

# Modellbasierte Optimierung dynamischer Fahrmanöver mittels Prüfständen

Vom Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Julien Pillas

aus Frankfurt am Main

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. S. Rinderknecht

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. R. Isermann

Tag der Einreichung: 12.12.2016

Tag der mündlichen Prüfung: 31.05.2017

Darmstadt 2017

D17



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als Doktorand im Team für automatisierte Motoroptimierung der Daimler AG. Grundlage der Arbeit sind zahlreiche Versuche mit Versuchsfahrzeugen und Prüfständen unterschiedlicher Entwicklungsprojekte. Der Versuchsumfang stellte eine besondere Herausforderung dar, erlaubte es jedoch das wesentlich Notwendige zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver zu ermitteln. Dies ermöglichte und erforderte die intensive Zusammenarbeit mit einer Vielzahl von Kollegen. Mein Dank gebührt allen, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Im Besonderen danke ich meinem Doktorvater Herrn Professor Rinderknecht für seine fachlichen Anregungen, die Förderung meiner Arbeit und das Verständnis bezüglich der Rahmenbedingungen einer Promotion in einem Industrieunternehmen.

Herrn Professor Isermann danke ich für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Korreferats.

Herrn Dr. Frank Kirschbaum danke ich für die stetige Unterstützung, die motivierenden fachlichen Diskussionen, das Einbringen seiner umfangreichen Kenntnisse und die Bestärkung zur Anfertigung dieser Arbeit.

Den Kollegen aus dem Team für automatisierte Motoroptimierung danke ich für ein großartiges Arbeitsumfeld und die bedingungslose Unterstützung bei jeglichen Problemstellungen.

Für die tatkräftige Unterstützung bei Prüfstandsversuchen, mit allen Unwägbarkeiten die neue Anwendungen mit sich bringen, bedanke ich mich bei Herrn Dr. Richard Jakobi. Bei den Masteranden und Diplomanden Jan-Christoph Goos, Klaus Lüpkes und Christoph Malonga Makosi bedanke ich mich für die wertvollen Beiträge zu dieser Arbeit.

Den Mitarbeitern des Instituts für Mechatronische Systeme der TU Darmstadt danke ich für die freundliche Aufnahme bei den Klausurtagungen und die konstruktiven Diskussionen.

Meiner Frau Kathi danke ich für die Entbehrung vieler gemeinsamer Stunden und Ihre bedingungslose Unterstützung.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Ausgangssituation und Zielstellung</b>	<b>3</b>
<b>3</b>	<b>Optimierung dynamischer Fahrmanöver mittels empirischer Modellansätze</b>	<b>10</b>
3.1	Formulierung der Optimierungsziele und Auswahl der Applikationsparameter . . .	13
3.2	Versuchsplanung und -durchführung . . . . .	17
3.3	Objektive Analyse dynamischer Fahrmanöver durch Kennwerte . . . . .	23
3.4	Identifikation empirischer Modelle . . . . .	34
3.5	Optimierung der Steuergeräteparameter . . . . .	47
<b>4</b>	<b>Analyse von Prüfstandskonzepten auf Eignung zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver</b>	<b>50</b>
4.1	Stand der Technik - Prüfstände als Werkzeug für die Steuergeräteapplikation . . .	51
4.2	Anforderungsanalyse - Dynamisches Verhalten von Antriebssträngen im Straßenversuch . . . . .	53
4.3	Kennwerte zum Vergleich des Antriebsstrangverhaltens zwischen Prüfstand und Fahrversuch . . . . .	58
4.4	Untersuchung von Rollenprüfständen . . . . .	65
4.5	Untersuchung von Antriebsstrangprüfständen . . . . .	77
<b>5</b>	<b>Optimierung von Zughochschaltungen mittels empirischer Modellansätze</b>	<b>97</b>
5.1	Applikationsparameter für Zughochschaltungen . . . . .	98
5.2	Auswahl und Definition von Kennwerten für Zughochschaltungen . . . . .	101
5.3	Modellbildung lokaler Modelle . . . . .	105
5.4	Modellbildung und Optimierung mittels globaler Modelle . . . . .	111
<b>6</b>	<b>Optimierung von Lastwechselmanövern mittels empirischer Modellansätze</b>	<b>117</b>
6.1	Applikationsparameter für Lastwechselmanöver . . . . .	117
6.2	Auswahl und Definition von Kennwerten für Lastwechselmanöver . . . . .	118
6.3	Versuchsplanung und -durchführung . . . . .	119
6.4	Modellbildung und Optimierung mittels globaler Modelle . . . . .	121

