkende Moment in etwa um diesen Betrag niedriger als das nominell indizierte Moment aus Bild 3.11. Der Schnittpunkt der beiden Frequenzverläufe bei 65 Nm (indiziert) kennzeichnet damit gerade auch die Momentengleichheit des Wirkmoments am Antriebsstrang.

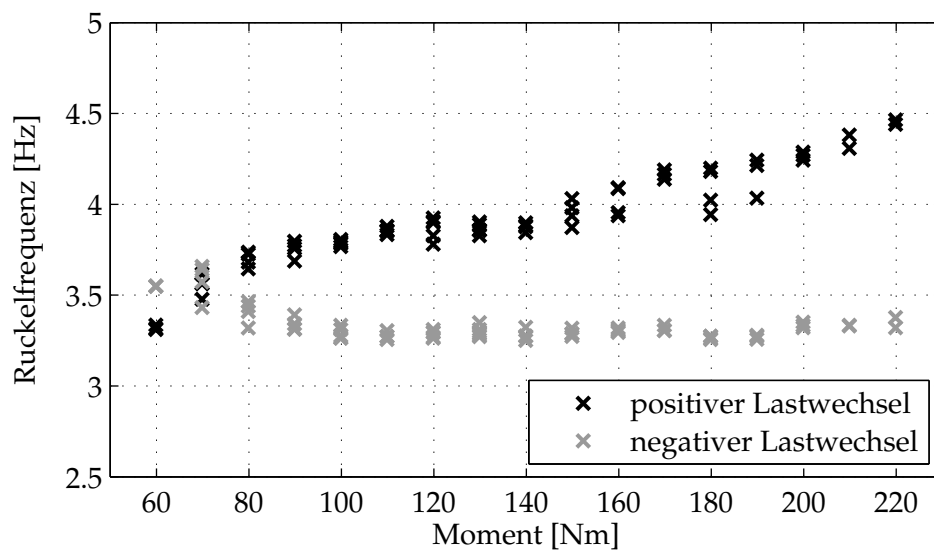


Bild 3.11: Veränderung der Ruckelfrequenz beim Testfahrzeug A in Abhängigkeit des indizierten Motormoments für positive und negative Lastwechsel bei 1400 $1/\text{min}$ bzw. 2100 $1/\text{min}$

Die Ruckelfrequenzen beim positiven Lastwechsel zeigen eine generelle, in etwa lineare Abhängigkeit vom indizierten Moment, wobei der Frequenzanstieg bei geringen und bei hohen Momenten jeweils größer ist. Die Streuung der Eigenfrequenz zwischen den einzelnen Messungen beim selben Anregungsmoment in Bild 3.11 ist auf unterschiedliche Fahrbahnabschnitte und auf die Streuung des Wirkmoments zurückzuführen. Gerade bei niedrigen Momenten macht sich dieser Einfluss bemerkbar, da die Streuung der indizierten Momente und der Reibmomente dort einen höheren Anteil am Kupplungsmoment ausmacht. Des Weiteren kann die Motordrehzahl, bei der der Lastwechsel stattfindet, nicht exakt eingestellt werden, womit beim Betriebspunkt ebenfalls geringe Schwankungen vorliegen. Und letztlich trägt auch die Frequenzanalyse zu Schwankungen bei. Die Dauer der resultierenden Antriebsstrangschwingung ist von der Höhe der Anregung abhängig, für die FFT wird aber eine feste Anzahl von Messpunkten zur Auswertung verwendet. Da aufgrund der Antriebsstranglose (vgl. nächster Abschnitt) die Frequenz der ersten Schwingung bzw. Schwingungen höher ist als die der darauf folgenden, erhöht sich dieser Anteil im Gesamtergebnis im Fall einer schnell abklingenden Schwingung.

Als Ursache für die gezeigte Momentenabhängigkeit kommen zwei nichtlineare Bauteile des Antriebsstrangs infrage, zum einen das ZMS, dessen gestufte Federkennlinien bei höheren Momenten zu höheren Steifigkeiten führen, und zum anderen die Aggregatlager, die einen progressiven Verlauf der Federsteifigkeit in Abhängigkeit vom Moment aufweisen. Das Bild 3.12 zeigt die Ruckelfrequenzen in Abhängigkeit vom indizierten Moment für ein Testfahrzeug ohne ZMS. Das generelle Verhalten der Ruckelfrequenzen ist identisch zu dem in Bild 3.11 dargestellten für ein Fahrzeug mit Zweimassenschwungrad. Die Frequenzen beim negativen Lastwechsel sind annähernd konstant, lediglich für kleine Momentensprünge zeigt sich eine leichte Erhöhung der ermittelten Frequenzen.

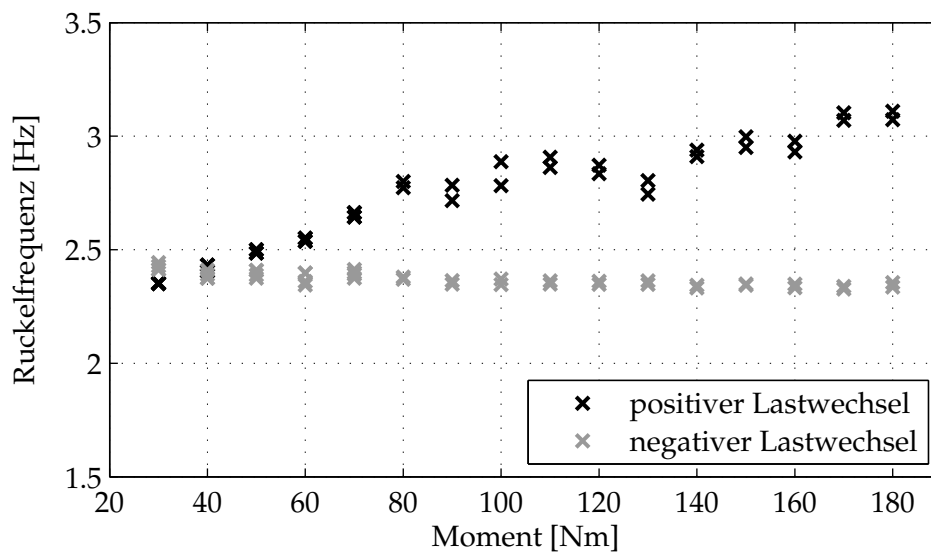


Bild 3.12: Veränderung der Ruckelfrequenz in Abhängigkeit vom indizierten Moment beim Testfahrzeug C ohne ZMS

Die Antriebsstrangeigenfrequenzen beim positiven Lastwechsel weisen zwar größere Streuungen auf, steigen aber ebenso wie beim Fahrzeug mit ZMS an. Die absoluten Werte der Ruckelfrequenzen unterscheiden sich aufgrund der unterschiedlichen Fahrzeugtypen und Motorisierungen, doch der relative Anstieg ist beim Fahrzeug mit und beim Fahrzeug ohne ZMS in etwa gleich, so dass die momentenabhängige Frequenzverschiebung in erster Linie auf die Motorlagerungen zurückzuführen ist. Bei Wirkmomentengleichheit (bei 55 Nm nominell) besteht zwischen den ermittelten Frequenzen bei diesem Testfahrzeug ein Unterschied von ca. 0.2 Hz. Eine mögliche Erklärung für diesen Unterschied der Ruckelfrequenz bietet die nichtlineare Motorlagerkennlinie, die unterschiedliche Verläufe für den Zug- und Schubetrieb aufweist. Weitere Untersuchungen sollen deshalb zeigen, welchen Einfluss die Aggregatlagerung auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs hat.

3.4 Aggregatschwingungen

Eine Möglichkeit, am Serienfahrzeug festzustellen, welchen Einfluss die Aggregatlager haben, besteht darin, Lastwechsel im ersten Gang und im Rückwärtsgang durchzuführen. In beiden Gängen ist die Getriebeübersetzung annähernd oder genau gleich, falls ein übersetzungsfreies Zwischenrad zur Drehrichtungsumkehr im Getriebe eingesetzt wird. Durch die Drehrichtungsumkehr stützt sich das Aggregat beim Rückwärtsfahren in die Richtung ab, die es sonst im Schub einnimmt, und umgekehrt wird im Schub die Zugrichtung des Vorwärtsfahrens belastet. In Bild 3.13 sind die per FFT ermittelten Frequenzen beim Testfahrzeug C ohne ZMS dargestellt. Dafür wurde das Fahrzeug mit doppelten Momentensprüngen von 30 Nm bis 180 Nm bei einer Drehzahl von 1400 1/min angeregt.

Der Vergleich zwischen Vorwärts- und Rückwärtsfahrt zeigt eine Reduktion der Frequenzen um ca. 0.2 Hz für den Zug und eine Erhöhung in gleichem Maße für den Schub. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die Aggregatlager für Zug und Schub

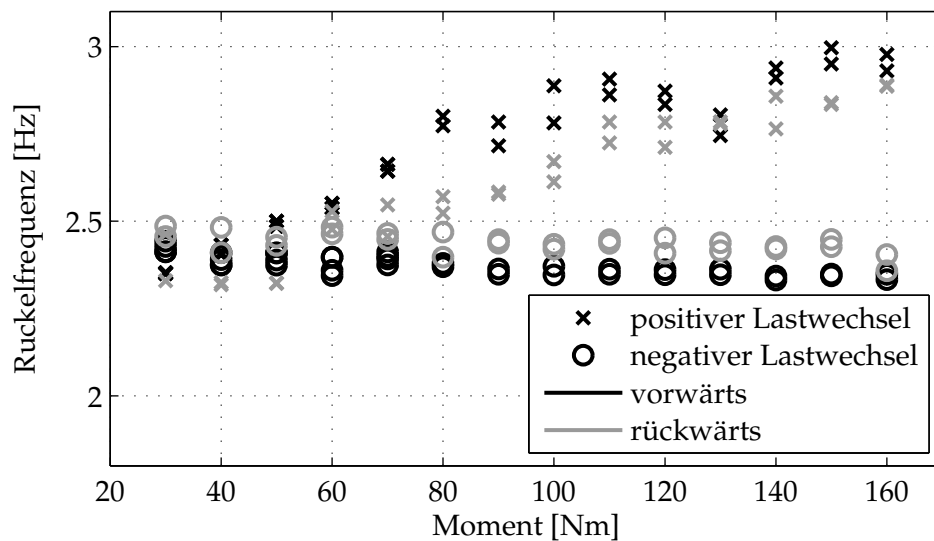


Bild 3.13: Vergleich der Ruckelfrequenzen im ersten Gang und im Rückwärtsgang beim Testfahrzeug C

unterschiedlich abgestimmt sind. Die Steifigkeit der Lager für den Zugbetrieb ist höher, was zu erhöhten Ruckelfrequenzen führt. Darüber hinaus zeigt sich durch die Verschiebung der Ruckelfrequenzen in unterschiedliche Richtungen beim positiven und beim negativen Lastwechsel, dass sich keine feststellbare Änderung der Getriebesteifigkeit durch die Änderung des Kraftflusses im Rückwärtsgang ergibt.

Alle bisher durchgeführten Untersuchungen sind ausschließlich an Fahrzeugen mit quer eingebauten Motoren mit Frontantrieb durchgeführt worden. Die modellbasierte Antriebsstrangregelung soll aber für alle Konfigurationen von Motoren und Antriebsachsen einsetzbar sein, weshalb im Weiteren der Einfluss von längs eingebauten Motoren und anderen Antriebsachsen untersucht werden soll, um daraus Maßnahmen für die Modellbildung abzuleiten.

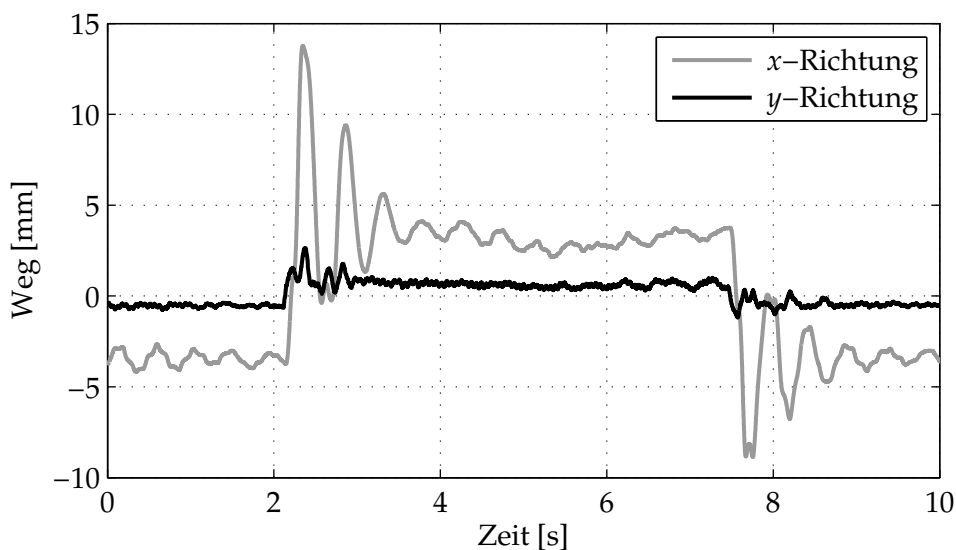


Bild 3.14: Bewegung des längs eingebauten Aggregats von Testfahrzeug D beim Lastwechsel

Das Bild 3.14 zeigt die am Zylinderkopf gemessene Bewegung des Aggregats an einem Fahrzeug (Testfahrzeug D) mit längs eingebautem Motor bei einem Lastwechselmanöver im ersten Gang. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Bewegung des Motors trotz Längseinbau hauptsächlich um die Antriebsachse bzw. parallel zu ihr stattfindet. Die Reaktionsmomente des Motors bewirken nur eine geringfügige Drehung um die Kurbelwellenachse. In dieser Richtung sind auch keine ausgeprägten Ruckelschwingungen erkennbar. Da die Hauptbewegung also um die Antriebsachse stattfindet, kann für längs und quer eingebaute Motoren eine einheitliche Modellierung unter Vernachlässigung der anderen Bewegungsrichtungen des Aggregats vorgenommen werden. Die reine Aggregatdynamik zu untersuchen, ohne dabei auch gleichzeitig die restliche Antriebsstrangdynamik zu betrachten, ist nur schwer möglich, da die größten Anregungen durch die Kopplung mit dem Getriebe entstehen. Eine Möglichkeit, allein das Aggregat anzuregen, besteht in einer Ausschwingmessung. Dafür wird der Antriebsstrang unter Last schlagartig geöffnet, wodurch das Aggregat in seine Ausgangsstellung zurückkehrt und dabei gedämpfte Schwingungen ausführt. Die größten Abstützmomente entstehen bei hohen Getriebeübersetzungen, weshalb sich für diese Untersuchung der erste Gang anbietet. In Bild 3.15 ist eine solche Messung gezeigt, bei der zunächst ein negativer und ein positiver Lastwechsel (bei 46 s und 50 s) durchlaufen werden und anschließend bei 54 s im Zug der Triebstrang geöffnet wird.

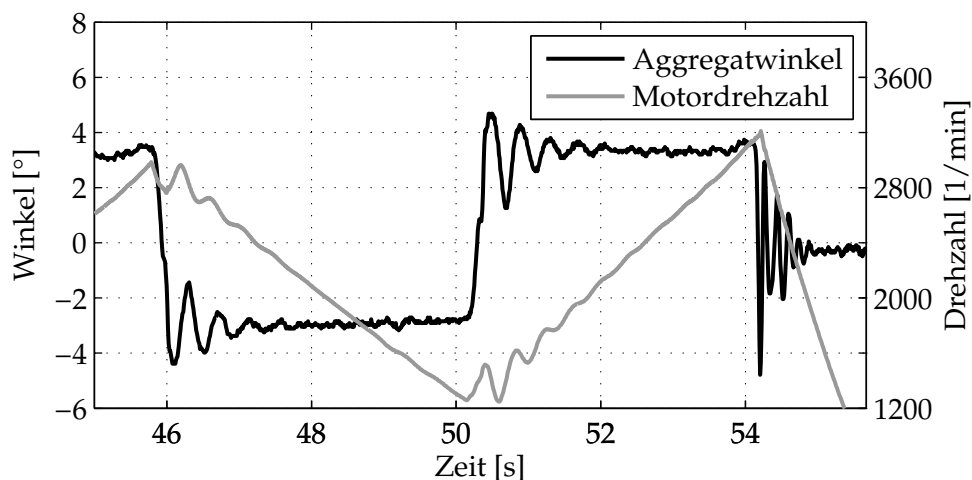


Bild 3.15: Schwingungen des Aggregats aufgrund von Lastwechseln beim Testfahrzeug A bei geschlossenem und geöffnetem Antriebsstrang

Bei geschlossenem Antriebsstrang schwingen die Motordrehzahl und der Aggregatwinkel bei den beiden Lastwechseln mit der gleichen Frequenz, während die Schwingung des Aggregats bei geöffnetem Triebstrang eine wesentlich höhere Frequenz aufweist. Für das Testfahrzeug A beträgt die ermittelte Frequenz durchschnittlich 6.41 Hz. Damit ist eine untere Abschätzung für die Eigenfrequenz des Aggregats gefunden. Es ist aber anzunehmen, dass sich diese Frequenz unter Last stark erhöht, da die Aggregatlagerkennlinien für den Leerlaufbereich weich ausgelegt sind. Weitere Informationen über das Aggregatverhalten unter Last gibt auch der folgende Abschnitt.

3.5 Ereignisdiskrete Phänomene

Bedingt durch die Kopplung der Hauptdrehmassen von Kurbelwelle, Aggregat und Fahrzeug ergibt sich für alle Messgrößen am Antriebsstrang ein gleiches Verhalten der Ruckelfrequenz in Abhängigkeit von den einzelnen Betriebspunkten, wie in den vorausgehenden Abschnitten gezeigt ist. Die Fahrzeuglängsbeschleunigung weist aber neben der Ruckelschwingung weitere, ereignisdiskrete Schwingungsphänomene auf, die Einfluss auf den Lastwechselkomfort haben. In Bild 3.16 sind für den ersten und zweiten Gang jeweils zwei gemessene Längsbeschleunigungsverläufe dargestellt, die bei Lastwechseln aus dem Schub und aus der Konstantfahrt an Testfahrzeug A aufgenommen wurden.

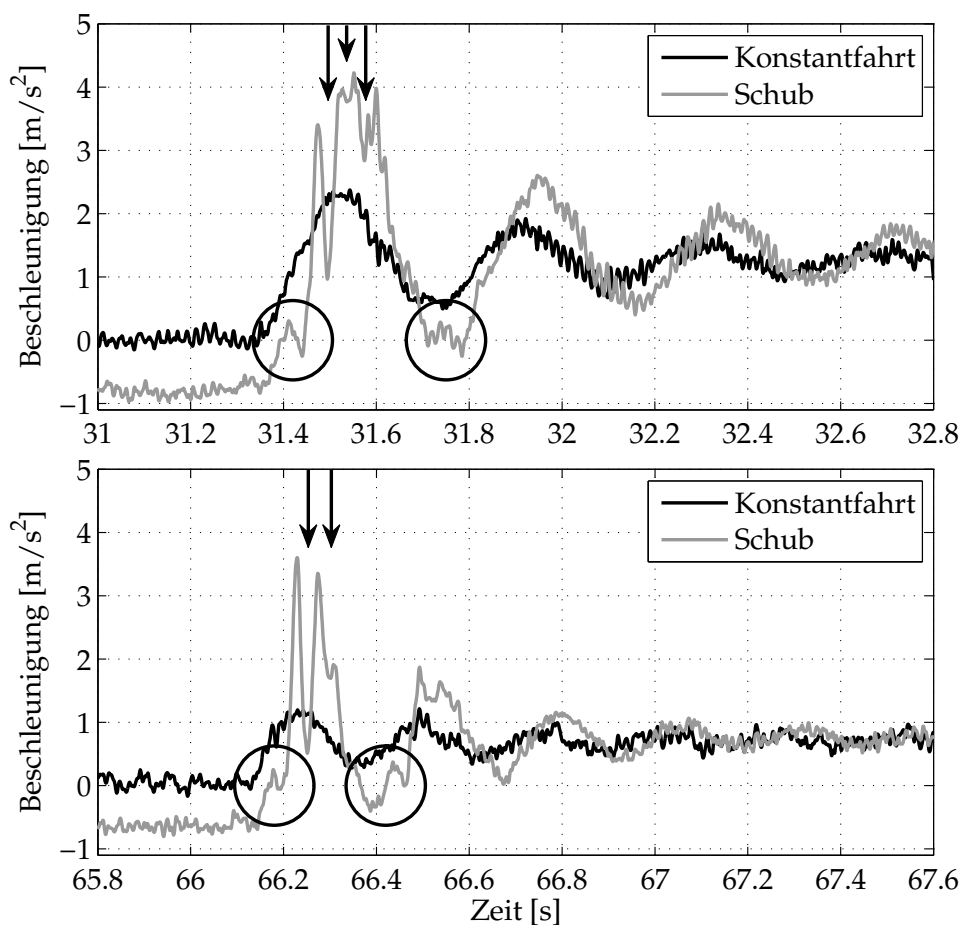


Bild 3.16: Vergleich der Fahrzeugbeschleunigung bei Momentensprüngen aus dem Schub und der Konstantfahrt exemplarisch für den ersten Gang (*oben*) und für den zweiten Gang (*unten*) für Testfahrzeug A

Bei allen vier Messungen ist eine absolute Momentensprunghöhe von 100 Nm verwendet worden. Sowohl bei einem Sprung aus dem Schub als auch aus der Konstantfahrt schwingt die Längsbeschleunigung mit der Ruckelfrequenz des jeweiligen Ganges. Die Amplituden der Schwingungen sind beim Sprung aus dem Schub wesentlich größer, was aufgrund der größeren Sprunghöhe nachvollziehbar ist. Neben diesem grundlegenden Unterschied zeigt die Beschleunigung bei Anregungen aus dem Schub zwei nichtlineare Effekte, die sowohl beim Schub-Zug-Wechsel als auch beim Zug-Schub-Wechsel auftreten und in allen Gängen zu finden sind.

Zum einen verharrt die Längsbeschleunigung nach ihrem Nulldurchgang für eine kurze Zeit um diesen Bereich von 0 m/s^2 , was in Bild 3.16 durch Kreise markiert ist. Beim schwingungsbedingten Wiedereintritt in den Schub (nach 31.7 s und bei 66.4 s) ist das gleiche Phänomen zu beobachten. Zum anderen zeigt sich die durch den Lastwechsel verursachte Schwingung nicht mehr sinusförmig, sondern scheint durch eine höherfrequente Schwingung überlagert zu sein. Die Pfeile in Bild 3.16 markieren Beschleunigungseinbrüche, die in dieser Form vor allem beim ersten Überschwingen der Beschleunigung deutlich zu erkennen sind.

In Bild 3.17 ist eine Gegenüberstellung der auf ein Antriebswellenmoment umgerechneten Längsbeschleunigung mit dem an der Antriebswelle gemessenen Moment (vgl. Abschnitt 2.3.4) für einen Momentensprung mit 100 Nm im zweiten Gang gegeben. Der direkte Vergleich gibt Anhaltspunkte für die Ursachen der beiden zuvor beschriebenen Phänomene. Das Verharren der Beschleunigung beim Nulldurchgang ist auf das gleichzeitige Verharren des Antriebswellenmomentes zurückzuführen. Dieses beim Schub-Zug-Wechsel auftretende Momentenplateau wird durch das Durchqueren der im Antriebsstrang vorhandenen Losen aus Getriebe, Differential und Zweimassenschwungrad verursacht [Lag04, BCLY07]. Bei dem Momentensprung aus der Konstantfahrt in Bild 3.16 hat der Motor zur Überwindung der Fahrwiderstände bereits so viel Moment aufgebaut, dass im Antriebsstrang permanent ein positives Moment anliegt.

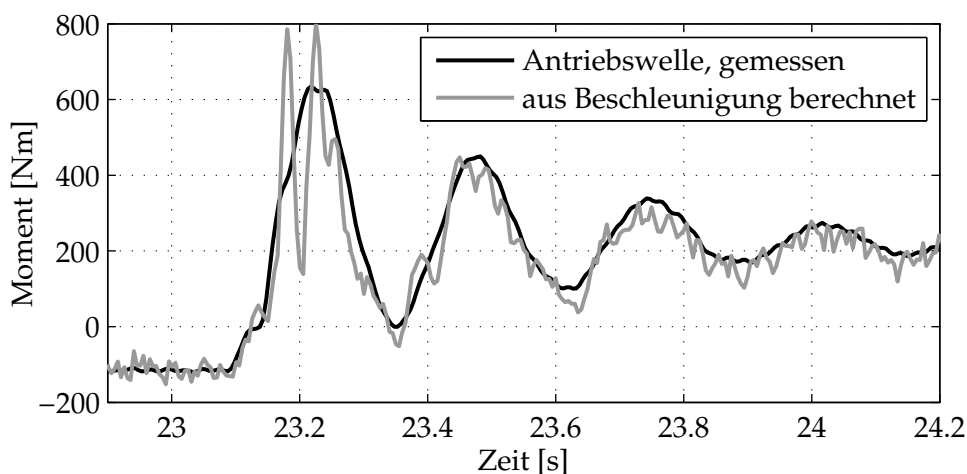


Bild 3.17: Vergleich des gemessenen Antriebswellenmomentes mit der auf das Antriebswellenmoment umgerechneten Fahrzeuglängsbeschleunigung bei einem Lastwechsel von 100 Nm beim Testfahrzeug A

Die höherfrequente Schwingung der Beschleunigung ist im gemessenen Antriebswellenmoment nicht enthalten, somit ist deren Ursache jenseits des Antriebsstrangs zu suchen. Untersuchungen mittels FFT zeigen, dass die Frequenz dieser Schwingung bei den verschiedenen Testfahrzeugen zwischen 12 Hz und 25 Hz liegt. Damit ist sie nach Bild 3.1 eine direkte Folge des Lastwechselschlags. Sie weist eine proportionale Abhängigkeit vom Radmoment auf, weshalb ihre Amplitude mit höheren Gängen abnimmt. Signifikante Änderungen in der Frequenz sind zwischen den Gängen nicht feststellbar, weshalb die wahrscheinlichste Ursache der Anlagewechsel des Aggregats ist. Das Bild 3.18 soll über die Ursache weiteren Aufschluss geben. Dort sind neben der

Längsbeschleunigung die gemessenen Positionen an der Pendelstütze des Aggregats gezeigt.

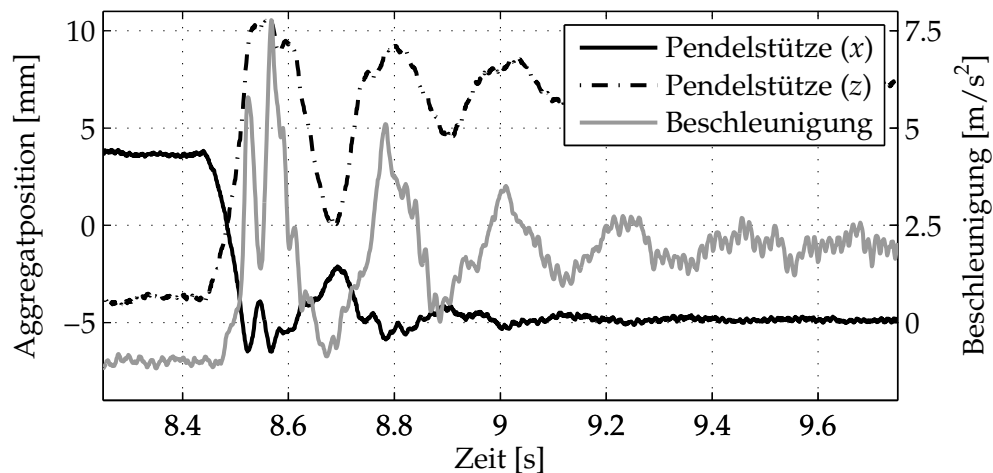


Bild 3.18: Bewegung des Aggregats an der Pendelstütze im Vergleich mit der Längsbeschleunigung beim positiven Lastwechsel für Testfahrzeug A

Zeitgleich zur ersten höherfrequenten Schwingung ist bei der in x -Richtung (vgl. Bild 2.4) gemessenen Aggregatposition eine Bewegungsumkehr zu erkennen (bei 8.55 s). Dieses Verhalten deutet darauf hin, dass das Aggregat die Pendelstütze weit in ihrem progressiven Bereich belastet (siehe auch Bild 2.3). Durch den schnellen Anlagewechsel entstehen kurzfristig hohe Kräfte, die über die Pendelstütze direkt in das Chassis eingeleitet werden, entgegen der Beschleunigungsrichtung wirken und so die höherfrequente Schwingung verursachen. In [AWB05] wird in einer simulativen Sensitivitätsanalyse der Einfluss verschiedener Antriebsstrangparameter untersucht. Unter anderem wird der Einfluss der Progression der Motorlager auf die Längsbeschleunigung gezeigt und ein zum Bild 3.16 ähnliches Verhalten angegeben.

Dass die hochfrequente Schwingung beim Lastwechsel durch den Anlagewechsel des Aggregats verursacht wird, bestätigt eine weitere Untersuchung. Dafür werden die

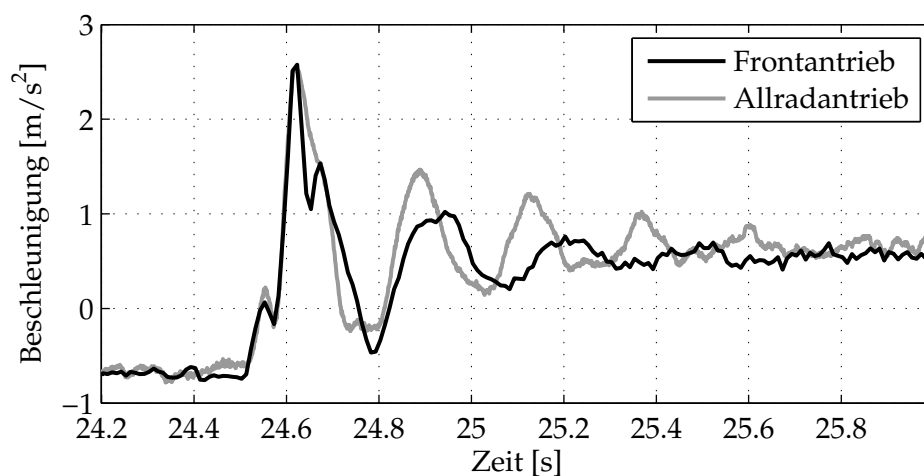


Bild 3.19: Vergleich der gemessenen Längsbeschleunigungen beim positiven Lastwechsel beim Testfahrzeug F mit Frontantrieb und beim gleichen Testfahrzeug F2 mit Allradantrieb

Längsbeschleunigungen bei einem Fahrzeug mit Frontantrieb (Testfahrzeug F) und dem selben Fahrzeugtyp mit Allradantrieb (Testfahrzeug F2) in Bild 3.19 verglichen. Beim Allradfahrzeug wird das Moment auf alle vier Räder verteilt. Die hintere Achse wird mittels Kardanwelle angetrieben. Dieses führt zu zwei Änderungen im Aggregatverhalten. Zum einen findet die Abstützung des Aggregats beim Lastwechsel nicht mehr ausschließlich um die y -Achse statt, sondern zusätzlich auch um die x -Achse. Zum anderen sollen die Beugewinkel der Kardanwelle minimal gehalten werden, so dass die Aggregatbewegung um die y -Achse zusätzlich beschränkt ist.

Dadurch, dass der Motor beim Testfahrzeug F längs eingebaut ist, zeigt sich die hochfrequente lastwechselinduzierte Schwingung bereits weniger ausgeprägt als beim Testfahrzeug A. Beim Allradfahrzeug ist sie aufgrund der anders gearteten Krafteinleitung ins Chassis nicht mehr messbar.

Anhand von Bild 3.19 werden weitere Unterschiede zwischen Front- und Allradantrieb deutlich. So ist beim Allradfahrzeug die Ruckelschwingung in ihrer Ausprägung stärker als beim frontgetriebenen. Darüber hinaus geht das Allradfahrzeug nach der ersten Beschleunigung nochmals komplett in den Schub, da anscheinend die Losen von vorderem und hinterem Antriebsstrangteil nacheinander geschlossen werden. Das Fahrzeug mit Frontantrieb verzögert zwar aufgrund der Schwingung noch mehr, zeigt aber das ausgeprägte losebedingte Verharren der Beschleunigung nicht.

4 Antriebsstrangmodellierung

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Analyse von Schwingungsphänomenen und der modellbasierten Regelung von Ruckelschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen. Ruckeln kann in zwei verschiedenen Erscheinungsformen auftreten, zum einen infolge diskreter Ereignisse, wie z. B. durch Lastwechsel, und zum anderen als Konstantfahrruckeln, das meist in höheren Gängen bei niedrigen Drehzahlen auftritt. Eine Ursache für letzteres kann die Anregung des Antriebsstrangs durch das entsprechend des Kurbelwellenwinkels oszillierende Motormoment sein. Da für diese Arbeit motorseitig nur die Messgröße der Kurbelwellendrehzahl zur Verfügung steht und diese, wie in Abschnitt 2.3.1 beschrieben, einen Großteil der Triebwerksdynamik ausblendet, wird im ersten Abschnitt dieses Kapitels ein einfaches Motormomentenmodell beschrieben, das zur weiteren simulativen Schwingungsuntersuchung verwendet wird.

Der Abschnitt *Triebwerksdynamik* bietet auch einen näheren Einblick in die Entstehung der mechanischen Motorverluste, welche als eine Eingangsgröße für die Antriebsstrangmodelle benötigt werden. Insbesondere die Abhängigkeiten der Verluste von der Motordrehzahl und die daraus abgeleiteten Modellierungsansätze werden detailliert dargestellt, da daraus eine Methodik zur robusten Parametrierung der Verlustmodelle abgeleitet wird. Gleiches gilt für die Fahrwiderstände, die eine weitere Eingangsgröße des Antriebsstrangs bilden und deshalb im anschließenden Abschnitt erläutert werden. Sie sind gleichfalls maßgeblich für die Dynamik des Antriebsstrangs, weshalb auch für diese Verluste eine robuste Parametrierung gefunden werden muss.

Mit Hilfe der auf den Antriebsstrang einwirkenden Kräfte und Momente wird anschließend das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs bei Lastwechseln mathematisch beschrieben. Die Modellierung des Antriebsstrangs erfolgt auf Basis physikalischer Modelle. Für die Abbildung von Lastwechselschwingungen werden Antriebsstrangmodelle in der Regel als Torsionsschwinger aufgebaut. Die wesentlichen Schritte zur Modellbildung finden sich z. B. in [Fan94], [Pet96] oder [Hag98]. Der Vollständigkeit halber sind die Grundlagen der Modellbildung des Antriebsstrangs für ein Zweimassenschwingermodell und für zwei Konfigurationen eines Dreimassenschwingermodells hier kurz aufgeführt.

Auf Basis dieser Modelle werden im Weiteren nichtlineare Modellerweiterungen vorgenommen, um die wesentlichen dynamischen Effekte des Antriebsstrangs nachbilden zu können. Aus den Schwingungsuntersuchungen sind die Aggregatdynamik und das Durchqueren der Lose beim Schub-Zug-Wechsel als wesentliche Effekte hervorgegangen. Deshalb werden zum einen Losemodelle unterschiedlicher Komplexität und zum anderen verschiedene Ansätze zur Modellierung der Motorlagerung vorgestellt, die zur Evaluation der benötigten Modellierungstiefe und einer robusten Parametrierung herangezogen werden. Zum Abschluss dieses Kapitels erfolgen die Zeit- bzw. Winkeldiskretisierung, die für die Umsetzung der vorgestellten Modelle im MSG notwendig sind.

4.1 Triebwerksdynamik

Verbrennungsmotoren wandeln die gespeicherte chemische Energie des Kraftstoffs, der ihnen zugeführt wird, in nutzbare Bewegungsenergie. Die mit Abstand am weitesten verbreitete Bauart des Verbrennungsmotors ist der Hubkolbenmotor mit dem Viertaktverfahren. Dieser setzt die translatorische Bewegung der Kolben in eine rotierende Bewegung der Kurbelwelle um. Dabei wird ein Arbeitsspiel durch den Ansaug-, den Verdichtungs-, den Arbeits- und den Ausschietakt gekennzeichnet [MSO04]. Durch diese nichtkontinuierliche Arbeitsweise des Verbrennungsmotors ist auch das abgegebene Antriebsmoment hochgradig nichtlinear. Der folgende Abschnitt beschäftigt sich mit der Wirkungsweise und der Momentenerzeugung des Verbrennungsmotors, der als Akteur des mechatronischen Systems *Antriebsstrang* eine entscheidende Rolle spielt. Insbesondere die Ermittlung der motorseitigen Verluste ist von großer Wichtigkeit, da deren genaue Kenntnis für die spätere Zustandsschätzung im Rahmen einer modellbasierten Regelung notwendig ist.

4.1.1 Massenkräfte

Da alle Zylinder eines Reihenmotors gleich aufgebaut sind und in ihnen, zeitlich versetzt, die gleichen Vorgänge ablaufen, wird im Folgenden zunächst der Aufbau und das Betriebsverhalten eines einzelnen Zylinders (bzw. Kurbeltriebs) erläutert. Anschließend erfolgt eine Ausweitung der Betrachtung auf Mehrzylindermaschinen.

In Bild 4.1 ist schematisch der Aufbau des Kurbeltriebs eines Viertaktmotors dargestellt. Der Kolben (3) führt im Zylinder (1) translatorische Bewegungen zwischen dem oberen Totpunkt (OT) und dem unteren Totpunkt (UT) aus. Der Kolben ist über das Pleuel (6) mit dem Pleulzapfen der Kurbelwelle (7) durch Gleitlager verbunden. So wird eine rotierende Bewegung der Kurbelwelle aus der translatorisch oszillierenden Bewegung des Kolbens realisiert.

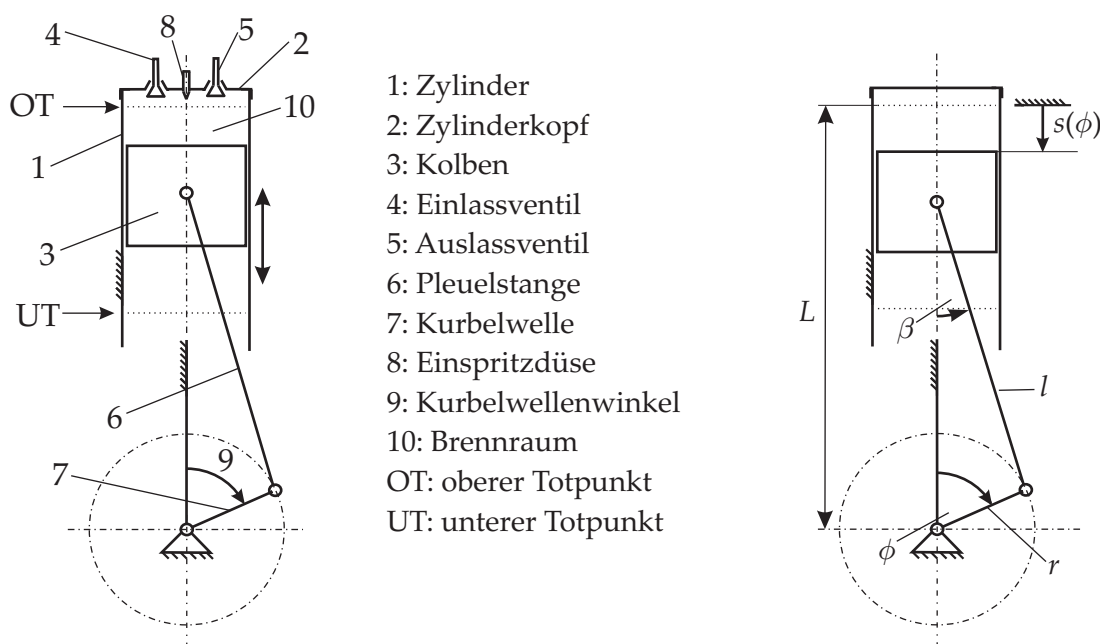


Bild 4.1: Schematische Darstellung eines Kurbeltriebs (*links*) und kinematische Kenngrößen (*rechts*)

Die Entfernung des oberen Kolbenendes zum OT, der Kolbenweg $s(\phi)$, ist aufgrund der kinematischen Kopplung zur Kurbelwelle vom Kurbelwellenwinkel ϕ abhängig. Die folgenden Zusammenhänge beziehen sich auf zentrische Kurbeltriebe, bei denen sich die Achse der Kurbelwelle mit der Mittelachse der Kolbenbewegung schneidet. Mit dem Pleuelstangenverhältnis $\lambda = r/l$ ergibt sich bei Berücksichtigung der kinematischen Beziehungen nach Bild 4.1 für den Kolbenweg

$$s(\phi) = r \left(1 - \cos(\phi) + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\phi)} \right) \right). \quad (4.1)$$

Durch Differenzieren nach der Zeit folgt für die Kolbengeschwindigkeit in Abhängigkeit des Kurbelwellenwinkels

$$\dot{s}(\phi) = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\phi} \frac{d\phi}{dt} = \frac{ds}{d\phi} \omega = r \omega \underbrace{\left(\sin(\phi) + \lambda \frac{\sin(\phi) \cos(\phi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\phi)}} \right)}_{f_1(\phi)} \quad (4.2)$$

und äquivalent für die Kolbenbeschleunigung

$$\begin{aligned} \ddot{s}(\phi) &= \frac{ds}{d\phi} \dot{\omega} + \frac{d^2s}{d\phi^2} \omega^2 = r \left(\sin(\phi) + \lambda \frac{\sin(\phi) \cos(\phi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\phi)}} \right) \dot{\omega} \\ &+ r \underbrace{\left(\cos(\phi) + \lambda \frac{(\cos^2(\phi) - \sin^2(\phi))}{\left(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\phi)} \right)^3} + \lambda^3 \frac{\sin^2(\phi) \cos^2(\phi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\phi)}} \right)}_{f_2(\phi)} \omega^2. \end{aligned} \quad (4.3)$$

Im Triebwerk wirken während des Motorlaufs verschiedene Kräfte und Momente. Auf den Kolben wirkt die durch den Gasdruck $p(\phi)$ während des Verbrennungstaktes erzeugte Gaskraft. Aufgrund der Bewegung der Bauteile des Motors entstehen zeitlich veränderliche Massenkräfte, die u. a. von der Kolbenbeschleunigung \ddot{s} aus Gleichung 4.3 abhängig sind. Der Kolben bewegt sich rein translatorisch (oszillierend). Seine Masse m_{Kol} wird als im Bereich des kleinen Pleuelauges konzentriert betrachtet. Die Bewegung des Pleuels m_{Pl} hingegen ist gemischt. Das kleine Pleuelauge bewegt sich translatorisch und das große Pleuelauge rotatorisch. Zwar besteht die Möglichkeit, die Pleuelbewegung mit Hilfe des Momentanpols auf eine lediglich rotatorische Bewegung zu reduzieren und anhand der Winkelbeschleunigung um diesen Momentanpol die Massenkräfte des Pleuels zu beschreiben, jedoch würde dieses Vorgehen einen sehr großen Berechnungsaufwand erfordern. Es ist deshalb ein gängiges Vorgehen (vgl. [Bos03]), die Masse des Pleuels in zwei Punktmassen aufzuteilen, die am oberen und unteren Ende angesiedelt sind. Diese Vereinfachung ist möglich, da sich die überwiegende Masse des Pleuels im Bereich der Pleuelaugen befindet. Aufgrund der Massenverteilung kann nach [Bos03] die Pleuelmasse vereinfacht zu einem Drittel als rein oszillierend und zu zwei Dritteln als rein rotierend angenommen werden.

Aus der Gleichung 4.3 folgt die oszillierende Massenkraft F_m , die sich aus zwei Anteilen zusammensetzt. Der erste ist periodisch vom Kurbellwellenwinkel ϕ abhängig und beschreibt die Kraft, die für den Fall einer konstanten Winkelgeschwindigkeit für die Erhaltung der oszillierenden Kolbenbewegung aufgewendet werden muss. In dem zweiten Anteil sind alle beschleunigungsabhängigen Anteile enthalten. Die Massenkraft

$$F_m = m_{\text{osz}} r \ddot{s}(\phi) = m_{\text{osz}} r \left(\frac{d^2s}{d\phi^2} \omega^2 + \frac{ds}{d\phi} \dot{\omega} \right) \quad (4.4)$$

kann mit Hilfe der geometrischen Beziehungen des Kurbeltriebs $M_m = F_m \frac{ds}{d\phi}$ in das resultierende Massenmoment M_m umgerechnet werden

$$M_m = m_{\text{osz}} r^2 \left(\frac{d^2s}{d\phi^2} \omega^2 + \frac{ds}{d\phi} \dot{\omega} \right) \frac{ds}{d\phi}. \quad (4.5)$$

Durch Anwendung des Additionstheorems $\sin^2(\phi) = \frac{1}{2}(1 - \cos(2\phi))$ und Entwicklung des Wurzelausdrucks in eine Taylorreihe mit Abbruch nach dem zweiten Glied vereinfacht sich die Gleichung 4.5 wie folgt:

$$M_m = m_{\text{osz}} r^2 \left(\sin(\phi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\phi) \right) \times \left[(\cos(\phi) + \lambda \cos(2\phi)) \omega^2 + \left(\sin(\phi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\phi) \right) \dot{\omega} \right]. \quad (4.6)$$

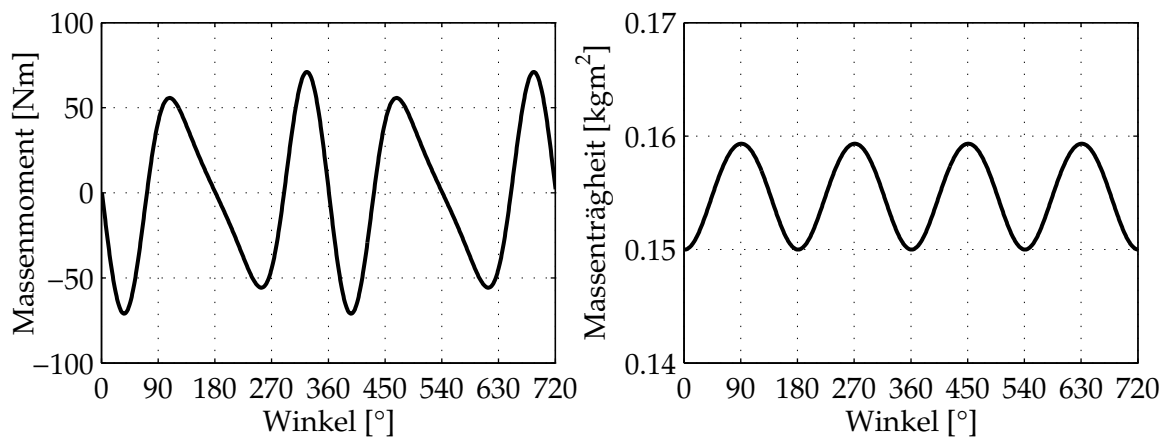


Bild 4.2: Verlauf des Massenmomentes eines Zylinders über ein Arbeitsspiel bei 2000 1/min (*links*) und Massenträgheitsmoment eines Vierzylindermotors bestehend aus konstantem (0.15 kgm²) und variablem Anteil (*rechts*)

4.1.2 Gaskräfte

Bei der dieselmotorischen Verbrennung wird der Kraftstoff am Ende des Verdichtungsaktes (kurz vor OT) mit hohem Druck direkt in den Brennraum eingespritzt. Der durch den hohen Druck stark zerstäubte Brennstoff verdampft und vermischt sich mit

der Luft im Brennraum. Durch die hohe Temperatur der stark verdichteten Luft entzündet sich das Luft-Brennstoff-Gemisch beim Dieselmotor von selbst. Bei Fahrzeugen, die die aktuellen Abgasnormen erfüllen, finden mehrere Einspritzungen statt, um den Verlauf der Verbrennung gezielt zu beeinflussen und somit z. B. die Entstehung von Schadstoffen zu reduzieren. Während bei Pumpe-Düse-Systemen die Anzahl der Einspritzungen beschränkt ist, können bei Common-Rail-Systemen mehrere Vor- und Nacheinspritzungen pro Arbeitstakt stattfinden, da durch die Trennung von Druckerzeugung und Einspritzsteuerung die Anzahl, Lage und Menge der Einspritzungen genauer und fast beliebig eingestellt werden können.

In der ersten Phase der Verbrennung wird das nahezu homogene Luft-Kraftstoff-Gemisch schlagartig bei Überschreiten der Zündtemperatur umgesetzt (Dieselschlag). Charakteristisch für dieses Stadium der Verbrennung ist die kurzzeitig enorm hohe Wärmefreisetzung und der daraus resultierende große Druckgradient im Brennraum, der das typische Dieselgeräusch verursacht. Dieses lässt sich durch gezielte Voreinspritzungen wesentlich reduzieren.

Im zweiten Abschnitt der Verbrennung wird der Kraftstoff in Form einer Diffusionsverbrennung umgesetzt, wobei sich der in den Brennraum eingebrachte Kraftstoff mit der Luft und dem bereits entstandenen Verbrennungsgas vermischt. Das Ende dieser Phase ist durch die maximale Temperatur im Brennraum markiert. Während der Nachverbrennung nimmt die Umsetzung von unverbranntem Kraftstoff ab und es werden hauptsächlich die durch lokalen Sauerstoffmangel entstanden Zwischenprodukte verbrannt. Dabei wird wenig nutzbare Energie gewonnen, vielmehr wird hier auf die Rußbildung bzw. den Schadstoffausstoß Einfluss genommen.

Kompressionsdruck

Für die Berechnung der Gaskräfte ist zunächst die Kenntnis des Druckverlaufes während eines Arbeitsspiels notwendig. Neben dem Verbrennungsdruck $p_v(\phi)$, der durch die Verbrennung induziert wird, ist der Verlauf des Kompressionsdrucks $p_k(\phi)$ zu beachten. Dieser entsteht im geschlossenen Brennraum durch die Kompression und Entspannung der Ladeluft während des Verdichtungs- und Verbrennungstaktes. Er lässt sich mit Hilfe des Ladedrucks p_l , des Isentropenexponenten κ , des maximalen Zylindervolumens $V_{z,\max}$ und des momentanen Zylindervolumens $V_z(\phi)$ durch die adiabate Zustandsänderung berechnen

$$p_k(\phi) = p_l(\phi) \left(\frac{V_{z,\max}}{V_z(\phi)} \right)^\kappa \quad \text{mit} \quad V_z(\phi) = V_c + A_{\text{Kol}} s(\phi). \quad (4.7)$$

Verbrennungsdruck

Die Vorgänge während des Verbrennungstaktes sind entscheidend für die im Motor wirkenden Kräfte und Momente. Für die Beschreibung der während der Verbrennung ablaufenden Prozesse sind in der Literatur, z. B. in [MSO04], [Sch93] oder in [Vib70], eine Reihe von unterschiedlichen Modellen zu finden. Es wird darin versucht, die Prozesse im Brennraum während der Verbrennung zu modellieren und Gleichungen für den Ersatzbrennverlauf zu liefern, mit deren Hilfe der Druckverlauf in Abhängigkeit des Kurbelwellenwinkels ermittelt werden kann. Als ein einfaches, aber dennoch aus-

reichend genaues Modell zur Nachbildung des Verbrennungskraftverlaufes hat sich der Vibe-Ersatzbrennverlauf erwiesen.

Dieser Brennverlauf beschreibt den zeitlichen Verlauf der Energiefreisetzung im Brennraum. Sie wird durch vier Parameter beschrieben (vgl. [Vib70]). Ausgehend von der maximal freisetzbaren Energie des eingespritzten Kraftstoffs $Q_{B,ges} = m_B H_u$ wird diese durch eine vom Kurbelwellenwinkel abhängige Brennfunktion skaliert. Durch Integration des Ersatzbrennverlaufs über dem Kurbelwellenwinkel entsteht der Summenbrennverlauf, der sich in der Form

$$Q_B(\phi) = \left(1 - e^{-u \left(\frac{\phi - \phi_{BB}}{\phi_{BD}} \right)^{m+1}} \right) m_B(\phi) H_u \quad (4.8)$$

darstellen lässt. Durch den Parameter ϕ_{BB} wird der Kurbelwellenwinkel zu Beginn der Verbrennung beschrieben. Die maximale Dauer der Verbrennung gibt der Winkelbereich ϕ_{BD} an. Mit Hilfe der Kenngröße u (siehe Tabelle 4.1) wird der Umsetzungsgrad der Verbrennung bestimmt, der angibt, wie viel Prozent der im eingespritzten Kraftstoff enthaltenen Energie tatsächlich umgesetzt wurde. Der Formfaktor m legt die Lage der maximalen Wärmefreisetzung fest und charakterisiert damit entscheidend deren Verlauf. Die Ableitung $dQ_B/d\phi$ der Gleichung 4.8 gibt den Ersatzbrennverlauf wieder.

Tabelle 4.1: Werte für den Umsetzungsgrad u für ausgewählte Prozentzahlen umgesetzter Energie

u	6.908	5.298	4.605	3.912	3.352	2.813
Umgesetzte Energie [%]	99.9	99.5	99.0	98.0	96.5	94

Anstelle des Vibe-Ersatzbrennverlaufs ist auch der Einsatz einer Doppel-Vibe-Funktion, bei der zwei Vibe-Ersatzbrennverläufe überlagert werden, oder eines Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlaufs denkbar, um die Wärmefreisetzung abzubilden. Diese Verfahren können den Verlauf der Wärmefreisetzung besser simulieren als der einfache Vibe-Ersatz- bzw. Summenbrennverlauf. Sie enthalten allerdings mehr Parameter als der Summenbrennverlauf und kommen vorwiegend zum Einsatz, wenn die Berechnung der Entstehung bestimmter Schadstoffe gefordert ist. Für den Polygon-Hyperbel-Verlauf ist eine Aufteilung des Zylindervolumens in mehrere Zonen erforderlich, was den Rechenaufwand erhöht.

Ausgehend vom Ersatzbrennverlauf kann der Druck p_v während der Verbrennung durch das Einzonenmodell beschrieben werden. Die Werte für Druck und Temperatur gelten dabei als vom Ort unabhängig. Zusätzlich wird vereinfachend davon ausgegangen, dass der eingespritzte Kraftstoff sofort nach Eintreten in den Zylinder vollständig verdampft und sich ohne Zeitverzug mit der Luft vermischt. Mit dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für geschlossene Systeme und der differentiellen Form der allgemeinen Zustandsgleichung bei Erhaltung der Masse von Luft und Kraftstoff als auch unter Erhaltung der inneren Energie ergibt sich nach [Bac03] zur Beschreibung des Verbrennungsdrucks die Differenzgleichung

$$p_v(j) = \frac{p_v(j-1) \left(\frac{\kappa+1}{\kappa-1} V_z(j-1) - V_z(j) \right) + 2 (Q_B(j) - Q_B(j-1))}{\frac{\kappa+1}{\kappa-1} V_z(j) - V_z(j-1)} \quad (4.9)$$

Diese Gleichung ist aus einer unter Beachtung der genannten Erhaltungssätze und Einarbeitung weiterer Vereinfachungen gebildeten Differentialgleichung abgeleitet, indem die infinitesimalen Größenänderungen in Differenzenausdrücke umgewandelt werden. Der aktuelle Druck wird aus dem Isentropenexponenten κ für Luft und den Größen für Zylindervolumen V_z , Brennwärme Q_B und Druck p_v des vorhergehenden Rechenschritts (Index $j-1$) sowie den Größen für Zylindervolumen und Brennwärme des aktuellen Rechenschritts (Index j) errechnet.

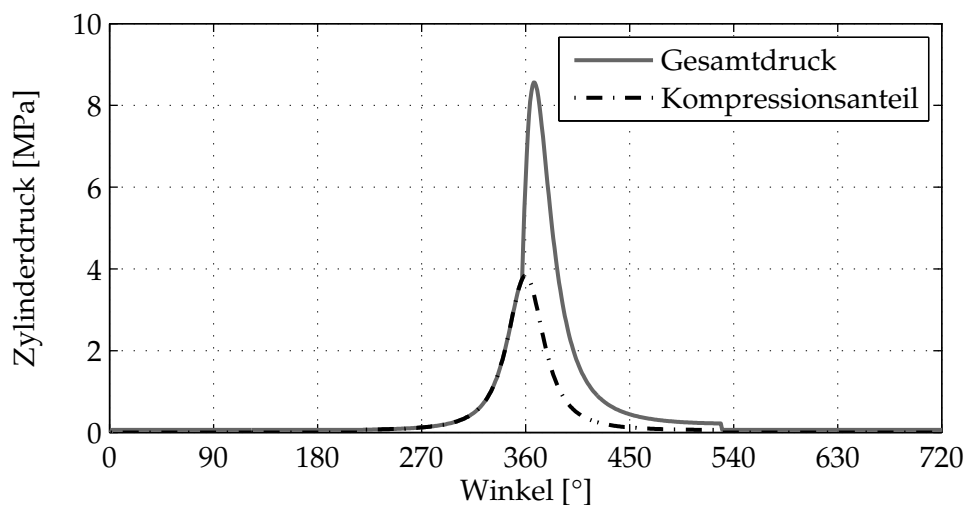


Bild 4.3: Beispielhafter Verlauf des Kompressions- und Gesamtdrucks für einen Zylinder in Abhängigkeit des Kurbelwellenwinkels

Der Gesamtdruckverlauf in Abhängigkeit des Kurbelwellenwinkels ist für einen Zylinder beispielhaft in Bild 4.3 dargestellt. Der Gesamtdruck setzt sich entsprechend der Arbeitstakte aus den Einzeldrücken zusammen, die für die jeweiligen Winkelbereiche gültig sind. Für den ersten Arbeitstakt kann der Zylinderdruck gleich dem Ladedruck p_1 angenommen werden. Zur Erzeugung des Ladedrucks wird der Abgasstrom genutzt, um mit Hilfe einer Turbine den Druck der Frischluft und somit die Gesamtmenge zu erhöhen. Das führt zu einer Leistungssteigerung des Motors, da durch mehr Sauerstoff mehr Brennstoff umgesetzt werden kann. Nach dem Öffnen des Auslassventils (bei ca. 490°) wirkt der Abgasgegendruck p_a , der beim Ausstoßtakt u. a. durch den Antrieb des Abgasturboladers und durch die Strömungswiderstände des Abgastraktes entsteht.

4.1.3 Motorreibung und Motorverluste

Das Reibmoment ist die Summe aller reibungsverursachten Verluste im Motor und der zum Betrieb der internen und externen Nebenaggregate notwendigen Momente. Sie entstehen z. B. durch die Reibung der Kolbenringe an der Zylinderlaufbuchse oder durch den Antrieb der Öl- und Kühlmittelpumpe oder der Nockenwelle. Die

Berechnung der einzelnen Anteile des Reibmomentes wird durch [ZWS99], [ZWS00] und [ZWS01] sehr ausführlich dargelegt. Die Reibverluste eines Motors sind für eine Vielzahl von Betriebspunkten so detailliert nur schwer zu modellieren, da z. B. die Schmierstofftemperatur zwischen Kaltstart und Dauerbetrieb sehr großen Änderungen unterworfen ist. Die Leistungsabgabe an die Lichtmaschine oder den Klimakompressor ist ebenfalls nur näherungsweise bekannt und von weiteren Umgebungsbedingungen abhängig.

Zudem sind über die einzelnen Reibstellen des Motors sehr wenige Informationen vorhanden, so dass der Fokus des hier eingesetzten Reibmodells auf der Wiedergabe der Grundreibung liegt. Damit soll gleichzeitig ein online Einsatz ermöglicht werden, um die Grundverluste des Motors abzuschätzen, was in den nächsten Kapiteln gezeigt wird. Deshalb werden im Folgenden zwei weitere zu den o. a. Ansätzen zur Berechnung des Reibmomentes vorgestellt.

Nach [Url94] kann das Reibmoment unter Zuhilfenahme der aus Schleppversuchen empirisch gewonnenen Gleichung 4.10 beschrieben werden. Hierbei wird der ungezündete Motor gedreht und dabei die dazu benötigte Antriebsleistung gemessen. Der aus diesen Versuchen ermittelte Reibmitteldruck p_{rm} [bar] kann über das Verdichtungsverhältnis ϵ , dem Verhältnis zwischen maximalem Zylindervolumen und dem Kompressionsvolumen, über die Winkelgeschwindigkeit des Motors ω [rad/s] und die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$v_{\text{m,Kol}} = \int_0^{\pi} \dot{s} \, d\phi = \frac{2r}{\pi} \omega$$

bestimmt werden. Mit dem Reibmitteldruck

$$p_{\text{rm}} \approx r_0 (\epsilon - 4) + r_1 \omega + r_2 (v_{\text{m,Kol}})^2 \quad \text{sowie} \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} r_0 &= 0.07 \quad [\text{bar}], \\ r_1 &= 0.0382 \quad [\text{bar s}], \\ r_2 &= 0.004 \quad [\text{bar } \frac{\text{s}^2}{\text{m}^2}], \end{aligned}$$

lautet die resultierende Gleichung für das Motorreibmoment

$$M_{\text{reib}}(\omega) \approx p_{\text{rm}} \frac{n_{\text{zyl}} V_{\text{z,max}}}{4 \pi} 10^5. \quad (4.11)$$

In [Feh91] wird der Reibmitteldruck darüber hinaus noch den einzelnen Motorkomponenten (Kolben, Lager, Ventiltrieb und Nebenaggregate) zugeschlagen. Im Rahmen dieser Arbeit bietet jenes Vorgehen allerdings Nachteile, denn für die Adaption des Reibmodells bei anderen Motoren ist die Kenntnis über den Ort der Verluste nur von sekundärem Interesse. Aus dem Ansatz von [Url94] kann ein Polynomansatz zweiten Grades mit drei Koeffizienten c_{m0} , c_{m1} und c_{m2} für das Reibmoment

$$M_{\text{reib}}(\omega) = c_{\text{m0}} + c_{\text{m1}} \omega + c_{\text{m2}} \omega^2 \quad (4.12)$$

abgeleitet werden. Dieser Ansatz stellt ein einfaches Konzept dar, mit dem das Reibmoment mittels dreier Parameter für beliebige Motoren identifiziert werden kann. Die bisher vorgestellten Reibmodelle berechnen die Reibungsverluste für den gesamten Motor in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und stellen somit Mittelwertmodelle dar. In [KN05] ist ein Ansatz zur Berechnung des Reibmomentes zu finden, der die unterschiedlichen Reibkräfte $F_{\text{reib},j}$ für jeden Zylinder individuell berücksichtigt. Es wird dort allein der Kolben-Zylinder-Kontakt betrachtet und durch das Coulomb'sche Reibgesetz mit dem Reibkoeffizienten μ_k und der Geschwindigkeit \dot{s}_j des Kolbens beschrieben. Unter Verwendung der Gleichung 4.2 ergibt sich nach [KN05] für das Reibmoment

$$M_{\text{reib}}(\omega, \phi) = \sum_{j=1}^{n_{\text{zyl}}} F_{\text{reib},j} r f_1(\phi_j) = \sum_{j=1}^{n_{\text{zyl}}} \mu_k \dot{s}_j r f_1(\phi_j) = \mu_k r^2 \sum_{j=1}^{n_{\text{zyl}}} (f_1(\phi_j))^2 \omega. \quad (4.13)$$

Das Bild 4.4 zeigt den Verlauf des Reibmomentes über ein Arbeitsspiel mit konstanter Drehzahl nach Gleichung 4.11 (gestrichelte Linie) und für das Reibmodell nach 4.13 (durchgezogene Linie), welches mit einem zusätzlichen konstanten Reibmomentenanteil addiert worden ist. Der Konstantanteil dient der Nachbildung weiterer Verluste wie der Lagerreibung, der Nebenaggregatverluste oder der Verluste durch den Antrieb der Nockenwelle samt Ventilen sowie der Einspritzpumpe. Dieses ist der wesentliche Nachteil des Modells nach [KN05]. Zwar wird die Interaktion von Kolben und Zylinder sehr exakt modelliert, doch ist das reine Reibmodell nicht in der Lage, die Verlustcharakteristik eines gesamten Motors zufriedenstellend zu beschreiben.

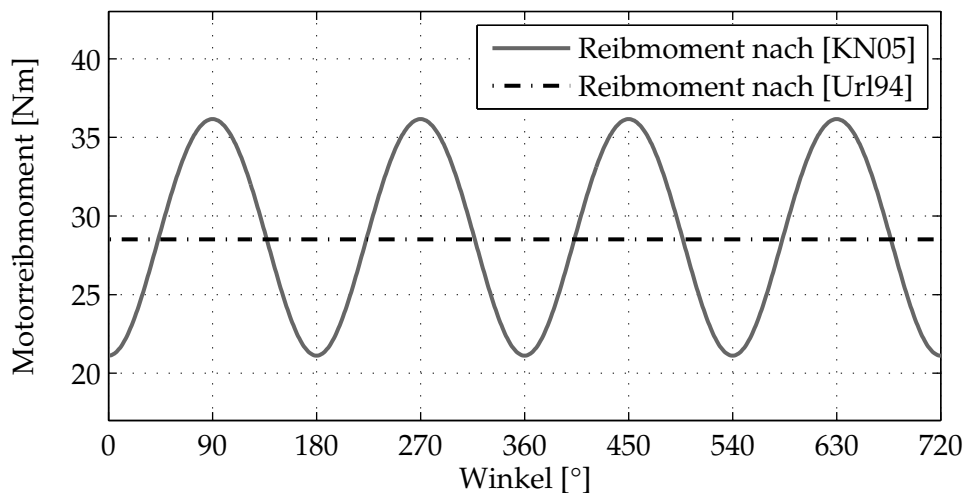


Bild 4.4: Reibmomente als Mittelwertmodell nach [Url94] und vom Kurbelwellenwinkel abhängig nach [KN05]

Des Weiteren müssen die Nebenaggregate wie die Wasserpumpe, die Servopumpe oder die Klimaanlage angetrieben werden, so dass das zur Aufrechterhaltung des Motorlaufs erforderliche Minimalmoment mindestens 30 Nm beträgt. Weiterhin ist zu beachten, dass die Abgasanlage der verwendeten Testfahrzeuge einen Rußpartikelfilter, einen Bypass zur Rückführung von Abgas in den Ansaugkrümmer und einen Turbolader beinhaltet. Der Turbolader kann je nach Betriebspunkt als Last oder

auch als zusätzliche Momentenquelle durch die Erhöhung des motorischen Wirkungsgrades fungieren. Die Abgasrückführung bestimmt ebenfalls den Wirkungsgrad und hat darüberhinaus Auswirkungen auf den Abgasgegendruck im Ausstoßvorgang des Kreisprozesses. Und letztlich stellt auch der aktuelle Beladungszustand des Partikelfilters eine den Wirkungsgrad beeinflussende Größe dar.

4.1.4 Gesamtmotormodell

Das Gesamtmoment des Motors setzt sich aus den einzelnen Komponenten der Zylindermomente zusammen

$$J(\phi) \ddot{\phi} = -M_{\text{last}} + \sum_{j=1}^{n_{\text{zyl}}} [M_{\text{gas}}(\phi_j) - M_{\text{m}}(\phi_j) - M_{\text{reib}}(\omega_j, \phi_j)]. \quad (4.14)$$

Das resultierende Motormoment für einen Vierzylindermotor ist in Bild 4.5 für zwei Arbeitsspiele dargestellt. Anhand des Momentenverlaufs für einen Zylinder ist erkennbar, dass über weite Winkelbereiche ein negatives Moment anliegt, d. h. dass effektiv Arbeit für die Bewegung dieses Zylinders geleistet werden muss. Die dafür notwendige Energie kommt zum einen aus den anderen Zylindern, die zu diesen Zeitpunkten gerade im Verbrennungstakt sind, und zum anderen aus dem Schwungrad der Kurbelwelle, welches als Energiespeicher dient.

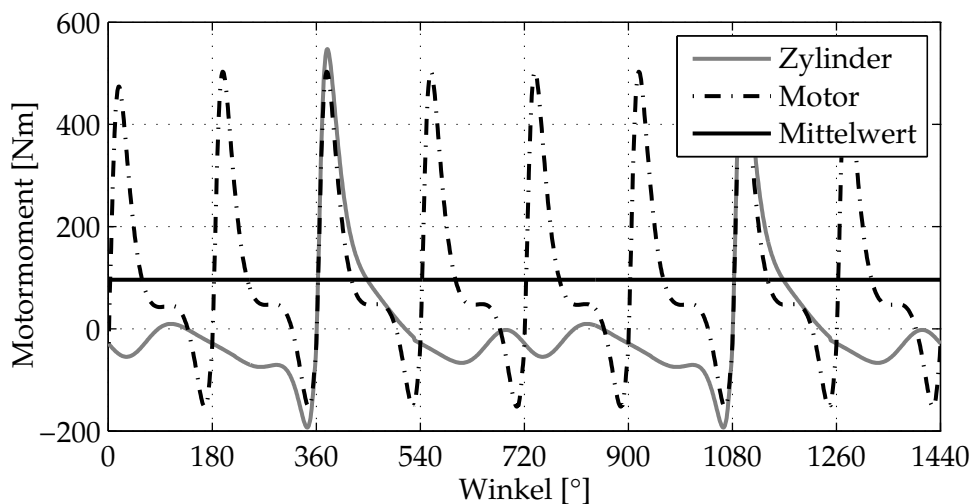


Bild 4.5: Antriebsmoment eines Zylinders und Gesamtantriebsmoment der Kurbelwelle

Durch Integration aller Zylindermomente über ein Arbeitsspiel kann das mittlere Moment ermittelt werden. Für den in Bild 4.5 gezeigten Fall, bei 1500 $1/\text{min}$ und 15 mg pro Hub eingespritztem Brennstoff, ergibt sich somit ein mittleres Moment von ca. 95 Nm. Das mittlere Moment ist die für Regelungen im Motorsteuergerät verwendete Bezugsgröße, wie z. B. für die Ruckelregelung oder die Leerlaufregelung. Der in Bild 3.2 gezeigte Momentenverlauf ist ein solches mittleres Moment, das für weitere Funktionen verwendet wird, ohne den vom Kurbelwellenwinkel abhängigen Verlauf zu berücksichtigen. Dieses ist von Vorteil, da zum einen die Rechenleistung der Motorsteuergeräte nicht ausreichend ist, um wie hier in 1° KW-Abständen zu rechnen.

Zum anderen können zylinderindividuelle Regelungen wie die Laufruheregung bei der Momenten-Mengen-Umrechnung ansetzen und ohne Auswirkungen auf die zuvor genannten Regelungen die zylinderspezifische Mengenaufteilung ändern.

Da aufgrund der Arbeitsweise des Verbrennungsmotors lediglich zum Einspritzzeitpunkt an der ins System eingebrachten Energie Änderungen vorgenommen werden können, wird das mittlere Moment meist auch nur in diesem Raster im Motorsteuergerät berechnet. Genauso werden die meisten Sensoren in diesem Takt ausgelesen. Lediglich Zylinderdrucksensoren werden häufiger abgetastet, da sie für die Regelung der Verbrennung eingesetzt werden. Allerdings werden auch sie zu wenigen, definierten Kurbelwellenwinkeln ausgelesen, um daraus Rückschlüsse auf den charakteristischen Brennverlauf ziehen zu können.

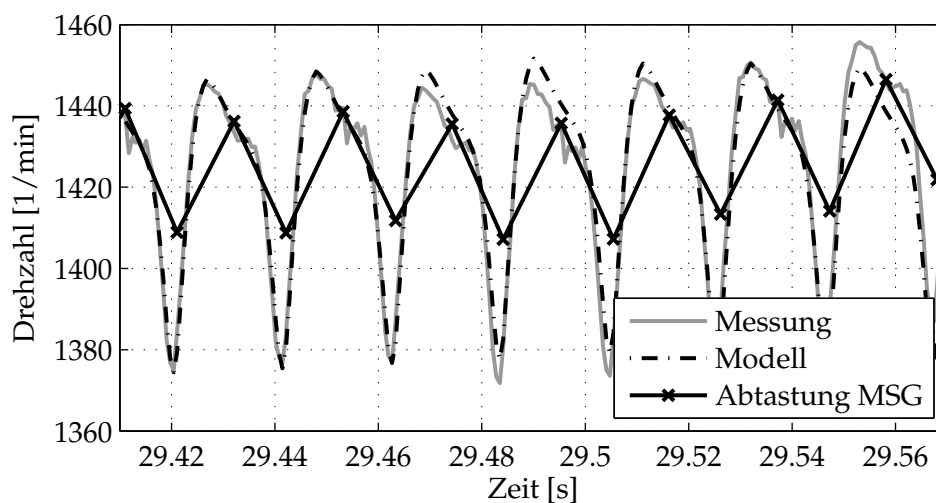


Bild 4.6: Simulation des Motormodells im Vergleich mit hochauflösend gemessener Motordrehzahl

Weil bei niedrigen Drehzahlen im leerlaufnahen Bereich die Abtastzeiten zwischen zwei Einspritzungen sehr groß werden können, wird zur Verringerung des Diskretisierungsfehlers der digitalen Regelungen im Motorsteuergerät ein Zwischenschritt gerechnet, an dem zwar die Sensoren ausgelesen werden, aber keine neue Einspritzung vorgenommen werden kann. In Bild 4.6 sind die mit dem Motormodell aus Gleichung 4.14 erzielbaren Ergebnisse anhand des Vergleichs zwischen der simulierten und einer hochauflösend gemessenen Motordrehzahl dargestellt. Es zeigt sich, dass der prinzipielle Verlauf der Motordrehzahl mit der verbrennungs- und kurbelkinematikbedingten Ungleichförmigkeit gut nachgebildet werden kann. Allerdings führen Mengen- und Wirkungsgradunterschiede zu Abweichungen bei einzelnen Zylindern, die so nicht durch das Modell nachgebildet werden können.

4.2 Fahrwiderstände

Das für die Fortbewegung eines Fahrzeugs erforderliche Antriebsmoment wird durch die zunächst zu überwindenden Fahrwiderstände M_{rad} bestimmt. Diese setzen sich aus den Rollwiderständen F_r , den Steigungswiderständen F_s und aus den Luftwiderständen F_l zusammen:

$$M_{\text{rad}} = r_{\text{dyn}} (F_l + F_r + F_s) , \quad (4.15)$$

wobei r_{dyn} den effektiven Radradius nach Bild 4.7 darstellt. Die Luft- oder auch Strömungswiderstandskraft eines Fahrzeugs lässt sich über die Bernoulli-Gleichung berechnen. Sie hängt aufgrund der turbulenten Strömung vom Quadrat der Relativgeschwindigkeit $v_{\text{FzG}} - v_{\text{Luft}}$ zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Luftbewegung ab

$$F_l = \frac{1}{2} c_w A_{\text{FzG}} \rho_{\text{Luft}} (v_{\text{FzG}} - v_{\text{Luft}})^2 . \quad (4.16)$$

Mit ρ_{Luft} wird die Dichte der Luft bezeichnet, A_{FzG} ist der größte Querschnitt des Fahrzeugs, die Querspanfläche, und c_w repräsentiert den dimensionslosen fahrzeugspezifischen Luftwiderstandsbeiwert, einen Proportionalitätsfaktor, der in der Regel experimentell ermittelt werden muss. Auftriebskräfte und seitliche Strömungswiderstände sind für die weiteren Berechnungen schon im Vorfeld vernachlässigt worden, da es keine Möglichkeit gibt, diese ohne entsprechende Messtechnik zu ermitteln. Diese Größen müssen als Störungen des Systems aufgefasst werden.

Der Rollwiderstand der Räder setzt sich aus mehreren Anteilen zusammen. Der größte Anteil an diesen Verlusten entsteht durch die fortlaufende Deformation des Gummireifens (Walkwiderstand). Er bildet im Bereich des Fahrbahnkontaktes eine ebene Fläche, die Aufstandsfläche (Latsch). Durch die viskoelastische Verformungsarbeit beim Übergang von der kreisrunden in die in diesem Bereich ebene Form entstehen Wärmeverluste. Sie hängen außer von den direkten Reifeneigenschaften, wie z. B. Gummimischung, Profil und Geometrie, noch vom Reifenfülldruck und von der Achslast G_{FzG} ab. Weitere Energie wird durch die Kontaktreibung dissipiert, die u. a. durch den Schräglauf und die Vorspur der Räder beeinflusst wird. Unebenheiten der Fahrbahnoberfläche, aber auch Schwallverluste durch Wasser auf der Fahrbahn tragen zu weiteren Verlusten bei.

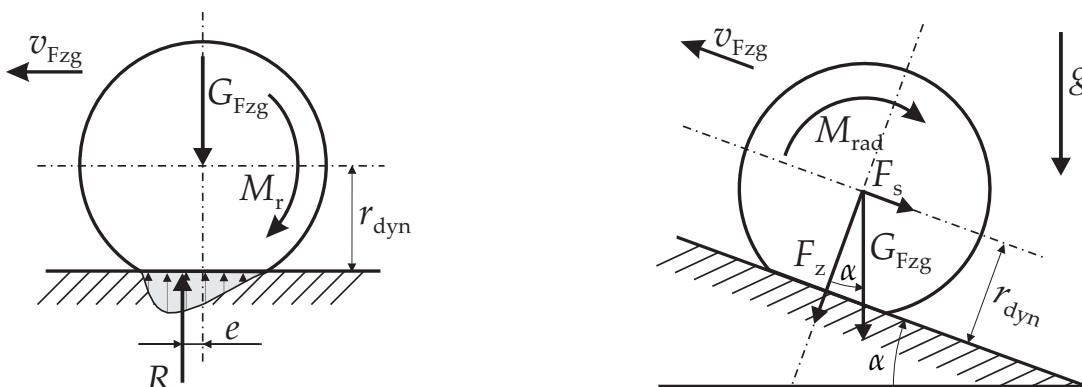


Bild 4.7: links: Kräfte und Momente des Rollwiderstandes; rechts: Aufteilung der Kräfte bei Steigung

Im Bild 4.7 links ist ein Reifen mit der entsprechenden Druckverteilung in der Aufstandsfläche dargestellt. Die Verteilung ist aufgrund der Wirkrichtung der Dämpfungskräfte asymmetrisch, so dass sich ein über den Hebelarm e zur Normalkraft G_{FzG}

proportionales Widerstandsmoment $M_r = R e = G_{Fz_g} e$ ergibt. Dieses ist für kleine Geschwindigkeiten (< 20 km/h) nahezu konstant. Bei höheren Geschwindigkeiten beginnt zusätzlich eine Deformationswellenbildung innerhalb des Reifens, die zu einem wachsenden Anstieg des Rollwiderstandes führt. Um diesen progressiven Verlauf des Rollwiderstandes abzubilden, hat sich der folgende nichtlineare Ansatz für die Modellierung der Rollwiderstandskraft F_r durchgesetzt (vgl. [MW04], [Pet96], [KN05])

$$F_r = m_{Fz_g} \left(c_0 + c_1 v_{Fz_g} + c_4 v_{Fz_g}^4 \right), \quad (4.17)$$

wobei die Parameter c_0 , c_1 und c_4 reifenspezifische Werte enthalten. Der Parameter c_4 kann für Geschwindigkeiten unter 100 km/h in der Regel vernachlässigt werden, da er aufgrund seines geringen Wertes ($c_4 \approx 10^{-10} \text{ s}^2/\text{m}^3$) hier noch keinen signifikanten Einfluss besitzt.

Einen weiteren äußeren Einfluss auf den Antriebsstrang stellt die Fahrbahnsteigung dar. Befindet sich das Fahrzeug auf einer geneigten Ebene, zerlegt sich die Gewichtskraft in eine dazu parallele und in eine senkrechte Komponente. Die auf die Fahrbahn wirkende Normalkraft F_z verringert sich somit, während die andere Komponente das Fahrzeug bremst bzw. bei negativer Steigung antreibt. Die an einer Steigung zu überwindende Kraft, der Steigungswiderstand F_s , ergibt sich nach Bild 4.7 *rechts* zu

$$F_s = m_{Fz_g} g \sin(\alpha). \quad (4.18)$$

Darin sind g die Erdbeschleunigung und α die Fahrbahnsteigung. Damit sind alle für die Fortbewegung zu überwindenden Fahrwiderstände definiert. Für das Beschleunigen müssen zusätzlich auch noch die Beschleunigungswiderstände überwunden werden. Auf diese Anteile wird im Rahmen der weiteren Antriebsstrangmodellierung eingegangen.

4.3 Modellierung des Antriebsstrangs

Antriebsstrangmodelle für die Abbildung von Lastwechselschwingungen werden in der Regel als Torsionsschwinger aufgebaut (vgl. [Fan94], [Pet96] oder [Hag98]). In diesem Kapitel werden die dynamischen Gleichungen für vier Torsionsschwingermodelle unterschiedlicher Komplexität vorgestellt. Sie dienen als Basis für die weiteren Untersuchungen und sind auf die jeweilige Anwendung zugeschnitten.

4.3.1 Modellierung des Antriebsstrangs als Torsionsschwinger

Der Antriebsstrang bildet durch seine massebehafteten Bauteile und Nachgiebigkeiten ein schwingungsfähiges System. Physikalisch betrachtet kann er durch einen Torsionsschwinger mit zwei Drehmassen modelliert werden (siehe Bild 4.8). Dieses vereinfachte System genügt, um Ruckelschwingungen nachzubilden. Trotz ihrer großen Steifigkeit werden die Antriebswellen in der Literatur (vgl. [MW04], [Pet96], [FWE02]) aufgrund der hohen dort wirkenden Momente als elastisch angenommen und durch die Federsteifigkeit c_a und Dämpfung d_a modelliert.

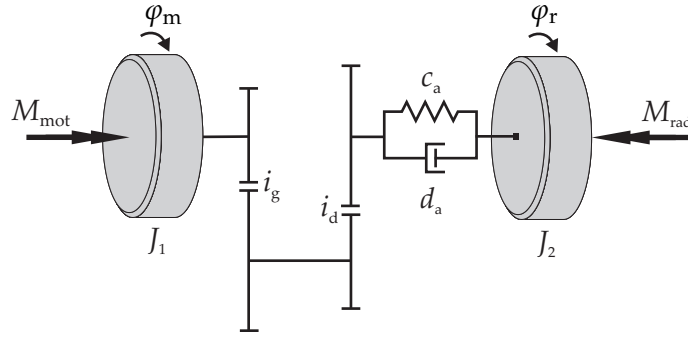


Bild 4.8: Antriebsstrang als Modell eines Zweimassentorsionsschwingers

Dieses Feder-Dämpfer-Element verbindet die beiden Drehmassen des Modells, wobei die erste Masse die Massenträgheitsmomente der Kurbelwelle, des Schwungrades und der Kupplung J_m , die auf die Kurbelwellenachse reduzierten Anteile des Getriebes J_g und die des Differentials J_d beinhaltet. Unter Einbeziehung des Kurbelwellenwinkels φ_m und des Winkels der Vorderräder φ_r resultiert die Bewegungsgleichung der ersten Drehmasse unter Berücksichtigung der Getriebe- und Differentialübersetzungen i_g und i_d zu:

$$\left(J_m + \frac{J_g}{i_g^2} + \frac{J_d}{i_g^2 i_d^2} \right) \ddot{\varphi}_m = M_{\text{ver}} - M_{\text{reib}} - \frac{c_a}{i_g i_d} \left(\frac{\varphi_m}{i_g i_d} - \varphi_r \right) - \frac{d_a}{i_g i_d} \left(\frac{\dot{\varphi}_m}{i_g i_d} - \dot{\varphi}_r \right) - \left(\frac{b_g}{i_g^2} + \frac{b_d}{i_g^2 i_d^2} \right) \dot{\varphi}_m. \quad (4.19)$$

In diesem Term beschreiben M_{ver} das im Motor entstehende Verbrennungsmoment und M_{reib} das Motorreibmoment. Die geschwindigkeitsproportionalen Verluste aus dem Getriebe b_g und dem Differential b_d , die durch Lagerreibung, Planschverluste und Mikroschlupf der Kupplung entstehen, sind aus Gründen der Übersichtlichkeit in Bild 4.8 nicht dargestellt.

Die Gleichung für die Bewegung der zweiten Drehmasse

$$\left(J_r + m_{\text{FzG}} r_{\text{dyn}}^2 \right) \ddot{\varphi}_r = -M_{\text{rad}}(\dot{\varphi}_r, \varphi_r^2, \varphi_r^4) + c_a \left(\frac{\varphi_m}{i_g i_d} - \varphi_r \right) + d_a \left(\frac{\dot{\varphi}_m}{i_g i_d} - \dot{\varphi}_r \right) \quad (4.20)$$

ergibt sich mit dem Massenträgheitsmoment der Räder J_r und der unter Beachtung des dynamischen Radradius r_{dyn} auf die Radachse reduzierten Masse des Fahrzeugs m_{FzG} . Die abtriebsseitigen Fahrwiderstände sind in Abschnitt 4.2 detailliert beschrieben (vgl. Gleichungen 4.16, 4.17 und 4.18) und hier als M_{rad} zusammengefasst worden.

Für weitere Betrachtungen werden, wie bereits in Bild 4.8, die folgenden Abkürzungen verwendet:

$$\begin{aligned} M_{\text{mot}} &= M_{\text{ver}} - M_{\text{reib}}, \\ i &= i_g i_d, \\ J_1 &= J_m + \frac{J_g}{i_g^2} + \frac{J_d}{i_g^2 i_d^2}, \\ b_1 &= \frac{b_g}{i_g^2} + \frac{b_d}{i_g^2 i_d^2}, \\ J_2 &= J_r + m_{\text{FzG}} r_{\text{dyn}}^2. \end{aligned}$$

Diese Zusammenfassung dient nicht nur einer übersichtlicheren Darstellung, sondern ist für Identifikationszwecke notwendig, da linear voneinander abhängige Größen zusammengefasst werden müssen (Minimalform).

Das dynamische Verhalten des gesamten Antriebsstrangs lässt sich im Zeitbereich kompakt und einheitlich in der Zustandsraumdarstellung beschreiben. Hierbei werden die Zustände zu einem Vektor zusammengefasst. Die Darstellung im Zustandsraum ist gegenüber der Darstellung als Übertragungsfunktion im Frequenzbereich vorteilhaft, da im Zustandsraum auch nichtlineare und zeitvariante Systeme beschrieben werden können. Es wird nicht nur das Ein-/Ausgangsverhalten abgebildet, sondern darüber hinaus ist der Zugriff auf interne Vorgänge des Systems möglich, womit wiederum ein zusätzlicher Modellabgleich durchgeführt werden kann.

Das System des Zweimassenschwingers besitzt mit einer Feder und zwei Massen insgesamt drei Energiespeicher, so dass folglich drei Zustände für die Formulierung der Antriebsstrangdynamik im Zustandsraum notwendig sind. Für die Wahl des Zustandsvektors x bieten sich die Motorgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_m$ und die Radgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_r$ an, da sie direkt gemessen werden können. Als weiterer Zustand wird der Verdrehwinkel $\tau = \frac{\varphi_m}{i} - \varphi_r$ zwischen Motor und Rad gewählt:

$$\mathbf{x} = \left[\left(\frac{\varphi_m}{i} - \varphi_r \right) \quad \dot{\varphi}_m \quad \dot{\varphi}_r \right]^T. \quad (4.21)$$

Die Zustandsraumdarstellung in allgemeiner Form lautet

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u}, \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C} \mathbf{x} + \mathbf{D} \mathbf{u}. \end{aligned} \quad (4.22)$$

Hierbei bezeichnet die Matrix \mathbf{A} die Systemmatrix und \mathbf{B} die Eingangsmatrix. Die Mess- bzw. Ausgangsmatrix \mathbf{C} und die Durchgangsmatrix \mathbf{D} bestimmen den Ausgangsvektor \mathbf{y} . Mit dem gewählten Zustandsvektor x setzen sich die einzelnen Elemente der Systemmatrizen des Zweimassenschwingermodells folgendermaßen zusammen:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{i} & -1 \\ -\frac{c_a}{i J_1} & -\frac{b_1 i^2 + d_a}{i^2 J_1} & \frac{d_a}{i J_1} \\ \frac{c_a}{J_2} & \frac{d_a}{i J_2} & -\frac{d_a}{J_2} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{J_1} & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_2} \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (4.23)$$

Das System besitzt keinen direkten Durchgriff, so dass $\mathbf{D} = \mathbf{0}$ gilt. Der Eingangsvektor setzt sich aus den motor- und radseitigen Momenten zusammen

$$\mathbf{u} = \left[M_{\text{mot}} \quad -M_{\text{rad}} \right]^T.$$

Dabei ist zu beachten, dass das radseitige Moment zwar einen Systemeingang darstellt, aber nicht aktiv bzw. nur indirekt über den motorseitigen Eingang mit sehr hoher Zeitkonstante beeinflusst werden kann.

4.3.2 Minimalparametrisches Modell - glatter Wellenstrang

Um das betrachtete Torsionsschwingersystem aus dem vorhergehenden Abschnitt 4.3.1 weiter zu vereinfachen, werden die Federsteifigkeiten, Dämpfungen und Drehmassen auf einen glatten Wellenstrang reduziert. Durch die Transformation des Radwinkels φ_r unter Berücksichtigung der Übersetzung i ergibt sich nach [DH09] die neue Koordinate $\varphi_{r,\text{red}} = \frac{1}{i} \varphi_r$, also der auf die Motorwelle bezogene Radwinkel. Analog zu dieser Transformation berechnet sich das reduzierte Massenträgheitsmoment $J_{2,\text{red}} = \frac{1}{i^2} J_2$. Für die Federsteifigkeit $c_{\text{red}} = \frac{1}{i^2} c_a$ und die Dämpfung $d_{\text{red}} = \frac{1}{i^2} d_a$ wird das Vorgehen analog angewendet. Das entsprechende Modell ist in Bild 4.9 dargestellt.

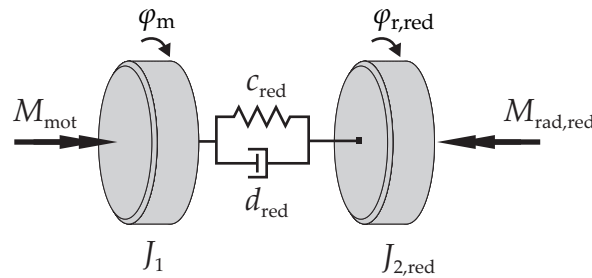


Bild 4.9: Zweimassentorsionsschwinger als glatter Wellenstrang

Die äußeren radseitigen Momente lassen sich ebenfalls mit Hilfe der Übersetzung transformieren $M_{\text{rad,red}} = \frac{1}{i} M_{\text{rad}}$. Bei Berücksichtigung der viskosen Verluste des Antriebsstrangs in den Ein- und Ausgangsmomenten an Stelle der Verknüpfung mit der Antriebsstrangdynamik kann die Differentialgleichung zur Beschreibung der Antriebsstrangdynamik weiter vereinfacht werden. Mit der Abkürzung $\dot{\tau} = \dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_{r,\text{red}}$ für die Torsionswinkelgeschwindigkeit lauten die Bewegungsgleichungen wie folgt:

$$J_1 \ddot{\varphi}_m + d_{\text{red}} \dot{\tau} + c_{\text{red}} \tau = M_{\text{mot}}, \quad (4.24)$$

$$J_{2,\text{red}} \ddot{\varphi}_{r,\text{red}} - d_{\text{red}} \dot{\tau} - c_{\text{red}} \tau = -M_{\text{rad,red}}. \quad (4.25)$$

Durch die Einführung der Torsionsbeschleunigung $\ddot{\tau} = \ddot{\varphi}_m - \ddot{\varphi}_{r,\text{red}}$ kann das System durch lediglich eine Gleichung beschrieben werden. Dafür wird zunächst die Torsionsbeschleunigung in die Gleichung 4.24 eingesetzt

$$J_1 (\ddot{\tau} + \ddot{\varphi}_{r,\text{red}}) + d_{\text{red}} \dot{\tau} + c_{\text{red}} \tau = M_{\text{mot}}$$

und nach $\ddot{\varphi}_{r,\text{red}}$ umgestellt:

$$\ddot{\varphi}_{r,\text{red}} = -\ddot{\tau} - \frac{d_{\text{red}}}{J_1} \dot{\tau} - \frac{c_{\text{red}}}{J_1} \tau + \frac{M_{\text{mot}}}{J_1}.$$

Einsetzen in die Gleichung 4.25 liefert den folgenden Ausdruck:

$$\begin{aligned}
& J_{2,\text{red}} \left(-\ddot{\tau} - \frac{d_{\text{red}}}{J_1} \dot{\tau} - \frac{c_{\text{red}}}{J_1} \tau + \frac{M_{\text{mot}}}{J_1} \right) - d_{\text{red}} \dot{\tau} - c_{\text{red}} \tau = -M_{\text{rad,red}} \\
\Leftrightarrow & -J_{2,\text{red}} \ddot{\tau} - d_{\text{red}} \left(\frac{J_{2,\text{red}}}{J_1} + 1 \right) \dot{\tau} - c_{\text{red}} \left(\frac{J_{2,\text{red}}}{J_1} + 1 \right) \tau = -M_{\text{rad,red}} - \frac{J_{2,\text{red}}}{J_1} M_{\text{mot}}.
\end{aligned}$$

Erweitern und Umformen führt auf die Differentialgleichung

$$\ddot{\tau} + 2D\omega_0\dot{\tau} + \omega_0^2\tau = \frac{1}{J_1}M_{\text{mot}} + \frac{1}{J_{2,\text{red}}}M_{\text{rad,red}}, \quad (4.26)$$

mit der Eigenkreisfrequenz des Antriebsstrangs ω_0 in Abhängigkeit von der Getriebeübersetzung i

$$\omega_0(i) = \sqrt{\frac{c_{\text{red}}(J_1 + J_{2,\text{red}})}{J_1 J_{2,\text{red}}}} = \sqrt{\frac{c_a \left(J_1 + \frac{1}{i^2} J_2 \right)}{J_1 J_2}} \quad (4.27)$$

und dem Lehr'schen Dämpfungsmaß

$$D(i) = \frac{d_{\text{red}}}{2} \sqrt{\frac{J_1 + J_{2,\text{red}}}{c_{\text{red}} J_1 J_{2,\text{red}}}} = \frac{d_a}{2} \sqrt{\frac{J_1 + \frac{1}{i^2} J_2}{c_a J_1 J_2}}. \quad (4.28)$$

Die Gleichung 4.26 zeigt die maximale Anzahl von verlässlich aus der Messung von Antriebsstrangschwingungen identifizierbaren Parametern. Neben der Eigenfrequenz und dem Dämpfungsmaß können lediglich die Massenträgheiten J_1 und J_2 aus der Dynamikgleichung und den Systemeingängen bestimmt werden, insofern die Eingangsmomente M_{rad} und M_{mot} exakt bekannt sind.

4.3.3 Getrennte Berücksichtigung der Kupplungs- und Getriebemassen

Während das Zweimassenschwingermodell für die Simulation der Ruckelschwingung ausreichend ist, kann es für andere Anwendungsfälle notwendig sein, detailliertere Modelle zu verwenden. So kann es z. B. bei Allradfahrzeugen notwendig sein, die zusätzlichen Antriebs- und Kardanwellen des Heckantriebs mit den entsprechenden Massen und Nachgiebigkeiten gesondert zu berücksichtigen und ein Dreimassenschwingermodell zu verwenden. Ebenso ist für die explizite Modellierung des Zweimassenschwungrades oder der Kupplung diese Modellerweiterung notwendig, um das nichtlineare Übertragungsverhalten dieser Komponenten im Modell zu berücksichtigen.

Für die Struktur des Dreimassenschwingermodells gibt es entsprechend des Anwendungsfalls zwei mögliche Konfigurationen, eine serielle und eine parallele (vgl. Bild 4.10). Während der serielle Dreimassenschwinger in der Regel zur genaueren Abbildung der Dynamik einzelner Antriebsstrangkomponenten verwendet wird, kommt der parallele Dreimassenschwinger, bei dem sich die Zustände addieren, für die Simulation der gekoppelten Antriebsstrang- und Aggregatdynamik zum Einsatz [Hag98],

[Que08]. In den folgenden Abschnitten wird, beginnend mit der seriellen Form, auf die Unterschiede der einzelnen Modellvarianten eingegangen.

Mehr als drei Drehmassen zu berücksichtigen, ist nicht sinnvoll, da der rechentechnische Aufwand dieser Modelle die marginale Modellverbesserung nicht rechtfertigt.

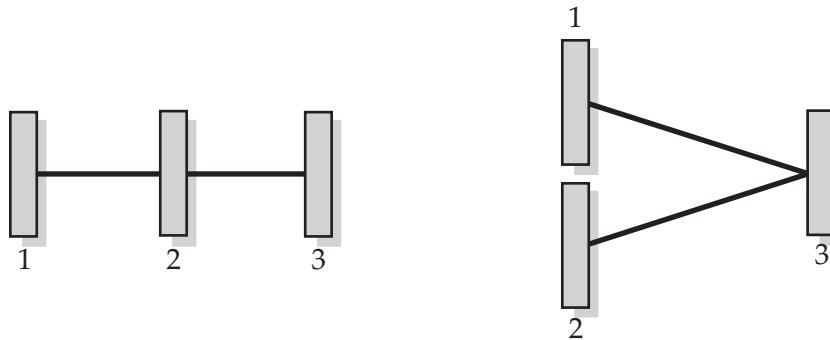


Bild 4.10: Mögliche Konfigurationen des Dreimassenschwingermodells; seriell (*links*) und parallel (*rechts*)

Der serielle Dreimassenschwinger ergibt sich durch Erweiterung des Zweimassenschwingers aus dem vorangegangenen Abschnitt um eine weitere Drehmasse, wodurch auch die Kupplung (bzw. das ZMS) als flexibel angenommen wird. In Bild 4.11 ist dieses Modell mit den drei Drehträgheiten, die durch zwei Feder-Dämpfer-Elemente miteinander gekoppelt sind, dargestellt. Radseitig bleibt das Modell unverändert. Lediglich die Drehträgheit des Motors J_1 wird in eine Motor- J_{11} und eine Getriebeträgheit J_{12} geteilt.

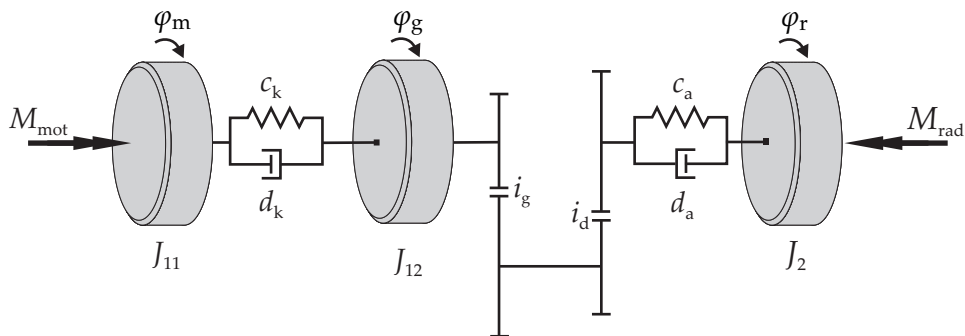


Bild 4.11: Antriebsstrang als serielles Dreimassenschwingermodell mit Berücksichtigung der Kupplungs- und Getriebemassen

In der Motorträgheit J_{11} sind die Drehmassen der Kurbelwelle sowie der Primärseite der Kupplung berücksichtigt. Die Getriebeträgheit J_{12} vereint die Drehmassen von Getriebe J_g , Achsdifferential J_d und ggf. Kardanwelle sowie die der Sekundärseite der Kupplung. Die Kopplung dieser Drehmassen ist durch ein weiteres Feder-Dämpfer-Element mit der Steifigkeit c_k und der Dämpfung d_k realisiert.

Mit der zusätzlichen Drehträgheit ist die Einführung der Koordinate des Getriebewinkels φ_g notwendig. Damit lautet die Bewegungsgleichung der Motorträgheit

$$J_{11} \ddot{\varphi}_m = M_{\text{mot}} - c_k (\varphi_m - \varphi_g) - d_k (\dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_g). \quad (4.29)$$

Die Getriebedifferentialgleichung bildet sich aus den folgenden Anteilen:

$$J_{12} \ddot{\varphi}_g = c_k (\varphi_m - \varphi_g) + d_k (\dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_g) - \frac{1}{i} \left[c_a \left(\frac{\varphi_g}{i} - \varphi_r \right) + d_a \left(\frac{\dot{\varphi}_g}{i} - \dot{\varphi}_r \right) \right] - \underbrace{\left(b_g + \frac{b_d}{i^2} \right)}_{b_2} \dot{\varphi}_g. \quad (4.30)$$

Somit wird die Fahrzeugbewegung durch die Gleichung

$$J_2 \ddot{\varphi}_r = -M_{\text{rad}}(\dot{\varphi}_r, \dot{\varphi}_r^2, \dot{\varphi}_r^4) + c_a \left(\frac{\varphi_g}{i} - \varphi_r \right) + d_a \left(\frac{\dot{\varphi}_g}{i} - \dot{\varphi}_r \right) \quad (4.31)$$

beschrieben. Durch zwei weitere Energiespeicher erhöht sich die Anzahl der minimalen Zustände auf fünf, die folgendermaßen gewählt werden:

$$\mathbf{x} = \left[(\varphi_m - \varphi_g) \quad \left(\frac{\varphi_g}{i} - \varphi_r \right) \quad \dot{\varphi}_m \quad \dot{\varphi}_g \quad \dot{\varphi}_r \right]^T. \quad (4.32)$$

Die Systemmatrix A sowie die Eingangsmatrix B und die Messmatrix C ergeben sich entsprechend der Gleichungen 4.29 bis 4.31 und dem gewählten Zustandsvektor wie folgt (vgl. Gleichung 4.22):

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{i} & -1 \\ -\frac{c_k}{J_{11}} & 0 & -\frac{d_k}{J_{11}} & \frac{d_k}{J_{11}} & 0 \\ \frac{c_k}{J_{12}} & -\frac{c_a}{i J_{12}} & \frac{d_k}{J_{12}} & -\frac{i^2(d_k+b_2)+d_a}{i^2 J_{12}} & \frac{d_a}{i J_{12}} \\ 0 & \frac{c_a}{J_2} & 0 & \frac{d_a}{i J_2} & -\frac{d_a}{J_2} \end{bmatrix}, \quad (4.33)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{J_{11}} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_2} \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Der Eingangs- und der Messvektor \mathbf{u} bzw. \mathbf{y} bleiben beim Dreimassenschwinger gegenüber denen im Zweimassenschwingermodell aus Gleichung 4.23 unverändert.

4.3.4 Berücksichtigung der Aggregatdynamik

In Kapitel 3 hat sich gezeigt, dass das Aggregat und die Aggregatlagerung einen großen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs haben. Deshalb soll in diesem Abschnitt auch die Aggregatdynamik im Modell berücksichtigt werden. Aufgrund der Kopplungen zwischen Aggregat, Getriebe und Kurbelwelle kann kein serieller Dreimassenschwinger dafür eingesetzt werden (vgl. Abschnitt 2.1.1). Ein Aufbau als paralleler Dreimassenschwinger ist notwendig. Die daraus resultierenden

dynamischen Gleichungen für einen Antriebsstrang mit TRA-Lagerung des Aggregats gibt der folgende Abschnitt wieder.

In Bild 2.4 ist der prinzipielle Aufbau einer TRA-Lagerung für einen quereingebauten Motor gezeigt. Die Anordnung der Lager bestimmt das Bewegungsverhalten des Aggregats maßgeblich. Für Lastwechselreaktionen kann nach Abschnitt 2.3.3 und 3.4 die Bewegung des Aggregats in den Aggregatlager in erster Näherung auf das Nicken reduziert werden. Durch Einführung eines Drehfreiheitsgrades φ_{agg} und Vernachlässigung der verbleibenden fünf Freiheitsgrade lautet die Bewegungsdifferentialgleichung

$$J_{\text{agg}} \ddot{\varphi}_{\text{agg}} + d_{\text{agg}} \dot{\varphi}_{\text{agg}} + c_{\text{agg}} \varphi_{\text{agg}} = M_{\text{reak}}, \quad (4.34)$$

wobei die Parameter d_{agg} und c_{agg} die zusammengefassten Dämpfungen und Steifigkeiten der Aggregatlager darstellen. Das Reaktionsmoment M_{reak} , das für die Aggregatbewegung verantwortlich ist, entsteht zum einen durch die Abstützung des Motormoments in den Motorlagern nach Bild 2.3 und zum anderen durch die Reaktionskräfte, die an den Lagern der Getriebewellen und an denen des Differentials angreifen (vgl. [Que08], [Hag98] und [Mai06]):

$$M_{\text{reak}} = M_{\text{reak,mot}} + M_{\text{reak,getr}}. \quad (4.35)$$

Durch Bilanzierung des Eingangs und Ausgangs des Getriebes kann nach [Que08] das Reaktionsmoment

$$M_{\text{reak,getr}} = M_{\text{ein}} - M_{\text{aus}} = M_{\text{ein}}(1 - i) = M_{\text{aus}}\left(\frac{1}{i} - 1\right) \quad (4.36)$$

bestimmt werden. Unter Zuhilfenahme der Gleichung 4.19 und Verwendung der Zustände des Zweimassenschwingermodells ergibt sich für das Reaktionsmoment folgende Berechnungsvorschrift:

$$M_{\text{reak,getr}} = -\left(1 - \frac{1}{i}\right) [c_a \tau + d_a \dot{\tau}]. \quad (4.37)$$

In [Hag98] und [Que08] wird davon ausgegangen, dass sich das Aggregat um die Antriebswellen dreht. Folglich muss der Aggregatwinkel φ_{agg} zu der Kurbelwellendrehung φ_m addiert werden. Somit ergibt sich der resultierende Torsionswinkel

$$\tau = \frac{1}{i} \varphi_m + \varphi_{\text{agg}} - \varphi_r. \quad (4.38)$$

Die Untersuchungen in Abschnitt 2.3.3 haben gezeigt, dass sich bei quer eingebauten Motoren der Drehpunkt des Aggregats im Bereich seines Schwerpunkts befindet (vgl. auch Bild 2.22). Somit führt die Drehung des Aggregats letztlich nur zu einer Auf- und Abbewegung des Differentials und der angeflanschten Antriebswellen. Sie liefert keinen Beitrag zum Verdrehwinkel der Antriebswellen. Demzufolge sind nur zwei Szenarien der Kopplung der Zustände möglich, welche auf eine abweichende Berechnung des Torsionswinkels führen:

a) Bei der Bewegung des Aggregats verschieben sich die Kolben nicht relativ zum Zylinder und der resultierende Torsionswinkel lautet:

$$\tau = \frac{1}{i} (\varphi_m + \varphi_{\text{agg}}) - \varphi_r. \quad (4.39)$$

b) Die Kolben bewegen sich aufgrund der Drehung relativ zum Zylinder und der resultierende Torsionswinkel ist unabhängig von der Aggregatbewegung:

$$\tau = \frac{1}{i} \varphi_m - \varphi_r. \quad (4.40)$$

Das Zustandsraummodell mit Berücksichtigung der Aggregatdynamik wird aus dem Zweimassenschwingermodell durch das Hinzufügen zweier weiterer Zustände, des Aggregatwinkels φ_{agg} und der -winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{\text{agg}}$, gebildet. Mit dem Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = \left[\tau \quad \dot{\varphi}_m \quad \dot{\varphi}_r \quad \varphi_{\text{agg}} \quad \dot{\varphi}_{\text{agg}} \right]^T \quad (4.41)$$

lautet die resultierende Systemmatrix A für den Torsionswinkel nach Gleichung 4.39

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{i} & -1 & 0 & \frac{1}{i} \\ -\frac{c_a}{i J_1} & -\frac{b_1 i^2 + d_a}{i^2 J_1} & \frac{d_a}{i J_1} & 0 & -\frac{d_a}{i^2 J_1} \\ \frac{c_a}{J_2} & \frac{d_a}{i J_2} & -\frac{d_a}{J_2} & 0 & \frac{d_a}{i J_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{c_a (\frac{1}{i} - 1)}{J_{\text{agg}}} & \frac{d_a (\frac{1}{i} - 1)}{i J_{\text{agg}}} & -\frac{d_a (\frac{1}{i} - 1)}{J_{\text{agg}}} & -\frac{c_{\text{agg}}}{J_{\text{agg}}} & -\frac{d_{\text{agg}}}{J_{\text{agg}}} + \frac{d_a (\frac{1}{i} - 1)}{i J_{\text{agg}}} \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

bzw. die Systemmatrix nach Gleichung 4.40

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{i} & -1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_a}{i J_1} & -\frac{b_1 i^2 + d_a}{i^2 J_1} & \frac{d_a}{i J_1} & 0 & 0 \\ \frac{c_a}{J_2} & \frac{d_a}{i J_2} & -\frac{d_a}{J_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{c_a (\frac{1}{i} - 1)}{J_{\text{agg}}} & \frac{d_a (\frac{1}{i} - 1)}{i J_{\text{agg}}} & -\frac{d_a (\frac{1}{i} - 1)}{J_{\text{agg}}} & -\frac{c_{\text{agg}}}{J_{\text{agg}}} & -\frac{d_{\text{agg}}}{J_{\text{agg}}} \end{bmatrix} \quad (4.43)$$

und in beiden Fällen die Eingangsmatrix

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{J_1} & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_2} \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{J_{\text{agg}}} & 0 \end{bmatrix}. \quad (4.44)$$

Da sich in Abschnitt 3.4 gezeigt hat, dass Frequenzverschiebungen in Abhängigkeit von den Belastungsrichtungen der Aggregatlagerungen auftreten (vgl. Bild 3.13), ist die Modellierung in Form der Systemmatrix 4.42 naheliegend. Letztlich müssen aber die Ergebnisse der Identifikation und Simulation im nächsten Kapitel Aufschluss darüber geben, welches die genauere Modellierung für das Lastwechselverhalten des Aggregats ist.

4.4 Nichtlineare Modellerweiterungen

Das in Abschnitt 2.1 dargestellte nichtlineare Verhalten einer Mehrzahl von Antriebsstrangkomponenten und die Ergebnisse der Untersuchungen aus Kapitel 3 legen eine nichtlineare Modellierung des Antriebsstrangs nahe. Mit dieser soll eine weitere Verbesserung der Modellgüte erzielt werden, insbesondere für die transienten Vorgänge in Bezug auf die Aggregatdynamik und den Momentenaufbau im Antriebsstrang.

4.4.1 Antriebsstranglose

Das bisher erstellte Antriebsstrangmodell beruht ausschließlich auf zwei bzw. drei Drehmassen mit einer linearen Kopplung über die Drehsteifigkeit und -dämpfung. Wie sich gezeigt hat, weist der reale Antriebsstrang Unstetigkeiten beim Wechsel vom Schub- in den Zugbereich auf, die im Beschleunigungsverlauf sichtbar werden (vgl. Bild 3.16). Im Folgenden wird eine Erweiterung des Antriebsstrangmodells angestrebt, um auch den signifikanten Beschleunigungseinbruch mittels Modell nachbilden zu können. Da gerade der Schub-Zug-Übergang einen besonderen Stellenwert für den Fahrkomfort hat, erscheint diese Erweiterung als relevant.

Als Ursache für die Unstetigkeiten sind spielbehaftete Elemente des Antriebsstrangs, wie z. B. die Zahnräder im Getriebe, zu vermuten. Die Summe aller Spiele im Antriebsstrang wird im Allgemeinen als Lose bezeichnet, sie ist also ein Winkelbereich, bei dem keine Momentenübertragung stattfinden kann. Da in diesem Bereich eine kurzzeitige Trennung im Antriebsstrang vorhanden ist, können als Folge un stetige Beschleunigungsverläufe entstehen. Aus diesem Grund wird im folgenden Abschnitt die Implementierung eines Lose-Modells in die Antriebsstrangmodelle vorgestellt.

Das Bild 4.12 zeigt das um die Lose erweiterte Modell. Die Größe des Losewinkels wird durch den zusätzlichen Parameter λ repräsentiert. Dieser Parameter beschreibt den Winkel, um den sich der Antriebsstrang bei einer Momentenumkehr zunächst bewegen kann, ohne dass eine Momentenübertragung stattfindet. Die Modellierung von Losen, insbesondere von Antriebsstranglosen, ist bereits Schwerpunkt mehrerer Ar-

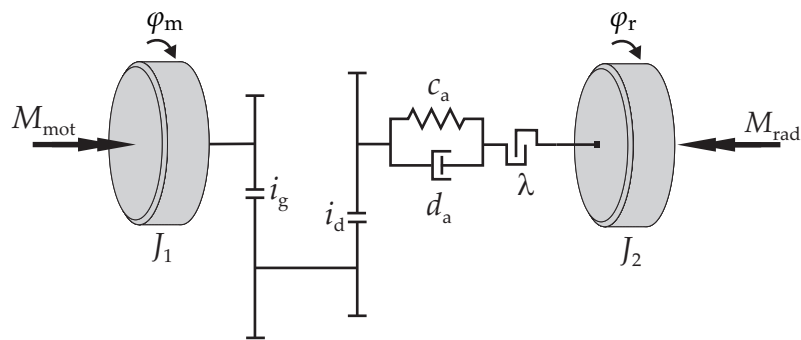


Bild 4.12: Modell des Zweimassenschwingers mit Antriebsstranglose λ

beiten gewesen. Als Grundlage für die folgenden Ausführungen werden insbesondere die Arbeiten [NBG01], die sich mit der Modellierung von Losen im Allgemeinen beschäftigt, und [Lag04], die speziell auf die Modellierung und Schätzung der Lose von Kfz-Antriebssträngen eingeht, verwendet. Bei der Modellierung wird im Wesentlichen zwischen dem physikalischen Modell und dem *Dead-Zone-Modell* unterschieden. Beide Modelle sind ausführlich in [NBG01] beschrieben und werden hier kurz wiedergegeben.

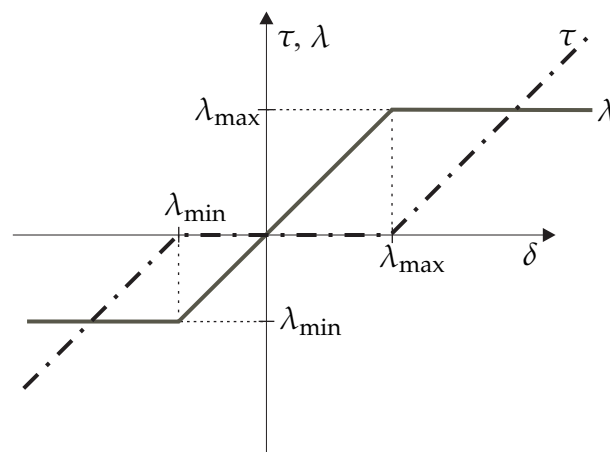


Bild 4.13: Zusammenhang zwischen der Gesamtverdrillung δ und der Lose λ sowie dem elastischen Anteil τ

Die Umsetzung der Lose-Modelle richtet sich im Wesentlichen nach der Darstellung aus [HK07], worin die Lose zweckmäßigerweise als zusätzlicher Zustand eingeführt wird. Damit ist eine einfache Implementierung in die bestehenden Zustandsraummodelle möglich. Die Verdrillung des Antriebsstrangs

$$\delta = \tau + \lambda \quad (4.45)$$

repräsentiert dabei die Summe aus elastischer Verdrehung τ und der Lose λ mit

$$\lambda = \begin{cases} \lambda_{\max} & \text{für } \delta \geq \lambda_{\max} \\ \delta & \text{für } \lambda_{\min} < \delta < \lambda_{\max} \\ \lambda_{\min} & \text{für } \delta \leq \lambda_{\min} \end{cases} \quad (4.46)$$

Das Bild 4.13 gibt die nichtlinearen Zusammenhänge zwischen Verdrillung und Losebereich wieder. Zunächst wird dabei eine asymmetrische Verteilung der Lose zugelassen, was durch die unterschiedlichen Losegrenzen λ_{\min} und λ_{\max} realisiert wird.

Dead-Zone-Modell

Das *Dead-Zone-Modell* ist das einfachste und am häufigsten verwendete Lose-Modell. Der durch den Winkel λ beschriebene Bereich wird dabei als Totzone umgesetzt, in dem kein Moment wirksam ist. Im übrigen Bereich wird der Zustand des Torsionswinkels um λ reduziert. Für das übertragbare Moment bei Antriebssträngen mit innerer Dämpfung d_a und Lose ergibt sich daher allgemein

$$M_{\text{Lose}} = c_a (\delta - \lambda) + d_a (\dot{\delta} - \dot{\lambda}) . \quad (4.47)$$

Mit der Losegeschwindigkeit für das *Dead-Zone-Modell*

$$\dot{\lambda}_{\text{deadzone}} = \begin{cases} 0 & \text{für } \lambda = \lambda_{\max} \\ \dot{\delta} & \text{für } \lambda_{\min} < \lambda < \lambda_{\max} \\ 0 & \text{für } \lambda = \lambda_{\min} \end{cases} \quad (4.48)$$

wird berücksichtigt, dass im Losebereich zwischen λ_{\min} und λ_{\max} kein Moment übertragen werden kann. Der resultierende Momentenverlauf in Abhängigkeit von der Verdrillung ist in Bild 4.14 beispielhaft dargestellt. Das *Dead-Zone-Modell* gibt das Moment für Systeme ohne innere Dämpfung ($d_a = 0$) exakt wieder. Bei innerer Dämpfung ($d_a \neq 0$) kann bedingt durch den Dämpfungsterm rechnerisch ein Moment entstehen, das in Richtung des Losebereichs aufgrund des fehlenden Formschlusses nicht übertragen werden kann. Dieser Tatsache wird das physikalische Modell gerecht, das genau für die angesprochenen Bereiche keine Momentenübertragung in Richtung der Lose zulässt.

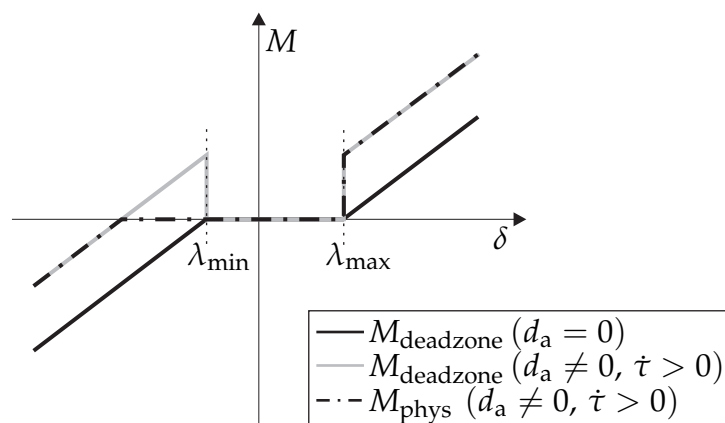


Bild 4.14: Vergleich des Momentenverlaufs im Losebereich für das *Dead-Zone-Modell* und das physikalische Modell für $\dot{\delta} > 0$

Physikalisches Modell

Wie bereits in Bild 4.14 gezeigt, kann aufgrund des Dämpfungsterms, der von der Geschwindigkeit der Verdrillung abhängig ist, ein Moment entstehen, das in beide Richtungen wirken kann. Physikalisch ist ein Kraftschluss und eine damit verbundene Momentenübertragung nur in Kontaktichtung möglich. Das physikalische Losemodell ist eine Erweiterung des *Dead-Zone-Modells*, das dieses Problem behebt [NBG01].

Das wirksame Moment beim physikalischen Modell berechnet sich analog zur Gleichung 4.47, allerdings wird hierbei die Geschwindigkeit des Losewinkels $\dot{\lambda}$ in der Form ermittelt, dass im Losebereich durch den Dämpfungsterm kein Moment in Richtung der Lose erzeugt wird. Im Einzelnen gilt für die Losegeschwindigkeit des physikalischen Modells

$$\dot{\lambda}_{\text{phys}} = \begin{cases} \min\left(0, \dot{\delta} + \frac{c_a}{d_a}(\delta - \lambda)\right) & \text{für } \lambda = \lambda_{\max} \\ \dot{\delta} & \text{für } \lambda_{\min} < \lambda < \lambda_{\max} \\ \max\left(0, \dot{\delta} + \frac{c_a}{d_a}(\delta - \lambda)\right) & \text{für } \lambda = \lambda_{\min} \end{cases} \quad (4.49)$$

Der resultierende Momentenverlauf ist in Bild 4.14 gezeigt. Mit dem physikalischen Modell geht die Erweiterung des effektiven Losebereichs einher, was wiederum bedeutet, dass die Parameter der Losegrenzen nicht ohne Weiteres von einem Modell auf das andere übertragen werden können.

Implementierung der Lose-Modelle

Durch die Definition der Verdrillung (vgl. Gleichung 4.45) aus elastischem Anteil und Lose ist eine einfache additive Implementierung in die vorhandenen Zustandsraummodelle möglich. Die Gleichung 4.22 wird lediglich um die losespezifischen Anteile erweitert

$$\dot{x} = A x + B u + N_c \lambda + N_d \dot{\lambda}, \quad (4.50)$$

wobei beispielsweise für das Zweimassenschwingermodell aus Gleichung 4.23

$$N_c = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{c_a}{i J_1} \\ -\frac{c_a}{J_2} \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad N_d = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{d_a}{i J_1} \\ -\frac{d_a}{J_2} \end{bmatrix} \quad (4.51)$$

sind. Die Losemodelle lassen sich in dieser Form ohne großen Aufwand in die verschiedenen Antriebsstrangmodelle einbinden. Durch die Beschreibung der Lose mittels der zwei Parameter λ_{\min} und λ_{\max} ist eine offline Identifikation der Lose relativ einfach möglich.

4.4.2 Maxwell-Element und Standard-Festkörpermodell

Nach [GF07] sind die im Gummi von Motorlagern wirkenden Dämpfungskräfte nur in einem sehr schmalen Frequenzband als geschwindigkeitsproportional anzusehen, weshalb mit einer viskosen Modellierung ein systematischer Fehler begangen wird

[Kli01]. Auch die Ausführungen in Abschnitt 2.1.1 legen eine erweiterte Modellierung der Elastomerlager nahe. Das in Abschnitt 4.3.4 zur Modellierung der Motorlager verwendete Feder-Dämpfer-Element, auch häufiger als *Kelvin-Voigt-Element* bezeichnet, kann nach [Ros04] durch den visko-elastischen Standard-Festkörper⁸ (vgl. Bild 4.15) ersetzt werden, um die realen Eigenschaften des Polymers besser nachzubilden.

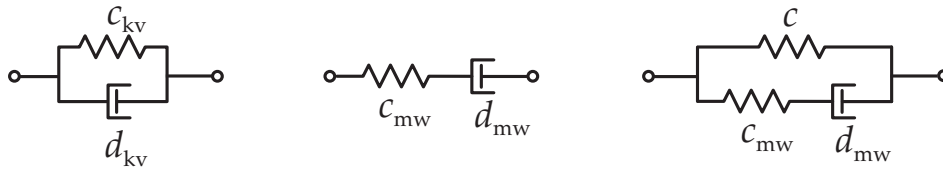


Bild 4.15: links: Parallel geschaltetes Feder-Dämpfer-Element (*Kelvin-Voigt-Element*); mitte: seriell geschaltetes Feder-Dämpfer-Element (*Maxwell-Element*) und rechts: visko-elastischer Standard-Festkörper

Der visko-elastische Standard-Festkörper setzt sich aus einer Parallelschaltung von *Maxwell-Element* und Ersatzfedersteifigkeit c zusammen. Die resultierende Kraft ergibt sich damit aus der Summe der Federkraft F_f und der durch das *Maxwell-Element* erzeugten Kraft F_{mw}

$$F_{vS} = F_f + F_{mw} . \quad (4.52)$$

Die Kraft des *Maxwell-Element*s bestimmt sich über die Addition der relativen Einzelverschiebungen der *Maxwell-Feder* ζ_f und des *Maxwell-Dämpfers* ζ_d sowie deren Geschwindigkeiten:

$$\zeta = \zeta_f + \zeta_d \quad \text{und} \quad \dot{\zeta} = \dot{\zeta}_f + \dot{\zeta}_d . \quad (4.53)$$

Für die Kräfte im *Maxwell-Element* gilt, dass Dämpfer- und Federkraft gleich sein müssen. Mit der Ableitung der Federkraft lässt sich der zweite Teil der Gleichung 4.53 umformulieren

$$\dot{\zeta} = \frac{\dot{F}_{mw}}{c_{mw}} + \frac{F_{mw}}{d_{mw}} . \quad (4.54)$$

Die folgende Differentialgleichung

$$F_{mw} = d_{mw} \dot{\zeta} - \frac{d_{mw}}{c_{mw}} \dot{F}_{mw} \quad (4.55)$$

gibt die Berechnungsvorschrift für die Bestimmung der resultierenden Kraft des *Maxwell-Element*s wieder. Der visko-elastische Standard-Festkörper besitzt den Vorteil, dass er sowohl geschwindigkeitsabhängige Hysterese-Effekte und Relaxation sowie auch Kriechen abbilden kann. Des Weiteren ist mit ihm eine dynamische Verhärtung darstellbar.

⁸wird in der Literatur oft auch als *Poynting-Thompson-Modell* oder als *Zener-Modell* bezeichnet

4.5 Diskretisierung der Modelle

Zur Umsetzung der Modelle im Motorsteuergerät ist deren Diskretisierung notwendig, da die Messdatenaufnahme und die Berechnung der Stellgrößen im MSG zu diskreten Zeitpunkten stattfinden. Zwei Arten der Diskretisierung sind dafür anwendbar, zum einen die Zeitdiskretisierung und zum anderen die Winkeldiskretisierung. Während die Zeitdiskretisierung auf einer äquidistanten Zeiteinteilung basiert, wird durch die Winkeldiskretisierung erreicht, dass die berechneten Werte der Differenzgleichung immer zum gleichen Winkelmaß vorliegen. Der folgende Abschnitt stellt beide Verfahren vor.

4.5.1 Zeitdiskrete Umsetzung

Ein kontinuierliches Zustandsraummodell in der Form der Gleichung 4.22 wird unter Verwendung der Transitionsmatrix für $t = k \Delta t$ in die zeitdiskrete Form

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(k), \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C} \mathbf{x}(k) \end{aligned} \quad (4.56)$$

überführt. Die diskrete Systemmatrix \mathbf{A}_d entspricht in Gleichung 4.56 der Transitionsmatrix

$$\mathbf{A}_d = e^{\mathbf{A} \Delta t} \quad (4.57)$$

und die diskrete Eingangsmatrix lautet (vgl. [Lun08]) für $\det(\mathbf{A}) \neq 0$

$$\mathbf{B}_d = \mathbf{A}^{-1} (e^{\mathbf{A} \Delta t} - \mathbf{I}) \mathbf{B}. \quad (4.58)$$

Da die Transitionsmatrix in der Regel nicht analytisch bestimmt werden kann, gilt es, eine Annäherung zu finden. Mit Hilfe der Padé-Approximation, bei der Funktionen durch gebrochen rationale Funktionen angenähert werden, kann auch die Exponentialmatrix

$$e^{\mathbf{X}} = \sum_{j=0}^{\infty} \frac{1}{j!} \mathbf{X}^j \quad (4.59)$$

für jede $n \times n$ Matrix \mathbf{X} angenähert werden. Die Potenzreihe wird in diesem Fall durch eine Matrixdivision approximiert [GA01]. Die Ordnung der Padé-Approximation ist zweidimensional entsprechend des Zählers bzw. des Nenners. Es gilt dann allgemein für eine Ordnung (p, q)

$$f_{pq} = \left(q! \sum_{j=0}^q \frac{(p+q-j)!}{j!(q-j)!} (-\mathbf{X})^j \right)^{-1} \left(p! \sum_{j=0}^p \frac{(p+q-j)!}{j!(p-j)!} \mathbf{X}^j \right) \approx e^{\mathbf{X}}. \quad (4.60)$$

Die Taylorreihenentwicklung ist ein Spezialfall der Gleichung 4.60 für $q = 0$. Für den Fall $p = 1, q = 1$ entspricht die Padé-Approximation der bilinearen Transformation.

Im Allgemeinen gilt bei der Diskretisierung: je kleiner die Elemente der kontinuierlichen Matrix sind, desto besser ist die Annäherung durch die diskrete Matrix.

4.5.2 Transformation in den Winkelraum

Um eine Differentialgleichung aus dem Zeitbereich in eine winkeldiskrete Darstellung zu transformieren, wird die Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}$ durch Substitution der unabhängigen Variablen in eine winkelabhängige Größe umgeschrieben [YS97, PFC98]. Diese kann durch Erweitern und Umformen

$$\ddot{\varphi} = \dot{\omega} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\omega}{d\varphi} \quad (4.61)$$

oder durch Ausnutzen der Beziehung $dt = \frac{d\varphi}{\omega}$ erreicht werden. Die allgemeine Zustandsraumgleichung 4.22 lautet dann für $D = \mathbf{0}$

$$\omega \frac{dx}{d\varphi} = A x + B u. \quad (4.62)$$

Durch den Übergang von einer Differential- in eine Differenzgleichung [ZWS01] und das Umstellen der Terme gestaltet sich die Gleichung 4.62 folgendermaßen:

$$\Delta x = \frac{\Delta\varphi}{\omega} (A x + B u). \quad (4.63)$$

Mit $\varphi = \varphi_m = k \Delta\varphi_m$ führt das auf die allgemeine winkeldiskrete Differenzgleichung zur Beschreibung der Antriebsstrangdynamik mit dem Motorwinkel als Bezugsgröße

$$x(k+1) = \left(I + \frac{\Delta\varphi_m}{\omega_m} A \right) x(k) + \frac{\Delta\varphi_m}{\omega_m} B u(k). \quad (4.64)$$

Die Genauigkeit der Diskretisierung hängt vom Approximationsverfahren ab. Im obigen Fall wird für die Integration eine Rechteckannäherung verwendet. Es können aber ebenso genauere numerische Verfahren angewendet werden wie z. B. die Trapez-Integration. Im Gegensatz zur Zeitdiskretisierung muss die Transformation der Systemmatrizen allerdings in jedem Abtastschritt durchgeführt werden, da $\omega_m \neq \text{const.}$ gilt. Bei der winkeldiskreten Arbeitsweise des Verbrennungsmotors ist diese Art der Diskretisierung unumgänglich, um einerseits ressourcensparend und andererseits so schnell wie möglich auf eintreffende Messdaten mit einer modellbasierten Regelung reagieren zu können.

5 Identifikation der Modellparameter

Dieses Kapitel stellt das grundsätzliche Vorgehen bei der Parametrierung der zuvor eingeführten Antriebsstrangmodelle vor. Die Modelle müssen das Fahrzeugverhalten möglichst exakt wiedergeben. Aus diesem Grund ist es von Vorteil, falls es gelingt, realistische Werte für die physikalischen Parameter des Antriebsstrangs zu ermitteln, wie z. B. Massenträgheiten, Übersetzungen, Steifigkeiten und Dämpfungen. Dabei kommen Optimierungsverfahren zum Einsatz, die durch Variation der Systemparameter versuchen, das Modell an die Messwerte bestmöglich anzugleichen. Zur Modellparametrierung werden in dieser Arbeit hauptsächlich gradientenbasierte Verfahren eingesetzt, deren Arbeitsweise im nächsten Abschnitt genauer beschrieben wird. Anschließend folgt die Vorstellung des gradientenfreien Simplex-Verfahrens, das vorzugsweise verwendet wird, falls die Größenordnungen der Startparameter unbekannt sind bzw. das zu identifizierende System hochgradig nichtlinear ist oder keine stetige Ableitung der dynamischen Gleichungen nach den Parametern existiert.

Der zweite Abschnitt dieses Kapitels stellt zum einen die Methodik und zum anderen die Ergebnisse der Parameteridentifikation am Fahrzeugantriebsstrang vor. Für die Identifikation der rad- und motorseitigen Verlustmodelle wird ein Verfahren zur getrennten Bestimmung der Parameter gezeigt und es wird untersucht, welcher Detaillierungsgrad der Modellierung umgesetzt werden muss, um bei einer hohen Modellgüte die Anzahl der zu bestimmenden Parameter gering zu halten. Im Unterabschnitt *Antriebsstrangdynamik* erfolgt die gleiche Betrachtung für den Einsatz von Lose-Modellen und für die Verwendung von stückweise linearen Antriebsstrangmodellen zur exakten Abbildung des Schub- und Zugverhaltens. Da die eingesetzten physikalischen Modelle über die Abbildung des allgemeinen Übertragungsverhaltens hinaus auch die Schätzbarkeit innerer Systemzustände gewährleisten sollen, folgt der Vergleich des geschätzten mit dem gemessenen Antriebsstrangmoment. Eine anschließende Betrachtung des Parameterverhaltens für verschiedene Gänge und Fahrzeuge gibt Anhaltspunkte für die Beurteilung der Genauigkeit und der physikalischen Exaktheit. Im letzten Abschnitt werden die Identifikationsmethodik zur Ermittlung der Aggregatdynamik und deren Ergebnisse dargestellt.

5.1 Mathematische Optimierungsmethoden

Das Ziel einer Optimierung ist es, den Fehler $e(k)$ zwischen dem mit Störungen $n(k)$ überlagerten gemessenen Systemverhalten $y(k)$ und dem Modellausgang $\hat{y}(k)$ für eine Anzahl von Messungen N durch die Variation der Modellparameter $\delta\hat{p}$ zu minimieren (vgl. Bild 5.1). Dabei müssen einige grundlegende Einschränkungen bei der Identifizierbarkeit in Kauf genommen werden. Parameter, die in Summen, Produkten oder Quotienten vorkommen, können nicht unabhängig von den anderen Summanden, Faktoren, Dividenden und Divisoren ermittelt werden. Darüber hinaus ist es notwendig, möglichst nur die modellierte Systemdynamik anzuregen, um die Parameter

aus den Messdaten zu ermitteln. Eine detaillierte Beschreibung von Anregungsfunktionen findet sich deshalb in Abschnitt 3.1.

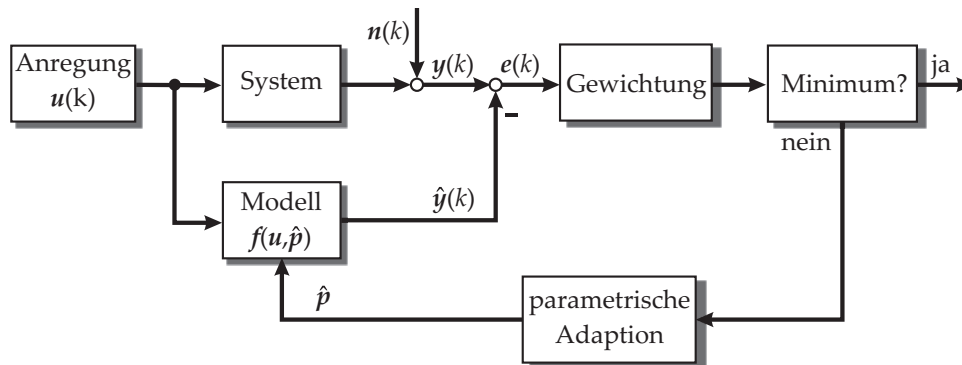


Bild 5.1: Grundsätzlicher Ablauf der Parameteridentifikation

5.1.1 Nichtlineare Least-Squares-Optimierung

Ein in der Parameterschätzung sehr häufig verwendetes Optimierungskriterium ist die Summe der Fehlerquadrate (*Least-Squares*). Durch Summation der quadratischen Fehler ergibt sich die Verlustfunktion

$$L(\hat{p}) = \sum_{k=1}^N q_k e^2(k), \quad (5.1)$$

die es zu minimieren gilt. Über den Faktor q_k ist eine zusätzliche Wichtung der einzelnen Fehlerquadrate möglich. Fehlerquadratsummen können für lineare und nichtlineare Optimierungen gleichermaßen eingesetzt werden. Der Vorteil quadratischer Verlustfunktionen liegt darin, dass lediglich die Ableitung der Verlustfunktion gleich Null sein muss, um das Minimum zu bestimmen. Das wiederum führt auf ein lineares Gleichungssystem, falls der Fehler zwischen Prozess und Modell linear von den Parametern abhängt. In diesem Fall handelt es sich um ein lineares Schätzproblem (LS), andernfalls um ein nichtlineares (NLS).

Für die im vorhergehenden Kapitel eingeführten Antriebsstrangmodelle sind nichtlineare *Least-Squares*-Verfahren einzusetzen, da die Parameter durch die Kopplung im Mehrgrößensystem nichtlinear in die Systemgleichungen eingehen [Nel01]. Deshalb werden im Folgenden zwei in dieser Arbeit verwendete gradientenbasierte Verfahren vorgestellt. Es sind das auf dem Newton-Verfahren basierende Gauß-Newton-Verfahren und das aus letzterem abgeleitete Levenberg-Marquardt-Verfahren.

Gradientenbasierte Verfahren verwenden die Information über den steilsten Abstieg der Fehlerfunktion (*steepest-descent*). Dafür wird der Gradient g als Ableitung der Verlustfunktion in Richtung der Parameter gebildet

$$g = \frac{\partial L(\hat{p})}{\partial \hat{p}}. \quad (5.2)$$

Im Idealfall ist die Ableitung bekannt und kann analytisch gelöst werden, andernfalls ist eine numerische Näherung vonnöten. Mit Hilfe des Gradienten wird entsprechend der Schrittweite η der Parametervektor aktualisiert

$$\hat{\boldsymbol{p}}_k = \hat{\boldsymbol{p}}_{k-1} - \eta_{k-1} \mathbf{R}_{k-1} \mathbf{g}_{k-1}. \quad (5.3)$$

Durch den Einsatz der Rotationsmatrix \mathbf{R} kann die Suchrichtung bzw. die Schrittweite in bestimmte Richtungen angepasst werden. Gradientenbasierte Verfahren arbeiten allesamt nach dem Schema der Gleichung 5.3. Die Unterschiede liegen in der Ermittlung der Rotationsmatrix und der Schrittweite η . Beim Newton-Verfahren wird als Matrix \mathbf{R}_{k-1} die inverse Hesse-Matrix \mathbf{H}_{k-1}^{-1} verwendet, um die schnellstmögliche Konvergenz zu erreichen. Die Hesse-Matrix

$$\mathbf{H} = \frac{\partial^2 L(\hat{\boldsymbol{p}})}{\partial \hat{\boldsymbol{p}}^2} = \frac{\partial \mathbf{g}(\hat{\boldsymbol{p}})}{\partial \hat{\boldsymbol{p}}} \quad (5.4)$$

ist die zweite Ableitung der Verlustfunktion nach den Parametern (vgl. [Nel01]). Aus der aktuellen Iteration $\hat{\boldsymbol{p}}_{k-1}$ ergibt sich für das Newton-Verfahren die nächste Iteration $\hat{\boldsymbol{p}}_k$ zu

$$\hat{\boldsymbol{p}}_k = \hat{\boldsymbol{p}}_{k-1} - \eta_{k-1} \mathbf{H}_{k-1}^{-1} \mathbf{g}_{k-1}, \quad (5.5)$$

wobei die Schrittweite η üblicherweise durch einen *Line-Search*-Algorithmus bestimmt wird, der die Robustheit des Verfahrens erhöht. Ein Nachteil des Newton-Verfahrens ist, dass es auf Startparameter $\hat{\boldsymbol{p}}_0$ angewiesen ist, die in der Nähe des Optimums liegen, da das Verfahren nur für positiv definite Hesse-Matrizen konvergiert (vgl. Bild 5.2). Darüber hinaus erfordert das Verfahren einen hohen rechentechnischen Aufwand, da die zweiten Ableitungen der Verlustfunktion ermittelt und invertiert werden müssen. Der Aufwand für die Schätzung von Parametern steigt somit mit deren Anzahl nicht-linear an.

Das Gauß-Newton-Verfahren ist ein häufig verwendetes numerisches Verfahren zur Lösung nichtlinearer *Least-Squares*-Probleme. Es ist eine Weiterentwicklung des Newton-Verfahrens, bei dem die zu minimierende Verlustfunktion durch eine quadratische Näherung ersetzt wird. Dadurch kann auf die zweite Ableitung des Gütefunktionals verzichtet werden, da das Minimum der quadratischen Näherung explizit berechnet werden kann. Für Systeme, bei denen die Parameter nichtlinear in die Verlustfunktion eingehen, nimmt die Gleichung 5.1 die Form

$$L(\hat{\boldsymbol{p}}) = \sum_{k=1}^N f^2(k, \hat{\boldsymbol{p}}) = \mathbf{f}^T \mathbf{f} \quad (5.6)$$

an. Die Bedingung $L(\hat{\boldsymbol{p}}^*) \rightarrow \min$ führt zur gesuchten Lösung, die für den nichtlinearen Fall mit Hilfe des Gradienten der Verlustfunktion, der ersten partiellen Ableitung nach den Parametern

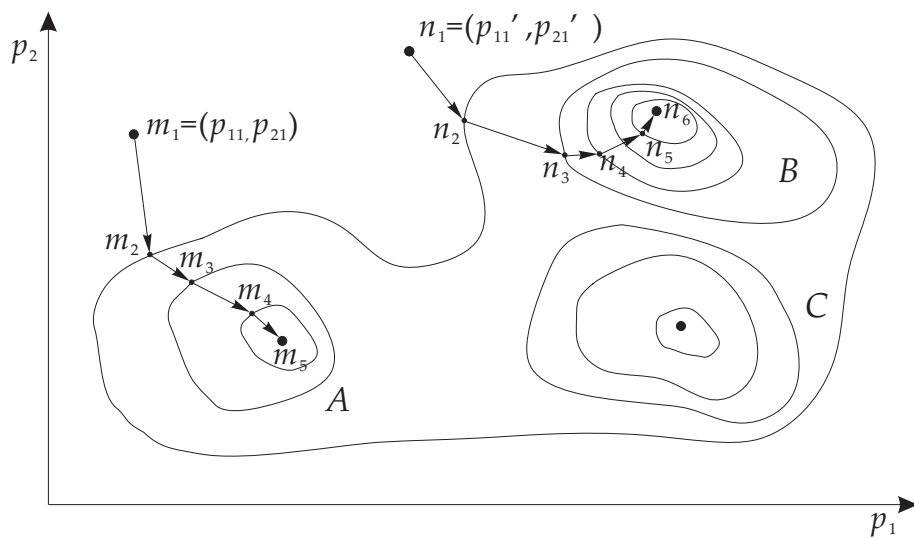


Bild 5.2: Schematische Darstellung der Unterschiede zweier Identifikationsvorgänge bei unterschiedlichen Initialwerten im Parameterraum (p_1, p_2) und den lokalen Minima A und C sowie dem globalen Minimum B

$$g_j = 2 \sum_{k=1}^N f_k \frac{\partial f_k}{\partial \hat{p}_j}, \quad (5.7)$$

bestimmt wird. Der Gradientenvektor lässt sich umformen zu einer Multiplikation der Fehlerfunktion mit der Jacobi-Matrix, also der Ableitung der Fehlerfunktion nach den Parametern:

$$\mathbf{g} = 2\mathbf{J}^T \mathbf{f}. \quad (5.8)$$

Die Hesse-Matrix der Verlustfunktion, die zweite Ableitung in Richtung der Parameter, setzt sich dann aus zwei Anteilen zusammen, der quadrierten Jacobi-Matrix sowie dem Produkt aus Fehlerfunktion und Hesse-Matrix der Fehlerfunktion

$$\mathbf{H} = 2\mathbf{J}^T \mathbf{J} + 2\mathbf{S} \quad \text{mit} \quad \mathbf{S} = 2 \sum_{k=1}^N f_k \nabla^2 f_k. \quad (5.9)$$

Beim Gauß-Newton-Verfahren wird die Hesse-Matrix approximiert, indem die Matrix \mathbf{S} vernachlässigt wird, da besonders die Berechnung der zweiten Ableitungen sehr rechenintensiv ist. Dieses Vorgehen ist aber nur zulässig, falls die Fehlerfunktion f_k eine nahezu lineare Funktion ist oder in der Nähe der Lösung sehr klein wird. Aus diesem Grund wird beim Gauß-Newton-Verfahren auch von einem *Small-Residual-Algorithmus* gesprochen. Mit der Annahme

$$\mathbf{H}_{\text{GN}} \approx 2\mathbf{J}^T \mathbf{J} \quad (5.10)$$

lautet die Berechnungsvorschrift für das Gauß-Newton-Verfahren

$$\hat{\boldsymbol{p}}_k = \hat{\boldsymbol{p}}_{k-1} - \eta_{k-1} (\boldsymbol{J}_{k-1}^T \boldsymbol{J}_{k-1})^{-1} \boldsymbol{J}_{k-1}^T \boldsymbol{f}_{k-1}. \quad (5.11)$$

Die Qualität der Ergebnisse der gradientenbasierten Optimierungen hängt aus zuvor genannten Gründen sehr stark von der Wahl der Startparameter ab, was mit Bild 5.2 verdeutlicht werden soll. Das Gauß-Newton-Verfahren konvergiert im Vergleich zum Newton-Verfahren zwar schneller in der Nähe der Lösung, reagiert aber nochmals empfindlicher auf die Startparameter. So ist es möglich, dass der Algorithmus in lokalen Minima endet und somit nur suboptimale Lösungen gefunden werden. Das Levenberg-Marquardt-Verfahren versucht diese Nachteile zu beheben, indem die Hesse-Matrix durch die folgende Funktion angenähert wird

$$\boldsymbol{H}_{\text{LM}} \approx 2 (\boldsymbol{J}^T \boldsymbol{J} + \alpha \boldsymbol{I}), \quad (5.12)$$

wobei $\alpha \geq 0$ einen Dämpfungsparameter, den sogenannten Marquardt-Parameter, und \boldsymbol{I} die Einheitsmatrix darstellen. Durch Einführung des Marquardt-Parameters soll die positive Definitheit der Annäherung der Hesse-Matrix garantiert werden, wodurch eine Verringerung der Fehlerquadratsumme in jedem Iterationsschritt erzwungen wird. Für kleine Werte des Marquardt-Parameters $\alpha \rightarrow 0$ verhält sich das Verfahren wie der Gauß-Newton-Algorithmus, während für $\alpha \rightarrow \infty$ der Einfluss der Jacobi-Matrizen abnimmt und das Verfahren sich dem Newton-Verfahren annähert. Das Levenberg-Marquardt-Verfahren kommt so mit weniger Optimierungsschritten aus als das Gauß-Newton-Verfahren.

5.1.2 Downhill-Simplex-Methode

Das Simplex-Verfahren nach Nelder und Mead [NM65], auch als *Downhill-Simplex-Methode* bezeichnet, benötigt im Gegensatz zu den zuvor vorgestellten Verfahren keine Ableitungen der Verlustfunktion. Falls diese, z. B. bei Diskontinuitäten, nur sehr schwer oder gar nicht zu ermitteln ist, bietet dieses Verfahren somit Vorteile. Das Simplex-Verfahren gehört zu den direkten Suchverfahren, die im Allgemeinen ein langsames Konvergenzverhalten aufweisen, aber numerisch relativ einfach und robust arbeiten. Direkte Suchverfahren werten lediglich die Zielfunktion aus, so dass sie auch bei hochgradig nichtlinearen und unstetigen Funktionen erfolgreich eingesetzt werden können. Des Weiteren bieten sie Vorteile, falls die Größenordnung der Modellparameter ungenügend bekannt ist [PTVF92].

Das Ziel des Simplex-Verfahrens, wie auch jedes anderen Optimierungsverfahrens, ist es, den n -dimensionalen Parametervektor $\hat{\boldsymbol{p}}$, der die Verlustfunktion L minimiert, zu ermitteln

$$L = \sum_n \boldsymbol{f}(\hat{\boldsymbol{p}}_n)^2 \rightarrow \min. \quad (5.13)$$

Dafür wird ein n -dimensionales Simplex, das einfachste Volumen, das mit $n + 1$ Punkten im Parameterraum gebildet werden kann, aufgespannt. Dabei ist es aber nicht das Ziel, mit einem dieser Punkte das Optimum zu erreichen. Stattdessen soll das Simplex

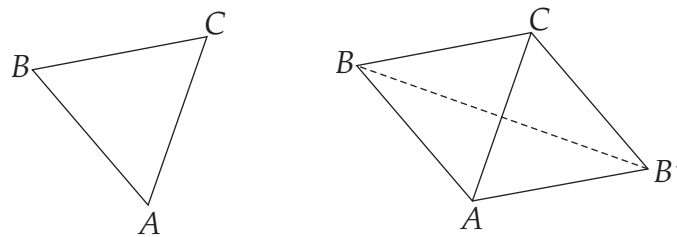


Bild 5.3: *links:* ein Simplex im zweidimensionalen Parameterraum; *rechts:* der Knoten mit der höchsten Verlustfunktion (B) wird am Zentrum des verbleibenden Simplex (\overline{CA}) gespiegelt, um den neuen Knoten (B') zu erzeugen

um das Optimum herum minimiert werden, so dass es mit einer definierten Genauigkeit lokalisiert werden kann.

Zunächst werden für jede der $n + 1$ Parameterkombinationen die entsprechenden Werte der Verlustfunktion ermittelt. Aus den Ergebnissen werden der schlechteste und der beste Punkt bestimmt. Während der beste Punkt beibehalten wird, wird der schlechteste durch einen neuen ersetzt. Dadurch wandert das Simplex sukzessive dem Optimum entgegen und zieht sich um dieses zusammen. Wie bei allen Optimierungsverfahren besteht wiederum die Gefahr, in einem lokalen Optimum zu enden. Falls eine solche Stagnation erkannt wird, gibt es verschiedene Verfahren für einen Neustart mit anderen Parametern [Kel99].

Die einzelnen Schritte des Simplex-Verfahrens lauten daher wie folgt:

- Wählen von $n + 1$ Anfangspunkten
- Berechnen der Verlustfunktion für alle gewählten Punkte im Parameterraum
- Spiegeln des Punkts mit dem höchsten Wert der Fehlerfunktion am Mittelpunkt der n verbliebenen Punkte des Simplex (vgl. Bild 5.3)
- Löschen des schlechtesten Punkts
- Falls dadurch ein Punkt mit dem schlechtesten Funktionswert entsteht, wird das Simplex kontrahiert (vgl. Bild 5.4 *links*)
- Falls dadurch ein Punkt mit dem besten Funktionswert entsteht, wird das Simplex expandiert (vgl. Bild 5.4 *rechts*)
- Falls lediglich eine Verbesserung des Fehlers erzielt wird: Beibehalten des neuen Punkts und Starten des Algorithmus mit dem zweitschlechtesten Punkt.

Die Schritte 2 bis 7 werden so oft durchlaufen, bis das Konvergenzkriterium erfüllt ist. Falls bei der Kontraktion wiederum ein schlechterer Punkt gefunden wird als der bisher schlechteste, wird das gesamte Simplex in Richtung des besten Punkts komprimiert.

Das Startsimplex hat entscheidenden Einfluss auf die Optimierung. Zu kleine Startsimplexe führen zu lokal beschränkten Suchen, was wiederum die Wahrscheinlichkeit erhöht, dass es sich beim gefundenen Optimum um ein lokales handelt. Die Größe des Startsimplex sollte daher dem Optimierungsproblem entsprechen.

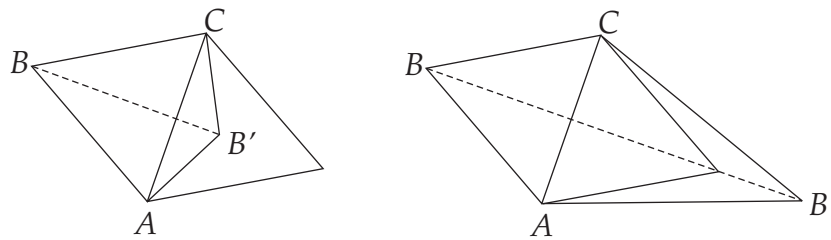


Bild 5.4: Erhöhung der Konvergenz durch Adaption der Schrittweite; *links*: Kontraktion des Simplex; *rechts*: Expansion des Simplex

5.2 Ergebnisse der offline Identifikation

Die in Kapitel 4 vorgestellten Antriebsstrangmodelle müssen für den Einsatz in einer modellbasierten Regelung für das entsprechende Fahrzeug parametrieren werden. Im folgenden Abschnitt werden die Vorgehensweise bei der Parameteridentifikation und deren Ergebnisse dargestellt. Dabei gilt der Frage besondere Aufmerksamkeit, ob ein Parameter online oder offline ermittelt werden kann oder muss. Zunächst werden das Fahrwiderstands- und das Motorverlustmodell parametrieren, welche die Eingänge des Antriebsstrangmodells bilden. Dieses ist notwendig, um anschließend verlässliche Ergebnisse für die Identifikation der Parameter des Antriebsstrangmodells zu erhalten.

5.2.1 Radverluste

Die Methode zur Parameteridentifikation der Fahrwiderstandsgleichung besteht darin, möglichst viele störende Einflüsse zu eliminieren, um lediglich den Einfluss des Roll- und des Luftwiderstands messen zu können. Dafür sind eine ebene Fahrbahn, nahezu Windstille und eine Fahrt ohne Bremsbetätigung erforderlich. Das radseitige Verlustmoment kann als gangunabhängig angesehen werden, da bei geöffnetem Antriebsstrang die Verluste im Getriebe nur einen sehr geringen Anteil an den Gesamtverlusten ausmachen. Das Verlustmoment am Rad setzt sich somit aus dem Luft- und dem Rollwiderstand nach Gleichung 4.16 bzw. 4.17 zusammen. Es gilt bei Vernachlässigung des biquadratischen Anteils der allgemeine Zusammenhang

$$M_{\text{rad}} = c_{r0} + c_{r1} \omega_r + c_{r2} \omega_r^2 \quad \text{mit} \quad \omega_r = \dot{\varphi}_r. \quad (5.14)$$

Unter der Voraussetzung des offenen Triebstrangs ergibt sich aus dem Drallsatz die Bewegungsdifferentialgleichung für die Radmasse

$$J_2 \dot{\omega}_r = -M_{\text{rad}}, \quad (5.15)$$

wobei von einem konstanten Radradius sowie schlupffreiem Abrollen ausgegangen wird. Während Angaben über den c_w -Wert eines Fahrzeugs im Allgemeinen einfach zu ermitteln sind, werden Informationen über die reifenspezifischen Größen nur schwer zu erhalten sein, da sie stark von der jeweiligen Gummimischung, dem Reifendruck und der Reifentemperatur abhängig sind [MW04]. Deshalb werden die Verlustparameter nach Gleichung 5.14 in der Regel in Ausrollversuchen bestimmt. Dabei wird

mit Hilfe der ABS-Raddrehzahlsensoren (vgl. Abschnitt 2.3.1) die resultierende Radwinkelgeschwindigkeit ω_r bestimmt, während das Fahrzeug von einer definierten Anfangsgeschwindigkeit bis zum Stillstand rollt.

Die Verlustparameter c_{r0} , c_{r1} und c_{r2} werden im Anschluss mit dem nichtlinearen *Least-Squares*-Verfahren in der Weise angepasst, dass der gemessene Geschwindigkeitsverlauf des Fahrzeugs bestmöglich durch das Modell abgebildet wird. Die Tabelle 5.1 zeigt die ermittelten Parameter für verschiedene Ordnungen und Parameterkombinationen des Verlustpolynoms 5.14. Die zugehörigen Werte der durch das nichtlineare *Least-Squares*-Verfahren minimierten Fehlerquadratsummen sollen zeigen, ob eine Vereinfachung des Verlustpolynoms möglich ist. Die absoluten Werte der Fehlerquadratsummen hängen von der verwendeten Messung ab, so dass die Vergleichbarkeit nur gegeben ist, weil hier für alle Identifikationen die gleichen Messdaten verwendet wurden.

Die Werte der Fehlerfunktion in Tabelle 5.1 zeigen, dass die Modellierung durch ein Polynom notwendig ist, da durch die Verwendung von lediglich einem einzigen Parameter in keinem Fall (Identifikation 1, 2 und 4) eine zufriedenstellende Güte erreicht werden kann. Das vollständige Modell zweiter Ordnung ist gegenüber der Annahme eines geschwindigkeitsabhängigen Reibverlustmoments (Identifikation 3) nochmals deutlich genauer. Das Bild 5.5 zeigt den Vergleich der Simulationen (1, 3 und 6) mit der Messung des Geschwindigkeitsverlaufs beim Ausrollversuch. Die Geschwindigkeitsverläufe bei der Simulation mit den Modellen zweiter Ordnung (Identifikation 5 bzw. 6) sind nahezu identisch, weshalb nur letztere gezeigt ist.

Tabelle 5.1: Radseitige Verlustparameter identifiziert bei einer Ausrollmessung mit offener Kupplung für Testfahrzeug A (mit $J_2 = \text{const.} = 157 \text{ kgm}^2$)

Identifikation	Ordnung	c_{r0} [Nm]	c_{r1} [Nm s]	c_{r2} [Nm s ²]	Fehler 10^3 [m ² /s ²]
1	0	104.0143	-	-	200.14
2	1	-	2.5680	-	106.54
3	1	47.4376	1.3883	-	3.84
4	2	-	-	0.0572	488.08
5	2	66.4719	-	0.0185	0.84
6	2	63.6330	0.2009	0.0158	0.76

Bei Verwendung eines Modells zweiter Ordnung bewirkt die Berücksichtigung des geschwindigkeitsproportionalen Parameters mit $c_{r1} \neq 0$ gegenüber $c_{r1} = 0$ nur eine geringe Verbesserung des Modellfehlers. Beide Polynomansätze sind somit für die Fahrwiderstandssimulation geeignet, allerdings nähert sich bei Verwendung des Faktors $c_{r1} \neq 0$ der entsprechend der Fahrzeugkennwerte umgerechnete Parameter $c_{r2, \text{Fzg}} = c_w A_{\text{Fzg}} \rho_{\text{Luft}} = 0.997 \text{ kg/m}$ deutlich dem Literaturwert $c_{r2, \text{lit}} = 0.9759 \text{ kg/m}$ für das Testfahrzeug A an. Darum werden über diesen Modellansatz Parameter geschätzt, die einen genaueren physikalischen Zusammenhang beschreiben als jene, die mit den anderen Modellansätzen ermittelt werden. Ein Nachteil dieses Ansatzes liegt allerdings in der schlechteren Konditionierung der Informationsmatrix, was zu einem deutlich eingeschränkten Konvergenzverhalten und somit zu längeren Identifikationszeiten führt.

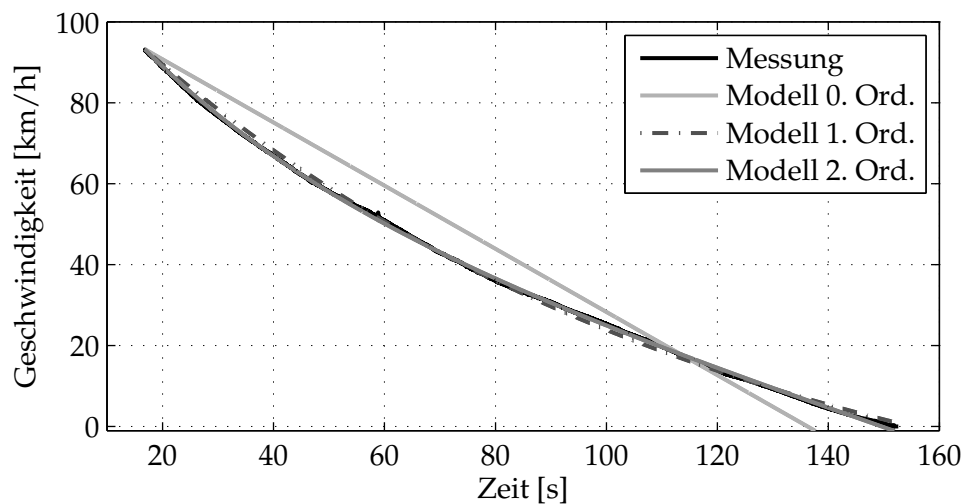


Bild 5.5: Simulierte Geschwindigkeitsverläufe bei einer Ausrollmessung mit unterschiedlichen Modellansätzen

Aus der Gleichung 5.15 ist ebenfalls ersichtlich, dass es nicht möglich ist, den Parameter für das Massenträgheitsmoment J_2 gleichzeitig mitzuschätzen, da dieser die Verlustfaktoren bei der Berechnung der Radwinkelgeschwindigkeit lediglich skaliert. Um den Parameter korrekt zu identifizieren, müsste das Massenträgheitsmoment von nur einer Messgröße abhängen. Daraus folgt, dass in Gleichung 5.15 nur der Quotient aus Verlustfaktoren und Trägheitsmoment zu schätzen ist. Für unterschiedliche Trägheitswerte wird das gleiche Systemverhalten modelliert, sofern die Verlustfaktoren entsprechend angepasst sind. Voraussetzung für eine quantitativ richtige Identifikation der Verlustparameter ist demnach die genaue Kenntnis der Trägheit J_2 . Falls diese nicht genau bekannt sein sollte, muss dieses bei der Identifikation der Antriebsstrangparameter berücksichtigt werden.

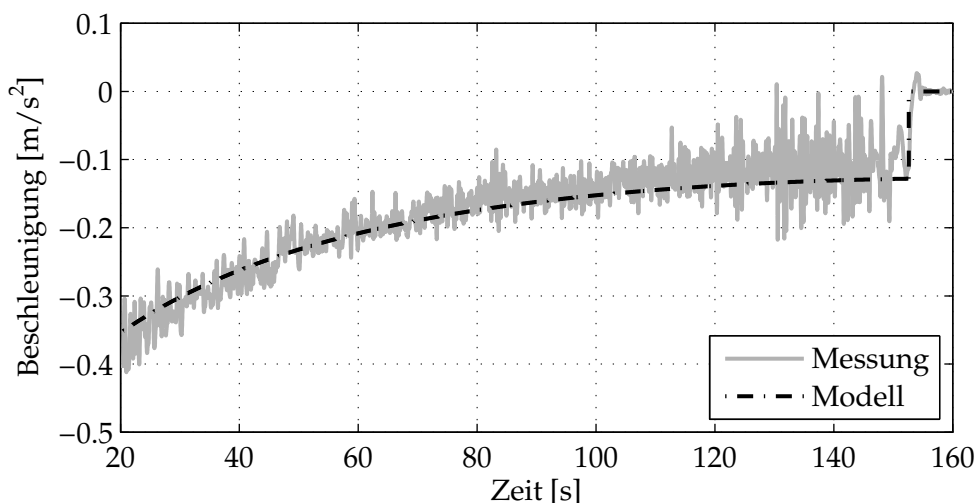


Bild 5.6: Simulierte und gemessene Fahrzeuglängsbeschleunigung bei der Ausrollmessung aus Bild 5.5

Um eine bestimmte Modelleigenschaft korrekt identifizieren zu können, muss sie in der gemessenen Systemantwort enthalten sein. Bei der Identifikation der Parameter der Modellgleichung 5.15 ist dieses für den konstanten Anteil der Rollverluste nur

dann gegeben, wenn der Ausrollversuch bis zum endgültigen Stillstand des Fahrzeugs durchgeführt wird. Beim Anhalten ist das Verzögerungsmoment nur noch vom konstanten Anteil abhängig. Das Bild 5.6 zeigt den gemessenen Beschleunigungsverlauf inklusive des Anhaltens, bei dem sich ein deutlicher Beschleunigungssprung auf Null (bei ca. 155 s) zeigt. Nur mit Hilfe dieser Information in den Messdaten ist eine genaue Ermittlung des Parameters c_{r0} möglich, weil er zu diesem Zeitpunkt exakt von den geschwindigkeitsabhängigen Parametern getrennt werden kann.

Da dieses spezielle Fahrmanöver in normalen Fahrsituationen kaum vorkommen wird, kann der Parameter c_{r0} lediglich offline ermittelt werden. Die online Identifikation der Fahrwiderstandsparameter ist somit auf die offline Identifikation des Konstantanteils angewiesen. Ebenfalls ist es von Vorteil, für den Parameter der Luftwiderstandsverluste die Literaturwerte zu verwenden, um die Robustheit des online Verfahrens zu erhöhen. So muss mit c_{r1} lediglich ein Parameter der Fahrwiderstandsgleichung online nachgeführt werden.

5.2.2 Motorverluste

Die sehr gute Identifizierbarkeit der radseitigen Verlustmomente motiviert dazu, den gleichen Ansatz für ein motorseitiges Modell umzusetzen. Die Modellierung der Motorverluste ist bereits in Abschnitt 4.1.3 detailliert beschrieben worden. Um ausschließlich die motorseitigen Verluste zu identifizieren, wird eine Messung verwendet, in der, analog zur Ausrollmessung, der Motor bei geöffnetem Antriebsstrang bei seiner Höchstdrehzahl abgestellt wird. Durch die Gaswechsel- und die Reibverluste des Motors und die Nebenaggregatverluste wird der Motor bis zum Stillstand abgebremst, wobei er alle Betriebsdrehzahlen durchläuft. Eine solche Messung ist beispielhaft in Bild 5.7 gezeigt.

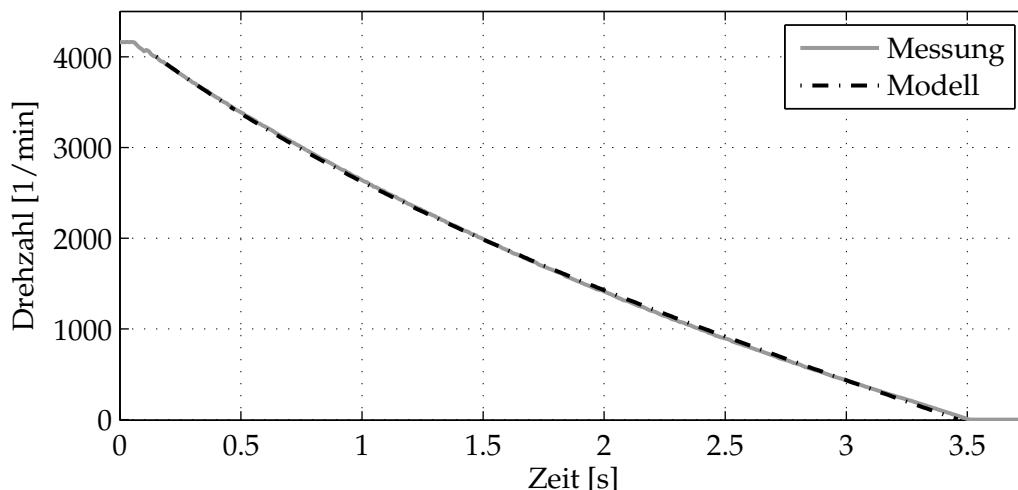


Bild 5.7: Simulierte und gemessene Motordrehzahl bei einer Abstelmessung

Das Verlustmoment des Motors ist in Gleichung 4.12 als ein Polynom zweiter Ordnung in Abhängigkeit von der Motorwinkelgeschwindigkeit ω_m angenommen worden. Unter der Voraussetzung des offenen Triebstrangs ergibt sich die Bewegungsdifferentialgleichung für die auf die Kurbelwelle reduzierte Trägheit der Motormassen J_1

$$J_1 \dot{\omega}_m - c_{m2} \omega_m^2 - c_{m1} \omega_m - c_{m0} = 0 \quad \text{mit} \quad \omega_m = \dot{\phi}_m. \quad (5.16)$$

Die geringe Massenträgheit der Kurbelwelle samt Nebenaggregaten von $J_1 = 0.18 \text{ kgm}^2$ führt im Vergleich zum radseitigen Modell zu einer höheren Dynamik. Deshalb ist auch ohne Vorliegen von Messungen unterhalb des Motorleerlaufs für den konstanten Parameter c_{m0} eine verlässliche Schätzung möglich. Das Massenträgheitsmoment des Motors wird während der Identifikation der Motorverluste ebenfalls konstant gehalten, da es auch hier, wie im vorigen Abschnitt beschrieben, die Verlustfaktoren lediglich skaliert. Störungen durch den Verbrennungsprozess werden durch das Abstellen des Einspritzsystems ausgeschlossen, weshalb eine eindeutige Identifikation der mechanischen Motorverluste sichergestellt ist.

Tabelle 5.2: Parameter des Verlustpolynoms der Motorreibung, identifiziert bei einer Abstelmessung (mit $J_1 = \text{const.} = 0.18 \text{ kgm}^2$)

Identifikation	Ordnung	c_{m0} [Nm]	c_{m1} [Nm s]	c_{m2} [10^{-3} Nm s ²]	Fehler [$10^6/\text{min}^2$]
1	0	36.0349	-	-	14.41
2	1	-	0.1197	-	2.62
3	1	11.2530	0.0826	-	0.43
4	2	-	-	0.3676	21.01
5	2	-	0.1634	-0.1312	1.07
6	2	21.2392	-	0.1495	0.08
7	2	26.8541	-0.0456	0.2310	0.03

In Tabelle 5.2 sind die Parameter und die Fehler der Verlustfunktion für alle möglichen Parameterkombinationen bei einem Polynomansatz 2. Grades aufgelistet. Es zeigt sich, dass die Kombination einer quadratischen Drehzahlabhängigkeit des Verlustmomentes mit einem konstanten Verzögerungsmoment (Tabelle 5.2, Identifikation 6) in etwa die gleiche Modellgüte liefert wie das vollständige Verlustpolynom 2. Ordnung mit $c_{m1} \neq 0$ (Identifikation 7). Da die Größenordnung der Verlustparameter c_{m0} und c_{m2} in beiden Fällen ähnlich ist, unabhängig davon, ob c_{m1} berücksichtigt wird, ist der hauptsächliche Anteil der Reibung auf die Kolbengruppe zurückzuführen und wird somit im Weiteren als quadratische Drehzahlabhängigkeit einbezogen. Durch den negativen Wert des Parameters c_{m1} wird allerdings, wie in Bild 5.8 für Drehzahlen unter der Leerlaufdrehzahl (ca. 800 1/min) zu erkennen ist, ein einer Stribeck-Kurve ähnlicher Verlauf der Motorverluste ermittelt, was auf eine realistische Modellierung hinweist. Da ein Verbrennungsmotor in der Regel aber nur kurzfristig in diesem Drehzahlbereich betrieben wird, kommen die Vorteile dieser Modellierung nicht zum Tragen und der zusätzlich zu bestimmende Parameter bringt einen höheren Aufwand für den online Einsatz mit sich.

Wie bereits erwähnt, zeigt Bild 5.8 den Verlauf des identifizierten Verlustmoments beim unbefeuerten Motor unter Verwendung des Verlustpolynoms 2. Grades mit allen Parametern. Dem gegenübergestellt sind das für diesen Motortyp an einem baugleichen Motor per Schleppversuch bestimmten Verlustmoment und der Ansatz nach

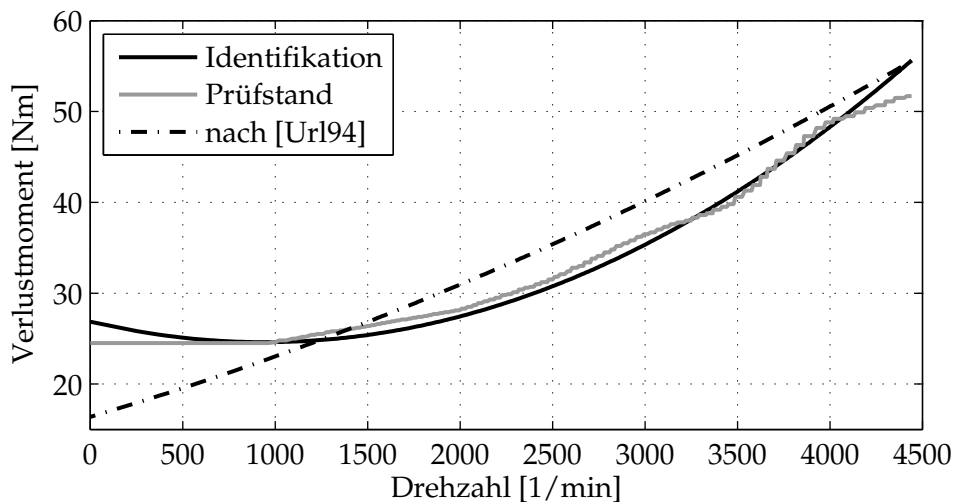


Bild 5.8: Motorverlustmomente bei einer Abstelmessung

[Url94] aus Gleichung 4.10. Letzterer gibt das prinzipielle Verhalten zwar wieder, doch kann dadurch keine genaue Voraussage über die tatsächlichen Verluste getroffen werden. Sehr viel geringer ist die Differenz zwischen dem identifizierten und dem am Prüfstand bestimmten und im Steuergerät hinterlegten Verlustmoment. Dieses weist durch die punktuelle Vermessung eine unstetige Steigung auf, entspricht aber im Mittel dem identifizierten Verlustmoment.

Bei Verwendung des identifizierten Verlustmodells der mechanischen Grundverluste im Zugbereich (befeuerter Betrieb) zeigt sich, wie in Bild 5.9 dargestellt, dass der simulierte Drehzahlverlauf im Zug nicht mehr mit dem gemessenen übereinstimmt. Im Umkehrschluss ist davon auszugehen, dass die Verluste im Zug höher sind bzw. nicht so viel Moment umgesetzt wird, wie nominell im Steuergerät berechnet wird. Das Bild 5.10 zeigt den Vergleich zwischen identifiziertem Verlustmoment für den Zug- bzw. Schubbereich für die Messung aus Bild 5.9. Eine Differenzierung zwischen den Betriebszuständen Zug und Schub für die motorischen Verluste ist somit aufgrund der großen Unterschiede sinnvoll, um eine möglichst genaue Modellierung zu erreichen.

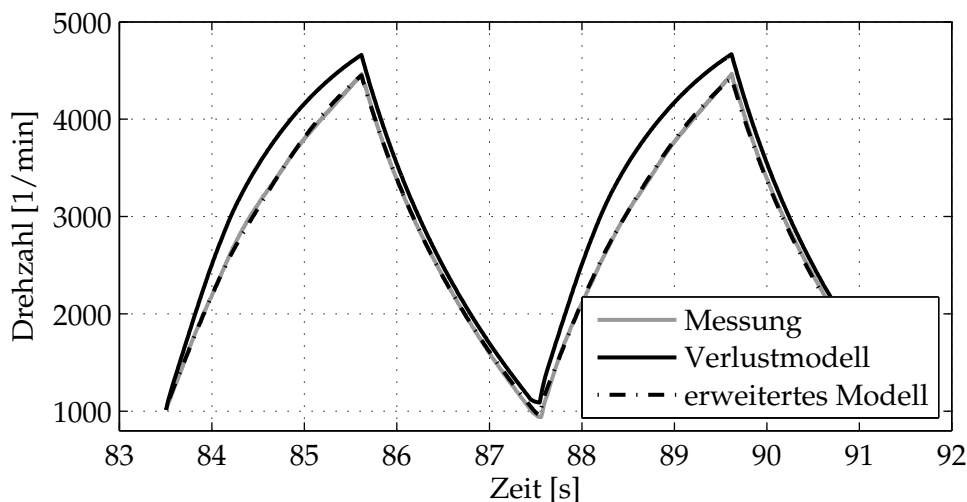


Bild 5.9: Simulierter und gemessener Drehzahlverlauf bei geöffnetem Triebstrang

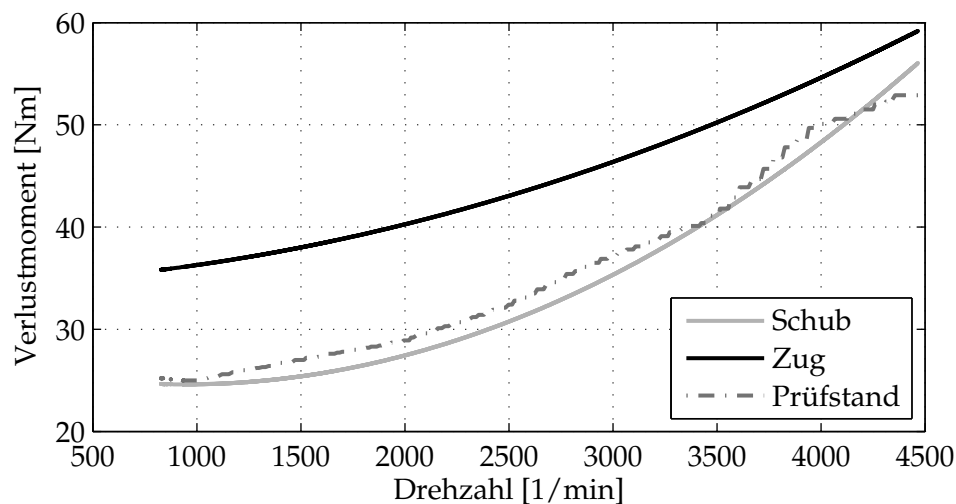


Bild 5.10: Vergleich der identifizierten Verlustmomente für die Messung aus Bild 5.9

Allein auf eine ungenaue Momenten-Mengen-Umrechnung kann das zu hoch geschätzte Moment nicht zurückgeführt werden, weil in diesem Fall eine konstante Abweichung zu erwarten wäre. Da aber das Verlustmoment bei befeuerten Motor mit ansteigender Motordrehzahl abnimmt, sind weitere Ursachen für die Wirkungsgradunterschiede verantwortlich. Der Verbrennungsprozess wird stark vom Zustand des Turboladers sowie von der Stellung der Abgasrückführung beeinflusst. Für höhere Drehzahlen wird durch die Turboaufladung die Leistung aufgrund der Luftmasse pro Hub gesteigert, während bei niedrigen Drehzahlen eher ein zusätzliches Verlustmoment resultiert, das durch den Abgasgegendruck, der u. a. aus dem Antrieb des Abgasturboladers entsteht, verursacht wird. Das Bild 5.11 zeigt den Ladedruck in Abhängigkeit von der Drehzahl. Die Luftmasse pro Zylinder verhält sich analog dazu.

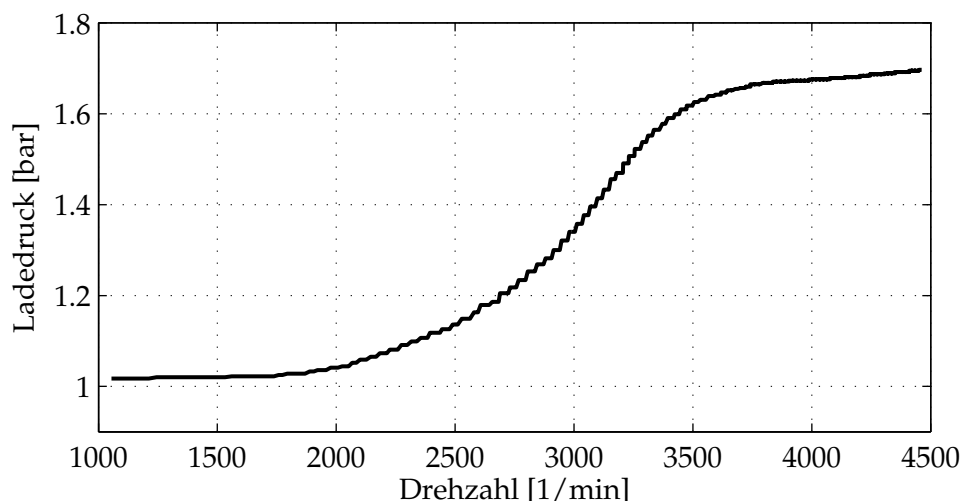


Bild 5.11: Ladedruck in Abhängigkeit von der Motordrehzahl

Durch die Erweiterung des Verlustmodells um den Ladedruck als zusätzliche Eingangsgröße ist es möglich, den drehzahlabhängigen Wirkungsgrad für den befeuerten Betrieb zu modellieren. Das Ergebnis der Identifikation mit dem erweiterten Modell in Bild 5.9 zeigt, dass mit dieser Vorgehensweise die Motorverluste bzw. die wirksame Momentensumme über weite Arbeitsbereiche richtig bestimmt werden können bzw.

kann. Letztlich kann ein solcher Polynomansatz natürlich nur eine Annäherung an das reale Systemverhalten sein. Zum einen ist die Reibung stark von der Motortemperatur abhängig und zum anderen ist der Wirkungsgrad von den unterschiedlichen Betriebszuständen des Motors bestimmt, die zur Schadstoffminimierung eingesetzt werden, wie z. B. die Abgasrückführung oder die Partikelfilterregeneration. Mit der Turboaufladung und Abgasrückführung, insbesondere mit deren Regelung, beschäftigen sich beispielsweise [Sko06], [Ric05] und [Rüc04] tiefergehend. Für die in dieser Arbeit eingesetzten Antriebsstrangmodelle wird eine Adaption der motorseitigen Verluste bei der online Anwendung vonnöten sein, um sie für eine onlinefähige Regelung einsetzen zu können. Eine detailliertere Modellierung der motorischen Vorgänge ist an dieser Stelle nicht zielführend, vielmehr können die Betriebsarten des Motors verwendet werden, um die online Adaption zu triggern oder zu wichten.

5.2.3 Antriebsstrangdynamik

In den beiden vorhergehenden Abschnitten ist das Vorgehen zur Identifikation der antriebs- und abtriebsseitigen Momente nach Bild 4.8 gezeigt. Mit Hilfe dieser Momente ist eine zuverlässige Identifikation der Antriebsstrangdynamik bei entsprechender Anregung möglich. Die Ergebnisse der Parameteridentifikation der Antriebsstrangmodelle mittels nichtlinearem LS-Verfahren sind nachfolgend detailliert dargestellt. Als Anregung dient jeweils der in Bild 3.5 gezeigte doppelte Motormomentensprung. In

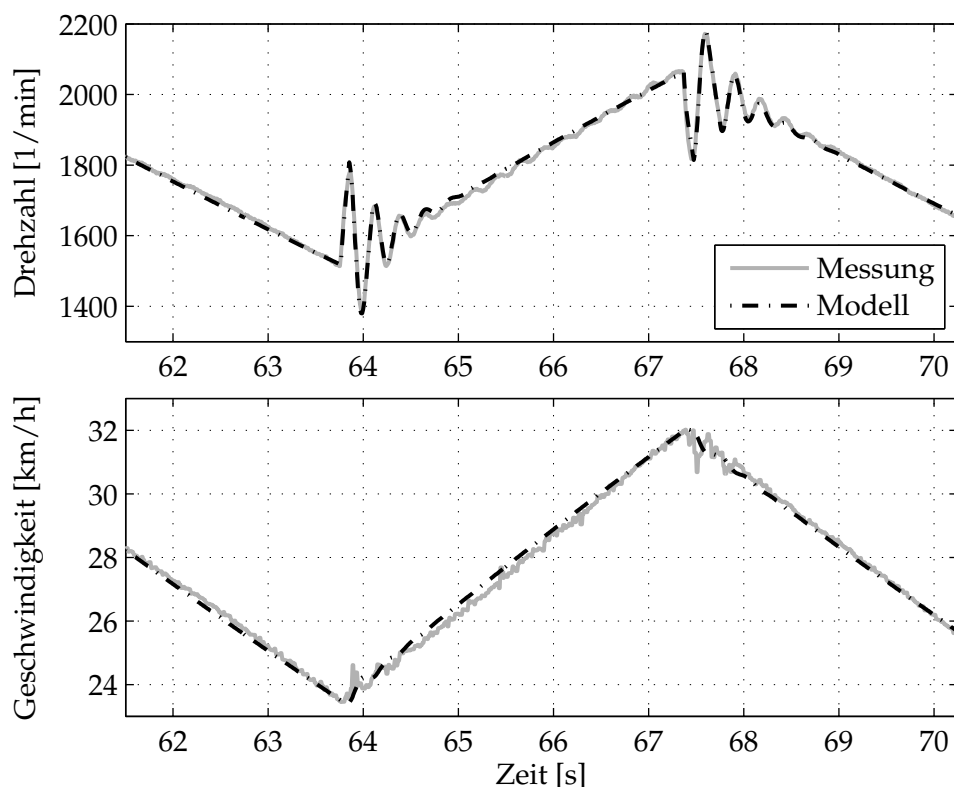


Bild 5.12: Vergleich zwischen Messung und Modell mit identifizierten Parametern für die Motordrehzahl (*oben*) und die Fahrzeuggeschwindigkeit (*unten*) bei Testfahrzeug A

Bild 5.12 ist ein Vergleich zwischen der Messung von Motordrehzahl und Fahrzeuggeschwindigkeit und den jeweiligen Modellgrößen gegeben.

Die gute Abbildung der Drehzahlschwingungen durch das Modell im Lastwechselbereich ist deutlich zu erkennen. Dieses Ergebnis ist durch den Einsatz eines schaltenden Modells (vgl. [BBL⁺05]) mit Berücksichtigung der Antriebsstranglose nach Abschnitt 4.4.1 ermöglicht worden. Die Drehzahlschwingungen können zwar nicht im kompletten Zugbereich nachgebildet werden, aber für den Lastwechselbereich von ca. 1 s stimmen die Frequenz und die Amplituden sehr gut überein. Die Schwingungen mit geringer Amplitude im weiteren Verlauf können entweder durch die Triebwerksdynamik verursacht oder aus Fahrbahnanregungen entstanden sein. Beide Anregungsquellen sind in diesem Modell nicht berücksichtigt, so dass der Versuch einer exakten Nachbildung durch das Modell nicht gelingen kann und an dieser Stelle auch nicht gewollt ist.

Der Geschwindigkeitsverlauf wird unabhängig von der verwendeten nichtlinearen Erweiterung durch das Modell richtig wiedergegeben. Lediglich die auf den Reifenschlupf (vgl. Abschnitt 2.1.5) zurückzuführenden, kurzfristig auftretenden Geschwindigkeitsspitzen können durch die reduzierte Modellierung nicht abgebildet werden. Im Weiteren wird folglich nur auf die modellabhängigen Unterschiede in der Drehzahlabbildung eingegangen. Diese werden anhand der Ruckelschwingungen für den positiven und den negativen Lastwechsel in Bild 5.13 veranschaulicht.

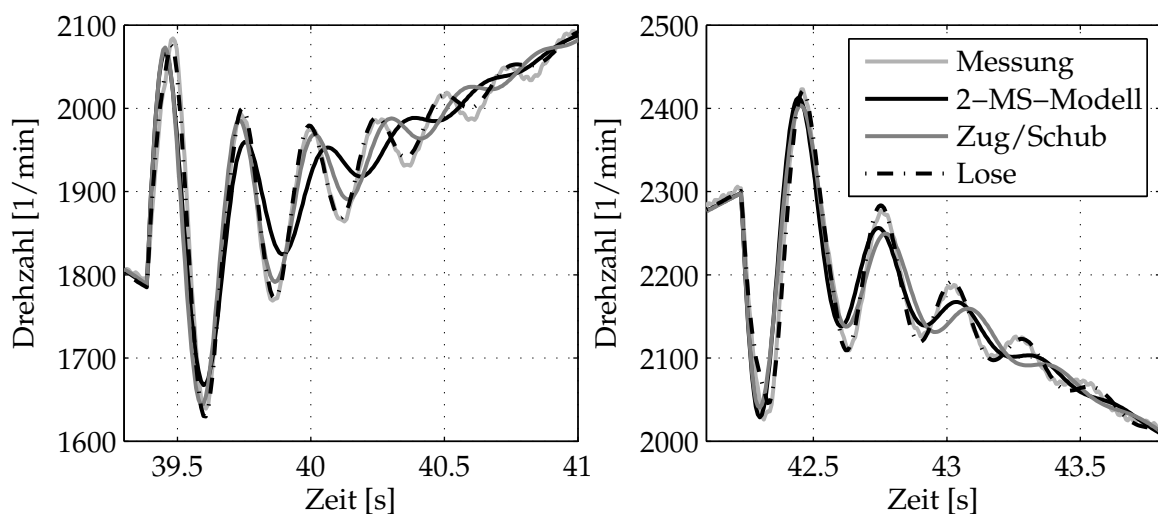


Bild 5.13: Vergleich verschiedener Modellierungstiefen anhand eines positiven (*links*) und negativen Lastwechsels (*rechts*)

Modellierungstiefe

Bereits durch das Zweimassenschwingermodell nach Gleichung 4.23 kann der wesentliche Drehzahlverlauf gut nachgebildet werden. In Bild 5.13 zeigt sich aber im Bereich der Ruckelschwingung, dass aufgrund der unterschiedlichen Eigenfrequenzen zwischen positivem und negativem Lastwechsel (vgl. Bild 3.8) die Abbildung der Schwingung ab dem zweiten Unterschwinger durch das Zweimassenschwingermodell (2-MS-Modell) nicht mehr gelingt. Aufgrund der Arbeitsweise des nichtlinearen Identifikationsverfahrens wird ein Wert für die Eigenfrequenz gefunden, der die Verlustfunktion

am besten minimiert und somit im Allgemeinen lediglich ein Mittelwert aus den beiden Schwingungsfrequenzen ist.

Um diesem Nachteil zu begegnen, werden die Momenten-, Aggregatlagerungs- und ZMS-Einflüsse berücksichtigt, indem in einem weiteren Schritt unterschiedliche Federsteifigkeiten und Dämpfungen für den Zug- bzw. Schubbetrieb eingeführt werden. Durch den Wechsel der Parameter bildet das Modell die Frequenzverschiebungen zwischen Zug und Schub besser ab. Anhand der Tabelle 5.3 lässt sich nachverfolgen, dass die Federsteifigkeiten und Dämpfungen für den Zugbetrieb (Index pos) nun jeweils Werte oberhalb, bzw. für den Schubbetrieb (Index neg) unterhalb, des vorherigen Wertes annehmen. Die gleichzeitige Reduzierung des Fehlers der Verlustfunktion zeigt, dass dieser Ansatz eine genauere Abbildung der Antriebsstrangdynamik ermöglicht. Bedingt durch das Identifikationsverfahren wird der erste und größte Drehzahl-schwinger vorrangig durch das Modell angepasst. Bei diesem wird allerdings die Antriebsstranglose durchlaufen, so dass die dort vorliegende Periodendauer nicht der restlichen Schwingungsfrequenz entspricht. Die Auswirkungen der nicht exakt identifizierten Frequenz werden erst bei zunehmender Anzahl von Schwingungen erkennbar (z. B. bei 40.5 s), da die Unterschiede zwischen ihr und der tatsächlichen Frequenz nur gering sind. Um letztlich nicht nur im Bereich des Lastwechsels eine exakte Simulation der Motordrehzahl zu erhalten, ist eine Erweiterung der Modelle um die in Abschnitt 4.4.1 beschriebene Lose-Nichtlinearität zwingend notwendig.

Das Modell mit Loseerweiterung ist den anderen Ansätzen ebenfalls in Bild 5.13 gegenübergestellt. Unabhängig von der Art der Losemodellierung ist damit eine sehr genaue Beschreibung des Schwingungsverhaltens möglich. Dieses zeigt sich in der Halbierung des Fehlers der Verlustfunktion. Anzumerken ist auch, dass durch die Einführung der Lose der wirksame Verdrillungswinkel reduziert wird und so im Umkehrschluss die Werte für Federsteifigkeiten erhöht identifiziert werden. Dadurch erfolgt gleichzeitig eine Erhöhung des Werts der identifizierten Motormassenträgheit, die nach Literaturangaben $J_{1,\text{lit}} = 0.178 \text{ kgm}^2$ beträgt. Der Vergleich mit den identifizierten Werten belegt, dass die physikalische Losemodellierung zu realistischen Parametern führt.

Tabelle 5.3: Identifizierte Modellparameter bei einer Lastwechsellmessung im 2. Gang für Testfahrzeug A

Parameter	Einheit	Standard	Zug/Schub	Dead-Zone	phys. Modell
J_1	kgm^2	0.1358	0.1385	0.1647	0.1704
c_{m1}	Nms/rad	0.0527	0.0529	0.0521	0.0521
i	-	7.4403	7.4424	7.4318	7.4319
c_a bzw. c_{pos}	Nm/rad	3080.3	3649.9	5236.1	5525.4
c_{neg}	Nm/rad	-	2756.2	4342.0	4723.0
d_a bzw. d_{pos}	Nms/rad	64.6972	62.4962	77.6653	84.0792
d_{neg}	Nm/rad	-	58.4798	68.6093	71.5694
λ_{min}	rad	-	-	0.0181	0.0180
λ_{max}	rad	-	-	0.1502	0.1588
J_2	kgm^2	140.2945	140.3773	137.1427	136.9332
Fehler	10^5 rad/s	5.2565	3.8027	0.6460	0.5830

Das Antriebsstrangmodell mit Einbindung der Lose und wechselnden Parametern für Schub/Zug ist somit das mittels Seriensensorik und Identifikationsmethodik genaueste noch sinnvoll zu parametrierende physikalische Modell. Um dieses zu bestätigen, ist das Testfahrzeug A einmalig mit einer zusätzlichen Momentenmesswelle, wie in Abschnitt 2.3.4 vorgestellt, ausgestattet worden. Die zusätzliche Sensorinformation hat den Vorteil, dass neben der standardmäßig verbauten Sensorik, die gleichzeitig auch zur Identifikation herangezogen wird, eine innere unabhängige Systemgröße zur Modellverifikation genutzt werden kann. Die Messwelle zur Bestimmung des inneren Moments des Antriebsstrangs ermöglicht eine Überprüfung, ob tatsächlich eine physikalische oder lediglich eine *Grey-Box*-Modellierung erzielt werden konnte. In Bild 5.14 sind dafür der gemessene und der mittels Modell berechnete Momentenverlauf für die Messung aus Bild 5.12 gegenübergestellt.

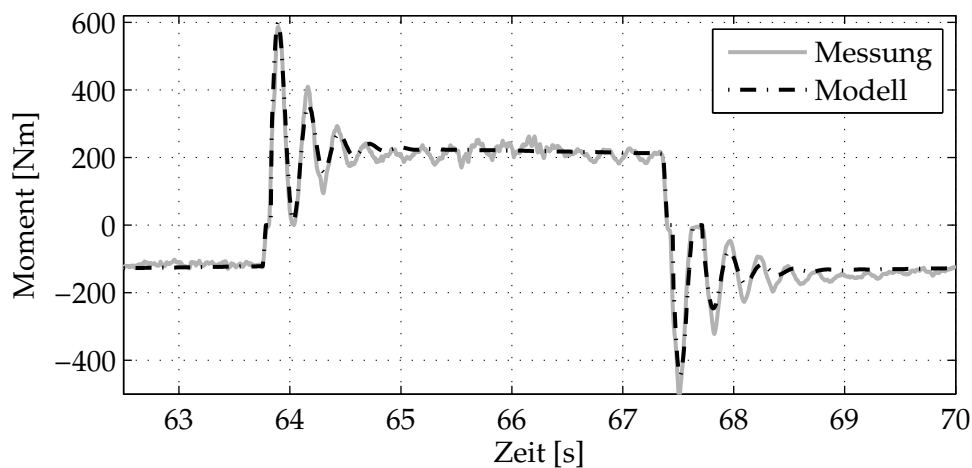


Bild 5.14: Beim Testfahrzeug A gemessenes und berechnetes Moment an der Antriebswelle

Es zeigt sich, dass die Verluste des Motors und die Fahrwiderstände sehr gut durch die zuvor beschriebene Modellierung ermittelt werden können, da die absoluten Werte des gemessenen und des berechneten Antriebswellenmomentes für den Zug- sowie den Schubbereich übereinstimmen. In den Lastwechselbereichen werden die Ruckelschwingungen ebenfalls gut nachgebildet. Lediglich ein konstanter Schwingungsanteil mit geringer Amplitude (von 64.5 s bis 67.5 s), der wie zuvor vermutlich auf Anregungen durch die Fahrbahn oder die Triebwerksdynamik zurückzuführen ist, kann durch das Modell nicht wiedergegeben werden.

Die Notwendigkeit für den Einsatz der nichtlinearen Lose-Erweiterung bestätigt sich bei genauer Betrachtung des Schub-Zug-Wechsels. Der positive und negative Lastwechsel sind in Bild 5.15 deshalb nochmals detailliert gezeigt. In der vergrößerten Darstellung der Messung ist das Durchqueren der Lose, also der Bereich, in dem kein Moment übertragen werden kann, deutlicher zu erkennen. Beim negativen Lastwechsel (Bild 5.15 *rechts*) wird im Gegensatz zum positiven der Losebereich zweimal durchlaufen. Nach dem ersten Überschwinger verweilt das Testfahrzeug für ca. 0.2 s in der Lose, was an dem ausgeprägten Plateau von 0 Nm zu erkennen ist. Beide Lose-Modellierungen können dieses Verhalten grundsätzlich nachbilden. Den Vorteil des physikalischen Modells gegenüber dem Dead-Zone-Modell vergegenwärtigt der Ver-

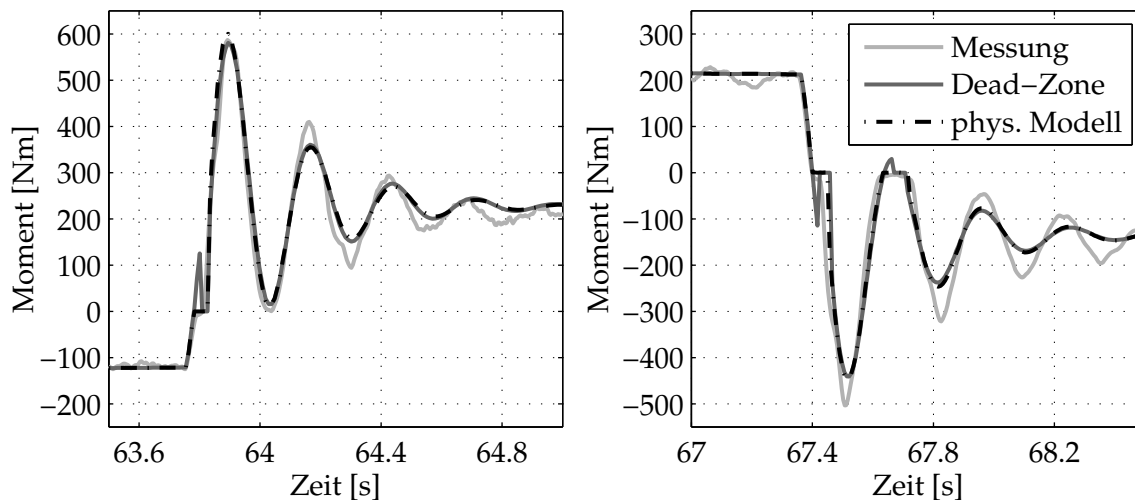


Bild 5.15: Vergleich der berechneten und gemessenen Momente der Antriebswelle im Bereich der Lose beim positiven (*links*) und negativen Lastwechsel (*rechts*)

gleich mit der Messung. Das Antriebsstrangmodell mit Dead-Zone-Erweiterung errechnet, wie im vorigen Kapitel beschrieben, aufgrund des geschwindigkeitsproportionalen Anteils beim Eintritt in die Lose zunächst ein Moment, bevor es auf das Nullmoment zurückgeht. Beim negativen Lastwechsel, bei dem gegensätzlich gerichtete Momentenpeaks auftreten, zeigt sich, dass diese kurzfristige Momentenüberhöhung von der vorherigen Torsionsgeschwindigkeit und der Bewegungsrichtung abhängt. Somit wird für die weiteren Anwendungen das exaktere physikalische Lose-Modell verwendet.

Parameterverhalten

Das Bild 5.16 zeigt die identifizierte Torsionsfedersteifigkeit c_a für unterschiedliche Gänge. Es ist erkennbar, dass in Abhängigkeit von der Gesamtübersetzung von Getriebe und Differential die Torsionssteifigkeit des gesamten Triebstrangs zunimmt. Die bei der Modellierung in Kapitel 4 getroffene Annahme, dass lediglich eine einzige Nachgiebigkeit im Antriebsstrang vorhanden sei, ist folglich nicht korrekt. Es zeigt sich vielmehr, dass sich die gesamte Torsionssteifigkeit sowohl aus motorseitigen c_k wie auch aus radseitigen c_a Anteilen zusammensetzt

$$c_{\text{ges}} = \frac{c_k i^2 c_a}{c_k i^2 + c_a}. \quad (5.17)$$

Der Einfluss der motorseitigen Nachgiebigkeiten nimmt mit der Übersetzung ab, so dass für $i \rightarrow \infty$ die Gesamtsteifigkeit die der radseitigen Komponenten ist. Für das Testfahrzeug A beträgt nach Bild 5.16 die radseitige Steifigkeit 6465.2 Nm/rad . Diese ergibt sich wiederum aus einer Reihenschaltung der Antriebswellensteifigkeit, der Steifigkeit der Gleichlaufgelenke und der Reifensteifigkeit. Der Vergleich mit den berechneten Werten von $c_t \approx 8000 \text{ Nm/rad}$ aus Tabelle 2.1 und Gleichung 2.2 für eine Antriebswelle macht deutlich, dass eine theoretische Berechnung der Triebstrangsteifigkeit lediglich auf Basis der Antriebswellensteifigkeit nicht ausreichend ist.

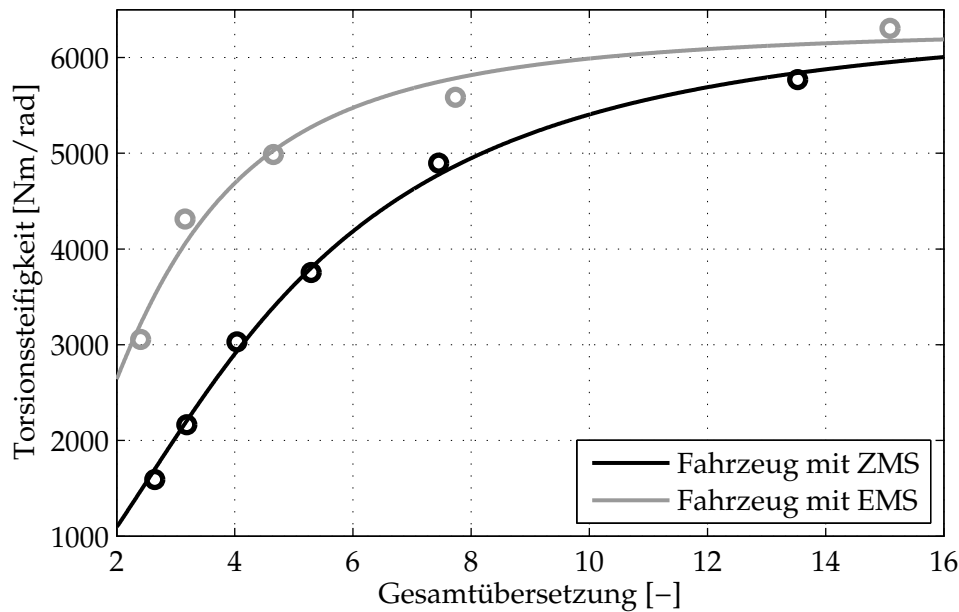


Bild 5.16: Identifizierte Torsionsfedersteifigkeiten in Abhängigkeit von der Antriebsstrangübersetzung bei einem Fahrzeug ohne ZMS (Testfahrzeug E) und bei einem mit ZMS (Testfahrzeug A2)

In Bild 5.16 sind die Parameter (Kreise) für ein Fahrzeug mit konventionellem Schwungrad (EMS) und für ein Fahrzeug mit ZMS gegenübergestellt. Anhand der Gleichung 5.17 können die Werte für die Steifigkeiten c_k und c_a per LS-Verfahren ermittelt werden. Der resultierende kontinuierliche Verlauf ist ebenfalls gezeigt. Die Abweichungen der einzelnen Gänge vom Gesamtverlauf sind neben den üblichen statistischen Abweichungen auch auf unterschiedliche effektive Längen der primär- und sekundärseitigen Getriebewellen zurückzuführen.

Für das EMS-Fahrzeug ergeben sich $c_{k,EMS} = 1132.7 \text{ Nm/rad}$ und $c_{a,EMS} = 6324.1 \text{ Nm/rad}$ und für das Fahrzeug mit ZMS $c_{k,ZMS} = 329.6 \text{ Nm/rad}$ sowie $c_{a,ZMS} = 6465.2 \text{ Nm/rad}$. Während sich die Werte für die achsseitige Steifigkeit kaum unterscheiden, ist der Unterschied auf der Motorseite deutlich. Das ZMS senkt zur Schwingungsisolierung die Torsionssteifigkeit getriebeeingangsseitig, allerdings, wie aus dem Bild 5.16 hervorgeht, für die höheren Gänge (kleine Gesamtübersetzung) deutlicher als für den ersten und zweiten Gang mit einer Gesamtübersetzung von ca. 14 bzw. 7.5. Aus diesem Grund kommt es trotz des Einsatzes eines ZMS in den unteren Gängen zu ausgeprägten Ruckelschwingungen bei Lastwechseln.

Eine entscheidende Frage beim serienmäßigen Einsatz von Antriebsstrangmodellen in Motorsteuergeräten ist es, inwieweit sich die physikalischen Parameter zwischen den einzelnen Fahrzeugen einer Modellreihe unterscheiden. Das Maß dieser Fahrzeug-Streuung bestimmt, welche Parameter gegebenenfalls einmalig adaptiert⁹ oder alternativ als erhöhte Parameterunsicherheit berücksichtigt werden müssen. Ebenso muss untersucht werden, welche Eigenschaften des Antriebsstrangs einer Veränderung während der Lebensdauer eines Fahrzeugs unterliegen. Die Parameter, die diese Eigenschaft abbilden, müssen dann stetig nachgeführt werden.

⁹z. B. beim Bandende-Test

Tabelle 5.4: Identifizierte Antriebsstrangparameter für zwei Fahrzeuge der selben Modellreihe nach unterschiedlichen Laufleistungen

Parameter	c_{m1}	i	c_{ges}	d_{ges}	c_{r1}	J_2	ω_0
Einheit	Nms/rad	-	Nm/rad	Nms/rad	Nms/rad	kgm ²	Hz
Testfahrzeug A, neu	0.0488	7.4753	4809.7	89.491	0.1418	155.52	3.7135
Testfahrzeug A, alt	0.0326	7.5011	4846.9	84.906	0.1345	158.37	3.7162
Testfahrzeug A2, neu	0.0159	7.4899	4710.5	81.388	0.1059	149.77	3.6633
Testfahrzeug A2, alt	0.0116	7.4982	4718.6	75.271	0.1092	144.21	3.6580

Im Rahmen dieser Arbeit können beide Fragestellungen nicht abschließend beantwortet werden, da einerseits keine ausreichende Anzahl von gleichartigen Versuchsfahrzeugen zur Verfügung stand und andererseits mit den Testfahrzeugen keine Laufleistungen erreicht wurden, die den kompletten Lebenszyklus eines Fahrzeugs abbilden könnten. Dennoch versucht die Tabelle 5.4 Anhaltspunkte für die Beantwortung dieser Fragen zu geben. Dargestellt sind dort identifizierte Antriebsstrangparameter für zwei baugleiche Fahrzeuge einer Modellreihe im Abstand von 8 Monaten mit einer Laufleistungsdifferenz von ca. 15000 km¹⁰. Während dieser Zeit erfolgten intensive Testfahrten, die das Fahrzeug extremer belasteten, als es bei normaler Fahrweise der Fall gewesen wäre.

Da in beiden Fahrzeugen identische Motoren verbaut sind, werden die motorseitigen Massenträgheiten $J_1 = 0.17 \text{ kgm}^2$ von vornherein als konstant angenommen. Die Werte für die Loseabmessungen, also der Beginn und die Weite, zeigten sich bei beiden Fahrzeugen als nahezu konstant und können Tabelle 5.3 entnommen werden. Der Vergleich der übrigen Parameter in Tabelle 5.4 zeigt über die Laufleistung lediglich Unterschiede im Bereich statistischer Schwankungen. Einzige Ausnahme bildet die Fahrzeugmasse, die selbstverständlich mit der Beladung des Fahrzeugs variiert.

Prägnanter sind die Abweichungen der Parameter zwischen den beiden Fahrzeugen. Die größten Differenzen treten bei den Verlustparametern auf, dort vor allem beim motorseitigen Parameter c_{m1} . Die Werte für die Federsteifigkeit c_{ges} sind immer auch durch die Übersetzung i und die Massenträgheiten J_i beeinflusst, weshalb die Differenz von ca. 100 Nm/rad zwischen den beiden Fahrzeugen noch keine verlässliche Aussage gibt. Die Eigenfrequenz des Antriebsstrangs ω_0 nach Gleichung 4.27 ermöglicht einen verlässlicheren Vergleich. Augenscheinlich weist jedes Fahrzeug eine geringfügig abweichende Eigenfrequenz auf, die sich allerdings über die Testzeit nicht verändert. Zusammenfassend lässt sich somit festhalten, dass die Variation der Antriebsstrangparameter (c , d , i) allein mittels Parameterunsicherheit berücksichtigt werden kann. Die Unterschiede in den Verlusten (c_{m1} , c_{r1}) macht allerdings eine Adaption dieser Parameter für den online Einsatz notwendig.

5.2.4 Aggregatdynamik

Die Identifikation der Aggregatdynamik gestaltet sich im Allgemeinen aufgrund der nichtlinearen Federkennlinien der Aggregatlager schwierig. Deshalb wird auch hier

¹⁰in Tabelle 5.4 als *alt* bezeichnet

ein zweistufiges Vorgehen angewendet. Im ersten Schritt wird zur Identifikation des Massenträgheitsmomentes J_{agg} eine Messung im unbewegten Fahrzeug verwendet, bei der ein doppelter Momentensprung vom Motor gefordert wird. Durch den geöffneten Triebstrang vereinfachen sich die Dynamikgleichungen, indem die Anteile des Getriebeabstützmoments und der Antriebswellendynamik entfallen. Des Weiteren ist die Steifigkeit der Lager im Nullpunkt sehr gering und in erster Näherung linear. In Bild 5.17 sind die Motordrehzahl und der Aggregatwinkel nach Abschnitt 2.3.3 für eine solche Messung dargestellt. Anhand des Vergleichs der Modellgrößen mit der Messung ist zu erkennen, dass die Abbildung der Aggregatbewegung durch das Modell gelingt.

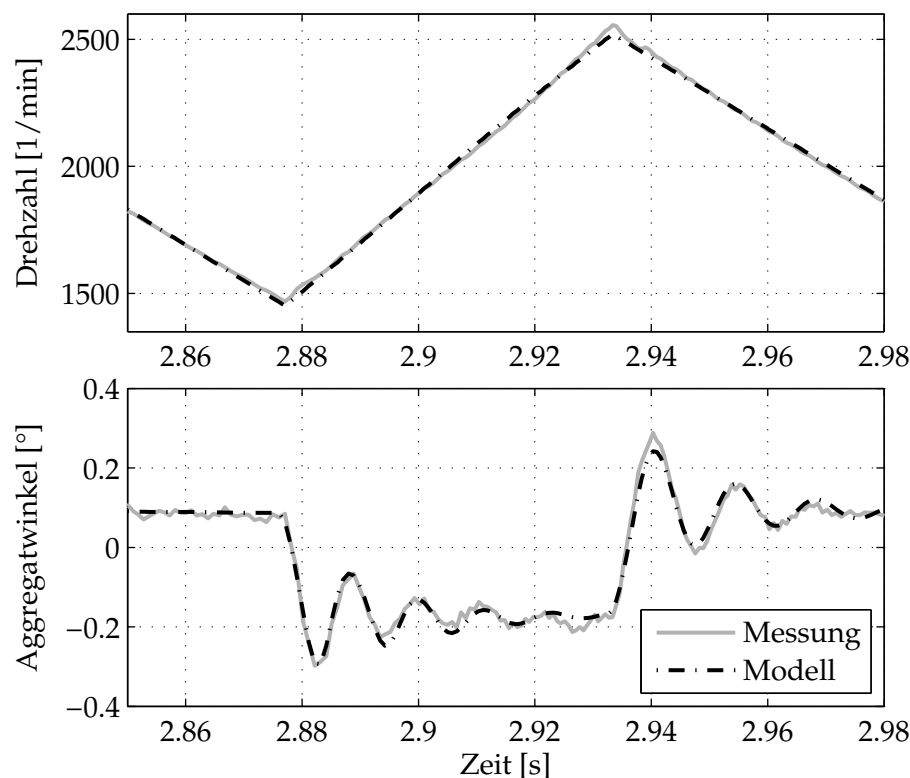


Bild 5.17: Beim Testfahrzeug A gemessene und simulierte Motordrehzahl (*oben*) sowie Aggregatwinkel (*unten*) für einen *Tip-In* im Leerlauf

Mit Hilfe des geschilderten Vorgehens ergibt sich die Massenträgheit des Aggregats zu $J_{agg,y} = 7.55 \text{ kgm}^2$. Der tatsächliche Wert steht leider nicht zur Verfügung, doch der Vergleich mit Literaturwerten^{11,12} zeigt, dass dieser Wert in einem plausiblen Bereich liegt.

Für die Identifikation der weiteren Aggregatlagerungsparameter wird erneut der in Bild 3.5 gezeigte Doppelsprung des Motormoments als Anregung verwendet, aber diesmal bei geschlossenem Triebstrang. Die Identifikation der Aggregatdynamik wird vorzugsweise im ersten oder zweiten Gang durchgeführt, da aufgrund der dort größeren Abstützmomente die größte Anregung des Aggregats ermöglicht wird. Die Messgrößen sind wie zuvor die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Motordrehzahl sowie der

¹¹6.75 kgm² für einen 3-Zylindermotor in [Mai06]

¹²12.4 kgm² für einen 4-Zylindermotor in [Sch05]

aus Positionssensoren gebildete Verdrehwinkel des Aggregats (vgl. Abschnitt 2.3.3). In Bild 5.18 sind die Verläufe des Modells und der Messung gegenübergestellt.

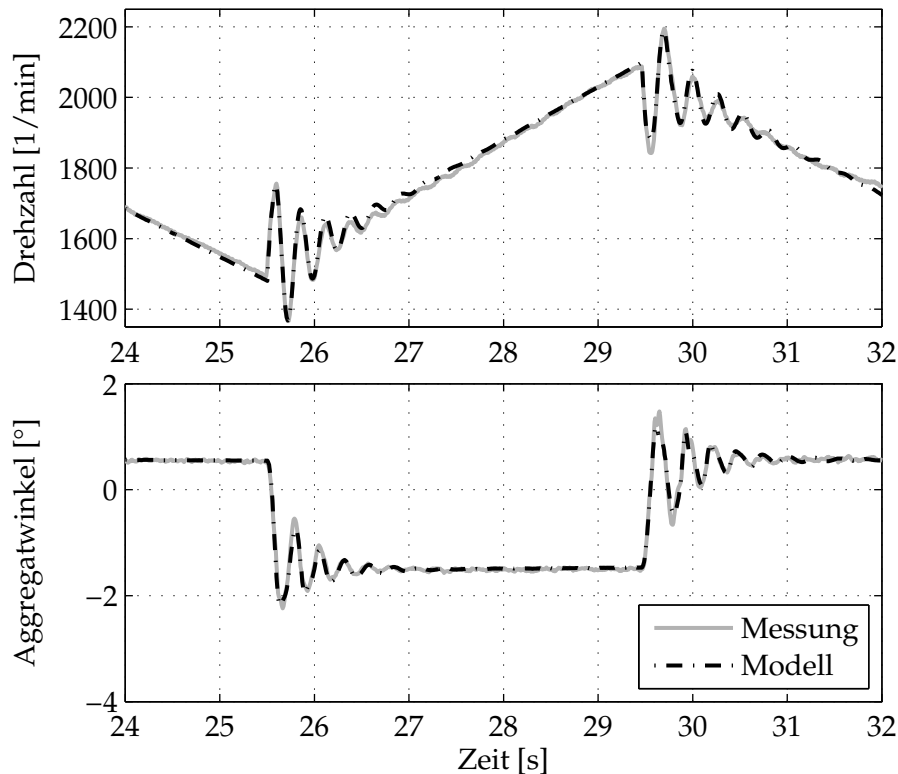


Bild 5.18: Beim Testfahrzeug A gemessene und simulierte Motordrehzahl (*oben*) sowie Aggregatwinkel (*unten*) für einen Lastwechsel im 2. Gang

Das Massenträgheitsmoment wird aus der vorherigen Identifikation übernommen und nicht per NLS-Verfahren adaptiert, um die Robustheit des Identifikationsverfahrens zu erhöhen. Des Weiteren ist für die Ergebnisse in Bild 5.18 eine nichtlineare Modellierung der Federsteifigkeit der Aggregatlager verwendet worden. Das Rückstellmoment

$$M_{\text{agg}} = c_{\text{agg},1} \varphi_{\text{agg}} + c_{\text{agg},3} \varphi_{\text{agg}}^3 \quad (5.18)$$

ergibt sich als Polynom 3. Grades in Abhängigkeit vom Aggregatwinkel. Zusätzlich werden für den Zug- und den Schubtrieb unterschiedliche Parameter bei der Identifikation zugelassen. Nur durch diese Maßnahme ist die Abbildung der Aggregatschwingungen sowohl für den positiven als auch für den negativen Lastwechsel möglich. Da das wirksame Moment im Schub auf die Reibverluste begrenzt ist, werden für die Identifikation der dort wirksamen Federkennlinie Lastwechselformen im Rückwärtsgang verwendet. Durch die Umkehrung der Momente im Getriebe erfährt auch das Aggregat ein Reaktionsmoment in entgegengesetzter Richtung. Die identifizierte Aggregatlagerungskennlinie ist in Bild 5.19 dargestellt. Um die Unterschiede zwischen Zug und Schub zu verdeutlichen, sind die jeweils nicht gültigen Verläufe zusätzlich gezeigt.

Bei der Identifikation der Aggregatdynamik hat sich gezeigt, dass die Modellannahme nach Gleichung 4.42 den geringeren Fehler liefert. Die Unterschiede sind allerdings

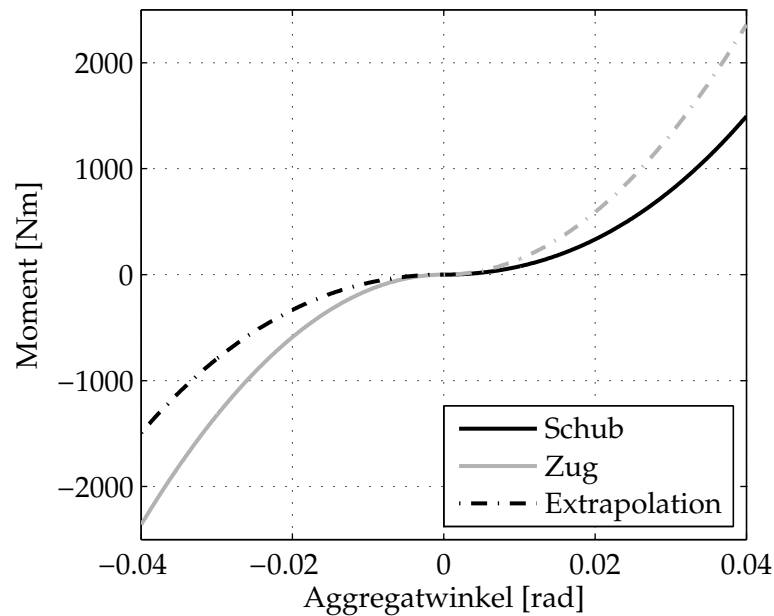


Bild 5.19: Beim Testfahrzeug A identifizierte Aggregatlagerungskennlinien

nur marginal ($\approx 4\%$), da sich durch die Addition des Aggregatwinkels lediglich die Werte für die Steifigkeit, die Dämpfung und ggf. die Loseabmessungen ändern. Das resultierende Moment bleibt identisch, da der Aggregatwinkel letztlich den identischen Verlauf wie der Torsionswinkel hat.

In diesem Abschnitt wurde gezeigt, dass die Identifikation und Simulation der Aggregatdynamik mit Hilfe einer exakten Aggregatwinkelbestimmung gelingt. Dennoch wird die zusätzliche Berücksichtigung der Aggregatdynamik für den online Einsatz im weiteren Verlauf dieser Arbeit nicht weiter verfolgt. Zum einen gestaltet sich die Identifikation der Federsteifigkeitsparameter als zeitaufwendig und zum anderen hat sich durch die Aggregatdynamik weder eine bessere Abbildung der Ruckelschwingungen in der Motordrehzahl noch in der Längsbeschleunigung ergeben. Als weiteres Problem ist zu nennen, dass durch die progressiven Federkennlinien das System so steif ist, dass eine Diskretisierung geringer Ordnung zu instabilem Verhalten führt. Numerisch aufwendigere Verfahren, wie z. B. die Trapez-Integration oder das Runge-Kutta-Verfahren, sind dafür notwendig, können aber aufgrund der beschränkten Rechenkapazität im Motorsteuergerät nicht zum Einsatz kommen.

6 Online Zustands- und Parameterschätzung

In den vorangegangenen Kapiteln sind die für die modellbasierte Regelung benötigten Modelle eingeführt und offline parametrisiert worden. In den folgenden Abschnitten dieses Kapitels werden Algorithmen zur online Zustandsschätzung vorgestellt und Verfahren gezeigt, mit denen eine online Parameterschätzung bzw. -adaption dieser Modelle realisiert werden kann. Dafür werden das Kalman-Filter und darauf aufbauende Erweiterungen, und zwar das Erweiterte Kalman-Filter (EKF), das duale Erweiterte Kalman-Filter (D-EKF) und das Unscented-Kalman-Filter (UKF), eingesetzt. Die daraus resultierende Struktur von Filtern ist in Bild 6.1 schematisch dargestellt.

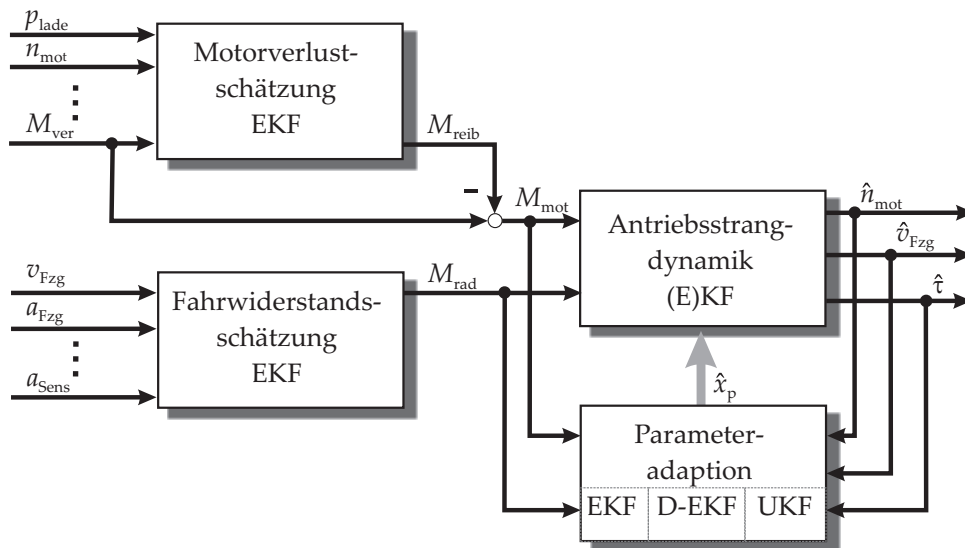


Bild 6.1: Struktur der zur Zustandsschätzung am Fahrzeugantriebsstrang eingesetzten Kalman-Filter

Den Kern der Struktur bildet das Antriebsstrangmodell. Mit Hilfe eines Kalman-Filters werden seine Zustände gefiltert bzw. geschätzt. Die Eingänge des Modells (Motormoment M_{mot} , Radmoment M_{rad}) werden mit dem Erweiterten Kalman-Filter geschätzt, in dem die Parameter der Verlustmodelle adaptiert werden. Dieses ist notwendig, da deren Parameter im Allgemeinen nicht konstant sind, aber eine genaue Kenntnis der Eingänge für das Antriebsstrangmodell von Vorteil ist. Für die online Parametrierung bzw. Parameteradaption der physikalischen Modelle kommen drei Varianten des Kalman-Filters zum Einsatz, die für die jeweiligen (Rand-)Bedingungen jeweils die beste Anwendung darstellen. Die einzelnen Verfahren und deren Ergebnisse werden in den folgenden Abschnitten im Detail aufgeführt.

6.1 Kalman-Filter-Algorithmus

Die Zustandsgrößenschätzung des Antriebsstrangmodells im Fahrbetrieb kann durch ein Kalman-Filter oder durch den Einsatz eines Luenberger-Beobachters erfolgen. Der

Unterschied zwischen beiden Beobachtern liegt in der Bestimmung der Rückführmatrix des Beobachterfehlers (L bzw. $K(k)$). Während beim Luenberger-Beobachter die Matrix L in der Regel über das Polvorgabeverfahren einmalig festgelegt wird, erfolgt die Bestimmung der Korrektur-Matrix oder auch Kalman-Matrix $K(k)$ bei jedem Zeitschritt über die Minimierung eines quadratischen Gütemaßes. Eine anschauliche Einführung zum Kalman-Filter findet sich in [WB06], eine ausführliche Behandlung bieten [Gel74] und [GA01].

Im Gegensatz zum Beobachteransatz wird das beim Kalman-Filter betrachtete System nicht als störungsfrei angenommen. Ausgangspunkt der Betrachtung ist ein lineares, zeitdiskretes Systemmodell der Form

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}(k) \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}(k) \mathbf{u}(k) + \mathbf{w}(k), \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}(k) \mathbf{x}(k) + \mathbf{D}(k) \mathbf{u}(k) + \mathbf{v}(k). \end{aligned} \quad (6.1)$$

Dabei ist wie zuvor in Gleichung 4.22 der n -gliedrige Spaltenvektor $\mathbf{x}(k) \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ der Systemzustand. Die Eingangsgröße wird mit $\mathbf{u}(k) \in \mathbb{R}^{m \times 1}$ bezeichnet und $\mathbf{y}(k) \in \mathbb{R}^{p \times 1}$ stellt die Messgröße jeweils zum diskreten Zeitpunkt k dar. Die Systemmatrix $\mathbf{A}(k) \in \mathbb{R}^{n \times n}$ kann ebenso wie die Eingangsmatrix $\mathbf{B}(k) \in \mathbb{R}^{n \times m}$ und die Messmatrix $\mathbf{C}(k) \in \mathbb{R}^{p \times n}$ zeitvariant sein. Die Signale $\mathbf{w}(k) \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ und $\mathbf{v}(k) \in \mathbb{R}^{p \times 1}$ repräsentieren das Prozess- bzw. das Messrauschen. Der Term $\mathbf{v}(k)$ bezieht dabei alle Störfaktoren in die Messgleichung ein, die durch den Messprozess entstehen. Die Durchgangsmatrix $\mathbf{D}(k) \in \mathbb{R}^{p \times m}$ ist für die verwendeten Antriebsstrangmodelle gleich Null und wird deshalb im Weiteren nicht mehr betrachtet.

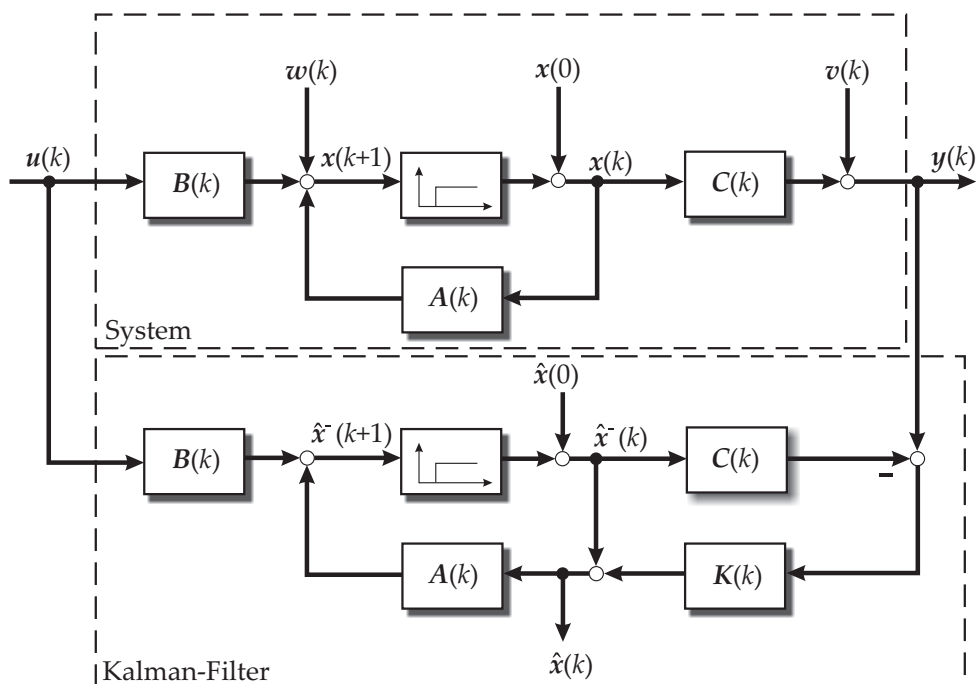


Bild 6.2: Struktur des Kalman-Filters

Das Prozessrauschen $w(k)$ berücksichtigt externe Störungen, aber vielmehr auch Fehler der Modellierung, die z. B. durch Modellvereinfachungen, strukturierte Unsicherheiten und Diskretisierungsfehler entstehen. Hinzu kommen die Einflüsse von Streuungen zwischen einzelnen Fahrzeugen, von wechselnden Umwelteinflüssen und Arbeitspunkten. Ebenso wird das Rauschen der Eingangsgröße dem Prozessrauschen zugeschlagen. So zeigt sich, dass schon im Vorfeld eine Vielzahl von Fehlern gemacht wird, die in Summe nur schwer abgeschätzt werden können. Die exakte Ermittlung der Komponenten des Prozessrauschens $w(k)$ ist kaum möglich und für eine erfolgreiche Umsetzung des Kalman-Filters auch nicht zwingend erforderlich, da sie über ihre Kovarianz abgeschätzt werden können. Die Wahl der entsprechenden Kovarianz des Prozessrauschens versteht sich somit eher als eine Möglichkeit des Filter-Tunings [Wen07].

Für die Eigenschaften der Störeinflüsse wird beim Kalman-Filter vorausgesetzt, dass sie mittelwertfreie weiße Störungen sind, die sowohl untereinander als auch gegenüber den zu schätzenden Zuständen (bzw. Parametern) stochastisch unabhängig sind. Damit gilt für den Erwartungswert des Prozessrauschens

$$E\{w\} = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N w(j) \quad (6.2)$$

sowie für das Messrauschen

$$\begin{aligned} E\{w(k)\} &= E\{v(k)\} = \mathbf{0}, \\ E\{w(k) v(j)^T\} &= \mathbf{0} \end{aligned} \quad (6.3)$$

und für deren Kovarianzmatrizen

$$E\{w(k) w(k)^T\} = \mathbf{Q}(k), \quad E\{v(k) v(k)^T\} = \mathbf{R}(k). \quad (6.4)$$

Gerade bei den vorliegenden Antriebsstrangmodellen kann von der Unabhängigkeit der Störgrößen nicht generell ausgegangen werden. Zwar unterliegen die verwendeten Sensoren gleichsam etwaigen Schwankungen der Versorgungsspannung oder Ungenauigkeiten der Zeittaktung im Steuergerät und können somit durchaus gegenseitige Korrelationen aufweisen, doch sind diese nur in geringerem Maße zu erwarten, da die Bordnetzspannung jenseits des Motorstarts relativ stabil ist. Auch das Prozessrauschen der einzelnen Zustände ist untereinander korreliert, da sich durch die modellierten Eigenschaften der verbindenden Bauteile, wie z. B. der Feder- und Dämpfercharakteristik, Modellierungsfehler auf mehrere Zustände auswirken können. Weil die gegenseitige Beeinflussung nur schwer abgeschätzt werden kann, wird das Rauschen als unkorreliert betrachtet.

Anhand von Bild 6.2 lässt sich die Bestimmungsgleichung für die Schätzung des Zustandsvektors \hat{x} aufstellen. Der neue Schätzwert berechnet sich aus der Vorhersage auf Basis des alten Schätzwertes $\hat{x}^-(k)$ und aus dem Korrekturterm. Er setzt sich aus der Korrekturmatrix $K(k)$ und der Differenz zwischen neuem Messwert und aufgrund alter Schätzwerte vorhergesagtem neuen Messwert zusammen

$$\hat{\mathbf{x}}(k) = \hat{\mathbf{x}}^-(k) + \mathbf{K}(k) [\mathbf{y}(k) - \mathbf{C}(k) \hat{\mathbf{x}}^-(k)] . \quad (6.5)$$

Die Korrektur-Matrix $\mathbf{K}(k)$ ist zeitvariant und wird über ein Prädiktor-Korrektor-Verfahren bestimmt. Mit Hilfe des Fehlers der Zustandsgrößenschätzung vor dem Messabgleich

$$\bar{\mathbf{e}}(k) := \mathbf{x}(k) - \hat{\mathbf{x}}^-(k) = \mathbf{A}(k-1) \underbrace{(\mathbf{x}(k-1) - \hat{\mathbf{x}}^-(k-1))}_{\mathbf{e}(k-1)} + \mathbf{w}(k-1) \quad (6.6)$$

und nach dem Eintreffen der Messinformationen

$$\begin{aligned} \mathbf{e}(k) := \mathbf{x}(k) - \hat{\mathbf{x}}(k) &= \mathbf{x}(k) - \hat{\mathbf{x}}^-(k) - \mathbf{K}(k) [\mathbf{y}(k) - \mathbf{C}(k) \hat{\mathbf{x}}^-(k)] , \\ &= \mathbf{x}(k) - \hat{\mathbf{x}}^-(k) - \mathbf{K}(k) [\mathbf{C}(k)\mathbf{x}(k) + \mathbf{v}(k) - \mathbf{C}(k) \hat{\mathbf{x}}^-(k)] , \\ &= [\mathbf{I} - \mathbf{K}(k) \mathbf{C}(k)] \underbrace{(\mathbf{x}(k) - \hat{\mathbf{x}}^-(k))}_{\bar{\mathbf{e}}(k)} - \mathbf{K}(k) \mathbf{v}(k) , \end{aligned} \quad (6.7)$$

bestimmt sich die Kovarianzmatrix $\mathbf{P}^-(k)$ des Fehlers des vorhergesagten Schätzwertes $\hat{\mathbf{x}}^-(k)$ wie folgt:

$$\mathbf{P}^-(k) = E\{\bar{\mathbf{e}}(k) \bar{\mathbf{e}}(k)^T\} = \mathbf{A}(k-1) \mathbf{P}(k-1) \mathbf{A}(k-1)^T + \mathbf{Q}(k-1) . \quad (6.8)$$

Analog lautet die Bestimmungsgleichung der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers $\mathbf{P}(k)$ unter Zuhilfenahme der Gleichung 6.7 und Berücksichtigung der eingangs in Gleichung 6.3 aufgestellten Bedingungen

$$\mathbf{P}(k) = E\{\mathbf{e}(k) \mathbf{e}(k)^T\} = [\mathbf{I} - \mathbf{K}(k) \mathbf{C}(k)] \mathbf{P}^-(k) [\mathbf{I} - \mathbf{K}(k) \mathbf{C}(k)]^T + \mathbf{K}(k) \mathbf{R}(k) \mathbf{K}(k)^T . \quad (6.9)$$

Die noch zu bestimmende Kalman-Matrix $\mathbf{K}(k)$ soll den quadratischen Fehler zwischen $\mathbf{x}(k)$ und $\hat{\mathbf{x}}(k)$ minimieren. Dieses ist gleichbedeutend mit der Minimierung der Spur der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers $\mathbf{P}(k)$, welche minimal wird, falls die partielle Ableitung nach $\mathbf{K}(k)$ gleich Null ist:

$$\begin{aligned} \frac{\delta \text{Spur}(\mathbf{P}(k))}{\delta \mathbf{K}(k)} &\stackrel{!}{=} 0 , \\ &= -2(\mathbf{C}(k) \mathbf{P}^-(k))^T + 2\mathbf{K}(k) [\mathbf{C}(k) \mathbf{P}^-(k) \mathbf{C}(k)^T + \mathbf{R}(k)] . \end{aligned} \quad (6.10)$$

Auflösen nach $\mathbf{K}(k)$ liefert die Berechnungsvorschrift für die Beobacherverstärkung des Kalman-Filters, bei der die Diagonalelemente der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers $\mathbf{P}(k)$ minimal werden

$$\mathbf{K}(k) = \mathbf{P}^-(k) \mathbf{C}(k)^T [\mathbf{C}(k) \mathbf{P}^-(k) \mathbf{C}(k)^T + \mathbf{R}(k)]^{-1} . \quad (6.11)$$

Beim Start des Algorithmus sind die Anfangswerte $\mathbf{x}(0)$ und $\mathbf{P}(0)$ vorzugeben. Je nach Qualität der Anfangswerte des Zustandsvektors ist die Fehlerkovarianz zu bestimmen.

Beruhet die Vorgabe der Startwerte auf Vorkenntnissen, Erfahrungswerten oder sogar Messwerten, kann die Fehlerkovarianz klein gehalten werden.

Erläuterungen zur Umsetzung

Die Berechnung der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers $P(k)$ in Gleichung 6.9 ist numerisch sehr aufwendig. Eine Vereinfachung ist durch Ausmultiplizieren der Gleichung 6.11 und anschließende Rechtsmultiplikation mit dem Term $[C(k)P^-(k)C(k)^T + R(k)]K(k)^T$ erreichbar. Dieses führt auf die am häufigsten verwendete Form für die Berechnung von $P(k)$:

$$P(k) = [I - K(k)C(k)]P^-(k). \quad (6.12)$$

Die Wahl der Kovarianzmatrizen Q und R bzw. im Grunde nur das Verhältnis von Q zu R stellt das Auslegungskriterium für die Dynamik des Kalman-Filters dar. Während sich die Kovarianzmatrix des Messrauschens noch physikalisch motiviert annäherungsweise¹³ über die Streuung des Messrauschens der Sensoren festlegen lässt

$$R(j) = \sigma_j^2, \quad (6.13)$$

ist die Ermittlung des Prozessrauschens $Q(k)$ deutlich schwieriger, da sie, wie bereits erwähnt, eine „Worst-Case“-Abschätzung der Summe der nicht modellierten Dynamiken und externen Störungen liefern muss. In [Meh70] oder in [ORR06] werden z. B. Verfahren angegeben, mit denen es möglich ist, die Kovarianzmatrizen mathematisch aus Messungen zu bestimmen. Der nötige Aufwand ist jedoch immens, so dass in dieser Arbeit die Kovarianzmatrix $Q(k)$ als Einstellmöglichkeit der Filterdynamik verstanden wird. Die endgültigen Werte werden aus der jeweiligen Modellierungstiefe und den Störeinflüssen bestimmt. Daher gilt die bei der Auslegung geforderte Optimalität des Kalman-Filters nur eingeschränkt.

6.2 Erweitertes Kalman-Filter

Im vorhergehenden Abschnitt ist das Kalman-Filter zur Zustandsschätzung linearer, zeitdiskreter Systeme dargestellt. Die motor- und radseitigen Verluste für das Antriebsstrangmodell sind allerdings in Kapitel 5 nichtlinear modelliert worden. Um auch solche Systeme online schätzen zu können, ist eine andere Formulierung des Kalman-Filters notwendig. Mit Hilfe des Erweiterten Kalman-Filters (EKF) werden nichtlineare, zeitdiskrete Systeme im Arbeitspunkt unter Verwendung von Gliedern erster Ordnung einer Taylorreihenentwicklung linearisiert. Die Systemdynamik wird so auf ein lineares Gleichungssystem zurückgeführt, wodurch eine äquivalente Vorgehensweise wie beim zuvor beschriebenen Kalman-Filter für lineare Systeme beschränkt werden kann.

Ausgehend von einem nichtlinearen, zeitdiskreten System ohne Durchgangsanteil in der Form

¹³Da beide Sensoren eine drehzahlabhängige Auflösung besitzen, ist das Messrauschen, das auch Quantisierungseffekte beinhaltet, ebenfalls drehzahlabhängig.

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{f}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k)) + \mathbf{w}(k), \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{h}(\mathbf{x}(k)) + \mathbf{v}(k) \end{aligned} \quad (6.14)$$

werden die nichtlineare Funktion \mathbf{f} und die nichtlineare Messgleichung \mathbf{h} zum aktuellen Zeitpunkt mit Hilfe des jeweiligen Schätzwertes $\hat{\mathbf{x}}(k)$ linearisiert. Es ergeben sich die System- und die Ausgangsmatrix als partielle Ableitungen der nichtlinearen Funktion nach den Zuständen

$$\mathbf{A}^* = \left. \frac{\partial \mathbf{f}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k))}{\partial \mathbf{x}(k)} \right|_{\mathbf{x}=\hat{\mathbf{x}}(k)} \quad \text{und} \quad \mathbf{C}^* = \left. \frac{\partial \mathbf{h}(\mathbf{x}(k))}{\partial \mathbf{x}(k)} \right|_{\mathbf{x}=\hat{\mathbf{x}}(k)}. \quad (6.15)$$

Unter Verwendung der obigen Jacobi-Matrizen lauten die Filtergleichungen des EKF:

Prädiktion:

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{x}}^-(k+1) &= \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}(k), \mathbf{u}(k)), \\ \mathbf{P}^-(k+1) &= \mathbf{A}^*(k) \mathbf{P}(k) \mathbf{A}^{*\top}(k) + \mathbf{Q}(k), \end{aligned} \quad (6.16)$$

Korrektur:

$$\begin{aligned} \mathbf{K}(k) &= \mathbf{P}^-(k) \mathbf{C}^{*\top}(k) \left[\mathbf{C}^*(k) \mathbf{P}^-(k) \mathbf{C}^{*\top}(k) + \mathbf{R}(k) \right]^{-1}, \\ \hat{\mathbf{x}}(k) &= \hat{\mathbf{x}}^-(k) + \mathbf{K}(k) [\mathbf{y}(k) - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}^-(k))], \\ \mathbf{P}(k) &= [\mathbf{I} - \mathbf{K}(k) \mathbf{C}^*(k)] \mathbf{P}^-(k). \end{aligned} \quad (6.17)$$

Die beschriebene Linearisierung der Systemgleichungen mittels Taylorreihe hat zur Folge, dass die Schätzung des EKF nicht mehr optimal ist. Überdies kann es bei hochgradig nichtlinearen Funktionen, großen Varianzen oder falschen Startwerten zur Divergenz des Schätzfehlers kommen. Mit der Stabilität des EKF setzt sich z. B. [Lju79] auseinander. Bei hohen Systemordnungen oder komplexen Systemfunktionen kann die Ermittlung der Jacobi-Matrizen sehr aufwendig werden, da die partiellen Ableitungen in jedem Zeitschritt neu berechnet werden müssen.

Trotzdem ist das (Erweiterte) Kalman-Filter in den letzten Jahrzehnten zu einem Standardwerkzeug für vielfältigste Anwendungen geworden. Durch die rekursive Berechnung der Filtergleichungen ist es onlinefähig. Zugleich kann es stark verrauschte und auch verspätete Messdaten unterschiedlicher Quellen verarbeiten und neben der reinen Schätzung von Zuständen eines Systems besteht die Möglichkeit, Systemparameter zu identifizieren, indem sie als Zustandsgrößen betrachtet werden. Da sich durch die Erweiterung des Zustands um Systemparameter in der Regel nichtlineare Zusammenhänge ergeben, ist erst durch das EKF eine online Parameteridentifikation realisierbar. Das Vorgehen zur Parameterschätzung wird im nächsten Abschnitt betrachtet.

6.2.1 Kombinierte Zustands- und Parameterschätzung mit dem EKF

Das Erweiterte Kalman-Filter (EKF) kann neben der Zustandsschätzung auch für die Parameterschätzung in Echtzeit genutzt werden [Lju79]. Im Gegensatz zu der offline

Least-Squares-Optimierung ermittelt das EKF die Modellparameter während der Messung. Die in Bild 6.2 gezeigte generelle Beschreibung der Kalman-Filter-Struktur bleibt erhalten, es wird lediglich der Zustandsvektor \mathbf{x} um die zu schätzenden Parameter p_i der vorgestellten Antriebsstrangmodelle erweitert. Der neue Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_s \\ \mathbf{x}_p \end{bmatrix} \quad \text{mit} \quad \mathbf{x}_p = [p_1 \ p_2 \ \dots \ p_n] \quad (6.18)$$

ergibt sich aus den bisherigen Zuständen \mathbf{x}_s und den Parametern \mathbf{x}_p . Durch das Erweitern des Zustandsvektors nimmt die Systemmatrix aus Gleichung 6.15 die entsprechende Gestalt an

$$\mathbf{A}^* = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_s(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k))}{\partial \mathbf{x}_s(k)} & \frac{\partial f_s(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k))}{\partial \mathbf{x}_p(k)} \\ \frac{\partial f_p(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k))}{\partial \mathbf{x}_s(k)} & \frac{\partial f_p(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k))}{\partial \mathbf{x}_p(k)} \end{bmatrix}, \quad (6.19)$$

worin $f_p(\mathbf{x}_s(k), \mathbf{u}(k))$ die Parameterdynamik beschreibt. Im Fall konstanter Parameter ist $\frac{\partial f_p}{\partial \mathbf{x}_s} = \mathbf{0}$ und $\frac{\partial f_p}{\partial \mathbf{x}_p} = \mathbf{I}$. Damit ergibt sich auch für lineare Systeme ein nichtlineares Identifikationsproblem, da durch die multiplikative Verkopplung der Zustände mit den Parametern Produkte unbekannter Größen entstehen [Jac87].

Mit dem beschriebenen Vorgehen ist es möglich, gleichzeitig die Parameter des Systems und die Zustände zu schätzen. Für eine detaillierte Darstellung unterschiedlicher Umsetzungen von EKF sei an dieser Stelle auf [Bei00] verwiesen. In [Wen07] finden sich Hinweise zur Vorgehensweise bei der Einstellung von Kalman-Filtern im Allgemeinen und [Que08] geht insbesondere auf den Fall eines Erweiterten Kalman-Filters mit kombinierter Zustands- und Parameterschätzung ein.

6.2.2 Duale Zustands- und Parameterschätzung mit dem EKF

Eine permanente Schätzung der Zustände und Parameter bedeutet einen erheblichen Rechenaufwand. Zudem ändern sich bestimmte Parameter nur über große Zeiträume (Alterungsverhalten) oder zwischen einzelnen Fahrten, wie z. B. die Fahrzeugmasse. Bei der dualen Zustands- und Parameterschätzung werden deshalb die Schätzgleichungen für die Zustände und die Parameter voneinander getrennt und in zwei separaten Kalman-Filtern berechnet. Dadurch ist es möglich, die Parameterschätzung auszuschalten, sobald ein Satz zufriedenstellender Parameter ermittelt wurde.

Der Informationsaustausch beim dualen EKF funktioniert schrittweise, indem zunächst die aktuellen Schätzwerte für die Parameter $\hat{\mathbf{x}}_p(k-1)$ zur Zustandsschätzung verwendet werden und im Gegenzug die prädizierten Zustände $\hat{\mathbf{x}}_s^-(k)$ zur Parameteradaptation dienen. Dadurch können die Parameter sukzessive optimiert werden. Das Bild 6.3 zeigt den generellen Ablauf des Algorithmus.

Das Verfahren ist zunächst bei großtechnischen Anlagen eingesetzt worden, bei denen keine Parameter bekannt waren und diese zwangsläufig geschätzt werden mussten [Jac87]. Durch die Auftrennung der Parameterschätzung und der Zustandsschätzung kann der Rechenaufwand reduziert werden. In den letzten Jahren ist dieses Vorgehen

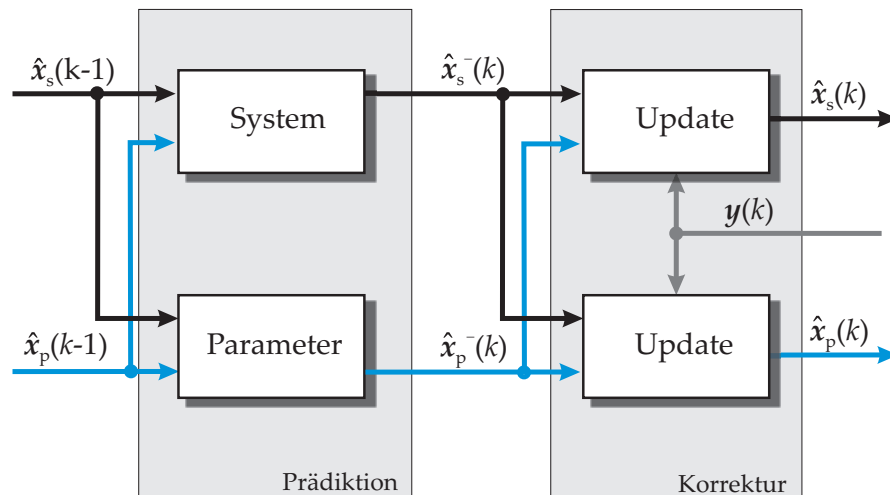


Bild 6.3: Ablauf der getrennten Zustands- und Parameterschätzung (Duales EKF)

vor allem im Zusammenhang mit der Schätzung von Verbindungsgewichten bei Neuronalen Netzen eingesetzt worden [WN97], [WN01].

Gerade für den Einsatz im Automobil, wo unterschiedlichste Fahrzustände dazu führen können, dass die Fehler der Modellierung sehr groß werden oder getroffene Annahmen für die Modellierung (z. B. geschlossener Triebstrang) nicht erfüllt sind, ist die Möglichkeit der Steuerung der Parameteradaption unerlässlich. Ebenso bedingen fehlende Anregungen der Systemdynamik das Unterbrechen der Parameteradaption [WBBW06].

Die in Bild 6.3 gezeigte Struktur zweier paralleler EKF wird aus der kombinierten Schätzung nach Abschnitt 6.2.1 abgeleitet, indem die Kreuzkovarianzmatrix der Zustands- und Parameterschätzfehler vernachlässigt wird. Dieses ist eigentlich nur möglich, falls die Parameter- und die Zustandsschätzung unkorreliert sind. Der Fehler durch diese vereinfachende Annahme wird in Kauf genommen, da durch die Beschränkung auf nur wenige Parameter trotzdem gute Ergebnisse erzielt werden können. Eine detaillierte Herleitung des Verfahrens gibt [Jac87], weshalb hier nur die resultierenden Filtergleichungen nach [Jac87] dargestellt werden.

Für die Filterung der Zustände gilt:

$$\begin{aligned}
 \hat{x}_s^-(k) &= f_s(\hat{x}_s(k-1), \hat{x}_p(k-1), u(k-1)) , \\
 P_s^-(k) &= A^*(k-1) P_s(k-1) A^{*T}(k-1) + Q_s(k-1) , \\
 K_s(k) &= P_s^-(k) C^{*T}(k) \left[C^*(k) P_s^-(k) C^{*T}(k) + R(k) \right]^{-1} , \\
 \hat{x}_s(k) &= \hat{x}_s^-(k) + K_s(k) \left[y(k) - h(\hat{x}_s^-(k), \hat{x}_p^-(k)) \right] , \\
 P_s(k) &= [I - K_s(k) C^*(k)] P_s^-(k)
 \end{aligned} \tag{6.20}$$

und die Gleichungen für das Parameter-EKF lauten:

$$\begin{aligned}
 \hat{x}_p^-(k) &= f_p(\hat{x}_s(k-1), \hat{x}_p(k-1)) , \\
 P_p^-(k) &= P_p(k-1) + Q_p(k-1) ,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{K}_p(k) &= \mathbf{P}_p^-(k) \mathbf{C}_p(k)^T \left[\mathbf{C}_p(k) \mathbf{P}_p^-(k) \mathbf{C}_p(k)^T + \mathbf{R}(k) \right]^{-1}, \\
\hat{\mathbf{x}}_p(k) &= \mathbf{x}_p^-(k) + \mathbf{K}_p(k) \left[\mathbf{y}(k) - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}_s^-(k), \hat{\mathbf{x}}_p^-(k)) \right], \\
\mathbf{P}_p(k) &= \left[\mathbf{I} - \mathbf{K}_p(k) \mathbf{C}_p(k) \right] \mathbf{P}_p^-(k),
\end{aligned} \tag{6.21}$$

worin die Matrix $\mathbf{C}_p(k)$ die partielle Ableitung der nichtlinearen Messfunktion \mathbf{h} nach den Parametern ist

$$\mathbf{C}_p = \left. \frac{\partial \mathbf{h}}{\partial \mathbf{x}_p} \right|_{\mathbf{x}_p = \hat{\mathbf{x}}_p(k)} = \mathbf{C}^* \left. \frac{\partial \mathbf{x}_s}{\partial \mathbf{x}_p} \right|_{\mathbf{x}_p = \hat{\mathbf{x}}_p(k)}. \tag{6.22}$$

6.3 Sigma-Punkt-Kalman-Filter

Falls ein System hochgradig nichtlinear oder unstetig ist, stößt der Einsatz eines Erweiterten Kalman-Filters an seine Grenzen, da es auf einer Linearisierung der nichtlinearen Systemfunktionen beruht. Im Rahmen der modellbasierten Antriebsstrangregelung gilt dieses für die online Ermittlung der Loseabmessungen aus Abschnitt 4.4.1 und 5.2.3 sowie für die Schätzung der Systemtotzeit (vgl. Abschnitt 2.2). Für diese Parameter existiert keine Ableitung der Systemfunktion nach den Parametern bzw. sie kann nicht stetig differenziert werden. Damit sind sie mit dem EKF nicht online schätzbar.

Sigma-Punkt-Kalman-Filter (SPKF) sind ableitungsfreie nichtlineare Filter und stellen somit eine Alternative zum EKF dar. Sie verwenden statt einer Linearisierung die nichtlineare Systemfunktion $\mathbf{y} = \mathbf{f}(\mathbf{x})$ und approximieren die Kovarianz und den Zustandsvektors \mathbf{x} durch die Bildung einer gewichteten Summe von deterministischen Stichproben.

SPKF gibt es in verschiedenen Implementierungsformen. Die beiden am häufigsten angewendeten Varianten sind das *Unscented*-Kalman-Filter (UKF) [JU97], [vdM04] und das *Central-Difference*-Kalman-Filter (CDKF) [NPR00]. Der grundlegende Unterschied zwischen den einzelnen Sigma-Punkt-Kalman-Filtern besteht in der Art der Ermittlung der Gewichtungsfaktoren zur Summierung der Stichproben. An Stelle der Linearisierung mittels Taylorreihenentwicklung wie beim EKF wird beim CDKF der zentrale Differenzenquotient verwendet, um die nichtlineare Systemfunktion anzunähern. Beim UKF findet die *Unscented Transformation* (UT) [JU97] Anwendung. Mit Hilfe der UT werden der Mittelwert und die Varianz einer stochastischen Variablen \mathbf{x} abgeschätzt. Dadurch gelingt eine genaue Approximation der beiden ersten Momente einer nichtlinearen Funktion ohne Linearisierung.

Unscented-Kalman-Filter-Algorithmus

Beim *Unscented*-Kalman-Filter erfolgt üblicherweise eine Erweiterung des Zustandsvektors um das Prozess- und das Messrauschen, um diese Größen gleichfalls mitzuschätzen. Daraus resultiert ein erheblicher numerischer Aufwand (vgl. [Wen07]). Für den Fall, dass rein additives Rauschen vorliegt, kann dieses ebenfalls additiv eingebunden werden, wodurch sich der rechentechnische Aufwand deutlich reduziert [vdM04]. Im Folgenden kommt deshalb der Algorithmus eines UKF mit additiver Berücksichti-

gung der Mess- und Systemstörungen zur Anwendung, bei dem der Zustandsvektor nicht um diese Größen erweitert wird, sondern lediglich die Kovarianz des Schätzfehlers mit den Prozess- und Messfehlerkovarianzen addiert wird. Für die Darstellung des vollständigen UKF sei auf [vdM04] verwiesen. Des Weiteren findet die skalierte UT Verwendung, damit positive Semidefinitheit der Kovarianzmatrizen sichergestellt ist [Jul02].

Um ein System mit der Dimension L abzubilden, wird zunächst eine Matrix \mathcal{X} von $n = 2L + 1$ Sigma-Punkten \mathcal{X}_j mit Hilfe des geschätzten Zustands \hat{x} und der Kovarianz P gebildet:

$$\begin{aligned}\mathcal{X}_0(k-1) &= \hat{x}(k-1), \\ \mathcal{X}_j(k-1) &= \hat{x}(k-1) + \sqrt{\xi} \left\{ \sqrt{P_x(k-1)} \right\}_j, \quad \text{für } j = 1, \dots, L, \\ \mathcal{X}_j(k-1) &= \hat{x}(k-1) - \sqrt{\xi} \left\{ \sqrt{P_x(k-1)} \right\}_{j-L}, \quad \text{für } j = L+1, \dots, 2L.\end{aligned}\tag{6.23}$$

Der Ausdruck $\left\{ \sqrt{P_x} \right\}_j$ bezeichnet die j -te Reihe oder Zeile der gewichteten Wurzel der Kovarianzmatrix P_x . Die Spreizung der Sigma-Punkte um die Mittelwerte der Zustände \hat{x} wird durch den Skalierungsfaktor

$$\xi = \alpha^2(L + \kappa)\tag{6.24}$$

beeinflusst. Dieser errechnet sich aus dem Skalierungsparameter¹⁴ α , der Größe des Zustandsraums und dem Faktor¹⁵ κ der UT, mit dem die Spreizung der Sigma-Punkte reguliert wird. Die Sigma-Punkte aus Gleichung 6.23 werden verwendet, um eine neue stochastische Verteilung mit Hilfe der gegebenen nichtlinearen Funktion zu berechnen

$$\mathcal{X}_j(k) = f(\mathcal{X}_j(k-1), \mathbf{u}(k-1)).\tag{6.25}$$

Daraus entsteht eine neue Vorhersage für den nächsten Zustand mit

$$\hat{x}^-(k) = \sum_{j=0}^{2L} w_j^{(m)} \mathcal{X}_j(k)\tag{6.26}$$

und für die Kovarianz mit

$$P_x^-(k) = Q(k) + \sum_{j=0}^{2L} w_j^{(c)} (\mathcal{X}_j(k) - \hat{x}^-(k)) (\mathcal{X}_j(k) - \hat{x}^-(k))^T.\tag{6.27}$$

Mit Hilfe der Prädiktionen für den Zustand und für die Kovarianz lassen sich erneut Sigma-Punkte durch Anwendung der Gleichung 6.23 generieren, um sie anschließend durch die nichtlineare Messfunktion

¹⁴ $\alpha > 0$

¹⁵ $\kappa \geq 0$, nach [vdM04] kann in den meisten Fällen $\kappa = 0$ gesetzt werden.

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{h}(\mathbf{x}(k)) \quad (6.28)$$

zu transferieren. Diese stochastisch generierten Stichproben werden wiederum verwendet, um den geschätzten Mittelwert der Ausgangsgröße

$$\hat{\mathbf{y}}^-(k) = \sum_{j=0}^{2L} w_j^{(m)} \mathbf{y}_j(k) \quad (6.29)$$

über eine gewichtete Addition zu berechnen.

Die in den vorausgehenden Gleichungen verwendeten Gewichte w_j für die Berechnung des Zustands und des Ausgangs (Index m) und für die Kovarianz des Schätzfehlers (Index c) berechnen sich beim UKF wie folgt:

$$\begin{aligned} w_0^{(m)} &= \frac{\xi - L}{\xi}, \\ w_0^{(c)} &= \frac{\xi - L}{\xi} + (1 - \alpha^2 + \beta), \\ w_j^{(m)} &= w_j^{(c)} = \frac{1}{2\xi}, \quad \text{für } j = 1, \dots, 2L. \end{aligned} \quad (6.30)$$

Die zusätzliche Gewichtung β des nullten Faktors zur Berechnung der Kovarianz kann genutzt werden, um vorheriges Wissen über die Distribution des Zustandsvektors einfließen zu lassen. Dadurch können Fehler höherer Ordnung reduziert werden. Für Gauß'sche Distributionen ist laut [WvdM01], [vdM04] ein Wert von $\beta = 2$ optimal. Nach dem Eintreffen der Messinformationen erfolgt die Schätzung des aktuellen Zustands. Dafür werden zunächst mit Hilfe der prädizierten Messwerte $\hat{\mathbf{y}}^-(k)$ die Fehlerkovarianzmatrix

$$\mathbf{P}_y(k) = \mathbf{R}(k) + \sum_{j=0}^{2L} w_j^{(c)} (\mathbf{y}_j(k) - \hat{\mathbf{y}}^-(k)) (\mathbf{y}_j(k) - \hat{\mathbf{y}}^-(k))^T \quad (6.31)$$

und die Kreuzkovarianz

$$\mathbf{P}_{xy}(k) = \sum_{j=0}^{2L} w_j^{(c)} (\mathbf{x}_j(k) - \hat{\mathbf{x}}^-(k)) (\mathbf{y}_j(k) - \hat{\mathbf{y}}^-(k))^T \quad (6.32)$$

berechnet. Auf Basis dieser Größen ergeben sich die Korrekturgleichungen

$$\mathbf{K}(k) = \mathbf{P}_{xy}(k) \mathbf{P}_y(k)^{-1}, \quad (6.33)$$

$$\hat{\mathbf{x}}(k) = \hat{\mathbf{x}}^-(k) + \mathbf{K}(k) (\mathbf{y}(k) - \hat{\mathbf{y}}^-(k)), \quad (6.34)$$

$$\mathbf{P}_x(k) = \mathbf{P}_x^-(k) - \mathbf{K}(k) \mathbf{P}_y(k) \mathbf{K}(k)^T. \quad (6.35)$$

Die additive Implementierung des Prozess- und des Messrauschens (\mathbf{Q} bzw. \mathbf{R}) reduziert den Rechenaufwand gegenüber der vollständigen Formulierung eines UKF ([vdM04]) erheblich, da die Berechnung der Wurzel der Kovarianzmatrix die Ordnung

$\mathcal{O}(L^3)$ besitzt. Durch das Reduzieren der Systemdimension von $L = 8$ auf $L = 3$ bleibt der Aufwand beschränkt, aber der numerische Aufwand bleibt dennoch höher als der eines EKF.

Obwohl SPKF in der Lage sind, nichtlineare Funktionen besser zu schätzen als ein Erweitertes Kalman-Filter, hat sich gezeigt, dass der Einsatz eines SPKF an einem Antriebsstrangmodell nicht gerechtfertigt ist. Die Qualität der Schätzung von Zuständen und Parametern ist aufgrund des Grades der vorhandenen Nichtlinearitäten nicht wesentlich besser gegenüber einem EKF. Im Rahmen dieser Arbeit ist der Einsatz eines UKF deshalb lediglich für die online Schätzung der einführend genannten Parameter der Totzeit und der Loseabmessungen sinnvoll, für die keine Ableitung der Systemfunktion nach den Parametern existiert. Um den Rechenaufwand weiter zu reduzieren, kann die Zustandsprädiktion durch ein EKF und lediglich die Parameterschätzung durch ein UKF vorgenommen werden. Die Ergebnisse sind in den folgenden Abschnitten dargestellt.

6.4 Ergebnisse der Zustands- und Parameterschätzung

In den vorausgegangenen Abschnitten sind verschiedene Kalman-Filter-basierte Methoden zur Zustands- und Parameterschätzung vorgestellt worden. Deren Ergebnisse werden im Weiteren für ausgewählte Beispiele am Antriebsstrang gezeigt. Auf die reine Zustandsschätzung unter Verwendung eines stückweise linearen Antriebsstrangmodells folgt die gleichzeitige Parameter- und Zustandsschätzung. Den Abschluss bildet die Schätzung von variablen Parametern und die Eingangsgrößenschätzung.

6.4.1 Zustandsschätzung

Für die Zustandsschätzung wird das schaltende Zweimassenschwingermodell mit integriertem physikalischem Losemodell verwendet. Das Modell ist dadurch stückweise linear, weshalb das Kalman-Filter ohne Erweiterungen eingesetzt werden kann. Das Bild 6.4 zeigt die gemessenen Verläufe von Motordrehzahl und Fahrzeuggeschwindigkeit im Vergleich mit den geschätzten Verläufen des Kalman-Filters. Die Motordrehzahl wird durch das Modell sehr gut abgebildet, besonders im Hinblick auf die Antriebsstrangschwingungen, deren Amplitude und Phase sehr gut übereinstimmen. Die Modellgüte ist durch den schaltenden Algorithmus so genau, dass Lastwechselreaktionen der Motordrehzahl sehr gut präzisiert werden können. Für die Radgeschwindigkeit (vgl. Bild 6.4 unten) gilt das nicht, da durch das Vernachlässigen des Rad-Straße-Kontaktes die Schlupfeffekte im Lastwechselbereich durch das Modell nicht abgebildet werden, was sich indes vorteilhaft auf die Robustheit des Filters auswirkt. Die Ergebnisse der Zustandsschätzung zeigen, dass ein Einsatz einer modellbasierten prädiktiven Regelung auf Basis des vorgestellten Antriebsstrangmodells ohne Weiteres möglich ist.

Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass durch die Einbindung des Losemodells und die Berücksichtigung der wechselnden diskreten Zustände die Güte des identifizierten Modells stark verbessert wird. Diese Struktur kann mittels Kalman-Filter online eingesetzt werden. Im Weiteren wird die schaltende Struktur mit eingebundenem

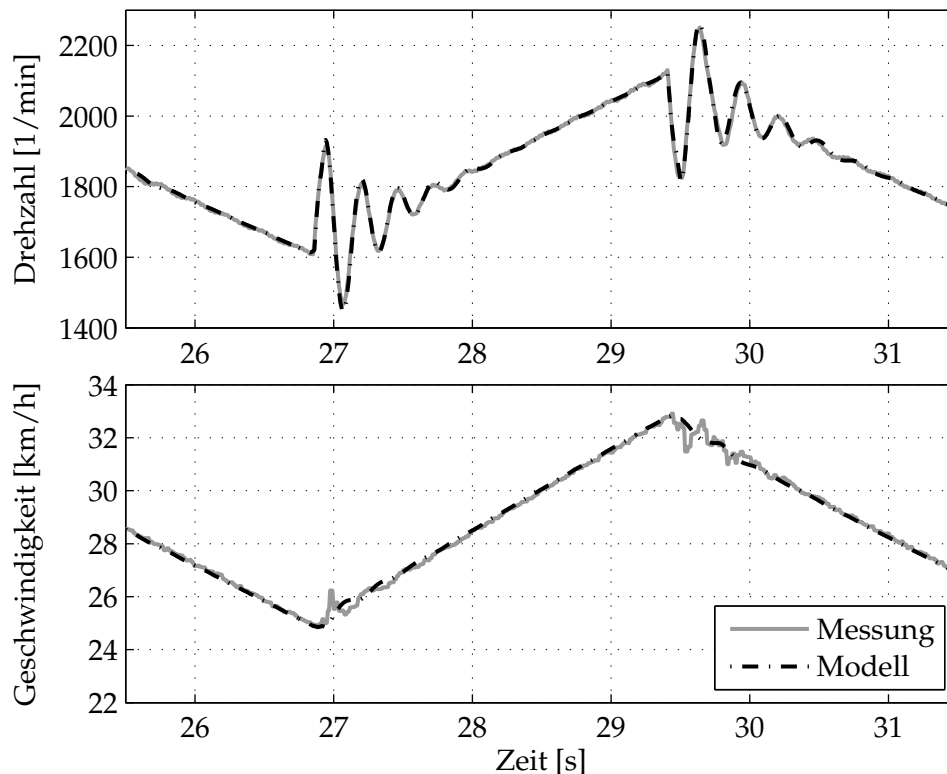


Bild 6.4: Vergleich zwischen Messung und Filterung mit dem EKF von Motordrehzahl und Fahrzeuggeschwindigkeit für Testfahrzeug A bei Lastwechseln

physikalischen Losemodell verwendet, da mit ihr sowohl in der offline Identifikation als auch im online Einsatz die besten Ergebnisse erzielt werden.

6.4.2 Schätzung von Antriebsstrangparametern

In Bild 6.5 sind die Verläufe der geschätzten Parameter für mehrere doppelte Momentensprünge über der Zeit dargestellt. Im Vergleich zur offline Identifikation benötigt die Parameterschätzung mit dem EKF eine größere Anzahl von Lastwechselvorgängen, um konstante Parameter zu schätzen. Trotzdem ist das Verfahren in der Regel schneller als die offline Identifikation. Ein *Tip-In-Back-Out*-Durchlauf (bis 7 s) ist für den Filteralgorithmus notwendig, um den richtigen Wertebereich einzustellen. Danach folgt die Feinadaptation und nach ca. 40 s bleiben die Parameter annähernd konstant.

Die Untersuchungen in den vorausgegangenen Kapiteln haben gezeigt, dass nicht alle Parameter des Antriebsstrangmodells als konstant angesehen werden können. Die Analyse der Schwingungsfrequenzen zeigt (vgl. Bild 3.8), dass diese für den positiven und den negativen Lastwechsel zu unterscheiden sind. Um diesen Effekt abzubilden, werden für die Parameter der Federsteifigkeit c_a und der Dämpfung d_a im Zug und im Schub unterschiedliche Werte zugelassen. Der Algorithmus des Erweiterten Kalman-Filters wird dafür so angepasst, dass neben der Unterscheidung zwischen Zug- und Schubbetrieb auch die die Parameter betreffenden Einträge der Kovarianzmatrizen umgeschaltet werden. Dadurch lassen sich jeweils konstante Werte für die entsprechenden Betriebsarten identifizieren.

Die schaltende Struktur bewirkt, dass nach einem Wechsel des Betriebszustandes mit dem vorher gespeicherten Wert des neuen Betriebszustands und der dazugehörigen

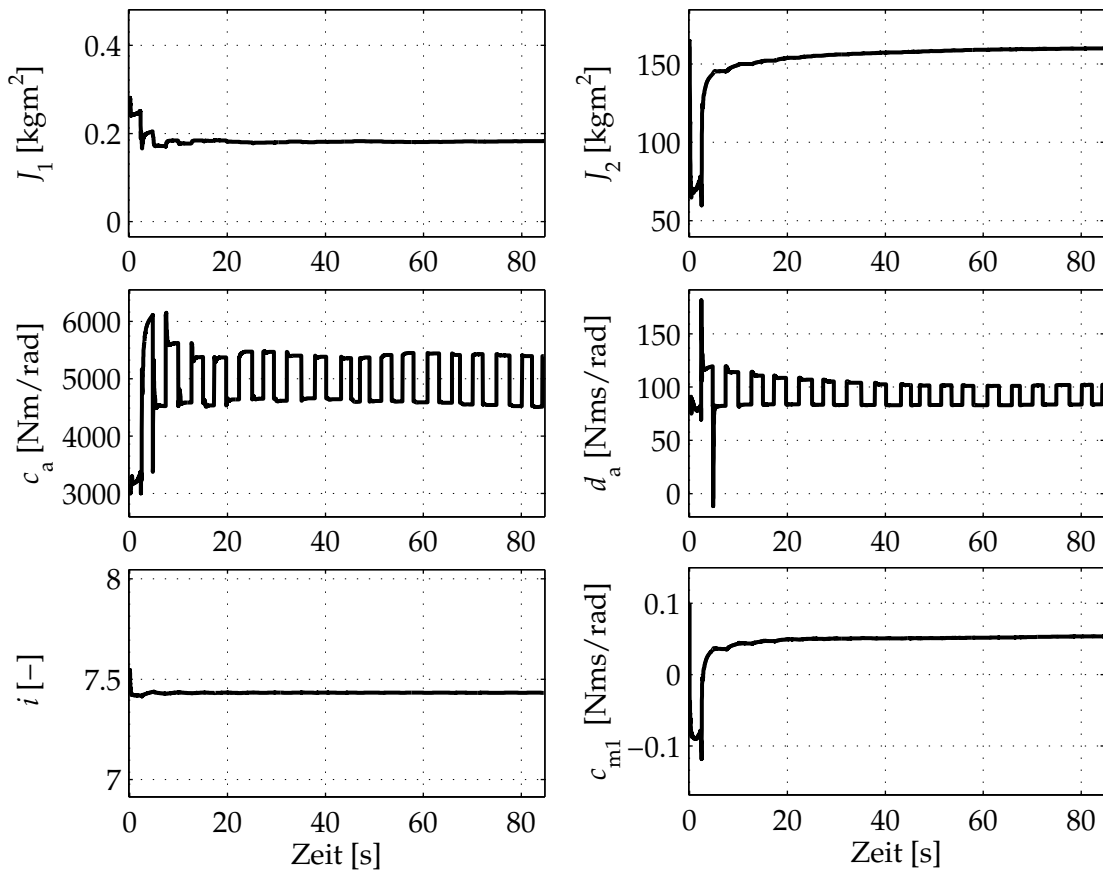


Bild 6.5: Verlauf der Parameter bei gleichzeitiger Schätzung der Zustände und Parameter mit dem EKF für Testfahrzeug A

Fehlerkovarianz die Identifikation wieder aufgenommen wird. In Bild 6.5 *mittig* sind die Verläufe der jeweils aktiven Parameter der diskret wechselnden Struktur gezeigt. Die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter schwingen sich schnell auf konstante Werte für die jeweiligen Intervalle ein und entsprechen in etwa denen der offline Identifikation für Testfahrzeug A in Tabelle 5.3.

Die Schätzung der anderen Parameter gelingt ebenfalls gut. Entsprechend der Systemanregung und der Wahl der Startkovarianzen weisen sie unterschiedliche Dynamiken auf. Die Getriebeübersetzung und die motorseitigen Parameter lassen sich in der Regel schneller bestimmen als die radseitigen. Der Verlauf des Verlustparameters c_{m1} ist hier als nahezu konstant ermittelt worden, da lediglich ein Betriebspunkt des Motors angefahren wurde. Da dieses im Alltag allerdings selten der Fall ist, wird in Abschnitt 6.4.4 ein erweitertes Verfahren zur Motorverlustschätzung vorgestellt.

Duale Schätzung von Zuständen und Parametern

Zur Verdeutlichung der Funktionsweise der getrennten Parameter- und Zustandschätzung nach Abschnitt 6.2.2 dient Bild 6.6. Es zeigt den Fehler des zur Zustandschätzung eingesetzten EKF und den Verlauf von drei Parametern des Parameter-EKF. Zunächst sind die Parameter mit einem Fehler behaftet, was sich ebenfalls auf den Fehler der Zustandsschätzung auswirkt. Bei ca. 20 s wird die Parameterschätzung aktiviert, was unmittelbar dazu führt, dass die Gesamtübersetzung ihren tatsächlichen

Wert annimmt. Dieses kann so schnell erfolgen, weil beide Messwerte direkt über diesen Parameter gekoppelt sind und er somit die bestmögliche Anregung erfährt.

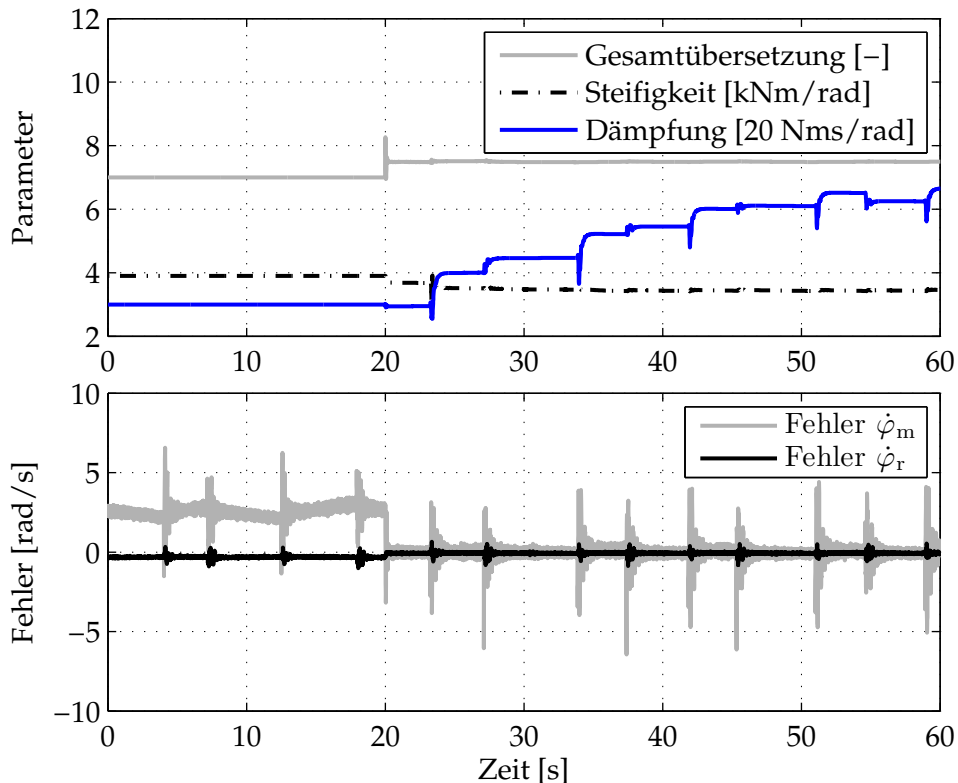


Bild 6.6: Getrennte Schätzung von Parametern und Zuständen mit dem dualen EKF; Verlauf der Parameter (*oben*) und der Modellfehler (*unten*)

Die Adaption der Federsteifigkeit erfolgt ebenfalls relativ schnell, ist jedoch nicht auf die Anregung zurückzuführen, sondern resultiert aus einer sehr großen Anfangskovarianz $P_p(0)$, die dem Parameter somit eine große Unsicherheit zuschreibt und ihn sich anfangs schnell verändern lässt. Im Gegensatz dazu ist die Kovarianz beim Parameter der Antriebsstrangdämpfung eher klein, weshalb auch zunächst nahezu keine Veränderung durch den Algorithmus stattfindet, da zum Zeitpunkt des Starts der Parameteradaption keine nennenswerten Torsionswinkelgeschwindigkeiten vorhanden sind. Erst beim ersten Lastwechsel (bei ca. 23 s) wird der Parameter aufgrund der dann ausreichenden Systemdynamik verändert.

6.4.3 Schätzung von Diskontinuitäten

Für die online Schätzung von Parametern, für die keine Ableitung der Systemfunktion existiert, wird das in Abschnitt 6.3 beschriebene UKF eingesetzt. Zwei Anwendungsgebiete sind dort explizit genannt, zum einen die Schätzung der Systemtotzeit und zum anderen die Ermittlung der Loseabmessungen. Deren Ergebnisse werden im Folgenden vorgestellt.

Schätzung der Loseabmessungen

Das Bild 6.7 zeigt den Verlauf der oberen und unteren Losegrenzen während der online Identifikation mittels UKF. Der Algorithmus startet mit Beginn der Messung, die erste

Korrektur der Losegrenzen findet allerdings aufgrund der fehlenden Systemanregung erst beim ersten Lastwechsel bei ca. 4 s statt und konvergiert mit jedem weiteren Lastwechsel. Der dazu gehörende Drehzahlverlauf ist in Bild 6.9 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Loseweite $\Delta\lambda = \lambda_{\max} - \lambda_{\min}$ deutlich schneller und zuverlässiger geschätzt wird als die einzelnen Grenzen.

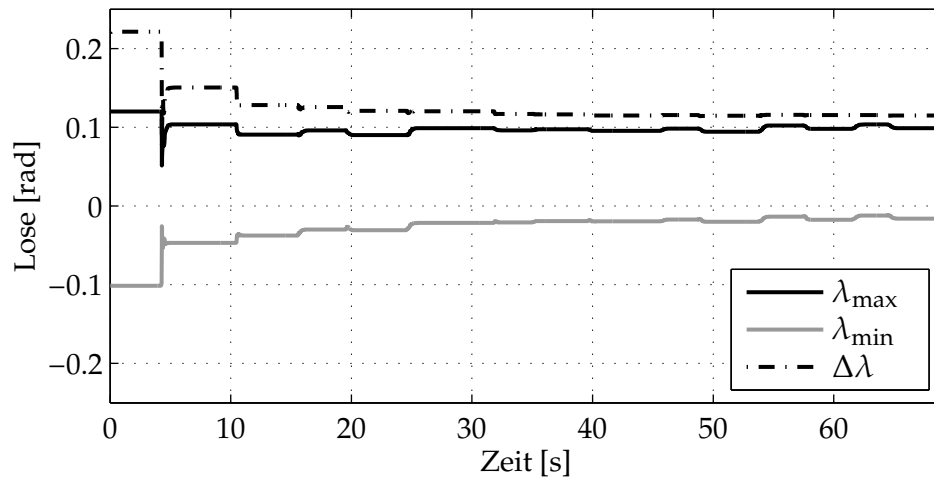


Bild 6.7: Schätzung der Losegrenzen λ_{\min} und λ_{\max} mit dem Unscented-Kalman-Filter beim Testfahrzeug A

Die Werte für die Losegrenzen λ_{\max} und λ_{\min} entsprechen allerdings nicht exakt denen der offline Identifikation aus Tabelle 5.3. In Bild 6.8 sind deshalb die Verläufe des Verdrillungswinkels sowie der Lose und das an der Antriebswelle gemessene Moment bei einer Schätzung der Loseabmessungen mit dem UKF dargestellt.

Der Bereich, in welchem der Verdrillungswinkel und die Lose identisch sind, zeigt an, dass im Modell kein Moment übertragen wird (grau hinterlegt). Der in den Losebereichen nahezu konstante Verlauf des gemessenen Moments um 0 Nm bestätigt, dass das UKF allein aus den Drehzahlmessungen in der Lage ist, die Loseabmessungen

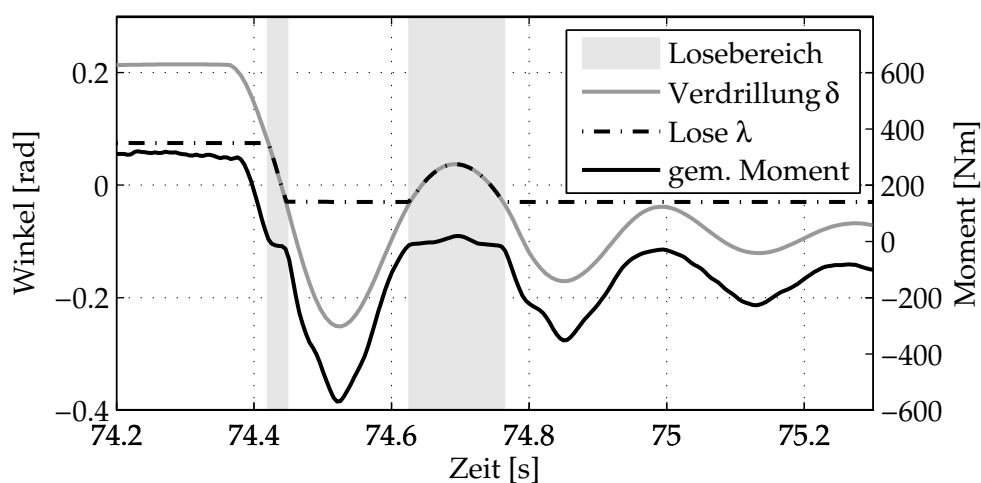


Bild 6.8: Verlauf des Verdrillungswinkels δ und der online geschätzten Lose λ im Vergleich mit dem gemessenen Moment in der Antriebswelle bei einem negativen Lastwechsel für das Testfahrzeug A

zu ermitteln. Darüber hinaus zeigt der Vergleich, dass mit Hilfe der online Schätzung bessere Werte für die Losegrenzen gefunden werden können als mit der offline Identifikation.

Schätzung von Totzeiten

Das Ermitteln der diskreten Systemtotzeit ist in Bild 6.9 dargestellt. Auch hier wird deutlich, dass die Adaption des Parameters auf den Lastwechselbereich beschränkt ist. Nach vier Lastwechseln stellt sich eine konstante Totzeit von zwei Abtastschritten ein. Somit besteht die Möglichkeit, den Rechenaufwand weiter zu reduzieren, indem der Schätzalgorithmus nur im Fall eines Lastwechsels aktiviert wird.

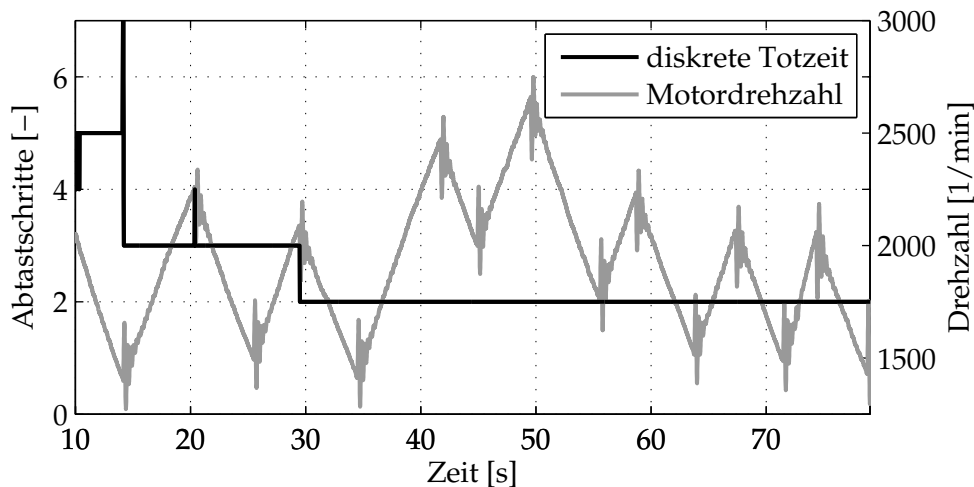


Bild 6.9: Schätzung der Systemtotzeit mittels UKF

6.4.4 Schätzung der Motorverluste im Fahrbetrieb

Die Identifikation der motorseitigen Verlustparameter, wie sie in Abschnitt 5.2.2 gezeigt wird, stellt lediglich eine Momentaufnahme dar und ist nicht für jeden Betriebspunkt zu jeder Zeit gültig. Wie bereits in Kapitel 4.1 ausgeführt, beruht das im Motorsteuergerät berechnete Verlustmoment auf aus Schleppversuchen ermittelten Reibverlusten und auf Kennfeldern, die den Energiebedarf zusätzlicher Verbraucher abbilden. In der Regel ist das auf elektrische Verbraucher beschränkt, da die Verlustmomente mechanischer Verbraucher über den Riementrieb direkt vom Motor angetrieben werden und deshalb nicht erfasst werden. Ein weiteres Problem ist, dass diese Verluste nicht konstant sind. So ist beispielsweise der Momentenbedarf der hydraulischen Lenkunterstützung lenkwinkel- und fahrgeschwindigkeitsabhängig oder der Bedarf der Klimaanlage abhängig von der gewünschten Temperaturdifferenz.

Die bisherige, nur von Drehzahl und Temperatur abhängige Berechnungsweise des Verlustmoments im Steuergerät lässt es nicht zu, zusätzliche Einflüsse zu berücksichtigen, die auf das an den Antriebsstrang abgegebene Moment des Motors einwirken. Zudem nimmt eine Vielzahl weiterer Aspekte Einfluss. So spielt der Turbolader und dessen Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Motordrehzahlen genauso eine Rolle wie die zur Verfügung stehende Frischluft beziehungsweise der tatsächliche Brennwert des aktuellen Treibstoff-Luft-Gemisches im Zylinder. Sämtliche dieser Einflüsse werden

bisher bei der Verlustmomentenberechnung im MSG nicht berücksichtigt. Aus diesem Grund ist es vor allem für den Zugbetrieb nicht möglich, hieraus eine verlässliche Aussage über das tatsächlich am Antriebsstrang wirkende Moment zu machen.

Eine online Verlustmomentenschätzung ist somit für den Einsatz einer modellbasierten Regelung von Vorteil, um die Güte der Zustandsschätzung zu erhöhen. Aus den genannten Gründen wird das am Anfang dieses Kapitels vorgestellte Erweiterte Kalman-Filter zur Adaption des Motorverlustmomentenmodells genutzt, um alle vorhandenen momentenwirksamen Einflüsse während der Fahrt erkennen und berechnen zu können.

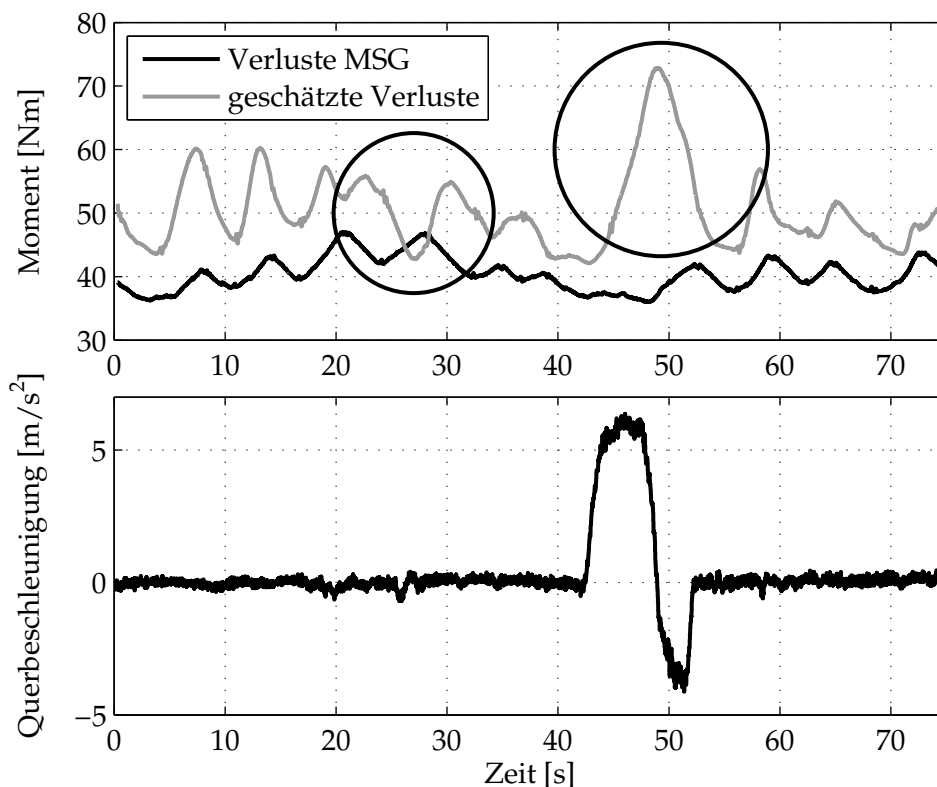


Bild 6.10: Verlauf des im MSG berechneten und des geschätzten Verlustmoments (*oben*); Erkennung der Kurvenfahrt durch erhöhte Querbeschleunigung (*unten*)

Dafür wird eine Variation des geschwindigkeitsproportionalen Faktors c_{m1} des in der Form der Gleichung 4.12 eingeführten Verlustmomentenmodells zugelassen und dieser Parameter mittels EKF online geschätzt. Die anderen Parameter aus der offline Identifikation werden als konstant vorgegeben, da sie hauptsächlich die Motorreibung beschreiben. Das online geschätzte Verlustmoment ist dem im Steuergerät berechneten Verlustmoment in Bild 6.10 gegenübergestellt. Der Vergleich zeigt, dass der generelle Verlauf durch das Filter geschätzt werden kann. Der Offset von ca. 8 Nm ist den mechanischen Nebenaggregaten zuzuschreiben.

Unterschiede im grundsätzlichen Verlauf der beiden Verlustmomente treten bei circa 28 s und 50 s auf (markiert durch Kreise). Der Verlauf der Querbeschleunigung in Bild 6.10 *unten* zeigt eine Kurvenfahrt an. In diesem Bereich steigt trotz fallender Drehzahl das geschätzte Verlustmoment deutlich an. Durch den Lenkeinschlag fordert die Lenkunterstützung ein höheres Moment, was durch das EKF als Anstieg der motori-

schen Verluste ermittelt wird. Darin sind allerdings auch radseitige Verluste enthalten, die sich durch die veränderten Bedingungen zwischen Reifen und Fahrbahn aufgrund von auftretenden Querkräften ergeben. Die geschätzten Verluste beinhalten somit alle den Vortrieb behindernden Aspekte. Das bedeutet, dass auch Umwelteinflüsse wie Wind, Fahrbahnbeschaffenheit, Fahrbahnverlauf oder Ähnliches in die Schätzung eingehen.

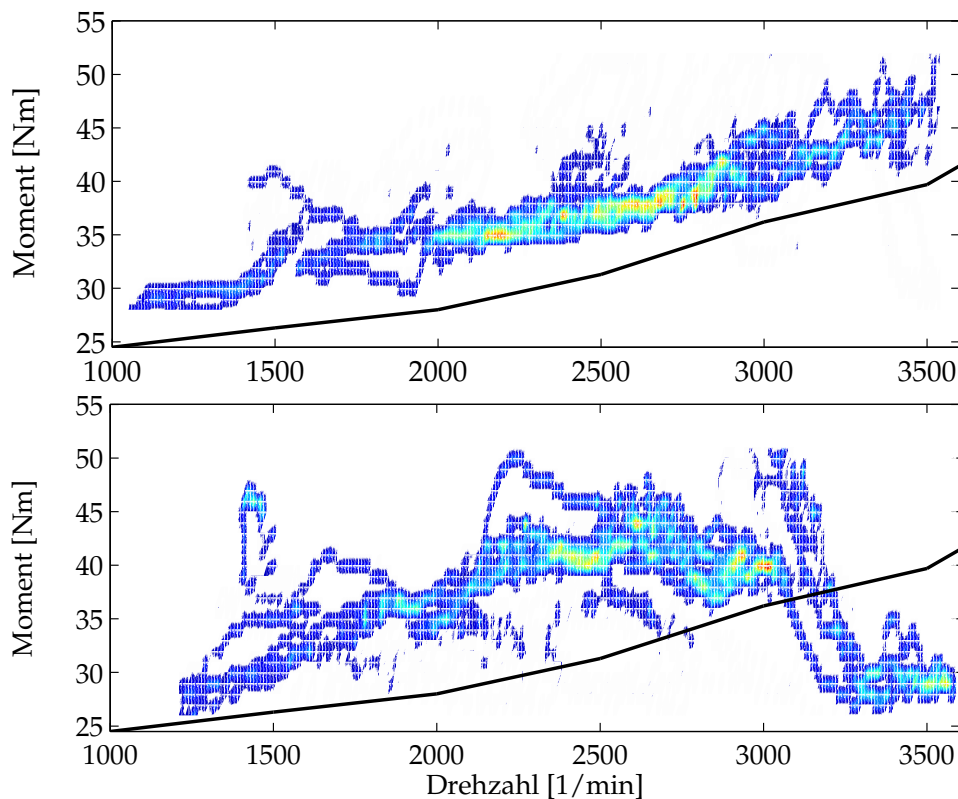


Bild 6.11: Online geschätzte Verlustmomente im Vergleich mit den im MSG berechneten (schwarz); im Schub (*oben*); im Zug (*unten*)

Zur Darstellung der Wiederholgenauigkeit sowie der Streuung der Verlustschätzung werden die Schätzwerte im Folgenden in einem Raster von 10 $1/\text{min}$ und 1 Nm gruppiert und als Höhenplot dargestellt. Das Bild 6.11 zeigt die geschätzten Verluste in Abhängigkeit von der Motordrehzahl für den Zug- und den Schubbetrieb für einen längeren Zeitraum, wobei dunkle Bereiche eine sehr geringe und helle Bereiche eine hohe Häufigkeit repräsentieren. Es zeigt sich, dass das geschätzte Moment, analog zur offline Identifikation in Bild 5.10, dauerhaft über den im Motorsteuergerät berechneten Verlusten liegt.

Besonders im Zugbetrieb sind die Verluste höher als die berechneten, allerdings wird ab einer Drehzahl von ungefähr 3000 $1/\text{min}$ ein deutlich geringeres Moment mit einem Unterschied von annähernd 20 Nm geschätzt. Dieses korreliert mit dem Abfall des geschätzten Verlustmoments bei ca. 28 s in Bild 6.10, bei dem diese Drehzahlgrenze überschritten wurde. Dieses Verhalten ist wiederum auf den zu diesem Betriebspunkt zur Verfügung stehenden Luftmassenstrom zurückzuführen. Durch die, aufgrund des Ladedrucks im Überschuss vorhandene, Luftmasse erhöht sich der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors, was bei gleichbleibender Einspritzmenge zu ei-

nem höheren Wirkmoment führt. Das höhere reale Moment spiegelt sich als geringere Verluste in der Schätzung wider.

Eine weitere Untersuchung soll zeigen, dass mit dem gezeigten Ansatz zuverlässig das Wirkmoment auf den Antriebsstrang ermittelt werden kann. Dazu wird geprüft, ob die Schätzung in der Lage ist, das Ein- bzw. Ausschalten zusätzlicher Verbraucher zu detektieren und entsprechend zu berücksichtigen. Der Betrieb z. B. der Klimaanlage stellt eine zusätzliche Last dar. Bei gleich bleibender Motorleistung wird das auf den Antriebsstrang wirkende Moment entsprechend kleiner, das Verlustmoment steigt dadurch an. Das Bild 6.12 zeigt die Ergebnisse bei einer Fahrt mit Zu- und Abschalten der Klimaanlage.

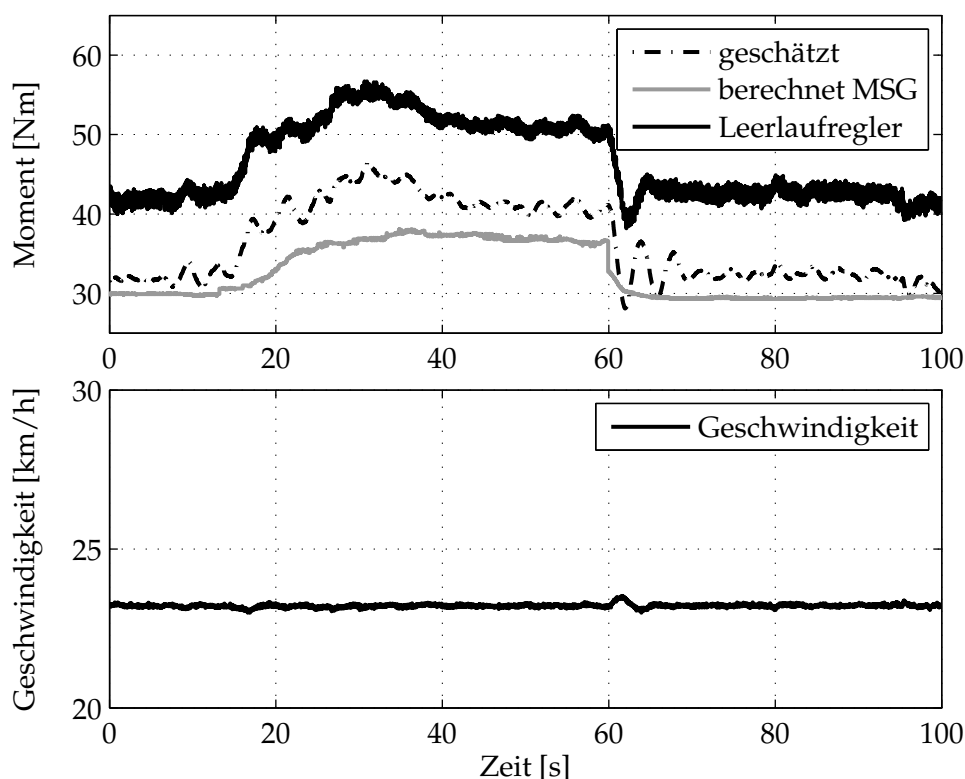


Bild 6.12: Berechnete und geschätzte Verluste beim Zu- und Abschalten der Klimaanlage (*oben*) und konstanter Geschwindigkeit (*unten*)

Bei der in Bild 6.12 dokumentierten Messung wird eine konstante Motordrehzahl und Geschwindigkeit des Fahrzeugs über den Leerlaufregler eingestellt, um dynamische Einflüsse jeglicher Art auszuschließen. Die Klimaanlage wird nach ungefähr 14 s eingeschaltet und bei ca. 60 s wieder ausgeschaltet. Anhand der Änderung des Momentenbedarfs des Leerlaufreglers ist der Anteil des Klimaanlagenbedarfs abzuschätzen. Zwar ist dieser auch in den berechneten Verlusten des MSG enthalten, aber das im Steuergerät berechnete Verlustmoment reagiert mit einem etwas trägeren Anstieg auf das Zuschalten der Klimaanlage, als es bei der Schätzung der Fall ist.

Der Vergleich mit dem Leerlaufreglermoment zeigt, dass die Verlustmomentenschätzung die Phasen des Betriebs mit Klimaanlage zuverlässig ermitteln kann. Die Differenz zwischen Leerlaufreglermoment und dem Verlustmoment dient dem Vortrieb des Fahrzeugs. Da keinerlei Beschleunigungen während der Versuchsfahrt stattfinden, ist

eine konstante Differenz folglich richtig. Sie zeigt ebenfalls, dass die Verlustmomentenschätzung ohne weitere Informationen über den Status der Klimaanlage deren Einfluss auf das Verlustmoment im Vergleich zum im Steuergerät berechneten Verlustmoment in besserem Maße darstellen kann.

6.4.5 Steigungsschätzung

In Abschnitt 5.2.1 ist die Vorgehensweise für die Identifikation der Parameter der Fahrwiderstandsgleichung 4.15 beschrieben. Der Steigungswiderstand wird dort bewusst nicht betrachtet, da die Steigung kein konstanter Parameter ist und somit online ermittelt werden muss. Dafür bieten sich unterschiedliche Verfahren an, die in diesem Abschnitt vorgestellt werden.

Filterung

Die Gleichung 2.8 beschreibt den Zusammenhang zwischen der tatsächlichen Fahrzeugbeschleunigung a_{Fzg} und der per Sensor gemessenen Beschleunigung a_{Sens} . Durch Differentiation der Radgeschwindigkeiten kann die Fahrzeugbeschleunigung ohne Gravitationseinfluss indirekt berechnet werden. Die Differenz zur gemessenen Beschleunigung a_{Sens} ist folglich der fahrbahnsteigungsabhängige Gravitationsanteil

$$g \sin \alpha = a_{\text{Sens}} - a_{\text{Fzg}}. \quad (6.36)$$

Die so bestimmte Fahrbahnsteigung α unterliegt durch Sensorrauschen, das im Falle der Radgeschwindigkeiten durch die Differentiation verstärkt wird, und durch Fahrbahnunebenheiten starken Störungen. In Bild 6.13 ist das Überqueren einer Eisenbahnbrücke bei einer Überlandfahrt gezeigt. Anhand des direkt aus der Messung bestimmten Steigungswinkels ist das Rauschverhalten gut abzulesen. Durch eine Filterung lässt sich der größte Teil der Störungen bereits eliminieren.

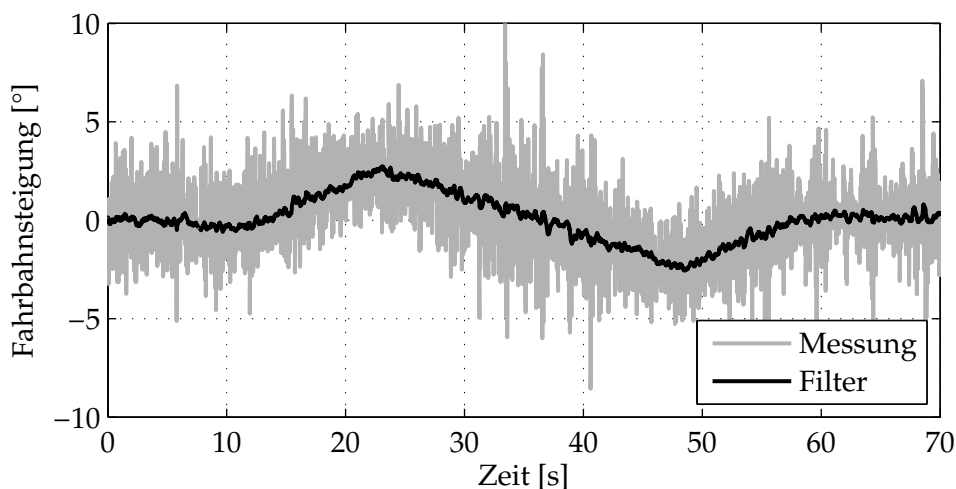


Bild 6.13: Aus der Beschleunigungsmessung ermittelte Fahrbahnsteigung als Rohwert und als gefilterte Größe

Neben den externen Störungen haben aber auch systematische Fehler Einfluss auf die Steigungsermittlung aus Beschleunigungssignalen. Falls der Beschleunigungssensor

nicht exakt waagrecht eingebaut ist oder eine Nullpunktdrift aufweist und somit stets Gravitationsanteile misst, erfährt der Neigungswinkel einen konstanten Offset. Auch kurzfristige Veränderungen des Sensorwinkels beeinflussen die Neigungswinkelberechnung. Diese entstehen durch das Nicken der Karosserie beim starken Beschleunigen oder Abbremsen. Weitere Fehlerquellen sind das Blockieren oder das Durchdrehen der Räder, bei denen die gemessene Fahrzeuggeschwindigkeit bzw. -beschleunigung nicht der tatsächlichen Fahrzeugbeschleunigung a_{Fzg} entspricht (vgl. Abschnitt 2.3.1).

Störgrößenbeobachter auf Basis eines Momentenmodells

Ein Längsbeschleunigungssignal steht nicht in allen Fahrzeugen zur Verfügung. In diesem Fall kann die Steigung über einen alternativen Ansatz geschätzt werden. Dazu wird mit Hilfe der Fahrwiderstandsgleichung 4.15 und der an den Rädern angreifenden Antriebskräfte M_{antr} die Fahrzeugdynamik beschrieben

$$m_{\text{Fzg}} a_{\text{Fzg}} = -F_l - F_r - F_s + \frac{1}{r_{\text{dyn}}} M_{\text{antr}}. \quad (6.37)$$

Darin bildet die aktuelle Fahrbahnsteigung α allerdings einen unbekanntem Systemeingang, den es im Folgenden zu bestimmen gilt. Dafür wird die allgemeine Zustandsgleichung für nichtlineare Systeme um einen Term für die unbekanntem Eingänge $\mathbf{u}_u(k)$ erweitert

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{f}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k)) + \mathcal{N} \mathbf{u}_u(k) + \mathbf{w}(k), \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{h}(\mathbf{x}(k)) + \mathbf{v}(k). \end{aligned} \quad (6.38)$$

Die Eingangsmatrix der unbekanntem Eingänge \mathcal{N} beinhaltet die bekannten Anteile des zusätzlichen Eingangs bzw. symbolisiert die bekannte Transformationsvorschrift im Falle nichtlinearer Gleichungen. Durch Erweiterung des Zustandsvektors um den unbekanntem Eingang $\mathbf{x}_{\text{erw}} = [v_{\text{Fzg}} \ \alpha]^T$ und die Annahme, dass $\dot{\alpha} = 0$ ist, lässt sich eine Beobachterstruktur formulieren, mit der eine Schätzung des Steigungswinkels möglich ist. Die Schätzgleichung

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \hat{\nu}_{\text{Fzg}}(k+1) \\ \hat{\alpha}(k+1) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathbf{A}^* & \mathcal{N} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\nu}_{\text{Fzg}}(k) \\ \hat{\alpha}(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ 0 \end{bmatrix} \mathbf{u}(k) + \begin{bmatrix} L_1(k) \\ L_2(k) \end{bmatrix} (y(k) - \hat{y}(k)), \\ \hat{y}(k) &= [1 \quad 0] \hat{\mathbf{x}}(k), \end{aligned} \quad (6.39)$$

liefert den daraus resultierenden Proportional-Integral-Beobachter. Dieser ist in allgemeiner Form in Bild 6.14 dargestellt. Der PI-Beobachter ist in der Lage, unbekanntem Eingänge, nicht modellierte dynamische Effekte oder Störgrößen zu berücksichtigen, weshalb die beschriebene Struktur oft auch als Störgrößenbeobachter bezeichnet wird. Der Einsatz dieser Struktur ist nicht auf einen Beobachter-Ansatz beschränkt, was durch die zeitvarianten Rückführterme $L_1(k)$ und $L_2(k)$ angedeutet ist. An Stelle des Beobachters kann auch ein Kalman-Filter bzw. ein Erweitertes Kalman-Filter nach Abschnitt 6.2 eingesetzt werden. Die Ergebnisse der Neigungswinkelschätzung mittels EKF-basiertem Störgrößenbeobachter werden in Bild 6.15 präsentiert.

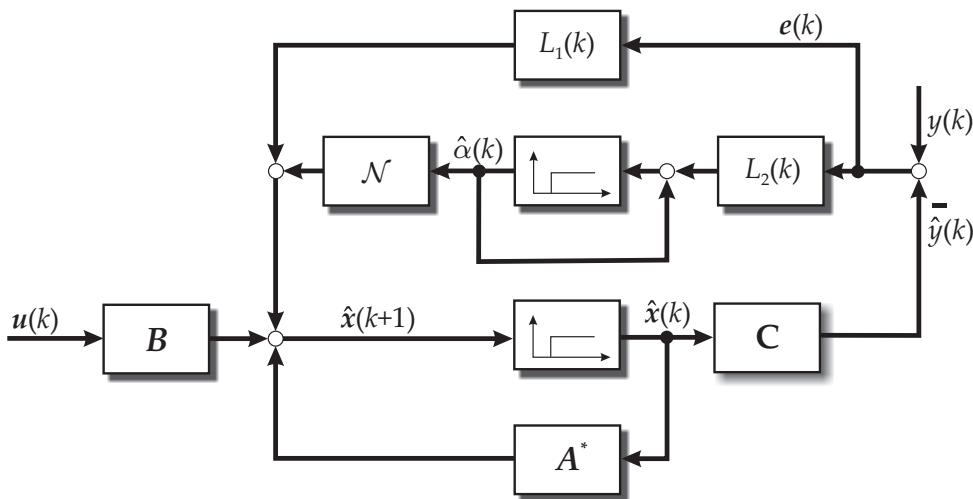


Bild 6.14: Proportional-Integral-Beobachter zur Schätzung der Fahrbahnsteigung

Störgrößenbeobachter auf Basis von Beschleunigungsmessungen

Der EKF-basierte Störgrößenbeobachter kann ebenfalls auf die Gleichung 2.8 angewendet werden. Die umformulierte Gleichung zur Bestimmung der Fahrzeuggeschwindigkeit lautet folgendermaßen

$$v_{\text{Fzg}} = \int_0^t a_{\text{Sens}} dt - g \int_0^t \sin \alpha dt. \tag{6.40}$$

Zwar unterliegt dieser Ansatz den gleichen eingangs genannten Fehlereinflüssen, doch hat er den Vorteil, dass durch die direkte Verarbeitung der Messinformationen zumindest Parametervariationen der Fahrwiderstandsgleichung und das nicht exakt bekannte Antriebsmoment keinen Einfluss auf die Schätzgleichung haben. Das Bild 6.15 zeigt den Vergleich zwischen den drei vorgestellten Verfahren.

Der Steigungsbeobachter auf Basis des Momentenmodells weist ein ausgeprägtes Einschwingverhalten zu Beginn der Messung auf. Durch die höhere Anzahl von mög-

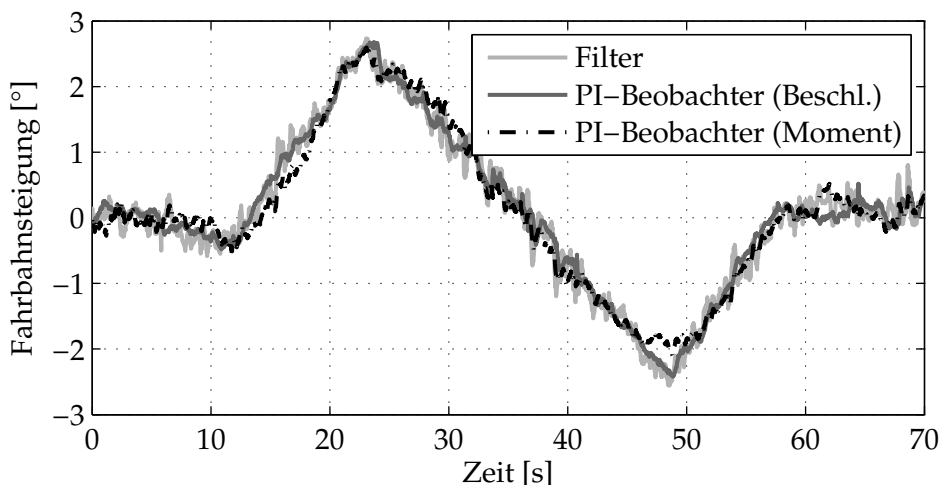


Bild 6.15: Vergleich verschiedener Ansätze zur Schätzung der Fahrbahnsteigung

chen Modellunsicherheiten muss die Dynamik des EKF so eingestellt werden, dass er sich gegenüber den anderen Ansätzen bei der Steigungsschätzung wesentlich langsamer verhält. Die beschleunigungsbasierten Ansätze zeigen sich dem momentenbasierten Ansatz gegenüber überlegen.

Die Unterschiede hinsichtlich der Dynamik zwischen dem beschleunigungsbasierten Schätzer und der reinen Messdatenfilterung sind nur gering. Der modellbasierte Ansatz kann aber einen stärker gefilterten Steigungsverlauf ermitteln, ohne dabei Einbußen bei der Schnelligkeit oder der Qualität zu erleiden. Somit stellt das Verfahren auf Basis eines beschleunigungsbasierten Störgrößenbeobachters die Vorzugslösung zur Steigungsschätzung dar.

7 Modellbasierte Regelung des Antriebsstrangs

Zur Vermeidung von Ruckelschwingungen werden bereits seit mehreren Jahrzehnten Kraftfahrzeuge mit Vorrichtungen ausgestattet, die den Beschleunigungswunsch des Fahrers gedämpft in ein Antriebsmoment umsetzen. Dieses geschieht, indem eine Änderung des Fahrpedalwinkels entweder mechanisch oder elektronisch verzögert an den Verbrennungsmotor weitergegeben wird [BM88]. Seit der Einführung von elektronischen Motorsteuergeräten ist diese Dämpfung in der Regel mit Software-Funktionen realisiert.

Die Ruckeldämpfung in Motorsteuergeräten erfolgt im Allgemeinen durch zwei getrennte Maßnahmen. Zunächst wird der Verlauf des Fahrerwunschmoments M_{ped} mittels Filter- und Begrenzungsfunktionen in der Form geführt, dass eine Anregung des Antriebsstrangs minimiert und bestenfalls ganz vermieden wird. Sollten trotz verzögertem Momentenaufbau Schwingungen des Antriebsstrangs auftreten, werden diese anhand einer auf der Motordrehzahl basierenden Regelung kompensiert [Bos01a]. In Bild 7.1 ist die prinzipielle Struktur dieser kombinierten *Feedforward-Feedback*-Regelung gezeigt. Das Konzept dieser Struktur ist es, ein zügiges Ansprechverhalten zu ermöglichen, aber dennoch ein hohes Maß an Komfort zu gewährleisten.

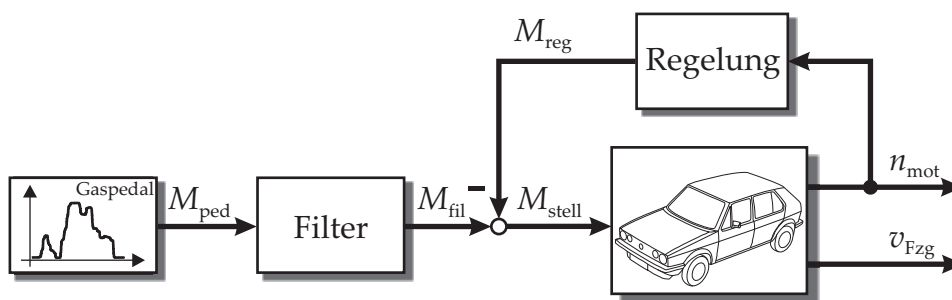


Bild 7.1: Schema der Regelungsstruktur zur Ruckeldämpfung im Kraftfahrzeug

Die in Bild 7.1 dargestellte konventionelle Regelungstopologie benötigt zahlreiche Parameter, die von der Getriebeübersetzung und von verschiedenen Betriebspunkten des Motors abhängig sind, so dass daraus ein erheblicher Parametrierungsaufwand resultiert. Um hohen Komfort dennoch mit einem sportlichen Beschleunigungsvermögen zu verbinden, erfordert die Applikation dieser Struktur zahlreiche zeitaufwendige Testfahrten zur Lösung jenes Zielkonflikts. Aufgrund weiter steigender Anforderungen an das Fahrverhalten bei gleichzeitig sinkender Verfügbarkeit von Testfahrzeugen, sinkenden Entwicklungsbudgets bzw. -zeiten, kurzfristigen Änderungen von Antriebsstrangkomponenten sowie zunehmender Variantenvielfalt stößt diese Art der Fahrverhaltensapplikation an ihre Grenzen. Hinzu kommen stetig weitere Funktionen, um den Verbrauch und die Emissionen von Verbrennungsmotoren zu senken und somit die gesetzlichen Vorgaben einzuhalten. Der Aufwand für die Parametrierung von Regelungen im Steuergerät muss daher dauerhaft reduziert werden, damit bei steigender Zahl von Funktionalitäten die Applikation beherrschbar bleibt.

Modellbasierte Regelungsansätze besitzen hierfür das notwendige Potential und helfen so, Zeit und Kosten zu sparen [Sch10]. Zudem verlagern sie einen Teil der Arbeit vom Fahrzeug an den Rechner, wodurch Testzeiten reduziert werden können. In diesem Kapitel wird deshalb der Einsatz von modellbasierten Antriebsstrangregelungen gezeigt. Sie bauen auf den bisher vorgestellten und parametrisierten Antriebsstrangmodellen auf.

Der erste Abschnitt dieses Kapitels geht zunächst allgemein auf die Ziele und Probleme bei der Antriebsstrangregelung ein und zeigt an einem Beispiel, in welchem Bereich die Referenz- und Regelgrößen für sportliches und komfortables Fahrverhalten liegen dürfen. Im zweiten Abschnitt werden die strukturellen Alternativen der Umsetzung einer modellbasierten prädiktiven Antriebsstrangregelung vorgestellt. Diese bestehen wie die konventionelle Struktur nach Bild 7.1 aus einem Vorwärts- und einem Rückwärtszweig. Da bei der modellbasierten prädiktiven Regelung die Intelligenz hauptsächlich im Vorwärtszweig steckt, wird im letzten Abschnitt eine modellbasierte robuste Regelung zur Kompensation von Antriebsstrangschwingungen entwickelt, die vollständig im Rückwärtszweig eingesetzt wird. Der Vorteil von robusten Reglern besteht darin, dass sie zwar Modellinformationen nutzen, aber dennoch nicht auf ein exaktes Modell angewiesen sind. Sie sind in der Lage, auch größere Modellabweichungen zu tolerieren und dennoch ein Mindestmaß an Regelgüte zu garantieren.

Jeweils im Anschluss an die Vorstellung der theoretischen Grundlagen folgen die Dokumentation der Reglerauslegung und der Vergleich der Regelungsansätze an verschiedenen Testfahrzeugen. Anhand von definierten Testfällen in Form von Momentensprüngen werden die generell erreichbaren Ergebnisse gezeigt. Den Abschluss bildet der Vergleich der derzeitigen Struktur mit einer Kombination aus modellbasierter Vorsteuerung und robuster Regelung.

7.1 Regelziele und Regelgrößen

Das Ziel einer Antriebsstrangregelung kann mathematisch nicht konkret formuliert werden. Zwar ist es unumstritten, dass auftretende Antriebsstrangschwingungen reduziert werden müssen, allerdings bewirkt eine vollständige Kompensation oft ein unsportliches Ansprechverhalten des Fahrzeugs. Das Verhältnis der Beschleunigungsänderung zur Ruckelneigung und die Erwartung des Fahrers sind letztlich die bestimmenden Maße für die Güte einer Antriebsstrangregelung bei Lastwechseln. Möchte der Fahrer beispielsweise nur geringfügig beschleunigen, so dürfen keine Ruckelschwingungen auftreten und insbesondere auch keine akustischen Phänomene (z. B. Clonk) wahrnehmbar sein. Bei schnellen Änderungen des Fahrerwunschs wird dagegen ein höheres Maß an Schwingungen und akustischen Phänomenen vom Fahrer akzeptiert bzw. oftmals auch gewünscht.

Kritischer als der Momentenaufbau ist der Momentenabbau. Bei einem schnellen *Back-Out* muss eine spürbare negative Beschleunigung zeitnah zum Fahrerwunsch erreicht werden, da sonst in Gefahrensituationen (z. B. Fahrzeug fährt zu dicht auf) die Antriebsstrangregelung entgegen dem Fahrerwunsch arbeitet. Falls der Fahrerwunsch und das tatsächliche Beschleunigungsverhalten nach der Reaktionszeit des Fahrers differieren, wird dieses durch den Fahrer als deutlich unangenehm bzw. kritisch bewer-

tet. Der schnelle Momentenabbau muss somit notfalls auch unter Inkaufnahme von Antriebsstrangschwingungen realisiert werden.

Verschiedene Arbeiten beschäftigen sich mit der haptischen Beurteilung des Fahrverhaltens und der Lastwechselreaktionen von Kraftfahrzeugen ([HB02], [ZBR98] und [Amm04]), der akustischen Auswirkungen [LK03] und deren Objektivierung (z. B. [Hen94], [Alb05] und [Web08]). Die dort aufgeführten Bewertungsgrößen bieten zwar eine gute Vergleichsmöglichkeit zwischen verschiedenen Fahrzeugen, aber der Vergleich zwischen verschiedenen Fahrzeugklassen stellt sich schon schwieriger dar. Als Regelgröße sind sie aufgrund der vielfältigen Anforderungen an das Fahrverhalten unbrauchbar, zudem bieten sie keinen kontinuierlichen Sollverlauf, da Eigenschaften wie Überschwingweite oder der Beschleunigungsanstieg in die Bewertung einfließen. Das Bild 7.2 zeigt verschiedene Reaktionen eines Fahrzeugs mit und ohne Regelung auf einen positiven Lastwechsel anhand der Motordrehzahl und der Längsbeschleunigung. Die gezeigten Verläufe dieser Größen sind grundsätzlich als Regelziel möglich, würden aber in der ganzen Bandbreite von sportlich bis sehr komfortabel bewertet werden. Welcher der jeweils optimale Verlauf ist, hängt von der Art des Fahrzeugs (Kleinwagen, Mittelklasse, Luxusklasse) und letztlich vom Fahrerwunsch ab. Deshalb wird in dieser Arbeit kein Gütemaß zur Bewertung der vorgestellten Strukturen verwendet, sondern lediglich anhand der Messgrößen Motordrehzahl und Fahrzeuglängsbeschleunigung gezeigt, dass Antriebsstrangschwingungen reduziert werden können. Die abschließende Bewertung kann nur durch den Fahrer am Fahrzeug erfolgen, weil nicht nur das Ruckeln, sondern auch Schlag- und Clonk-Geräusche sowie das Ansprechverhalten bewertet werden.

Trotz ihrer Bedeutung als Fahrverhaltensmerkmal lässt sich die Längsbeschleunigung nicht ohne Weiteres als Regelgröße verwenden, da für sie keine Sollwerte vorliegen. Die Ableitung der Längsbeschleunigung nach der Zeit, also der Ruck, würde sich als mittelwertfreie Alternative mit einer Sollgröße von Null anbieten. Mit dem Ruck können die komfortbeeinträchtigenden Ruckelschwingungen direkt beschrieben werden. Bei der Umsetzung am Serienfahrzeug bringt diese Regelgröße allerdings Schwierigkeiten mit sich. Zum einen ist die gemessene Längsbeschleunigung entweder zu stark gefiltert oder mit (Mess-)Rauschen behaftet, so dass sie sich nicht als Regelgröße eignet. Zum anderen bedeutet eine Regelung auf Beschleunigungsgrößen eine Dämpfung der Auswirkungen von Ruckelschwingungen, nicht die Beseitigung von deren Ursache, der Schwingung des Antriebsstrangs in seiner ersten Eigenform.

Die gleiche Problematik stellt sich bei Verwendung der Motordrehzahl als Regelgröße. Fehlende Sollgrößen machen auch hier den Einsatz von Ableitungen der Drehzahl notwendig. Alternativ kann das Ruckeln effektiv gedämpft werden, indem die Torsionswinkelgeschwindigkeit ($\dot{\tau} \Rightarrow 0$) als Regelgröße verwendet wird. Sie beinhaltet die Antriebsstrangschwingungen komplett und bietet eine mittelwertfreie Regelgröße, für die somit ein einfach zu bestimmender Sollwert existiert. Die Torsionswinkelgeschwindigkeit kann zudem modellbasiert prädiiziert werden. Außerdem steht dafür immer auch ein indirekter Messwert aus Motor- oder Nockenwellendrehzahlen und aus einer der Raddrehzahlen zur Verfügung, der als Rückfallebene dienen kann.

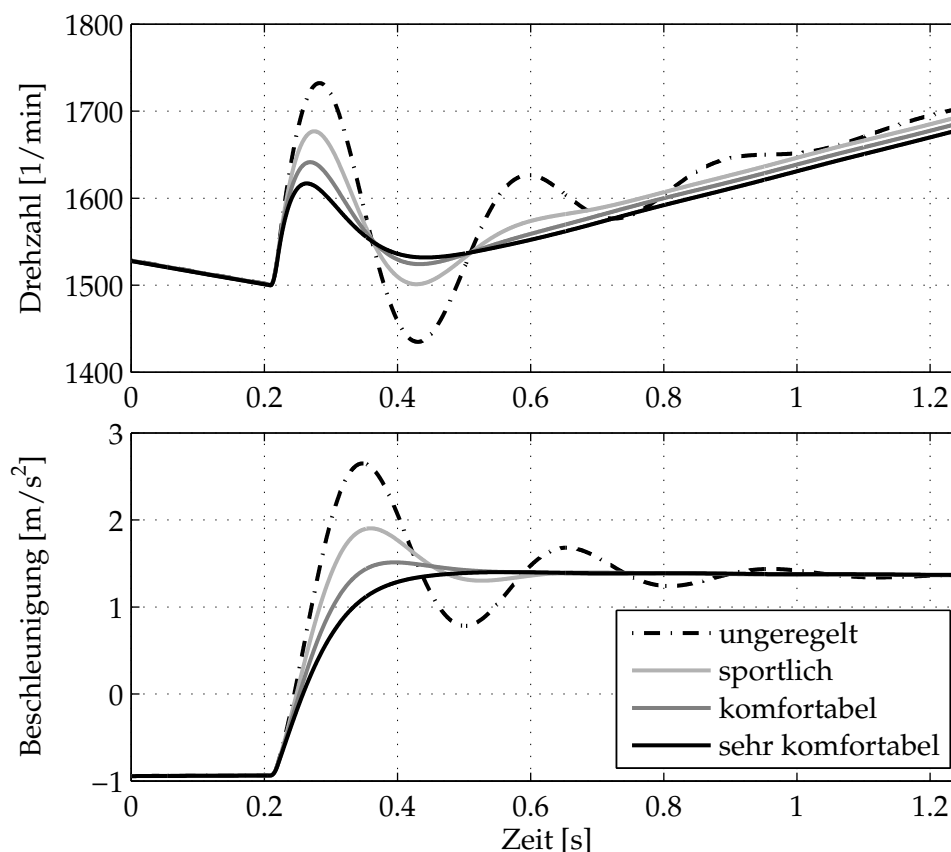


Bild 7.2: Simulierte Verläufe der Motordrehzahl (*oben*) und der Längsbeschleunigung (*unten*) für verschiedene Fahrverhalten bei einem positiven Lastwechsel (*Tip-In*)

7.2 Modellbasierte prädiktive Regelung

Die Signalabtastung und -verarbeitung und die daraus entstehenden Totzeiten im Verhältnis zu den dominanten Zeitkonstanten des Antriebsstrangs von Kraftfahrzeugen sind nicht zu vernachlässigen. Eine allein auf Messgrößen aufbauende Regelung greift bei großen Abtast- und Totzeiten immer zu spät ein, was aufgrund der Phasenlage zur Instabilität führen kann. Deshalb ist bei der Regelung auf Basis von Messgrößen die Verwendung von phasendrehenden Gliedern im Regler notwendig. Die zurzeit in Motorsteuerungen bestehenden Regelungen arbeiten nach diesem Prinzip. Durch die drehzahlabhängige Totzeit ist die Parametrierung dieser Struktur allerdings sehr zeitaufwendig. Alternativ kann der Einsatz einer modellbasierten prädiktiven Regelung helfen, dieses Problem zu umgehen. Der erste Teil dieses Abschnitts beschreibt die dafür verwendete Struktur aus beobachtergestütztem Modell und modellbasierter Regelung. Der zweite Abschnitt zeigt die erzielten Ergebnisse bei Momentensprüngen, um vergleichbare Bedingungen zu schaffen.

7.2.1 Implementierung der Modelle

Die prädiktive modellgestützte Regelung verwendet anstelle der Messgrößen die geschätzten totzeitfreien Modellgrößen \hat{x} . In Bild 7.3 ist die resultierende Struktur dargestellt. Diese Prädiktorstruktur ist im Bereich der Prozessregelungstechnik als Lösungsansatz für die Regelung von Strecken mit sehr großen Totzeiten entstanden und wird

im Allgemeinen nach ihrem Erfinder als Smith-Prädiktor [Smi59] bezeichnet. Die bei der realen Strecke am Eingang anliegende Totzeit $k_{t,e}$ wird im Modell zum Ausgang verschoben. Das Ausgangssignal ändert sich dadurch nicht, aber die Totzeit wird von der Strecke bzw. dem Prozess getrennt, um sie bei der Auslegung des Reglers vernachlässigen zu können.

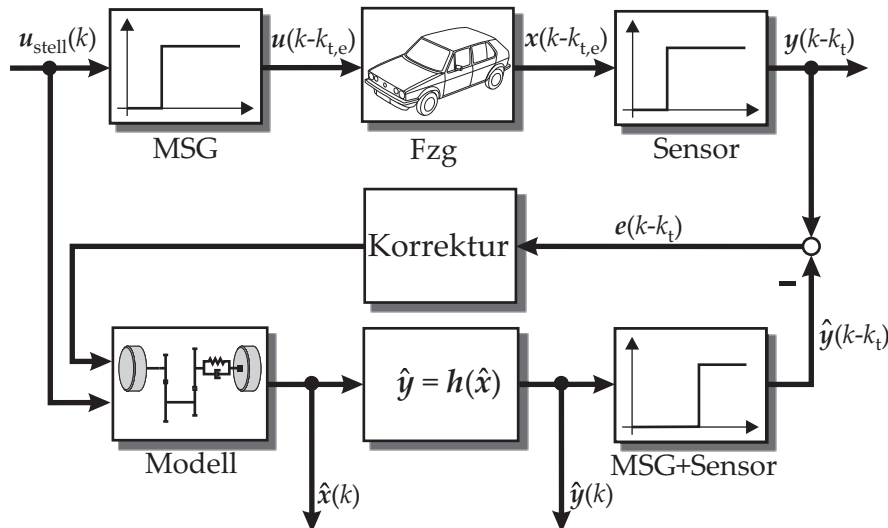


Bild 7.3: Schema der Zustandsschätzung beim Einsatz eines Smith-Prädiktors

Der Smith-Prädiktor gehört zu einer Klasse von Reglern, die im Allgemeinen als IMC (*Internal Model Control*) bezeichnet werden [Lun08], [DP04]. Diese basieren auf einem Streckenmodell, das parallel zur Strecke in den geschlossenen Regelkreis eingebaut ist. Das Modell wird dazu verwendet, den Einfluss der Stellgröße auf die Strecke vorherzusagen. So kann die abgeschätzte Systemreaktion unmittelbar der Regelung zur Verfügung gestellt werden und der Regler um die Totzeit k_t schneller reagieren. Diese Struktur ist in der Lage, die eingprägten Momente modellbasiert zu regeln, bevor Schwingungen überhaupt entstehen. Dadurch werden die Komponenten des Antriebsstrangs vor zu hohen Belastungen geschützt. Das Modell der Strecke muss dafür nicht exakt bekannt sein, da der Regler zusätzlich die Differenz $e(k - k_t)$ zwischen dem Strecken- und dem Modellausgang verarbeitet, wie in Bild 7.4 dargestellt ist.

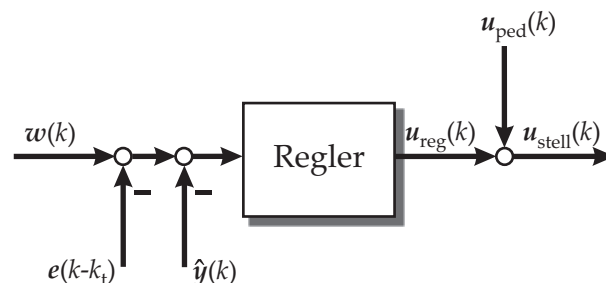


Bild 7.4: Schema der eingesetzten Reglerstruktur mit der Führungsgröße $w(k)$ und der Rückführung der totzeitfreien Modellgröße $\hat{y}(k)$ sowie des totzeitbehafteten Fehlers $e(k - k_t)$

Falls das Modell, wie in Bild 7.3, in Form einer Zustands- oder Parameterschätzung implementiert ist, stellt sich das eingangs erwähnte Totzeitproblem allerdings von Neu-

em. Da das Totzeitglied nun im Beobachterrückführzweig sitzt, wird, analog zu einer totzeitbehafteten Regelung eines dynamischen Systems, der Stabilitätsbereich des Beobachters einschränkt. Eine höhere Leistungsfähigkeit kann erreicht werden, indem das Modell um die bis zum Zeitpunkt der Messung zurückliegenden Zustände erweitert wird. Aufgrund der konstanten diskreten Totzeit muss dafür lediglich der Zustandsvektor $\mathbf{x}(k)$ um die in der Vergangenheit liegenden Werte erweitert werden

$$\mathbf{x}_{\text{erw}}(k) = \begin{bmatrix} \vdots \\ \mathbf{x}(k-2) \\ \mathbf{x}(k-1) \\ \mathbf{x}(k) \end{bmatrix}. \quad (7.1)$$

Die Beschreibung des erweiterten Systems lautet dann wie folgt

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{\text{erw}}(k+1) &= \mathbf{A}_{\text{erw}}(k) \mathbf{x}_{\text{erw}}(k) + \mathbf{B}_{\text{erw}}(k) \mathbf{u}(k), \\ \mathbf{y}_{\text{erw}}(k) &= \mathbf{C}_{\text{erw}}(k) \mathbf{x}_{\text{erw}}(k), \end{aligned} \quad (7.2)$$

mit der System-, der Eingangs- und der Messmatrix

$$\mathbf{A}_{\text{erw}} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_d \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_{\text{erw}} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_d \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_{\text{erw}} = [\mathbf{C} \quad \mathbf{0} \quad \mathbf{0}]. \quad (7.3)$$

Durch die Beachtung der Totzeit am Ausgang bleibt die Struktur des Eingangsvektors erhalten, wohingegen die Dimensionen der Zustandsraummatrizen mit der Anzahl der Totzeitschritte rasant anwachsen. Dadurch erhöhen sich gleichfalls die Modellordnung und der Rechenaufwand beim Einsatz eines (Erweiterten) Kalman-Filters beträchtlich. Dieses kann vermieden werden, indem ein stationäres Kalman-Filter mit konstanter Rückführmatrix eingesetzt wird. Die Auslegung dieses Filters erfolgt offline durch Lösen der algebraischen Matrix-Riccati-Gleichung des Kalman-Filters. Das führt auf die gleichen Werte für die Kalman-Verstärkung wie beim eingeschwungenen Filter.

Unabhängig von der Umsetzungsvariante entsteht eine Struktur aus modellbasierter *Feedforward*-Steuerung und einer *Feedback*-Regelung, die bei hoher Modellgenauigkeit und bei Störungsfreiheit näherungsweise Null ist. Das resultierende Übertragungsverhalten vom Fahrerwunschloment u_{ped} zum eingespritzten Moment u_{stell} des *Feedforward*-Teils ist beispielhaft für den Einsatz eines proportionalen Reglers mit der Verstärkung K_p in Bild 7.5 veranschaulicht.

Durch die Rückführung der Torsionswinkelgeschwindigkeit entsteht eine schmalbandige Bandsperre 2. Ordnung, die auch als Kerbfilter bezeichnet wird. Mit der Ruckelfrequenz des Antriebsstrangs als Eckfrequenz werden in Abhängigkeit der Verstärkung K_p alle Frequenzanteile nahe der Ruckelfrequenz im Anregungssignal stark gedämpft. Das Bild 7.5 zeigt allerdings, dass der Reglerverstärkung in der beschriebenen Implementierungsform Grenzen gesetzt sind, da sie sonst zu einer Einschränkung der

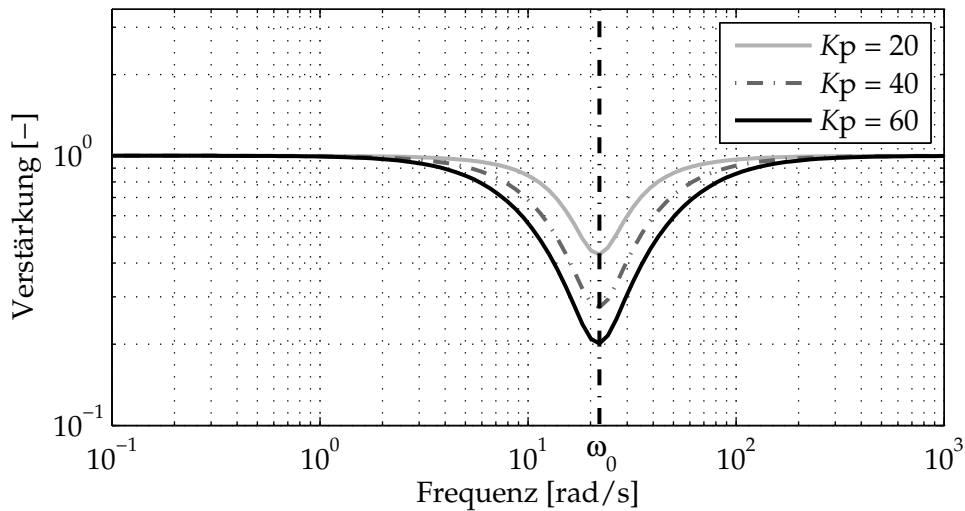


Bild 7.5: Frequenzabhängige Verstärkung des Fahrerwunsches beim Einsatz einer modellbasierten prädiktiven Regelung im nominellen Fall

Momentendynamik führt. Durch eine Erhöhung von K_p werden sukzessive auch Frequenzen massiv gedämpft, die für den schnellen Momentenaufbau notwendig sind. Sollte, wie zuvor beschrieben, auf die permanente Adaption der Kalman-Verstärkung nicht verzichtet werden können, bietet sich eine dritte Alternative der Umsetzung an. In [Bir00] wird vorgeschlagen, durch Berücksichtigung der Totzeit am Eingang des Modells das System und das Modell zeitsynchron arbeiten zu lassen. Der Zustandsschätzer wird damit in der Vergangenheit betrieben, vgl. Bild 7.6. Die aktuelle Regelgröße muss ausgehend vom letzten Messzeitpunkt unter Zuhilfenahme der Eingangsgröße prädiziert werden. Diese dynamische Simulation erlaubt die vollständige Kompensation der Totzeit und liefert bei der am Antriebsstrang vorhandenen Totzeit

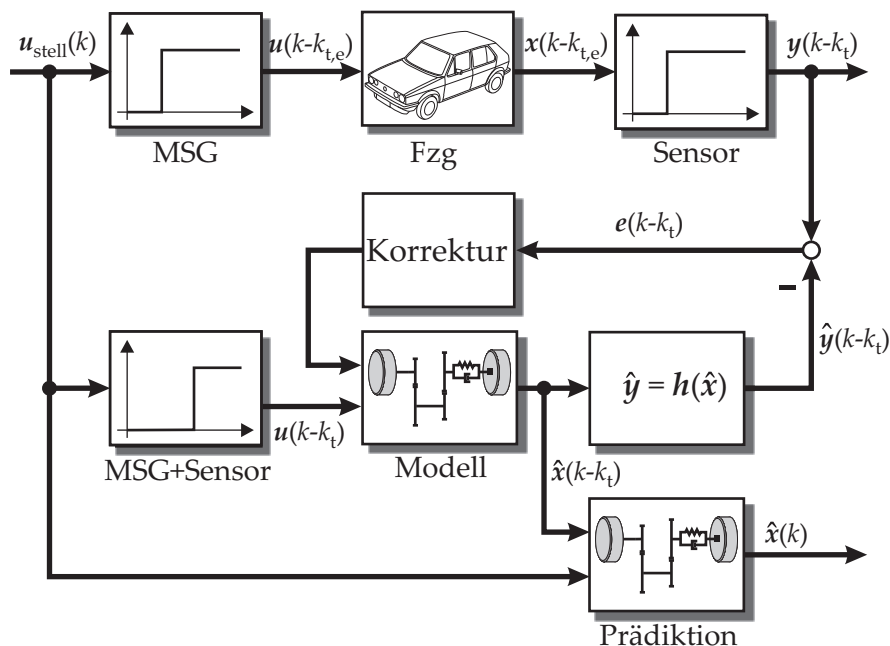


Bild 7.6: Schema der Zustandsschätzung mit prädiktiver Kompensation der Totzeit

für transiente Vorgänge sehr gute Ergebnisse. Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass unter der Annahme eines geeigneten Eingangsmoments nicht nur die noch nicht gemessenen Zustände, sondern auch zukünftige Zustände prädiziert werden können. Für die Umsetzung am Serienfahrzeug sind verschiedene Modifikationen der Struktur möglich. Bei einem sehr guten Modell könnte wahlweise auf die Rückführung des Fehlers verzichtet werden, um Messstörungen zu unterdrücken. Bei Auftreten von größeren Abweichungen zwischen Mess- und Modellgrößen sollte bei der Rückführung des Fehlers der Einsatz eines phasendrehenden Elements im Regler in Erwägung gezogen werden, damit eine direkte gegengekoppelte Rückführung gewährleistet ist.

7.2.2 Ergebnisse der modellbasierten prädiktiven Regelung

Der in Bild 7.4 eingeführte Regler wird im Folgenden als proportionaler Regler mit der Verstärkung K_p ausgeführt. Die Basisauslegung der Verstärkung bei Regelung auf die Torsionswinkelgeschwindigkeit des Zweimassenschwingermodells erfolgt zweckmäßigerweise mit Hilfe der Polplatzierung. Dafür wird die Abtastzeit zunächst als konstant angenommen und es werden die Pole des geschlossenen Systems in Abhängigkeit von der Reglerverstärkung in einem Pol-Nullstellen-Diagramm dargestellt. Die Polverteilung hängt dann allein von der Reglerverstärkung ab, wie sie in Bild 7.7 exemplarisch für ein Intervall zwischen 0 und 50 eingezeichnet ist. Verstärkungen, mit denen mindestens eine Halbierung der imaginären Anteile der Polstellen erreicht wird, was einem Dämpfungsmaß von $D \geq 0.9$ entspricht, kommen für die weitere Feinabstimmung im Rahmen von Testfahrten in Betracht.

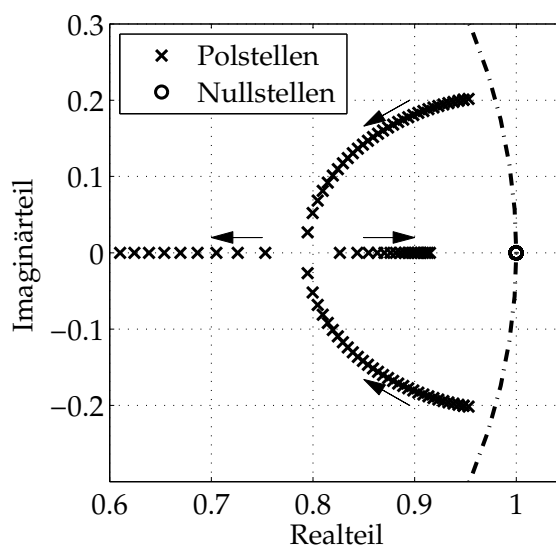


Bild 7.7: Pol-Nullstellen-Verteilung in Abhängigkeit von der Reglerverstärkung K_p beim Testfahrzeug A

Die Abhängigkeit von der Abtastzeit findet am Fahrzeug durch den Einsatz eines drehzahlabhängigen Kennfelds für die Verstärkung K_p Berücksichtigung. Für das gezeigte Testfahrzeug A wird anhand von Tests und deren subjektiver Beurteilung eine Verstärkung von $K_p = 32$ eingestellt. Diese optimale Verstärkung ist beim gezeigten Testfahrzeug die Reglerverstärkung, mit der der imaginäre Anteil der Pole des geschlossenen

Kreises gerade verschwindet. Dieses Ergebnis ist nicht auf andere Fahrzeuge übertragbar.

Der Test der Regelungsansätze erfolgt zunächst mit einem begrenzten Momentensprung am jeweils gleichen Betriebspunkt, um den Fahrereinfluss und die motorischen Einflüsse auf den Antriebsstrang zu reduzieren und so die Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Ansätze zu gewährleisten. Bei der am verwendeten Testfahrzeug vorhandenen diskreten Totzeit von $k_t = 2$ zeigen sowohl der Ansatz nach Bild 7.6 als auch der mit konstanter Kalman-Verstärkung nach Gleichung 7.3 ähnliche Resultate, weshalb hier lediglich die letztgenannte prädiktive Regelung auf Basis des konstanten Kalman-Filters gezeigt wird.

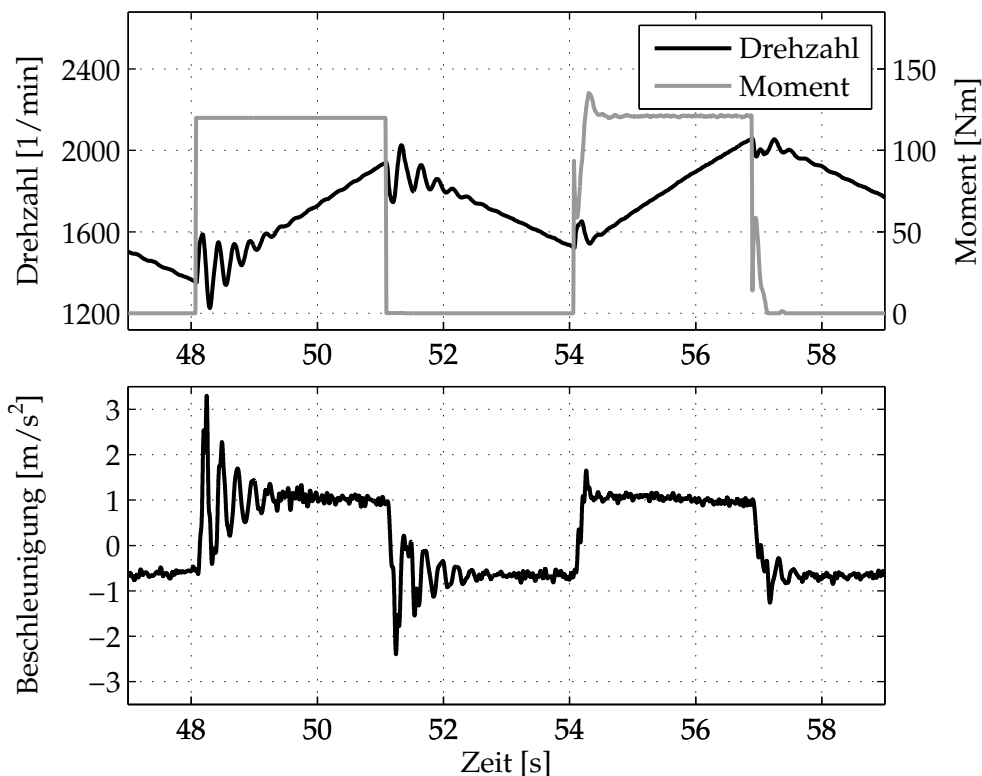


Bild 7.8: Verhalten des Testfahrzeugs G bei Momentensprüngen im 2. Gang zunächst unregelt (bis 53 s) und mit modellbasierter prädiktiver Antriebsstrangregelung ohne Rückführung des Modellfehlers; Drehzahl und Moment (*oben*), Längsbeschleunigung (*unten*)

Das Bild 7.8 bietet einen Vergleich zwischen dem unregulierten Fahrverhalten und den erreichbaren Dämpfungen mit modellbasierter prädiktiver Regelung auf Basis der Torsionswinkelgeschwindigkeit, welche bei ca. 53 s eingeschaltet wurde. In Bild 7.8 *oben* sind die Verläufe der Motordrehzahl und des indizierten Moments u_{stell} dargestellt, während *unten* die gemessene Längsbeschleunigung abgebildet ist. Die Regelung ist zunächst als reine *Feedforward*-Steuerung aufgebaut, um zu zeigen, dass mit dem Standard-Antriebsstrangmodell aus Tabelle 5.3 bereits gute Ergebnisse erzielt werden können.

Der Vergleich mit dem unregulierten Verlauf zeigt, dass die Ruckelschwingungen durch die modellbasierte Regelung deutlich reduziert werden. Beim positiven Lastwechsel ist lediglich ein Schwingungsspeak auf der Drehzahl und der Längsbeschleu-

nigung zu erkennen. Dieser ist auf das Durchqueren der Lose zurückzuführen und muss nicht zwangsläufig ausgeregelt werden, da er dem Fahrer ein gewisses Maß an Dynamik vermittelt. Das gezeigte Verhalten ist somit bereits kaum noch zu verbessern. So würde jede weitere Erhöhung der Verstärkung K_p zu einem trägeren Ansprechverhalten führen und eine Reduzierung mehr Schwingungen entstehen lassen.

Beim negativen Lastwechsel zeigt sich, dass der Eingriff des Reglers zunächst zu stark ist, was sich an einem kurzfristigen Anstieg der Drehzahl während des ersten Unterschingers beim *Back-Out* äußert. Deshalb ist bei der Regelung der Einsatz von unterschiedlichen Parametern für den positiven und den negativen Lastwechsel sinnvoll. Durch den zu starken Reglereingriff verzögert sich der weitere Momentenabbau, was zu einem unsauberem Übergang in den Schub führt. Dadurch entstehen Restschwingungen, die im Gegensatz zum positiven Lastwechsel nicht gänzlich ausgeregelt werden können, da der Regler im Schub keine negativen Momente umsetzen kann und aus Sicherheitsgründen zeitnah zum Verzögerungswunsch des Fahrers deaktiviert wird.

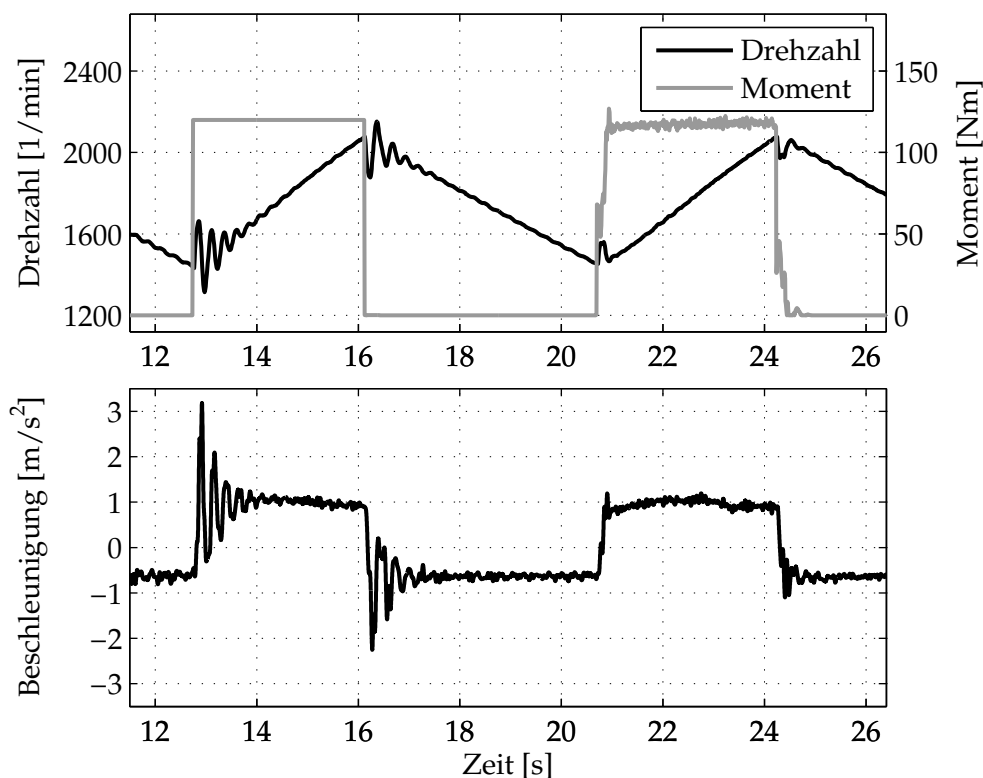


Bild 7.9: Verhalten des Testfahrzeugs G bei Momentensprüngen im 2. Gang zunächst unregelt (bis 19 s) und mit aktivierter modellbasierter prädiktiver Antriebsstrangregelung und gleichzeitiger Rückführung des Modellfehlers; Drehzahl und Moment (*oben*), Längsbeschleunigung (*unten*)

Die Ergebnisse bei Verwendung von unterschiedlichen Reglerverstärkungen für den positiven und den negativen Lastwechsel sowie bei zusätzlicher Rückführung des Modellfehlers $e(k - k_t)$ sind für Testfahrzeug G in Bild 7.9 dargestellt. Durch die Berücksichtigung des Modellfehlers ist das geforderte Moment verrauscht und es ändert sich der Momentenaufbau beim positiven Lastwechsel geringfügig. Dieses führt zu einer Reduktion des ersten Überschingers der Längsbeschleunigung und zu einem leicht

verzögerten Beschleunigungsverhalten. Die nochmals weiter reduzierten Schwingungen beim negativen Lastwechsel sind aber vor allem der angepassten Reglerückführung zuzuschreiben.

7.3 Robuste Antriebsstrangregelung

Die vorhergehenden Kapitel haben gezeigt, dass die Abbildung des Antriebsstrangverhaltens hinsichtlich des Ruckelns auch schon mit einfachen Modellen möglich ist. Die Berücksichtigung nichtlinearer Effekte, wie beispielsweise der momentenabhängigen Frequenzverschiebung bzw. zur exakten Modellierung des Antriebsstrangs beim Schub-Zug-Wechsel (Lose), ist allerdings sehr aufwendig. Besonders im Hinblick auf die Ermittlung der tatsächlich umgesetzten Verbrennungsmomente kann eine exakte Modellierung nicht erreicht werden. Die im vorherigen Abschnitt vorgestellte modellprädiktive Regelung ist aufgrund ihrer hauptsächlich auf den *Feedforward*-Zweig gestützten Struktur im Allgemeinen auf sehr gute Modelle angewiesen. Der Aufwand, der für die Modellparametrierung und -adaption getrieben werden muss, ist in der Regel für den Einsatz in einer Anti-Ruckel-Regelung nicht gerechtfertigt.

Deshalb wird in diesem Abschnitt ein robuster Regler für die Anti-Ruckel-Regelung entwickelt, da diese Art von Regler mit einem einfachen Antriebsstrangmodell auskommt und unempfindlich gegenüber Abweichungen des Modells vom realen System ist. Gerade für Wechsel des Arbeitspunktes oder beim Auftreten unberücksichtigter dynamischer Effekte, wie z. B. dem Verklemmen des Zweimassenschwungrades, kann ein robuster Regler eine entsprechende Regelqualität garantieren.

Im Rahmen dieser Arbeit wird das weit verbreitete H_∞ -Verfahren eingesetzt, das ein Frequenzbereichsverfahren ist. Die Anforderungen an die Regelgüte erfolgen dabei durch die direkte Vorgabe von Amplitudengängen des geschlossenen Kreises. Das Entwurfsverfahren versucht, die gestellten Anforderungen zu erfüllen, indem mittels Optimierung die ∞ -Norm einer Übertragungsmatrix $\|M(s)\|_\infty$ minimiert wird. Die H_∞ -Norm ist nach [Rai94] definiert als das Supremum des größten singulären Wertes $\bar{\sigma}$ einer realisierbaren asymptotisch stabilen Übertragungsmatrix

$$\|M(s)\|_\infty := \sup \bar{\sigma}(M(j\omega)) \quad (7.4)$$

über alle Frequenzen ω .

Für die Bestimmung einer robusten Regelung am Antriebsstrang sind weitere Definitionen notwendig. Deshalb stellt dieser Abschnitt zunächst das Prinzip der robusten H_∞ -Regelung allgemein dar, um es anschließend auf das mit Unsicherheiten behaftete Modell zu übertragen. Der Fokus liegt dabei auf der Anwendung zur Antriebsstrangregelung, weshalb die Ausführungen zur robusten Regelung auf das Notwendigste beschränkt bleiben. Eine gute Einführung in die Theorie der robusten Regelung bieten [Rai94], [SP05] und [GPK05].

7.3.1 Regelungstechnische Ziele, Stabilitäts- und Robustheitsdefinitionen

Wesentliche Ziele einer Regelung sind die Garantie der Stabilität und die Einhaltung von festgelegten Anforderungen an die Regelgröße y . Um dieses zu erreichen, wird

zunächst aus dem geschlossenen Regelkreis, vgl. Bild 7.10, das Übertragungsverhalten bestimmt. Neben dem nominellen Modell G ist der zu bestimmende Regler K als weiteres Übertragungsglied enthalten. Als Eingänge sind die Führungsgröße w , die Eingangsstörung d_1 , die Ausgangsstörung d_2 sowie die Messstörung n zu berücksichtigen.

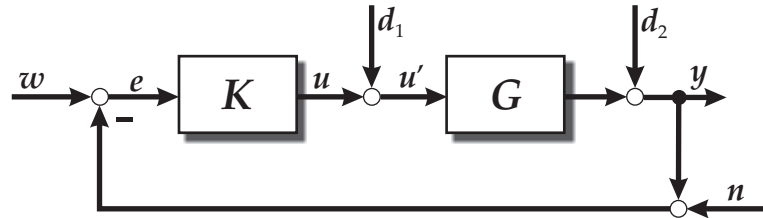


Bild 7.10: Standardregelkreis mit Störungen zur Bestimmung des allgemeinen Übertragungsverhaltens

Nominelle Stabilität und nominelles Arbeitsverhalten

Grundsätzlich wird zwischen nominellen und robusten Eigenschaften unterschieden. Nominelle Stabilität bedeutet, dass der Regler die Strecke ohne Unsicherheiten stabilisieren kann. Dabei werden keine Aussagen über die Regelqualität getroffen. Der Regelkreis sollte zum einen ein-/ausgangsstabil (E/A-stabil) und zum anderen intern stabil sein. Als E/A-stabil wird ein Regelkreis G, K bezeichnet, wenn alle Pole des geschlossenen Kreises einen negativen Realteil haben.

Als intern stabil gilt ein Regelkreis, falls alle Übertragungsfunktionen zwischen den von außen aufgeprägten Größen und den internen Variablen asymptotisch stabil sind [Rai94], d.h. bei Verschwinden der externen Signale w, d_1, d_2 und n müssen sämtliche internen Signale auch auf Null abklingen. Dafür werden die Übertragungsfunktionen von w, d_i und n zum Systemausgang y , Regelfehler e und Systemeingang u nach Bild 7.10 aufgestellt. Nach obiger Darstellung ergibt sich die Übertragungsfunktionsmatrix R zu

$$\begin{bmatrix} y \\ u \\ e \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} T_o & G S_o & S_o & -T_o \\ K S_i & -T_i & -K S_i & -K S_i \\ S_o & -G S_o & -S_o & -S_o \end{bmatrix}}_R \begin{bmatrix} w \\ d_1 \\ d_2 \\ n \end{bmatrix}, \quad (7.5)$$

worin S die Sensitivitäts- bzw. Empfindlichkeitsfunktion ist. Sie beschreibt das Störübertragungsverhalten des geschlossenen Regelkreises. Bei SiSo¹⁶-Systemen unterscheiden sich die Ausgangs- und die Eingangsempfindlichkeitsfunktionen nicht. Im Mehrgrößenfall gilt für die Ausgangsempfindlichkeit, also die Übertragungsfunktion von der Führungsgröße w zur Regeldifferenz e ,

$$S_o = (I + G K)^{-1} \quad \text{bzw.} \quad S_i = (I + K G)^{-1} \quad (7.6)$$

¹⁶Single-Input-Single-Output

für die Eingangsempfindlichkeit, mit der die Auswirkungen einer Ausgangsstörung d_2 , des Messrauschens n oder der Führungsgröße w auf die Stellgröße u beschrieben werden. Als komplementäre Empfindlichkeitsfunktion oder auch Führungsübertragungsfunktion

$$T_o = S_o G K = I - S_o \quad \text{bzw.} \quad T_i = G K S_i = I - S_i \quad (7.7)$$

wird die Übertragungsfunktion von der Führungsgröße zur Regelgröße bezeichnet. Die Anforderungen an eine Regelung sind neben der Stabilität das Gewährleisten eines guten Führungsverhaltens sowie gute Stör- und Rauschunterdrückung bei gleichzeitig minimalen Stellgrößen. Die zu lösende Aufgabe beim Entwurf eines Reglers besteht u. a. darin, ein K zu bestimmen, das zu einem stabilen geschlossenen Kreis führt. Das bedeutet zunächst für S und T , dass sie selbst stabile Übertragungsfunktionen sein müssen [Lun08]. Für ein gutes Führungsverhalten und eine gute Störunterdrückung sollte nach Gleichung 7.5 der Betrag von $S(j\omega)$ über den gesamten Frequenzbereich möglichst kleine Werte annehmen. Die komplementäre Empfindlichkeitsfunktion müsste zur Reduktion von Messwertstörungen und zur Minimierung der physikalisch beschränkten Stellgrößen frequenzübergreifend ebenfalls kleine Beträge annehmen.

Tabelle 7.1: Allgemeine Anforderungen an das Übertragungsverhalten des geschlossenen Regelkreises

Führungsverhalten $ S_o(j\omega) \ll 1$	für $0 \leq \omega \leq \omega_F$
Störunterdrückung $ G(j\omega) S_o(j\omega) \ll 1$	für $0 \leq \omega \leq \omega_F$
Unterdrückung von Messrauschen $ T_o(j\omega) \ll 1$	für $\omega_S \leq \omega \leq \infty$
Stellgrößenbeschränkung $ K(j\omega) S_i(j\omega) \rightarrow \text{klein}$	für $0 \leq \omega \leq \omega_A$
Robustheit bzgl. additiver Unsicherheit $ K(j\omega) S_o(j\omega) \rightarrow \text{klein}$	für $0 \leq \omega \leq \infty$
Robustheit bzgl. multiplikativer Unsicherheit $ T_o(j\omega) \rightarrow \text{klein}$	für $0 \leq \omega \leq \infty$

Aus den letzten beiden Feststellungen lässt sich erkennen, dass die geäußerten Ziele durch die Bedingung in Gleichung 7.7 konträr sind und ein Erreichen einer idealen Regelgüte erschweren. Für die genannten und in Tabelle 7.1 aufgeführten Forderungen muss ein Kompromiss gefunden werden, da sie nicht unabhängig voneinander erfüllt werden können. Dafür ist ein Abwägen der gegensätzlichen Ziele notwendig, welches bei der H_∞ -Regelung durch das Einbringen eines frequenzabhängigen Gewichtungsschemas entsprechend des durch die jeweiligen Eckfrequenzen ω_F, ω_S und ω_A defi-

nierten Frequenzbereichs erfolgt. Mit Hilfe der Wichtungen wird für die einzelnen Entwurfsprobleme ein spezielles Verhalten der Regelkreissignale gefordert. Dieses Vorgehen wird häufig als *Mixed-Sensitivity*-Verfahren bezeichnet (vgl. [Rai94], [Mac04]). Das Bild 7.11 zeigt beispielhaft ein gemischtes Entwurfsmodell mit aufgeprägtem Gewichtungsschema, durch das der neue Ausgangsvektor z gebildet wird. Über die Wahl der Wichtungsmatrizen W_i wird das nominelle Arbeitsverhalten des Regelkreises festgelegt.

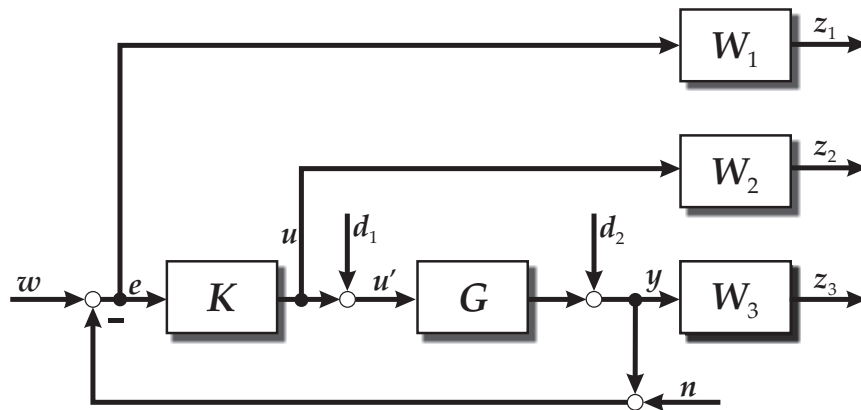


Bild 7.11: Standardregelkreis mit S/KS/T-Gewichtungsschema bei Verwendung des *Mixed-Sensitivity*-Verfahrens für den H_∞ -Entwurf

Wahl der Wichtungsfunktionen

Häufig wird das S/KS/T-Gewichtungsschema angewendet, mit dem der Regelfehler (S), die Stellgröße (KS) und die Regelgröße (T) gewichtet werden. So kann z. B. über die Wichtung W_1 bei höheren Frequenzen eine größere Regelabweichung e zugelassen werden als stationär. Es können beliebige Kombinationen von Wichtungen zur Anwendung kommen, da über die Gewichtungen auch Modellunsicherheiten abgebildet werden. Das Gewichtungsschema und die Gewichtungen selbst stellen die entscheidenden Auslegungskriterien bei der Generierung robuster H_∞ -Regler dar. Generell sollte bei der Anzahl der Wichtungen und deren Filterordnung darauf geachtet werden, dass sie möglichst beschränkt bleiben, da die Ordnung des resultierenden Reglers direkt von der Ordnung des Synthesystems abhängt.

Wie bereits zuvor festgestellt, besteht die Erwartung an den Regelkreis, dass die Führungsgröße nach einer bestimmten Zeit mit einer bestimmten Qualität erreicht wird. Im Frequenzbereich wird diese Anforderung dadurch formuliert, dass für hohe Frequenzen eine Abweichung toleriert wird, die bei niedrigen Frequenzen nicht zulässig ist, was auf eine Gewichtungsfunktion mit Tiefpass-Charakter führt. Das Bild 7.12 stellt den prinzipiellen Verlauf einer Gewichtungsfunktion dar, wie sie für die Bestrafung des Regelfehlers verwendet wird. Bei niedrigen Frequenzen ist eine Abweichung vom Sollwert von maximal $1/40 = 2.5\%$ zugelassen (K_0), die bei hohen Frequenzen (K_∞) auf das $1/0.5$ -fache des Sollwertes (= 200 %) steigen darf.

Eine einfache Möglichkeit zur Generierung von Wichtungsfunktionen bietet der allgemeine Ansatz von n PDT₁-Gliedern in der Form

$$W(s) = \left(\frac{b_1 s + b_0}{s + a_0} \right)^n \quad \text{mit} \quad n > 0, \quad (7.8)$$

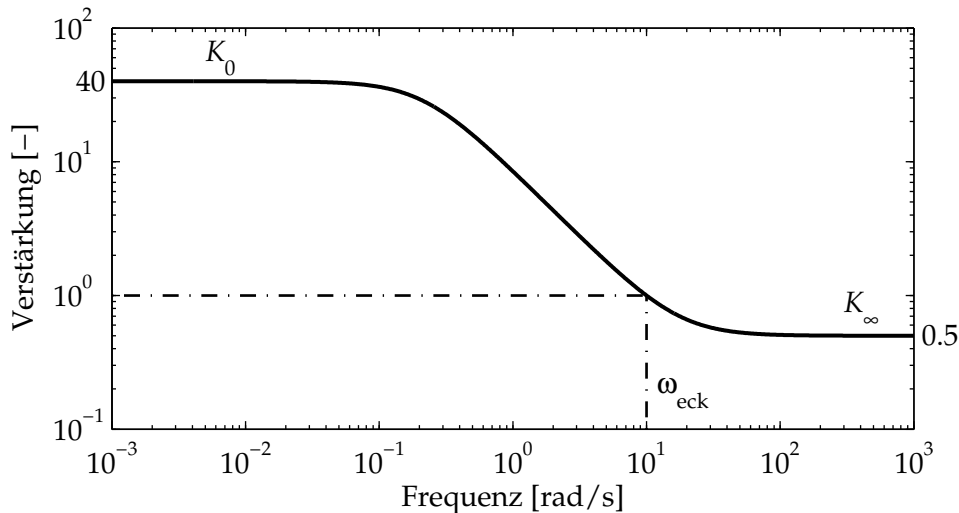


Bild 7.12: Amplitudengang einer Wichtungsfunktion $W(s)$

mit den entsprechend der Kenngrößen aus Bild 7.12 zu bestimmenden Parametern

$$a_0 = \omega_{\text{eck}} \sqrt{\frac{\sqrt[n]{K_\infty^2} + 1}{1 - \sqrt[n]{K_0^2}}}, \quad b_0 = a_0 \sqrt[n]{K_0}, \quad b_1 = \sqrt[n]{K_\infty}. \quad (7.9)$$

Generell ist es im Hinblick auf eine niedrige Reglerordnung ratsam, die Regelgüte bei hohen Frequenzen nicht allzu hoch zu setzen. Für die Bewertung der Stellgröße kann ein konstanter Verlauf oder ein Hochpass gewählt werden, um die eingeschränkte Dynamik des Aktors zu berücksichtigen. Ein Hochpass sollte nach [SP05] auch für die Regelgröße verwendet werden, um hochfrequentes Messrauschen zu unterdrücken. Bei Anwendung des H_∞ -Verfahrens können bei entsprechender Wahl der Wichtungen gute Ergebnisse hinsichtlich des geforderten nominellen Arbeitsverhaltens (nominelle *Performance*) erzielt werden. Jedoch ist allein die Synthese eines H_∞ -Reglers bei Erfüllung dieser Kriterien keine Garantie für die Einhaltung der Robustheit. Erst falls ein Regler trotz Unsicherheiten die vorgegebenen Kriterien erfüllt, wird auch ein robustes Arbeitsverhalten (robuste *Performance*) erreicht. Kann eine quantitative Aussage über die Modellunsicherheiten getroffen werden, so entsteht aus dem nominellen Streckenmodell G eine Klasse von Streckenmodellen G_s , die alle möglichen Unsicherheiten enthält. Ist ein Regler in der Lage, nicht nur die nominelle Strecke G , sondern alle Strecken G_s zu jeder Zeit zu stabilisieren, so liegt robuste Stabilität vor und die Regelung wird als robust bezeichnet. Die dafür notwendige Implementierung von Unsicherheiten in das nominelle System beschreibt der nächste Abschnitt.

7.3.2 Berücksichtigung von Modellunsicherheiten

Bei der Bildung eines physikalischen Modells eines Systems werden idealisierende Annahmen getroffen, um die komplexe Struktur des realen Systems zu vereinfachen und somit handhabbar zu machen. Dabei entstehen zwangsläufig Abweichungen zwischen dem Systemmodell und dem realen System, die auf unterschiedlichste Einflüsse zurückzuführen sind. Diese Abweichungen lassen sich als Modellunsicherheiten beim

Reglerentwurf berücksichtigen. Es wird dafür im Allgemeinen zwischen zwei möglichen Unsicherheitstypen unterschieden, den unstrukturierten und den strukturierten Unsicherheiten.

Unstrukturierte Unsicherheiten

Als unstrukturierte Unsicherheiten werden alle Modellunsicherheiten bezeichnet, bei denen die Abhängigkeiten von den physikalischen Größen nicht bekannt sind. Diese entstehen vorwiegend aufgrund von Vernachlässigung hochfrequenter Dynamiken, durch Hysteresen und durch Linearisierung von Nichtlinearitäten. Nicht nur das eigentliche Modell, sondern auch Sensoren und Aktoren unterliegen solchen unstrukturierten Unsicherheiten. Sensoren können z. B. für einen bestimmten Frequenz- oder Temperaturbereich mit einer garantierten Genauigkeit ausgelegt sein. Kennzeichen der unstrukturierten Unsicherheit ist ein frequenzabhängiges, nicht konstantes Verhalten [Hel04]. Grundsätzlich gilt, dass mit zunehmender Frequenz die Abweichungen zunehmen. Unstrukturierte Unsicherheiten Δ können nach Bild 7.13 additiv oder multiplikativ berücksichtigt werden. Die Implementierung in das Systemmodell erfolgt analog der Einbindung von Wichtungsfunktionen (vgl. vorhergehender Abschnitt).

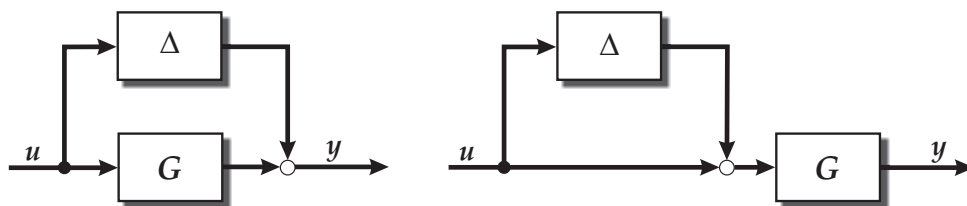


Bild 7.13: Unstrukturierte Unsicherheiten Δ mit additiver (*links*) und multiplikativer Einbindung (*rechts*)

Durch additive Unsicherheiten werden absolute Fehler zwischen dem Modell und der Strecke berücksichtigt, während mittels multiplikativer Einbindung relative Fehler abgeschätzt werden [GPK05]. Bei multiplikativer Einbindung bestehen die Möglichkeiten der Implementierung am Eingang oder am Ausgang. Mit der Eingangseinbindung werden vorzugsweise Aktorfehler, mit der Ausgangseinbindung Sensorfehler modelliert [Mac04]. Beide Varianten dienen darüber hinaus zur Berücksichtigung von nichtmodellierter Dynamik mit hoher Frequenz. Zur Abschätzung von Fehlern bei niedrigen Frequenzen eignen sich rückgekoppelte Strukturen [Mac04].

Strukturierte Unsicherheiten

Strukturierte Unsicherheiten beinhalten mehr Informationen als unstrukturierte, da ihr physikalischer Zusammenhang mit den Systemzuständen bekannt ist. Für sie lassen sich individuelle Schranken angeben und durch in einem bestimmten Intervall variierende Parameter berücksichtigen. Diese Parameterunsicherheiten sind auf Alterung, Fahrzeugstreuungen, wechselnde Betriebszustände oder Ungenauigkeiten bei der Parameteridentifikation zurückzuführen. Solche Parameterschwankungen beeinflussen besonders den unteren Frequenzbereich [GPK05].

Zur Implementierung von strukturierten Unsicherheiten wird ein Parameter p durch seinen mittleren Wert \bar{p} und seine maximale prozentuale Abweichung Δp repräsentiert

$$p = \bar{p}(1 + \Delta p \delta_p) \quad \text{für} \quad -1 \leq \delta_p \leq 1, \quad (7.10)$$

wobei δ_p die Parameterunsicherheit berücksichtigt, aber nicht genauer bekannt ist.

7.3.3 H_∞ -Reglerentwurf

Durch die Wahl und die Anordnung von Gewichtungsfunktionen zur Spezifikation des Regelkreises entstehen unzählige Konfigurationen. Um sämtliche H_∞ -Probleme auf einen einheitlichen Entwurf zu vereinen, wird ein allgemeines Standardproblem des H_∞ -Entwurfs generiert. Dafür werden alle Eingangsgrößen, Sollwerte wie auch Störungen (w, d_1, d_2, n) , zu einem einheitlichen Eingangsvektor w^* und alle gewichteten Ausgangsgrößen z_i des Systems zu einem Ausgangsvektor z zusammengefasst. Die Regelgröße y und der Reglerausgang u werden dabei gesondert als interne Ein- bzw. Ausgänge behandelt. Die resultierende Struktur ist in Bild 7.14 dargestellt. Durch die Bildung einer verallgemeinerten Regelstrecke aus System und Wichtungsfunktionen entsteht zwangsläufig ein Mehrgrößenproblem, das oft als P -Struktur bezeichnet wird. Die Übertragungsfunktionen von den neuen Eingängen w^* und u zu den Ausgängen y und z ergeben sich allgemein zu

$$\begin{bmatrix} z \\ y \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix}}_P \begin{bmatrix} w^* \\ u \end{bmatrix} \quad (7.11)$$

und für das in Bild 7.11 beschriebene System ergibt sich unter Vernachlässigung der Messstörung n

$$P = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} W_1 & -W_1 G & -W_1 \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & W_3 G & W_3 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} -W_1 G \\ W_2 \\ W_3 G \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} I & -G & -I \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} -G \end{bmatrix} \end{bmatrix}. \quad (7.12)$$

Da sich n bzgl. w nur durch das Vorzeichen unterscheidet, ist dies ohne Probleme möglich.

Die Kopplung des Systems mit dem Regler nach Bild 7.14 *links* erfolgt mittels Linearer Fraktionaler Transformation (LFT) von P und K (vgl. [DPZ91], [ZDG96] oder [LZD96]). Mit dieser werden die internen Ein- und Ausgänge zwischen System und Regler verbunden, um letztlich die Übertragungsfunktion des geschlossenen Kreises $z = T_{wz} w^*$ mit den Stör- und Führungsgrößen als Eingang und den *Performance*-Spezifikationen als Ausgang zu erhalten. Die Übertragungsfunktion

$$T_{wz} = P_{11} + P_{12} K (I - P_{22} K)^{-1} P_{21} := \mathcal{F}(P, K) \quad (7.13)$$

enthält implizit den zu bestimmenden Regler K .

Ziel des H_∞ -Reglerentwurfs ist es nun, denjenigen Regler K zu finden, der die H_∞ -Norm der Übertragungsmatrix minimiert, also

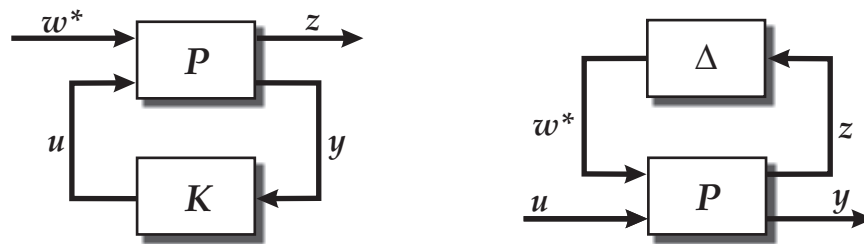


Bild 7.14: Standardproblem des H_∞ -Reglerentwurfs (*links*); Einbindung von Parameterunsicherheiten Δ mittels LFT (*rechts*)

$$\|T_{wz}\|_\infty \stackrel{!}{\rightarrow} \min, \quad (7.14)$$

um die maximale Verstärkung des geschlossenen Kreises zu minimieren und somit den Einfluss sämtlicher Eingangsgrößen auf die gewichteten Ausgänge z zu minimieren.

H_∞ -Reglerberechnung

Für die Minimierung der H_∞ -Norm stehen verschiedene Software-Werkzeuge zur Verfügung. Diese suchen nach dem suboptimalen Regler K , der die H_∞ -Norm der Übertragungsmatrix unter eine vorzugebende Schranke γ ¹⁷ drückt

$$\gamma_{\text{opt}} < \|T_{wz}\|_\infty < \gamma, \quad (7.15)$$

da so der Aufwand zur Berechnung erheblich reduziert werden kann. Um die erfolgreiche Synthese eines H_∞ -Reglers zu garantieren, sind nach [DGKF89] und [SL88] für die P-Struktur nach Gleichung 7.11 in Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A x + B_1 w^* + B_2 u, \\ z &= C_1 x + D_{11} w^* + D_{12} u, \\ y &= C_2 x + D_{21} w^* + D_{22} u, \end{aligned} \quad (7.16)$$

die folgenden Bedingungen zu erfüllen:

a) Das durch A, B_2 und C_2 beschriebene System ist beobachtbar und steuerbar.

b) D_{12} hat vollen Spaltenrang und D_{21} hat vollen Zeilenrang.

c) Die Matrix $\begin{bmatrix} A - j\omega I & B_2 \\ C_1 & D_{12} \end{bmatrix}$ besitzt für alle ω vollen Spaltenrang.

d) Die Matrix $\begin{bmatrix} A - j\omega I & B_1 \\ C_2 & D_{22} \end{bmatrix}$ besitzt für alle ω vollen Zeilenrang.

Die Bedingung unter a) ist eine Eigenschaft der Regelstrecke und kann nicht beeinflusst werden. Die Bedingungen b) bis d) sind nach [GR99] stets durch eine geeignete

¹⁷Wird ein $\gamma = 1$ erreicht, ist nach dem *Small-Gain-Theorem* Stabilität garantiert [Zam66].

Wahl von Wichtungsmatrizen und -schemata bei der Formulierung des Syntheseproblems erfüllbar. Zur Lösung des H_∞ -Problems sind in der Vergangenheit unterschiedliche Verfahren entstanden. Im Rahmen dieser Arbeit werden die in der *Robust Control Toolbox*TM von MATLAB[®] [BCPS08] hinterlegten Routinen verwendet.

7.3.4 Ergebnisse der robusten Regelung von Antriebsstrangschwingungen

Als Basis für die Synthese des robusten Reglers dient das Zweimassenschwingermodell aus Abschnitt 4.3.1. Das Übertragungsverhalten vom Motormoment zur gewählten Regelgröße, also der Torsionswinkelgeschwindigkeit, ist beispielhaft für den 2. Gang von Testfahrzeug A im nachfolgenden Bild 7.15 dargestellt. Zusätzlich ist auch das Frequenzverhalten des unregulierten Systems vom Motormoment zu den Systemzuständen Motordrehzahl und Raddrehzahl gezeigt. Zur Überprüfung von Robustheits- und *Performance*-Eigenschaften sind strukturierte Unsicherheiten in Form von Parameterunsicherheiten in das nominelle Modell implementiert worden. Die Auswirkungen der Parameterunsicherheiten auf das Übertragungsverhalten sind als Unsicherheitsbereich, der als *Worst-Case*-Abschätzung dient, gleichfalls in Bild 7.15 eingetragen.

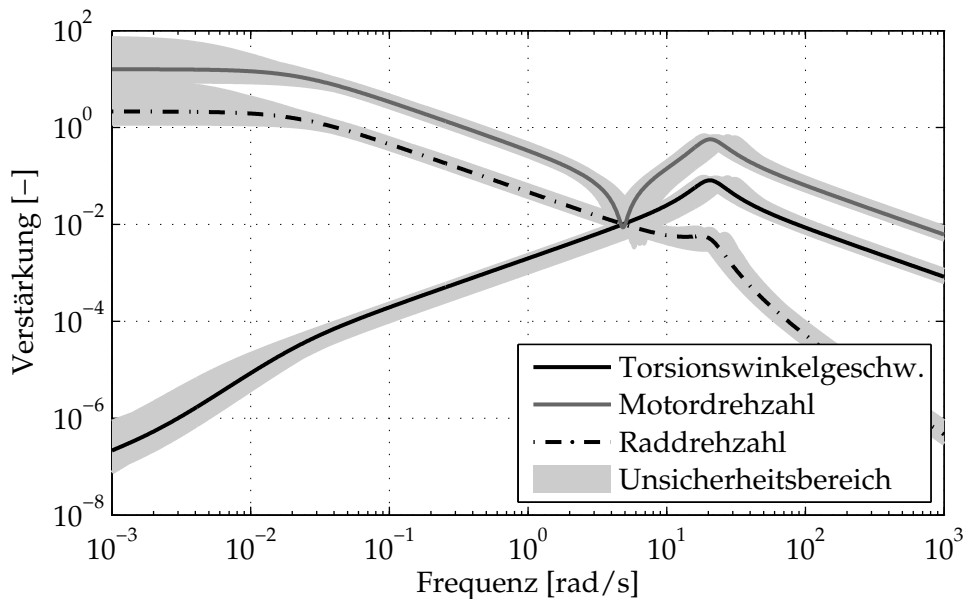


Bild 7.15: Amplitudengang des Zweimassenschwingers mit Unsicherheitsbereich durch parametrische Unsicherheiten

Die Ruckelfrequenz zeigt sich in allen Signalen bei ca. 20 rad/s durch eine deutliche Erhöhung im Übertragungsverhalten bzw. durch ein starkes Abknicken bei der Raddrehzahl. Für die Abschätzung des Unsicherheitsbereichs sind Parametervariationen in der Größenordnung entsprechend der Tabelle 7.2 zugelassen worden. Die größten Abweichungen im Übertragungsverhalten entstehen aufgrund der getroffenen Annahmen für die Unsicherheiten der Verlustparameter c_{m1} und c_{r1} im quasi-stationären Bereich unterhalb von 0.1 rad/s. Aber auch die Ruckelfrequenz kann im gezeigten Fall um $\pm 40\%$ abweichen.

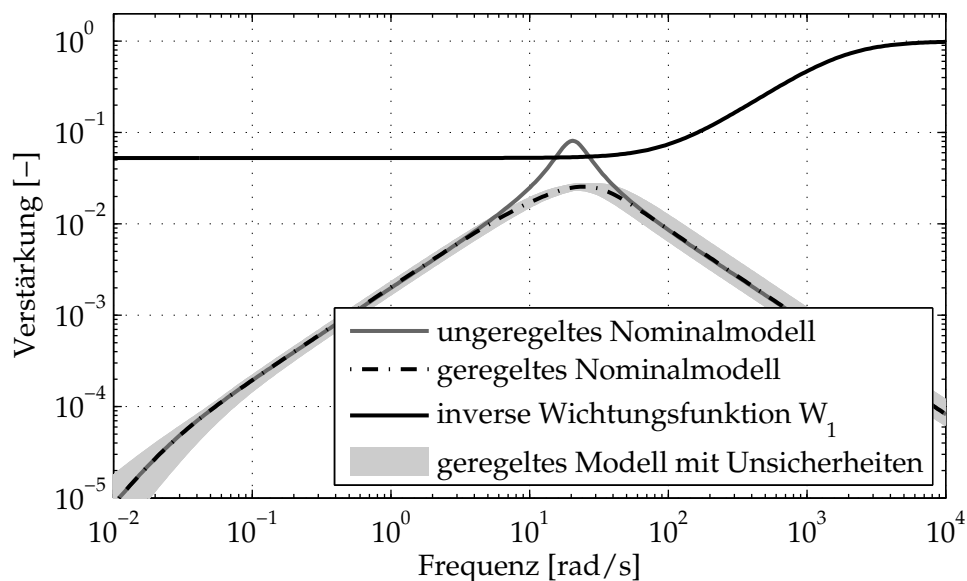
Der im Folgenden vorgestellte robuste Regler basiert auf dem zuvor beschriebenen *Mixed-Sensitivity*-Verfahren. Er wird mittels S/KS-Struktur mit den Wichtungen W_1

Tabelle 7.2: Angenommene parametrische Unsicherheiten des Zweimassenschwingermodells

Parameter	J_1	J_2	i	c_a	d_a	c_{m1}	c_{r1}
Δp	31 %	33 %	3 %	15 %	15 %	88 %	62 %

und W_2 synthetisiert. Als Regelgröße dient wie bisher die Torsionswinkelgeschwindigkeit $\dot{\tau}$. Das frequenzabhängige Übertragungsverhalten der unregulierten und der regulierten Torsionswinkelgeschwindigkeit sowie die entsprechende Entwurfsschranke für $\dot{\tau}$ sind in Bild 7.16 gezeigt. Für die Wichtung W_1 dient ein Tiefpass 1. Ordnung, der hohe Amplituden im Frequenzbereich bis zur Ruckelschwingung stark bestraft und den weiteren Frequenzbereich nicht beeinflusst.

Aufgrund eines ungenauen Übersetzungsparameters i kann die Torsionswinkelgeschwindigkeit durch einen Offset behaftet sein. Für diesen Fall ist es sinnvoll, sehr kleine Frequenzen des Reglerausgangs über die Gewichtung der Stellgröße zu bestrafen, um somit eine Reaktion des Reglers auf diesen Offset zu verhindern. Folglich wird für die Wichtung W_2 auch ein Tiefpass 1. Ordnung eingesetzt, allerdings im Gegensatz zur Wichtung W_1 mit einer Eckfrequenz, die weit kleiner ist als die Ruckelfrequenz. Über die Höhe der Wichtung können die anzustrebenden Verläufe entsprechend der in Abschnitt vorgestellten Referenzverläufe eingestellt und modellbasiert überprüft werden. Die Parametrierung bzw. Anpassung am Fahrzeug ist damit allerdings nicht möglich.

**Bild 7.16:** Amplitudengang des unregulierten und des regulierten Systems mit Unsicherheiten

Das Bild 7.16 zeigt, dass der generierte H_∞ -Regler in der Lage ist, sowohl die Ruckelschwingung zu dämpfen als auch bei auftretenden Parameterunsicherheiten die maximale Verstärkung unter der geforderten Schranke zu halten. Der so erzeugte robuste Regler besitzt die Ordnung 5, womit er problemlos am Fahrzeug umgesetzt werden kann. Es entstehen aber aufgrund der für den H_∞ -Reglerentwurf notwendigen Systemerweiterungen einige Modi, die für das Übertragungsverhalten des Reglers praktisch nicht relevant sind [GR99], da sie das Übertragungsverhalten nur lokal oder in

einem nicht relevanten Frequenzbereich bestimmen. Deshalb ist es ratsam, auch bei niedrigen Ordnungen des Reglers zu versuchen, diese zu reduzieren, beispielsweise durch Kürzen dicht zusammen liegender Pol- und Nullstellen. Zur Reduzierung des H_∞ -Reglers stehen wiederum verschiedene Verfahren und Software-Werkzeuge zur Verfügung [Rod97], [BCPS08]. Für den hier gezeigten Regler lässt sich die Ordnung ohne Weiteres auf drei bzw. mit starken Einschränkungen auch auf zwei reduzieren. Das Bild 7.17 zeigt die entsprechenden Amplituden- und Phasengänge.

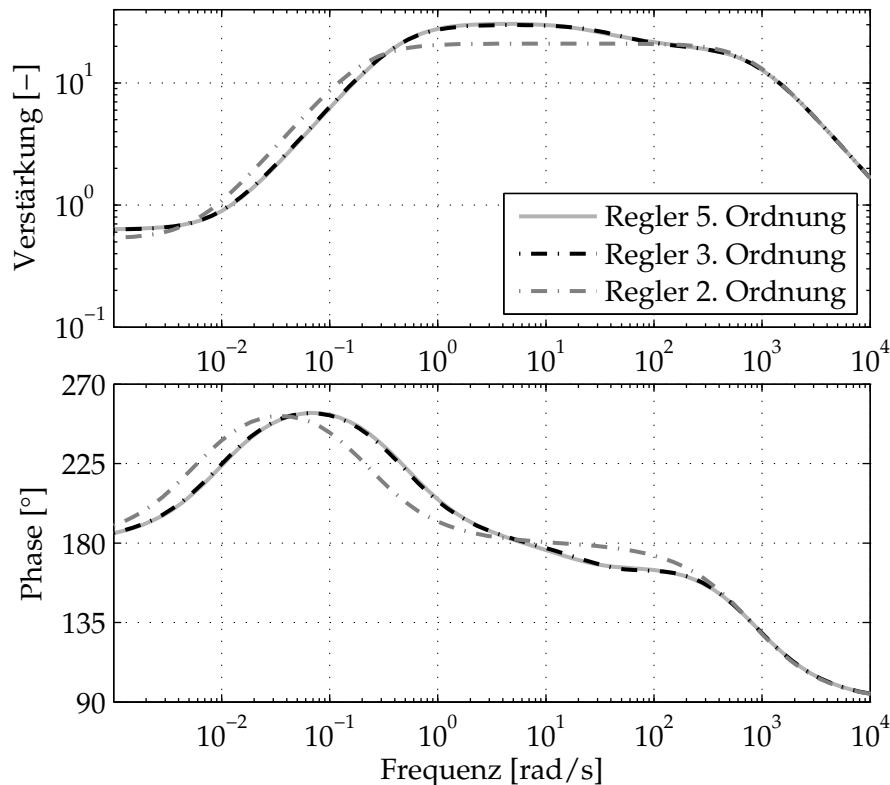


Bild 7.17: Amplituden- und Phasengänge des vollständigen robusten Reglers sowie von robusten Reglern reduzierter Ordnung

Für die Umsetzung des Reglers am Fahrzeug ist die Diskretisierung notwendig. Dafür wird der kontinuierliche Regler mit Hilfe der Gleichung 4.60 in eine zeitdiskrete Beschreibung überführt. Eine Ordnung von $p = q = 1$ bietet eine ausreichende Genauigkeit. Der aktive Frequenzbereich des Reglers wird durch die Diskretisierung zwar eingeschränkt, aber entspricht durch die winkelsynchrone Arbeitsweise der Dynamik des Verbrennungsmotors. Bei der Diskretisierung werden die variablen Abtastzeiten des Motorsteuergeräts über drehzahlabhängige Kennfelder berücksichtigt. Der Test des robusten Reglers erfolgt, wie auch schon zuvor bei der modellbasierten Regelung, mit der in Abschnitt 2.2 gezeigten ETK-Bypass-Struktur.

In Bild 7.18 sind die Ergebnisse bei Momentensprüngen mit einem robusten Regler 3. Ordnung für das Testfahrzeug A gezeigt. Bei ca. 19 s wird die robuste Regelung aktiviert. Beim positiven Lastwechsel treten im Vergleich mit den Ergebnissen der modellbasierten prädiktiven Regelung (vgl. Bild 7.8 und 7.9) mehr Schwingungen in der Drehzahl und in der Längsbeschleunigung auf, was an einem ausgeprägten Unterschwinger und einem weiteren Überschwinger zu erkennen ist. Dieses Verhalten ist

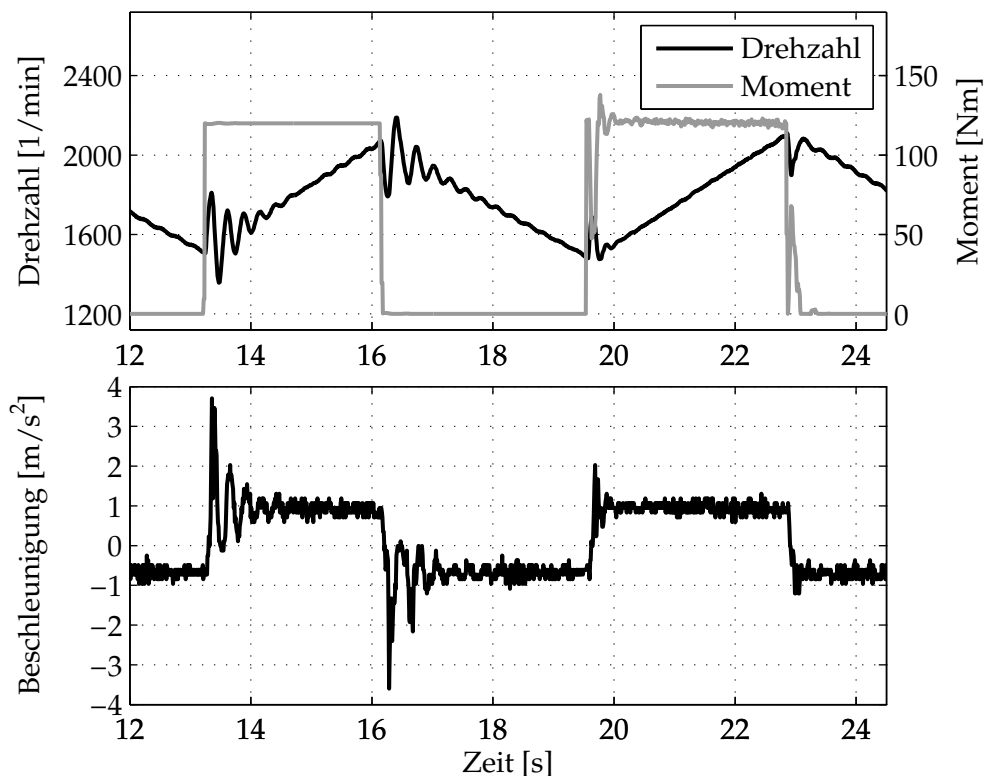


Bild 7.18: Verhalten des Testfahrzeugs A bei Momentensprüngen im 2. Gang zunächst unregelt (bis 19 s) und mit aktiver robuster H_∞ -Regelung; Drehzahl und Moment (oben), Längsbeschleunigung (unten)

vor allem dadurch bedingt, dass die Regelung auf das Auftreten von Schwingungen angewiesen ist und somit immer später reagieren kann als die modellbasierte Prädiktivregelung. Auch wenn die Signalverläufe mehr Restschwingungen zeigen, ist die subjektive Wahrnehmung des Lastwechsels am Fahrzeug für beide Ansätze gleich gut. Deutlich besser als bei der modellbasierten Regelung wird der negative Lastwechsel bewertet, da die robuste Regelung einen harmonischeren Übergang in den Schub realisiert. Dieses Verhalten ist in der Form auch aus dem Vergleich der Signalverläufe herauszulesen.

Beide vorgestellten Ansätze, die modellbasierte prädiktive Regelung und die robuste Regelung, können bei begrenzten Momentensprüngen Ruckelschwingungen effektiv bekämpfen. Beim Wegfall dieser künstlich geschaffenen Testumgebung zeigt sich aber, dass die Ansätze jeweils allein nicht immer einen zufriedenstellenden Komfort gewährleisten können. Die modellbasierte Regelung ist strukturell nicht imstande, angemessen auf Störungen und Modellabweichungen zu reagieren, was sich hauptsächlich beim Übergang in den Schub bemerkbar macht. Im Gegensatz dazu lässt die robuste Regelung gerade bei sehr hohen Momenten und steilen Momentengradienten zuerst zu starke Antriebsstrangschwingungen entstehen. Die naheliegende Konsequenz daraus ist, beide Ansätze zu kombinieren. Mit Hilfe einer modellbasierten Vorsteuerung werden steile Momentengradienten vermieden. Die nachgeschaltete robuste Regelung senkt den Modellierungsaufwand und fängt den verbleibenden Regelfehler ab. Der abschließende Abschnitt stellt die Ergebnisse dieser kombinierten Struktur dar.

7.4 Robuste Regelung des Antriebsstrangs mit modellbasierter Vorsteuerung

Zunächst wird die kombinierte Regelung aus modellbasierter Vorsteuerung und robuster Regelung anhand eines Momentensprungs für Testfahrzeug G2 mit Allradantrieb im zweiten Gang getestet. Während die Parametrierung der modellprädiktiven Regelung für das Fahrzeug angepasst wurde, kommt der für das Testfahrzeug A ausgelegte robuste Regler zum Einsatz, um zusätzlich die Robustheit des Regleransatzes zu belegen.

In Bild 7.19 sind die Ergebnisse mit und ohne Regelung dargestellt. Bei aktivierter Regelung weist die Motordrehzahl bis auf die losebedingten Über- bzw. Unterschwinger keine Schwingungen auf. Der Verlauf der Längsbeschleunigung ist ebenfalls völlig schwingungsfrei. Die Übergänge der Beschleunigung zwischen Zug und Schub sind entsprechend des Momentenaufbaus sehr weich, vermitteln dem Fahrer aber trotzdem noch eine gute Dynamik.

Das Zusammenwirken von modellprädiktiver und robuster Regelung bei unveränderter Reglerverstärkung führt dazu, dass das Fahrverhalten im Vergleich zu den in Abschnitt 7.2.2 vorgestellten Ergebnissen nochmals komfortabler wird. Das bedeutet im Umkehrschluss, dass für ein sportlicheres Verhalten die Verstärkung K_p der modellprädiktiven Regelung ohne Weiteres reduziert werden kann. Insgesamt lässt sich durch die Kombination beider Ansätze die Qualität der Regelung hinsichtlich des zu

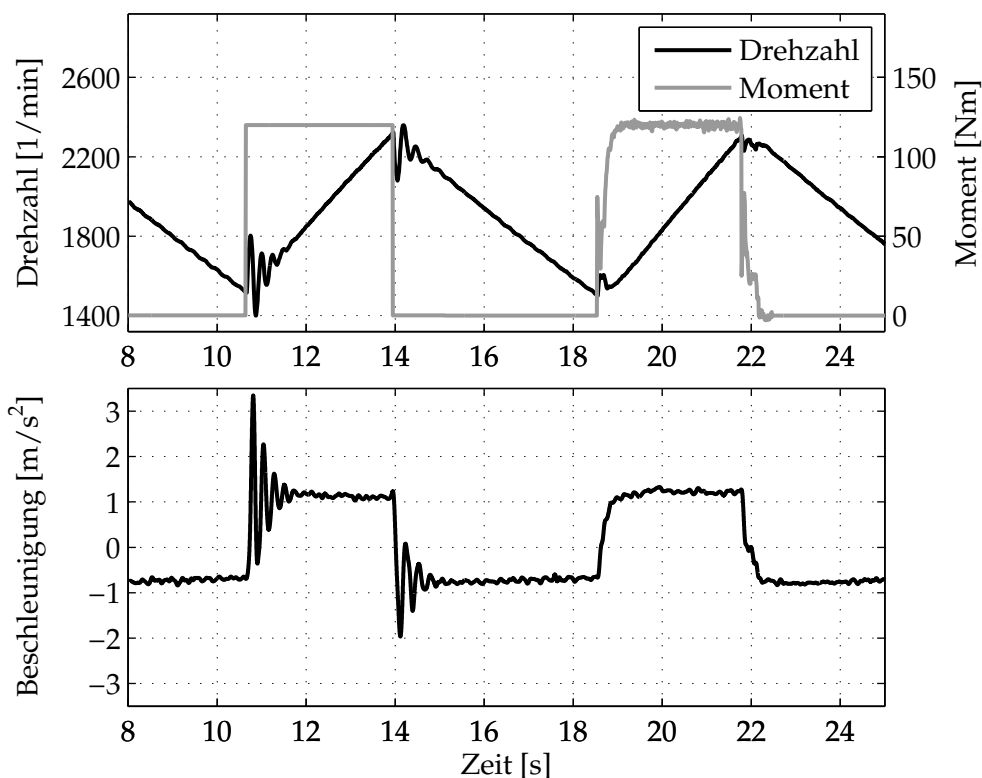


Bild 7.19: Verhalten des Testfahrzeugs G2 mit Allradantrieb bei Momentensprüngen im 2. Gang zunächst unregelt (bis 17 s) und anschließend mit der kombinierten Struktur aus modellbasierter Vorsteuerung und robuster H_∞ -Regelung; Drehzahl und Moment (*oben*), Längsbeschleunigung (*unten*)

erreichenden Komforts weiter steigern. Außerdem zeigt sich, dass der robuste Regler auch an einem Fahrzeug, ohne speziell für dieses ausgelegt worden zu sein, Antriebsstrangschwingungen wirkungsvoll dämpft.

Bei dem bisher eingesetzten Momentensprung können aber beide Regleransätze für sich allein auch schon einen hohen Komfort gewährleisten, weshalb im Folgenden eine realistische Fahrsituation ohne rechteckförmiges Moment gezeigt wird. Anhand von schnellen Lastwechseln mit maximalem Moment, bei denen die einzelnen Regler Einbußen bezüglich des Komforts zeigen, soll die Leistungsfähigkeit der kombinierten Regelung verdeutlicht werden. Da so allerdings der Vergleich der indizierten Momente anhand des gleichen Sprungs entfällt, ist in Bild 7.20 zusätzlich das Fahrerwunschmoment gezeigt, um den Einfluss der Regelung auf die Momentenföhrung zu verdeutlichen.

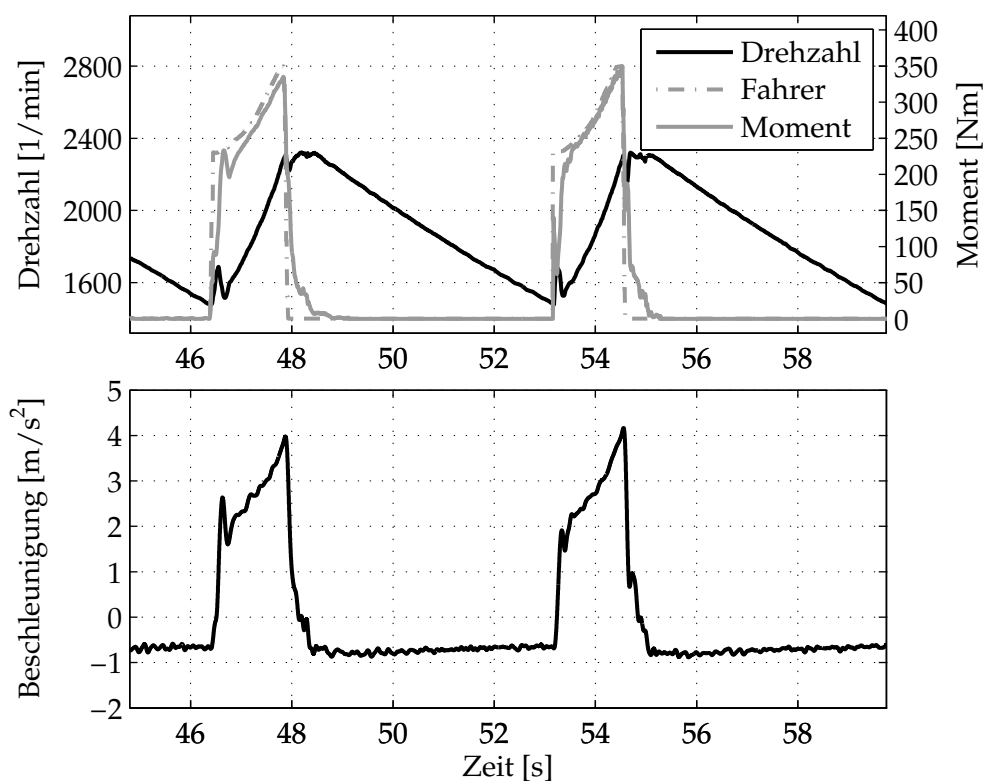


Bild 7.20: Verhalten des Testfahrzeugs G2 mit Allradantrieb bei Lastwechseln im 2. Gang zunächst mit der Serien-Regelung (bis 51 s) und dann mit der kombinierten Struktur aus modellbasierter Vorsteuerung und robuster H_∞ -Regelung; Drehzahl und Momente (*oben*), Längsbeschleunigung (*unten*)

Statt des Vergleichs mit dem unregelmäßigen Verlauf wird hier aufgrund der sehr hohen Momente und Momentengradienten ein Vergleich mit der herkömmlichen Antriebsstrangregelung vorgenommen, um den Antriebsstrang vor zu hohen Belastungen zu schützen. Die Reaktion des mit der derzeitigen Struktur nach Bild 7.1 geregelten Antriebsstrangs ist in Bild 7.20 (bis ca. 51 s) bei einem Lastwechsel dargestellt. Anschließend folgt ein Lastwechsel mit der Kombination aus modellbasierter prädiktiver Regelung mit der robusten Regelung.

Wie die Verläufe der Messgrößen zeigen, reduzieren beide Regelungen trotz dieses *Worst-Case*-Szenarios das Entstehen von Antriebsstrangschwingungen massiv. Im De-

tail betrachtet, werden die Vorteile der modellbasierten gegenüber der derzeitigen Regelung deutlich. Die herkömmliche Struktur benötigt für den Schub-Zug-Wechsel mehr Zeit als die modellbasierte Regelung. Mit letzterer geht beim positiven Lastwechsel der losebedingte Drehzahlanstieg aufgrund der zunächst höheren Momente schneller vonstatten. Dadurch können die Antriebsstranglosen schneller durchlaufen werden. Die anschließende Momentenreduktion mit darauf folgendem harmonischen Momentenaufbau ermöglicht ein schwingungsfreies Anbinden des Antriebsstrangs. Im Gegensatz dazu führt der aufgeprägte Momentenverlauf bei der konventionellen Regelung zu einem deutlichen Überschwinger in der Längsbeschleunigung, der durch den Fahrer als Schlag wahrgenommen und in der Regel als komfortmindernd bewertet wird. Der negative Lastwechsel ist bei beiden Strukturen in der subjektiven Bewertung ähnlich, doch kann die modellbasierte Regelung das Moment ruckelfrei um 0.2 s schneller abbauen.

Fazit

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass sich beide für den Antriebsstrang entworfenen Regler für die Vermeidung von Ruckelschwingungen eignen. Aber erst die Kombination aus modellbasierter prädiktiver Regelung als Vorsteuerung und der robusten Rückführregelung kann den Komfort bei Lastwechseln gegenüber der konventionellen Regelung verbessern. Trotzdem wird für positive wie auch negative Lastwechsel eine höhere Dynamik erreicht, da die modellbasierte Regelung nach kurzer Zeit das Fahrerwunschmoment vollständig umsetzt. Im Gegensatz dazu wird bei der Serienregelung, aufgrund des eingesetzten Filters, der aktuelle Wert des Fahrerwunschmoments nur verzögert erreicht.

Die entwickelten Regelungen lassen sich problemlos an andere Fahrzeuge übertragen. Lediglich bei Fahrzeugen anderer Klassen oder mit strukturellen Änderungen (EMS/ZMS) ist bei der robusten Regelung die Notwendigkeit von Anpassungen zu erwarten. Mit nur einer Parametrierung ist sie für mindestens drei verschiedene Fahrzeuge einsetzbar. Der für ein Fahrzeug mit Frontantrieb ausgelegte Regler kann sogar an einem Fahrzeug mit Allradantrieb ohne Änderung eingesetzt werden.

Das Antriebsstrangmodell für die prädiktive Regelung ist so gestaltet, dass es einmalig offline oder online parametrieren muss und anschließend mittels Kalman-Filterbasierten Methoden nach Bedarf automatisch adaptiert wird. Die Auslegung der Reglerückführung beschränkt sich auf zwei Parameter in Abhängigkeit von der Getriebeübersetzung. Damit ist auch das zweite Ziel dieser Arbeit, den Applikationsbedarf zur Auslegung der Fahrverhaltensfunktionen wesentlich zu reduzieren, erreicht worden.

8 Zusammenfassung

Bei heutigen Fahrzeugen mit direkt einspritzenden Motoren oder elektrischen Antrieben können sehr hohe Momente mit teilweise extremen Gradienten realisiert werden. Aufgrund der fortschreitenden Leichtbauweise bei Antriebssträngen führen diese hohen Momente insbesondere bei schnellen Lastwechseln zu Antriebsstrangschwingungen. Der Antriebsstrang schwingt dabei in der Regel in seiner ersten Eigenform und führt Torsionsschwingungen zwischen Motor und Rädern aus. Diese Schwingungen übertragen sich über den Rad-Straße-Kontakt auf das Chassis und sind durch die Fahrzeuginsassen als Schwingungen der Längsbeschleunigung (Ruckeln) deutlich und unangenehm spürbar.

Zur Vermeidung von Ruckelschwingungen sind in Motorsteuergeräten (MSG) üblicherweise Software-Funktionen implementiert, die zum einen durch geeignete Filterstrukturen hohe Momentengradienten beim Momentenaufbau und -abbau verhindern und zum anderen durch den Einsatz eines Reglers die dennoch entstehenden Schwingungen des Antriebsstrangs ausregeln. Die Parametrierung dieser Struktur erfordert zeitaufwendige Testfahrten, um angemessenen Komfort mit Sportlichkeit zu vereinen. Bei der aktuellen Anzahl von unterschiedlichen Fahrzeugmodellen, Motorisierungen und Getriebevarianten ist das optimale Abstimmen des Fahrverhaltens kaum noch zu bewältigen.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist daher, eine modellbasierte Antriebsstrangregelung zu entwerfen, die einen reduzierten Parametrierungsaufwand gegenüber der derzeitigen Struktur aufweist. Bei gleichbleibender Regelqualität soll die Anzahl der notwendigen Testfahrten und auch die Anzahl der Applikationsparameter sinken, indem sich die Regelung auf ein Modell stützt. Für die Umsetzung der Regelung wird deshalb zunächst das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs untersucht, um die entscheidenden Komponenten und Abhängigkeiten bei der Modellbildung einbeziehen zu können.

Im Rahmen dieser Untersuchungen zeigt sich, dass Verschiebungen der Ruckelfrequenzen in Abhängigkeit von der aktuellen Drehzahl und vom Kupplungsmoment auftreten. Erstere sind auf Fahrzeuge mit Zweimassenschwungrad (ZMS) beschränkt, weshalb die Nichtlinearität dieses Bauteils gesondert berücksichtigt werden muss. Dieses kann über drehzahlabhängige Parameter oder durch die online Adaption von Antriebsstrangparametern erfolgen. Die Abhängigkeit vom Kupplungsmoment ist zu einem geringen Teil gleichfalls auf das ZMS zurückzuführen, aber den Hauptteil der Frequenzverschiebungen verursacht die nichtlineare asymmetrische Steifigkeit der Aggregatlager.

Für die Abbildung dieser Phänomene werden aus der Literatur bekannte physikalische Antriebsstrangmodelle in Form von Zwei- und Dreimassenschwingern auf ihre Eignung untersucht. Ein Dreimassenschwinger mit Berücksichtigung der Aggregatdynamik gibt ebenso wie ein Modell mit zwei Drehmassen die Antriebsstrangschwingungen wieder. Doch aufgrund der nur geringen Qualitätsverbesserung gegen-

über dem Zweimassenschwinger ist der Aufwand für den Einsatz eines Dreimassenschwingermodells mit Aggregatdynamik nicht gerechtfertigt. Zudem stellt die Ermittlung der entsprechenden Lagerkennlinien ein aufwendigeres Problem dar.

Um trotzdem den Unterschieden im Schwingungsverhalten für Zug und Schub Rechnung zu tragen, wird ein schaltendes Zweimassenschwingermodell eingesetzt, das auf unterschiedliche Parameter für diese Fahrzustände zurückgreift. Die Umschaltung der Parameter im Modell erfolgt innerhalb der Antriebsstranglose, die sich als ein weiteres schwingungsbeeinflussendes Phänomen herausgestellt hat. Die Lose wird in Form eines physikalischen Modells, bei dem explizit keine geschwindigkeitsproportionale Dämpferkraft beim Übergang in den Losebereich zugelassen ist, in die Antriebsstrangmodelle integriert. Der Vergleich zwischen modelliertem und gemessenem Antriebswellenmoment zeigt eindeutig, dass nur über die Verwendung des physikalischen Losenmodells die Krafftrichtungsumkehr richtig beschrieben wird. Mit diesem erweiterten Zweimassenschwingermodell ist eine sehr hohe Modellgüte erreichbar.

Da in der Regel keine Informationen über die Steifigkeiten, Dämpfungen und über die Reibverhältnisse der Antriebsstrangkomponenten vorliegen, können diese Parameter nur durch Identifikationsmethoden abgeschätzt werden. Damit eine zuverlässige Ermittlung gelingt, ist es erforderlich, nur die entsprechende Dynamik anzuregen. Dafür werden die Parameter für die rad- und motorseitigen Verlustmodelle anhand von Ausroll- und Abstellmessungen sowie die Aggregatparameter durch Ausschwingversuche des Aggregats bei geöffnetem Antriebsstrang ermittelt. So können die jeweiligen Einflüsse voneinander separiert werden. Als Anregungsfunktion für die Identifikation der Antriebsstrangdynamik sind doppelte Momentensprünge am besten geeignet. Damit gelingt sowohl offline mit dem nichtlinearen *Least-Squares*-Verfahren als auch online mit dem Erweiterten Kalman-Filter (EKF) eine schnelle und robuste Identifikation der Modellparameter.

Dennoch müssen für den Serieneinsatz einige Parameter dauerhaft adaptiert werden. Es zeigt sich, dass das tatsächlich vom Motor abgegebene Moment stark vom Betriebspunkt und vom Zu- und Abschalten der motorischen Nebenaggregate abhängig ist und nicht dem im MSG berechneten Moment entspricht. Der Einsatz eines Motormodells samt Verbrennungsmodellierung zur Berechnung des realen Kurbelwellenmoments erweist sich trotz der bereichsweise guten Simulationsergebnisse aufgrund des immensen Rechenaufwands als nicht praktikabel. Die motorischen Einflüsse werden stattdessen während der Fahrt über die Adaption der Parameter eines Motorreibmodells mittels EKF abgeschätzt. Sie korrigieren das im MSG berechnete Eingangsmoment für das Antriebsstrangmodell. Genauso wird das Fahrwiderstandsmodell an die sich ändernden Umwelteinflüsse, wie beispielsweise Gegen- oder Rückenwind oder die Fahrbahnsteigung, angepasst. Der Aufwand ist notwendig, um den Schub-Zug-Übergang genau bestimmen zu können, da dieser Zeitpunkt entscheidend für die modellbasierte Regelung von Lastwechselschwingungen ist.

Im Gegensatz zu den Verlustparametern müssen die offline ermittelten Antriebsstrangparameter zur Berücksichtigung von Alterungseffekten oder von Beladungsänderungen des Fahrzeugs nur selten bzw. einmalig zu Beginn einer Fahrt adaptiert werden. Diese Parameteranpassungen finden in einem sehr beschränkten Wertebereich statt. Dafür bietet sich die Implementierung eines dualen EKF an, mit dem der rechen-

technische Aufwand gegenüber dem EKF reduziert wird, da die Parameterschätzung bei Bedarf zu- oder abgeschaltet werden kann.

Die Verlustmodelle sowie das Antriebsstrangmodell bilden die Grundlage für eine prädiktive Regelung. Durch die Verwendung eines proportionalen Reglers für die Rückführung der Torsionswinkelgeschwindigkeit ist am Fahrzeug eine gute Einstellbarkeit gegeben, womit das resultierende Fahrverhalten an unterschiedliche Fahrzeugtypen leicht angepasst werden kann. Durch die Verwendung der prädizierten Modellgrößen wird aus dem vom Fahrer geforderten Moment gezielt die Ruckelfrequenz entfernt, so dass trotz hoher Momentendynamik keine Antriebsstrangschwingungen entstehen. Durch die gleichzeitige Rückführung des Modellfehlers ergibt sich eine Regelungsstruktur in Form eines *Smith*-Prädiktors, mit der sich die zuvor erreichten Ergebnisse nochmals verbessern.

Der *Smith*-Prädiktor besitzt eine starke Abhängigkeit von der Modellgüte, da er sich hauptsächlich auf den *Feedforward*-Zweig stützt. Der Aufwand, der für die Modellparametrierung und -adaption getrieben werden muss, ist somit in der Regel sehr hoch. Aus diesem Grund wird alternativ ein robuster H_∞ -Regler entworfen, der auf ein einfaches Antriebsstrangmodell zurückgreift und unempfindlich gegenüber Abweichungen dieses Modells vom realen System ist, was durch die Verwendung des selben Reglers an mehreren Fahrzeugen gezeigt wird. Die Regelgüte des robusten Reglers erweist sich für Lastwechsel mit mittleren Momenten als hoch, doch wird deutlich, dass bei schnellen Lastwechseln mit hohen Momenten auf eine Vorsteuerung nicht verzichtet werden kann.

Deshalb kommt letztlich eine Kombination aus modellbasierter prädiktiver Regelung als Vorsteuerung und der robusten Regelung als Rückführung zum Einsatz. Diese Struktur kann den Komfort bei schnellen Lastwechseln gegenüber der konventionellen Regelung im MSG verbessern und gleichzeitig eine höhere Dynamik erzielen.

Die entwickelte Regelung lässt sich ohne hohen Applikationsaufwand an andere Fahrzeuge übertragen, da die Auslegung der robusten Regelung automatisiert offline erfolgt und nur bei großen Unterschieden zwischen den Fahrzeugtypen einer Anpassung der Wichtungsfunktionen bedarf. Das Antriebsstrangmodell für den prädiktiven Regelungsteil muss einmalig offline oder online parametrieren werden, wobei der Modellierungsaufwand durch den Einsatz der nachgeschalteten robusten Regelung sinkt. Die Adaption der Modellparameter wird bedarfsgerecht automatisch mittels Kalman-Filter-basierten Methoden durchgeführt. Für den Applikateur bleibt allein die Bestimmung der optimalen Dämpfung am Fahrzeug. Damit steht eine modellbasierte Regelungsstruktur für die Dämpfung von Ruckelschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen zur Verfügung, mit der der Applikationsaufwand für das Fahrverhalten beträchtlich reduziert wird.

A Anhang

Tabelle A.1: Technische Daten der verwendeten Testfahrzeuge

Testfahrzeug	A/A2	B	C	D	E	F/F2	G/G2
Typ	Mini-van	Multi-van	Kleinwagen	Oberklasse	Stadtlieferwagen	SUV	Mittelklasse
Zylinder	4	5	4	4	4	4	4
Hubraum	1.9 l	2.5 l	1.6 l	2.0 l	1.6 l	2.0 l	2.0 l
Leistung	77 kW	128 kW	66 kW	103 kW	77 kW	125 kW	103 kW
Antriebsart	Front	Front	Front	Front	Front	Front, Allrad	Front, Allrad
Motorlagerung	quer, Dreipunkt	quer, Vierpunkt	quer, Dreipunkt	längs, Vierpunkt	quer, Dreipunkt	längs, Vierpunkt	quer, Dreipunkt
Schwungrad	ZMS	ZMS	EMS	ZMS	EMS	ZMS	ZMS

Tabelle A.2: Massen, Geometrien und technische Daten des Motors aus Abschnitt 4.1

Nennleistung		77	kW
Zylinderanzahl	n_{zyl}	4	[-]
Hubraum	V_{H}	1896	cm ³
Bohrung	A_{Kol}	79	mm
Hub	$2 r$	96.7	mm
Verdichtung	ϵ	19.5	[-]
Pleuellänge	l	150	mm
Masse des Kolbens	m_{Kol}	0.7234	kg
Masse des Pleuels	m_{pl}	0.6985	kg
Einlass öffnet	$\phi_{\text{EL,auf}}$	710	° KW
Einlass schließt	$\phi_{\text{EL,zu}}$	220	° KW
Auslass öffnet	$\phi_{\text{AL,auf}}$	490	° KW
Auslass schließt	$\phi_{\text{AL,zu}}$	10	° KW
Brennbeginn	ϕ_{BB}	350	° KW
Brenndauer	ϕ_{BD}	70	° KW

Literatur

- [Abb97] ABBASSI, MOJTABA BEIGZADEH: *Reduzierung der Torsionsungleichförmigkeit im Kraftfahrzeugantriebsstrang mit neuartigen Systemen*. Dissertation, Technische Universität Berlin. Papierflieger, Clausthal-Zellerfeld, 1997.
- [Alb94] ALBERS, ALBERT: *Fortschritte beim ZMS - Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge*. In: *LuK Kolloquium*. LuK GmbH & Co. oHG, 1994.
- [Alb05] ALBRECHT, M.: *Modellierung der Komfortbeurteilung aus Kundensicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens*. Dissertation, Universität Karlsruhe. Forschungsberichte/Institut für Produktentwicklung; Bd. 18, 2005.
- [Amm04] AMMON, D., P. FRANK, H. GIMMLER, J. GÖTZ, K.-D. HILF, J. RAUH, G. SCHEIBLE, P. STIESS: *Fahrzeugschwingungen - von der Fahrbahnanregung bis zum Komfortempfinden*. In: *VDI-Berichte-Humanshwingungen*, Band 1821, Seiten 139–158. VDI Verlag, Düsseldorf, 2004.
- [Ana06] ANALOG DEVICES: Datasheet ADXL203: Precision $\pm 1.7g$ Dual-axis IMEMS® Accelerometer, 2006.
- [AWB05] ALT, NORBERT; WOLFF, KLAUS und BRAUN, EUGEN: *Antriebsstrangoptimierung unter Verwendung von CAE und hybriden Methoden*. In: LASCHE, ANDREAS (Hrsg.): *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik III: dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben*. expert verlag, Renningen, 2005.
- [Bac03] BACH, ERNSTWENDELIN: *Verbrennungsmotoren Lehrbrief V9 Thermodynamische Modellierung realer Prozesse von Verbrennungsmotoren*. Technischer Bericht, Hochschule für Technik und Wirtschaft, Dresden, 2003.
- [BBL⁺05] BALLUCHI, A.; BENVENUTI, L.; LEMMA, C.; MURRIERI, P. und SANGIOVANNI-VINCENTELLI, A. L.: *Hybrid Models of an Automotive Driveline*. Internal Technical Report, PARADES, 2005. www.dii.unisi.it/cohes/cc/publications/2004/papers/BBLMS04a.pdf.
- [BCLY07] BERRIRI, M.; CHEVREL, P.; LEFEBVRE, D. und YAGOUBI, M.: *Active damping of automotive powertrain oscillations by a partial torque compensator*. In: *Proceedings of the American Control Conference*, Seiten 5718–5723, 2007.
- [BCPS08] BALAS, GARY; CHIANG, RICHARD; PACKARD, ANDY und SAFONOV, MICHAEL: *Robust Control Toolbox, User's Guide*. http://www.mathworks.com/help/pdf_doc/robust/robust_ug.pdf, 2008.
- [Beh12] BEHRENDT, HENDRIK: *Modellprädiktive Kompensation von Antriebsstrangschwingungen bei Fahrzeugen mit manuellen und automatisierten Getrieben*. Dissertation (in Bearbeitung), Leibniz Universität Hannover, 2012.

- [Bei00] BEINEKE, STEPHAN: *Online-Schätzung von mechanischen Parametern, Kennlinien und Zustandsgrößen geregelter elektrischer Antriebe*. Dissertation, Universität-GH Paderborn. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 8, Nr. 816, VDI Verlag, Düsseldorf, 2000.
- [Ben98] BENCKER, RUDOLF: *Simulationstechnische und experimentelle Untersuchung von Lastwechselphänomenen an Fahrzeugen mit Standardantrieb*. Dissertation Technische Universität Dresden. Hieronymus Buchreproduktions GmbH, München, 1998.
- [Bes98] BEST, M. C.: *Nonlinear Optimal Control of Vehicle Driveline Vibrations*. UKACC International Conference on Control '98, Seiten 658–663, 1998.
- [Bir00] BIRK, JOACHIM: *Zustandsschätzung für nichtlineare Prozesse mit zeitdiskreten und totzeitbehafteten Messgrößen*. *Automatisierungstechnik*, 48(5): Seiten 235–239, 2000.
- [BM88] BOHN, H.-J. und METZNER, F.: *Lastschlagverhalten von Antriebsaggregaten im Pkw*. In: *VDI-Berichte Nr. 697*. VDI Verlag, Düsseldorf, 1988.
- [Bor08] BORGEEST, KAI: *Elektronik in der Fahrzeugtechnik*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2008.
- [Bos01a] BOSCH, ROBERT GMBH (Hrsg.): *Elektronische Dieselregelung EDC*. Stuttgart, 2001.
- [Bos01b] BOSCH, ROBERT GMBH (Hrsg.): *Sensoren im Kraftfahrzeug*. Stuttgart, 2001.
- [Bos03] BOSCH, ROBERT GMBH (Hrsg.): *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2003.
- [Bur93] BURCKHARDT, MANFRED: *Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme*. Vogel Fachbuch-Verlag, Würzburg, 1993.
- [DGKF89] DOYLE, JOHN C.; GLOVER, KEITH; KHARGONEKAR, PRAMOD P. und FRANCIS, BRUCE A.: *State-Space Solutions to Standard H_2 and H_∞ Control Problems*. *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 34, No. 8: Seiten 831–846, 1989.
- [DH09] DRESIG, HANS und HOLZWEISSIG, FRANZ: *Maschinendynamik*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2009.
- [DIN94] *DIN 70 000: Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*, 1994.
- [DP04] DITTMAR, R. und PFEIFFER, B.-M.: *Modellbasierte Prädiktive Regelung*. Oldenbourg-Wissenschaftsverlag, München, 2004.
- [DPZ91] DOYLE, J.; PACKARD, A. und ZHOU, K.: *Review of LFTs, LMIs, and μ* . In: *Proceedings of the 30th IEEE Conference on Decision and Control*, Band 2, Seiten 1227–1232, 1991.

- [Dre04] DREYER, MATHIAS ROMAN: *Untersuchung zur nichtlinearen Mechanik von Schraubendruckfedern*. Dissertation, Universität Siegen. Der Andere Verlag, Osnabrück, 2004.
- [Dud73] DUDITZA, FLOREA: *Kardangelenkgetriebe und ihre Anwendungen*. VDI Verlag, Düsseldorf, 1973.
- [DZ86] DUPUIS, H. und ZERLETT, G.: *The Effects of Whole-Body Vibration*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, 1986.
- [Exn97] EXNER, W.: *Antriebsstrang NVH - eine Detektivarbeit. Ursachenanalyse und Bekämpfung von Antriebsstranggeräuschen und -schwingungen*. 6. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Seiten 1107–1126, 1997.
- [Fan94] FAN, JUN: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu Längsschwingungen von PKW (Ruckeln)*. Dissertation TU Braunschweig, Shaker-Verlag, Aachen, 1994.
- [Feh91] FEHRENBACH, HERMANN: *Berechnung des Brennraumdruckverlaufes aus der Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit von Verbrennungsmotoren*. Dissertation, Universität Karlsruhe. VDI Verlag, Düsseldorf, 1991.
- [FHS⁺02] FEHRENBACH, HERMANN; HOHMANN, CARSTEN; SCHMIDT, THORSTEN; SCHULTALBERS, WINFRIED und RASCHE, HENNING: *Kompensation des Geberradfehlers im Fahrbetrieb*. MTZ Motorentechnische Zeitschrift, 7-8/2002: Seiten 588–591, 2002.
- [Fre02] FREDRIKSSON, JONAS: *Nonlinear Model-based Control of Automotive Powertrains*. Dissertation, Chalmers University of Technology, Göteborg, 2002.
- [FS06] FIDLIN, ALEXANDER und SEEBACHER, ROLAND: *Simulationstechnik am Beispiel des ZMS*. In: *LuK Kolloquium*. LuK GmbH & Co. oHG, 2006.
- [FWE02] FREDRIKSSON, JONAS; WEIEFORS, HENRIK und EGARDT, BO: *Powertrain Control for Active Damping of Driveline Oscillations*. In: *Vehicle System Dynamics*, Band 37, Seiten 359–376. 2002.
- [GA01] GREWAL, MOHINDER S. und ANDREWS, ANGUS P.: *Kalman Filtering: Theory and Practice*. John Wiley & Sons, New York, 2001.
- [GBH97] GERHARDT, J.; BENNINGER, N. und HEISS, W.: *Drehmomentenorientierte Funktionsstruktur der elektronischen Motorsteuerung als neue Basis für Triebstrangsysteme*. In: 6. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Seiten 817–849, 1997.
- [Gel74] GELB, ARTHUR ET. AL.: *Applied Optimal Estimation*. The M.I.T. Press, 1974.
- [GF07] GROTE, K.-H. und FELDHUSEN, J. (Hrsg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2007.

- [GG06] GEVATTER, HANS-JÜRGEN und GRÜNHAUPT, ULRICH: *Handbuch der Mess- und Automatisierungstechnik im Automobil*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2006.
- [GLS08] GEBHARDT, MARKUS; LAUFF, ULRICH und SCHNELLBACHER, KILIAN: *Operation am offenen Herzen - Teil 1: Entwicklung und Test von Steuergerätefunktionen mit der Bypass-Methode*. www.elektroniknet.de, 2008.
- [God93] GODFREY, KEITH (Hrsg.): *Perturbation signals for system identification*. Prentice Hall, New York, 1993.
- [GPK05] GU, D.-W.; PETKOV, P. HR. und KONSTANTINOV, M. M.: *Robust Control Design with MATLAB®*. Springer-Verlag, London, 2005.
- [GR99] GEERING, H. P. und RODUNER, C. A.: *Entwurf robuster Regler mit der H-unendlich Methode*. Bulletin SEV/VSE, 03/99, Seiten 55-58, 1999.
- [GS91] GOSSELIN, CLÉMENT M. und SEFRIQUI, JAOUAD: *Polynomial solutions for the direct kinematic problem of planar three-degree-of-freedom parallel manipulators*. In: *Fifth International Conference on Advanced Robotics*, Band 2, Seiten 1124–1129, 1991.
- [Hag98] HAGERODT, BERND: *Untersuchungen zu Lastwechselreaktionen frontgetriebener Personenkraftwagen*. Dissertation, RWTH Aachen. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen, Aachen, 1998.
- [Hak08] HAKEN, KARL-LUDWIG: *Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik*. Hanser-Verlag, München, 2008.
- [HB02] HEISSING, BERND und BRANDL, HANS JÜRGEN: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. Vogel Fachbuch-Verlag, Würzburg, 2002.
- [Hel04] HELBIG, JÖRG: *Robuste Regelungsstrategien am Beispiel der PKW-Spurführung*. Dissertation, TU Braunschweig. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 8, Nr. 1025, VDI Verlag, Düsseldorf, 2004.
- [Hen94] HENNECKE, DIETER: *Zur Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw bei instationären Anregungen*. Dissertation, TU Braunschweig. VDI Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [Hep96] HEPPE, PETER: *Ein Beitrag zur Simulation des Schwingungsverhaltens von Aggregatlagerungen unter Berücksichtigung nichtlinearer Koppellemente*. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1996.
- [HGP06] HEIMANN, BODO; GERTH, WILFRIED und POPP, KARL: *Mechatronik*. Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, München, 2006.
- [HH07] HEISSING, BERND und (HRSG.), METIN ERSOY: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2007.

- [HK99] HABER, ROBERT und KEVICZKY, LÁSZLÓ: *Nonlinear System Identification - Input Output Modeling Approach - Vol. 1 & 2*. Kluwer Academic Publishers, 1999.
- [HK07] HASCHKA, MARKUS und KREBS, VOLKER: *Beobachtung der Verdrillung in einem Kfz-Antriebsstrang mit Lose*. at - Automatisierungstechnik, 55(3): Seiten 127–135, 2007.
- [Hof87] HOFFMANN, KARL: *Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmeißstreifen*. Hottinger Baldwin Meßtechnik GmbH (Hrsg.), Darmstadt, 1987.
- [HP02] HARRIS, CYRIL M. und PIERSOL, ALLAN G.: *Harris' shock and vibration handbook*. McGraw-Hill, New York, 2002.
- [Ise92] ISERMANN, ROLF: *Identifikation dynamischer Systeme*. Springer-Verlag, Berlin, 1992.
- [Jac87] JACOBY, WALTER: *Rekursive Parameteridentifikationsalgorithmen für stochastische nichtlineare Systeme*. Dissertation, TU Braunschweig, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 8, Nr. 139, VDI Verlag, Düsseldorf, 1987.
- [JU97] JULIER, S. und UHLMANN, J.: *A new extension of the Kalman filter to nonlinear systems*. In: KADAR, IVAN (Hrsg.): *Proceedings of Areosense, 11th International Symposium Aerospace/Defense Sensing, Simulation and Controls*, Seiten 182–193, 1997.
- [Jul02] JULIER, S. J.: *The Scaled Unscented Transformation*. Proceedings of the American Control Conference, Vol. 6: Seiten 4555–4559, 2002.
- [KAH08] KOTLARSKI, JENS; ABDELLATIF, HOUSSEM und HEIMANN, BODO: *Improving the pose accuracy of a planar 3RRR parallel manipulator using kinematic redundancy and optimized switching patterns*. In: *Proc. of the 2008 International Conference on Robotics and Automation, ICRA 2008*, Seiten 3863–3868, 2008.
- [Kel99] KELLEY, C. T.: *Detection and remediation of stagnation in the Nelder-Mead algorithm using a sufficient decrease condition*. SIAM Journal on Optimization, 10: Seiten 43–55, 1999.
- [Kir07] KIRCHNER, ECKHARD: *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2007.
- [Kli96] KLINGNER, BURKHARDT: *Einfluß der Motorlagerung auf Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug*. Dissertation, TU Braunschweig, 1996.
- [Kli01] KLINGENBERG, R.: *Materialdämpfung in Antriebskomponenten*. In: *Schwingungen in Antrieben, VDI-Berichte; Nr. 1630*, Seiten 543–565. VDI Verlag, Düsseldorf, 2001.

- [KN05] KIENCKE, ULRICH und NIELSEN, LARS: *Automotive Control Systems*. Springer-Verlag, Berlin, 2005.
- [Lag04] LAGERBERG, ADAM: *Control and Estimation of Automotive Powertrains with Backlash*. Dissertation at the Department of Signals and Systems, Chalmers University of Technology, 2004.
- [Lju79] LJUNG, LENNART: *Asymptotic Behavior of the Extended Kalman Filter as a Parameter Estimator for Linear Systems*. In: IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 24: Seiten 36–50, 1979.
- [LK03] LÜCKMANN, THOMAS und KÜÇÜKAY, FERIT: *Simulation von Antriebsstrangschwingungen und des daraus entstehenden Innengeräuschs*. In: LASCHET, ANDREAS (Hrsg.): *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik II*, Seiten 63–82. Haus der Technik Fachbuch, expert verlag, 2003.
- [Lun08] LUNZE, JAN: *Regelungstechnik 1 & 2*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2008.
- [Lux00] LUX, RALPH: *Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung durch Integration von Simulation und Versuch*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2000.
- [LZD96] LU, WEI-MIN; ZHOU, KEMIN und DOYLE, JOHN C.: *Stabilization of Uncertain Linear Systems: An LFT Approach*. IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 41, No. 1: Seiten 50 – 65, 1996.
- [Mac04] MACKENROTH, UWE: *Robust Control Systems*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2004.
- [Mai06] MAIER, HANSJÖRG: *Analyse- und Optimierungsmethoden für Aggregatlagerungssysteme zur Verbesserung des Fahrkomforts*. Dissertation, Universität Karlsruhe. Forschungsberichte/Institut für Produktentwicklung, Band 24, 2006.
- [MCMG05] MÜLLER; CHRISTMANN; MÜNZ und GHEORGHIU: *System und Regelungskonzept für zukünftige Turbolader-Abgasrückführsysteme für turboaufgeladene Diesel-Pkw*. 10. Aufladetechnische Konferenz 2005, Dresden, 2005.
- [Meh70] MEHRA, R.: *On the Identification of Variances and Adaptive Kalman Filtering*. IEEE Transaction of Automation and Control, 15: Seiten 175–184, 1970.
- [MPS04] MIKNASS, WERNER; POPIOL, RAINER und SPRENGER, AXEL: *Kupplung, Getriebe, Antriebswellen*. Vogel Fachbuch-Verlag, Würzburg, 2004.
- [MRE99] MENDAY, M. T.; RAHNEJAT, H. und EBRAHIMI, M.: *Clonk: An Onomatopoeic Response in Torsional Impact of Automotive Drivelines*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Band 213, Seiten 349–357. Professional Engineering Publishing, 1999.

- [MSO04] MERKER, GÜNTER; STIESCH, C. und OTTO, F.: *Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. B. G. Teubner Verlag, Stuttgart, 2004.
- [MW04] MITSCHKE, MANFRED und WALLENTOWITZ, HENNING: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer-Verlag, Berlin, 2004.
- [NBG01] NORDIN, MATTHIAS; BORDIN, PER und GUTMAN, PER-OLOF: *New Models and Identification Methods for Backlash and Gear Play*. In: TAO, GANG und LEWIS, FRANK L. (Hrsg.): *Adaptive control of nonsmooth dynamic systems*, Seiten 1–30, 2001.
- [NBL07] NAUNHEIMER, HARALD; BERTSCHE, BERND und LECHNER, GISBERT: *Fahrzeuggetriebe*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2007.
- [Nel01] NELLES, OLIVER: *Nonlinear System Identification*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2001.
- [NM65] NELDER, J. A. und MEAD, R.: *A simplex method for function minimization*. *The Computer Journal*, 7(4): Seiten 308–313, 1965.
- [NPR00] NØRGAARD, M.; POULSEN, N. K. und RAVN, O.: *New Developments in State Estimation for Nonlinear Systems*. *Automatica*, 36: Seiten 1627–1638, 2000.
- [ORR06] ODELSON, BRIAN J.; RAJAMANI, MURALI R. und RAWLINGS, JAMES B.: *A New Autocovariance Least-Squares Method for Estimating Noise Covariances*. *Automatica*, 42: Seiten 303–308, 2006.
- [Pac02] PACEJKA, HANS B.: *Tire and Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers and Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.
- [Pet96] PETERSSON, MAGNUS: *Driveline Modeling and Principles for Speed Control and Gear-Shift Control*. Linköping Studies in Science and Technology Thesis No. 564, Linköping, 1996.
- [PFC98] POWELL, J. DAVID; FEKETE, N. P. und CHANG, CHEN-FANG: *Observer-Based Air-Fuel Ratio Control*. In: *Control Systems Magazine, IEEE*, Band 18, Seiten 72 – 83, 1998.
- [PTVF92] PRESS, WILLIAM H.; TEUKOLSKY, SAUL A.; VETTERLING, WILLIAM T. und FLANNERY, BRIAN P.: *Numerical Recipes in C: The Art of Scientific Computing*. Cambridge University Press, 1992.
- [Que08] QUERNHEIM, LARS: *Modellbasierte Auslegung der Schwingungskompensation im Kfz-Antriebsstrang*. Dissertation, Leibniz Universität Hannover. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 677, VDI Verlag, Düsseldorf, 2008.
- [Rai94] RAISCH, JÖRG: *Mehrgrößenregelung im Frequenzbereich*. Oldenbourg-Verlag, München, 1994.

- [Rüc04] RÜCKERT, JOACHIM: *Modellgestützte Regelung von Ladedruck und Abgasrückführtrate beim Dieselmotor*. Dissertation, RWTH Aachen. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 8, Nr. 1064, VDI Verlag, Düsseldorf, 2004.
- [Rei87] REIK, WOLFGANG: *Das Zweimassenschwungrad*. In: 1. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 1987.
- [Rei03] REITZ, ANDREAS: *Schwingungsübertragung von Seitenwellen bei PKW mit Frontantrieb*. Dissertation, RWTH Aachen. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen, Aachen, 2003.
- [Ric05] RICHERT, FELIX: *Objektorientierte Modellbildung und Nichtlineare Prädiktive Regelung von Dieselmotoren*. Dissertation, RWTH Aachen. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 8, Nr. 1092, VDI Verlag, Düsseldorf, 2005.
- [Rod97] RODUNER, CHRISTIAN ANDREAS: *H_∞ -Regelung linearer Systeme mit Totzeiten*. Dissertation, ETH Zürich. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 8, Nr. 708, VDI Verlag, Düsseldorf, 1997.
- [Ros04] ROSCHER, THOMAS: *Identifikation von Modellparametern an Mehrkörpersystemen am Beispiel eines Antriebsstranges*. Dissertation, Technische Universität Dresden. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 605, VDI Verlag, Düsseldorf, 2004.
- [SBR01] SCHUMACHER, THOMAS; BIERMANN, JAN-WELM und REITZ, ANDREAS: *Lastwechselschwingungen in Kfz-Antriebssträngen - eine Kompromissauslegung zwischen Komfort und Agilität*. In: LASCHET, ANDREAS (Hrsg.): *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik*, Seiten 25–38. expert verlag, Renningen, 2001.
- [Sch87] SCHULTE, LOUIS-FERDINAND: *Funktion und Konstruktion eines Zweimassenschwungrades*. *Automobil-Industrie*, 2/87: Seiten 119–126, 1987.
- [Sch90] SCHNURR, MICHAEL: *Entwicklungen zum Superweitwinkel-ZMS*. In: 4. Internationales LuK-Kolloquium, Seiten 53–76. Baden-Baden, 1990.
- [Sch93] SCHREINER, KLAUS: *Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei schnelllaufenden Hochleistungsdieselmotoren*. *MTZ Motorentechnische Zeitschrift*, Vol. 54: Seiten 554–563, 1993.
- [Sch02] SCHUMACHER, THOMAS: *Optimierung des Lastwechselverhaltens bei einem Pkw mit Frontantrieb*. Dissertation, RWTH Aachen. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen, Aachen, 2002.
- [Sch05] SCHWENGER, ANDREAS: *Aktive Dämpfung von Triebstrangschwingungen*. Dissertation, Universität Hannover, 2005.
- [Sch10] SCHOLLMAYER, MICHAEL: *Beitrag zur modellbasierten Ladedruckregelung für Pkw-Dieselmotoren*. Dissertation, Leibniz Universität Hannover. Shaker-Verlag, Aachen, 2010.

- [Sko06] SKOPIL, MARIO ARNO: *Moderne Turboaufladung*. expert verlag, Renningen, 2006.
- [SL88] SAFONOV, MICHAEL G. und LIMEBEER, D. J. N.: *Simplifying the H_∞ Theory via Loopshifting*. In: *Proceedings of the 27th IEEE Conference on Decision and Control*, Band 2, Seiten 1399–1404. 1988.
- [Smi59] SMITH, O. J. M.: *A Controller to Overcome Dead Time*. ISA Journal, 6(2): Seiten 28–33, 1959.
- [SP05] SKOGESTAD, SIGURD und POSTLETHWAITE, IAN: *Multivariable Feedback Control*. John Wiley & Sons, 2005.
- [SZ06] SCHÄUFFELE, JÖRG und ZURAWKA, THOMAS: *Automotive Software Engineering*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2006.
- [TMLM07] TRIESS, BURKHARD; MÜLLER, CHRISTOPH P.; LAUFF, ULRICH und MÖSSNER, CLAUDIUS: *Entwicklung und Applikation von Motor- und Getriebesteuerungen mit der ETK-Steuergeräteschnittstelle*. Automobiltechnische Zeitschrift ATZ, Vol. 01: Seiten 32–39, 2007.
- [Url94] URLAUB, ALFRED: *Verbrennungsmotoren: Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion*. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 1994.
- [VDI02] *VDI-Richtlinie 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen*, 2002.
- [vdM04] MERWE, RUDOLPH VAN DER: *Sigma-Point Kalman Filters for Probabilistic Inference in Dynamic State-Space Models*. Dissertation, Oregon Health & Science University, 2004.
- [Vib70] VIBE, IWAN I.: *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*. VEB Verlag Technik, Berlin, 1970.
- [Wal08] WALTER, ANDREAS: *Regelung und Diagnose von Fahrzeug-Antriebssträngen mit Zweimassenschwungrad*. Dissertation, Universität Karlsruhe. Shaker-Verlag, Aachen, 2008.
- [WB06] WELCH, G. und BISHOP, G.: *An Introduction to the Kalman Filter*. http://www.cs.unc.edu/~welch/media/pdf/kalman_intro.pdf, 2006.
- [WBBW06] WENZEL, T. A.; BURNHAM, K. J.; BLUNDELL, M. V. und WILLIAMS, R. A.: *Dual extended Kalman filter for vehicle state and parameter estimation*. Vehicle System Dynamics, 44(2): Seiten 153–171, 2006.
- [Web08] WEBERSINKE, LENA: *Adaptive Antriebsstrangregelung für die Optimierung des Fahrverhaltens von Nutzfahrzeugen*. Dissertation, Universität Karlsruhe. Universitätsverlag Karlsruhe, 2008.
- [Wen07] WENDEL, JAN: *Integrierte Navigationssysteme: Sensordatenfusion, GPS und inertielle Navigation*. Oldenbourg Wissenschaftsverlag, München, 2007.

- [WN97] WAN, ERIC A. und NELSON, ALEX T.: *Neural Dual Extended Kalman Filtering: Applications in Speech Enhancement and Monaural Blind Signal Separation*. In: *Proceedings of the VII. IEEE Workshop Neural Networks for Signal Processing*, Seiten 466 – 475, 1997.
- [WN01] WAN, ERIC A. und NELSON, ALEX T.: *Chapter 5 - Dual Extended Kalman Filter Methods*. In: *Kalman Filtering and Neural Networks*. John Wiley & Sons, 2001.
- [WvdM01] WAN, E. A. und MERVE, R. VAN DER: *Chapter 7 - The Unscented Kalman Filter*. In: HAYKIN, SIMON (Hrsg.): *Kalman Filtering and Neural Networks*. John Wiley & Sons, 2001.
- [YS97] YURKOVICH, STEPHEN und SIMPSON, MELINDA: *Comparative Analysis for Idle Speed Control: A Crank-Angle Domain Viewpoint*. In: *Proceedings of the American Control Conference, Albuquerque*, Seiten 278–283, 1997.
- [Zam66] ZAMES, G.: *On the input-output stability of time-varying nonlinear feedback systems, Part I: Part one: Conditions derived using concepts of loop gain, conicity, and positivity*. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 11(2):228 – 238, 1966.
- [ZBR98] ZOMOTOR, A.; BRAESS, H.-H. und RÖNITZ, R.: *Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen – Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre, Teil 1 und 2*. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, 99(12): Seiten 780–785, 1997 und 100(3): Seiten 236–243, 1998.
- [ZDG96] ZHOU, KEMIN; DOYLE, JOHN C. und GLOVER, KEITH: *Robust and optimal control*. Prentice Hall, New York, 1996.
- [ZWS99] ZWEIRI, Y.; WHIDBORNE, J. und SENEVIRATNE, L.: *Dynamic simulation of a single-cylinder diesel engine including dynamometer modelling and friction*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 1999.
- [ZWS00] ZWEIRI, Y.; WHIDBORNE, J. und SENEVIRATNE, L.: *Instantaneous friction components model for transient engine operation*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Band 214, Seiten 809–824, 2000.
- [ZWS01] ZWEIRI, Y.; WHIDBORNE, J. und SENEVIRATNE, L.: *Detailed analytical model of a single-cylinder diesel engine in the crank angle domain*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Band 215, Seiten 1197–1216, 2001.

Eigene Veröffentlichungen

- [BOTZ10] BEHRENDT, HENDRIK; ORTMAIER, TOBIAS; TRABELSI, AHMED und ZEMKE, STEFFEN: *Analyse und modellbasierte Regelung von KFZ-*

- Antriebsstrangschwingungen.* In: *Simulation und Test für die Automobil-elektronik II*, Seiten 145–161. expert verlag, Renningen, 2010.
- [BZG09] BEHRENDT, HENDRIK; ZEMKE, STEFFEN und GROTHJAHN, MARTIN: *Modellbasierte prädiktive Ruckeldämpfung von KFZ-Antriebsstrangschwingungen.* In: *7. Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen*, 2009.
- [GQZ06] GROTHJAHN, MARTIN; QUERNHEIM, LARS und ZEMKE, STEFFEN: *Modelling and Identification of Car Driveline Dynamics for Anti-jerk Controller Design.* In: *Proceedings of the IEEE 3rd International Conference on Mechatronics, Budapest*, Seiten 131–136, 2006.
- [ZBG09] ZEMKE, STEFFEN; BEHRENDT, HENDRIK und GROTHJAHN, MARTIN: *Dämpfungseinrichtung und Dämpfungsverfahren zur Unterdrückung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen.* Patent DE102008052058B3, 2009.
- [ZQG07] ZEMKE, STEFFEN; QUERNHEIM, LARS und GROTHJAHN, MARTIN: *Modellbasierte Optimierung von fahrverhaltensrelevanten Motorsteuergerätefunktionen.* In: *6. Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen*, Seiten 207–247, 2007.
- [ZQHK07] ZEMKE, STEFFEN; QUERNHEIM, LARS; HEIMANN, BODO und KACZOR, BENJAMIN: *Modelling of Driveline Dynamics for Discrete-Time Online Identification and Long-Run Adaption.* In: *German-Polish Workshop: Dynamical Problems in Mechanical Systems*, Goslar, 2007.

Betreute studentische Arbeiten

- [Abu08] ABUSABBAH, RAMI: *Entwurf einer Sliding-Mode-Regelung zur Kompensation von Antriebsstrangschwingungen.* Bachelorarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2008.
- [Beh07] BEHRENDT, HENDRIK: *Online-Reglerauslegung zur Bedämpfung von Antriebsstrangschwingungen an einem Diesel-PKW.* Projektarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2007.
- [Beh08] BEHRENDT, HENDRIK: *Modellbasierte prädiktive Regelung von Antriebsstrangschwingungen unter Berücksichtigung diskret wechselnder Zustände.* Diplomarbeit bei der IAV GmbH (Gifhorn) und dem Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2008.
- [Ber06] BERTKE, JAN: *Entwicklung eines Motormodells für die Nachbildung von motorerregten Antriebsstrangschwingungen.* Projektarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Universität Hannover, 2006.
- [Che07] CHEN, DI: *Statische Vermessung eines Zweimassenschwungrades.* Laborarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2007.

- [Che08] CHEN, DI: *Aktive Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen mittels modellbasierter Kompensation*. Masterarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2008.
- [Don07] DONGLIN, XUAN: *Zustands- und Parameterschätzung am Fahrzeugantriebsstrang mittels UKF*. Masterarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2007.
- [Drä08] DRÄGER, FLORIAN: *Online Masse- und Fahrwiderstandsschätzung am Kraftfahrzeug*. Projektarbeit bei der IAV GmbH (Gifhorn) und am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2008.
- [Gli09] GLINS, BENEDIKT: *Kalibrierung einer autarken Messeinrichtung zur Messung von Momenten am Fahrzeugantriebsstrang*. Laborarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2009.
- [He08] HE, HUAN: *Simulative Erprobung von Regelungsstrukturen für den Antriebsstrang von Diesel-PKW*. Masterarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2008.
- [Hop06] HOPPE, PATRYK-MANUEL: *Entwurf einer robusten Regelungsstrategie für den Antriebsstrang von Diesel-PKW*. Diplomarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Universität Hannover, 2006.
- [Kac06a] KACZOR, BENJAMIN: *Entwicklung eines robusten Beobachters für die Zustandsschätzung am KFZ-Antriebsstrang*. Projektarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Universität Hannover, 2006.
- [Kac06b] KACZOR, BENJAMIN: *Modellierung und Identifikation von hydrodynamischen Wandlern*. Projektarbeit bei der IAV GmbH (Gifhorn) und am Mechatronik-Zentrum Hannover, Universität Hannover, 2006.
- [Kac07] KACZOR, BENJAMIN: *Automatisierte Berücksichtigung variierender Verluste bei der modellbasierten Reglerauslegung der aktiven Ruckeldämpfung*. Diplomarbeit bei der IAV GmbH (Gifhorn) und am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2007.
- [Li08] LI, LIN: *Modellbasierte Entwicklung einer Gangablaufsteuerung für ein hydraulisch betätigtes einfach synchronisierendes Vorgelegegetriebe*. Masterarbeit bei der IAV GmbH (Berlin) und dem Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2008.
- [Mas08a] MASKE, MARCEL: *Modellbasierte Detektion des Kupplungszustands bei Handschalter-Fahrzeugen*. Diplomarbeit bei der IAV GmbH (Gifhorn) und dem Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2008.
- [Mas08b] MASKE, MARCEL: *Modellbasierte Schätzung der Kovarianz-Matrizen von Antriebsstrangmodellen*. Projektarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2008.

- [Mor07] MORITZ, CHRISTOPH: *Modellprädiktive Regelung am Fahrzeugantriebsstrang zur Komfortoptimierung*. Projektarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2007.
- [Ows07] OWSINSKI, MARTIN: *Winkeldiskrete Modellierung der Dynamik eines Dieselmotors zur Nachbildung von Beschleunigungsruckeln*. Diplomarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2007.
- [Pie06] PIEPHO, NIELS: *Modellbasierte Ermittlung von Reglerparametern für die Dämpfung von Fahrzeugschwingungen*. Projektarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Universität Hannover, 2006.
- [Poh08] POHLE, LINUS: *Invertierung und Simulation der Antriebsstrangdynamik zur modellbasierten Optimierung des Fahrverhaltens von PKW*. Studienarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2008.
- [Prü06] PRÜFER, FLORIAN: *Anwendung von künstlichen neuronalen Netzen in der Motorsteuerung eines Ottomotors mit Direkteinspritzung*. Diplomarbeit bei der IAV GmbH (Gifhorn) und dem Mechatronik-Zentrum Hannover, Universität Hannover, 2006.
- [Som06] SOMMER, BURKHARD: *Entwicklung einer neuen Ruckeldämpferstruktur für den Einsatz im Diesel-Kraftfahrzeug*. Diplomarbeit bei der IAV GmbH (Gifhorn) und am Mechatronik-Zentrum Hannover, Universität Hannover, 2006.
- [Sti08] STINDL, HARALD: *Entwicklung einer autarken Messeinrichtung zur Aufnahme von Drehzahlen und Momenten am Fahrzeugantriebsstrang*. Studienarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2008.
- [Yan06] YAN, FANGGEN: *Analyse von Antriebsstrangschwingungen mit Medusa*. Laborarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2006.
- [Yan07] YAN, FANGGEN: *Winkeldiskrete Modellierung und Simulation eines Antriebsstrangs mit Losen*. Projektarbeit am Mechatronik-Zentrum Hannover, Leibniz Universität Hannover, 2007.

Wissenschaftlicher Werdegang

Persönliche Daten

Name Steffen Zemke
Geburtsdatum 13.03.1976
Geburtsort Peine
Familienstand verheiratet, zwei Kinder

Schulbildung

1982-1986 Grundschule Stederdorf
1986-1988 Orientierungsstufe Edemissen
1988-1995 Gymnasium am Silberkamp Peine
06/1995 Abschluss: Abitur

Wehrdienst

1995-1996 Grundwehrdienst beim
Panzeraufklärungslehrbataillon 11, Munster

Berufsausbildung

1996-1999 Ausbildung zum Metallbauer bei der
Berkhöpener Kfz- und Metallbau GmbH (BKM)
01/1999 Abschluss: Geselle

Studium

1999-2004 Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover
Studienrichtung: Produktionstechnik mit dem
Schwerpunkt Mechatronik
10/2001 Vordiplom
10/2004 Abschluss: Diplom-Ingenieur

Forschungstätigkeit

2005-2008 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechanik im
Lehrgebiet C, dem späteren Institut für Robotik der
Leibniz Universität Hannover,
Mitarbeiter im Mechatronik-Zentrum Hannover
2007-2008 Wahrnehmung der Funktion des Oberingenieurs am Institut
für Robotik der Leibniz Universität Hannover

Berufstätigkeit

1999-2001 Projektbezogene Tätigkeit als Metallbauer bei der BKM vor und
während des Grundstudiums (Teilzeit)
seit 2009 Entwicklungsingenieur bei der IAV GmbH in Gifhorn
im Bereich *Powertrain* Mechatronik