<b>7 Zusammenfassung</b>	<b>127</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>129</b>
<b>A Algorithmen zur Kennwertermittlung aus Messdaten</b>	<b>145</b>
A.1 Berechnung der Fahrzeuglängsbeschleunigung aus der Summe der Seitenwellenmo- mente . . . . .	145
A.2 Erkennung von Lastwechseln ohne nachfolgende Rückschaltung . . . . .	145
A.3 Bestimmung der Kennwerte Frequenz und Dämpfung . . . . .	147
A.4 Bestimmung der Frequenz und des Lehr'schen Dämpfungsmaßes von Antriebs- strangschwingungen bei Lastwechseln, anhand der Schätzung der Koeffizienten ei- ner Übertragungsfunktion mit Verzögerung zweiter Ordnung . . . . .	150
A.5 Bestimmung des Kennwertes RMS auf Basis der Motordrehzahl für Lastwechsel .	151
A.6 Bestimmung des maximalen Ruck . . . . .	153
A.7 Bestimmung des Lastwechselkennwertes für den Motormomentenaufbau . . . . .	153
A.8 Bandpassfilter zur Filterung der Längsbeschleunigung im komfortrelevanten Fre- quenzbereich zwischen 2 und 10 Hz . . . . .	154
A.9 Kennwert RMS . . . . .	155
A.10 Kennwert des Überschwingens der Beschleunigung bei Lastwechseln . . . . .	155
<b>B Sensitivitätsanalyse der ATS-Fahrzeugsimulation bei Lastwechseln</b>	<b>157</b>
<b>C Beschreibung der Applikationsparameter des Kupplungswechsels</b>	<b>160</b>
<b>D Verwendete Versuchsfahrzeuge</b>	<b>161</b>
<b>E Tabellen</b>	<b>162</b>

## Abkürzungsverzeichnis

ACI	Automated Calibration Interface
ATS	Antriebsstrang
BM	Belastungsmaschine
CAN	Controller Area Network
DoE	Design of Experiments
DZI	Drehzahlintegral
$DZI_{n_{Ge}}$	Drehzahlintegral auf Basis der Getriebeeingangsdrehzahl
$DZI_{n_{Ga}}$	Drehzahlintegral auf Basis der Getriebeausgangsdrehzahl
ECU	Engine Control Unit - Motorsteuergerät
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
LFP	Kennwert „Low Frequency Percentage“
LLM	Lokales Modellnetz
LOLIMOT	Local Linear Model Tree
MSE	Mean Squared Error: Mittlere quadratische Abweichung
NRMSE	Normalized Root Mean Squared Error: Normierte Wurzel der mittleren quadratischen Abweichungen
PID-Regler	Proportional-Integral-Differential-Regler
PKW	Personenkraftwagen
PRESS	Predicted Residual Sum of Squares: Quadratsumme der Vorhersagefehler
PSO	Partikelschwarmoptimierung
RMS	Root Mean Square Error: Wurzel der mittleren quadratischen Abweichungen
$RMS_{a_w}$	Kennwert zur Schwingungsbewertung auf Basis der gefilterten Fahrzeuglängsbeschleunigung ( $RMS \hat{=} \text{Root Mean Square}$ )

$RMS_{n_{ab}}$	Kennwert zur Schwingungsbewertung auf Basis der Getriebeausgangsdrehzahl ( $RMS \hat{=} \text{Root Mean Square}$ )
$RMS_{n_{Mot}}$	Kennwert zur Schwingungsbewertung auf Basis der Motordrehzahl ( $RMS \hat{=} \text{Root Mean Square}$ )
RMSE	Root Mean Squared Error: Wurzel der mittleren quadratischen Abweichungen
$SS_{reg}$	Sum of Squares Regression: Quadratsumme der Differenzen von Vorhersagen und Mittelwert
$SS_{res}$	Sum of Squares Residuals: Quadratsumme der Differenzen von Messungen und Vorhersagen
$SS_{tot}$	Sum of Squares Total: Quadratsumme der Differenzen von Messungen und Mittelwert
TCU	Transmission Control Unit - Getriebesteuergerät
VDV	Vibration Dose Value: Kennwert zur Beurteilung des Fahrkomforts
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

## Symbolverzeichnis

$A$	Stirnfläche
$\underline{A}$	Matrix aus den Normalenvektoren zur Beschreibung von Versuchsraumbeschränkungen
$\hat{a}$	geschätzter Parametervektor eines Polynommodells
$a_{\text{Fzg}}$	Fahrzeuglängsbeschleunigung
$\hat{a}_{\text{Fzg}}$	simulierte Fahrzeuglängsbeschleunigung
$a_{\text{Fzg,TP}}$	Fahrzeuglängsbeschleunigung (tiefpassgefiltert)
$a_k$	Polynomkoeffizient mit Index $k$
$\hat{a}_{\text{Fzg}}$	aus Seitenwellenmomenten errechnete, dem Fahrversuch entsprechende Fahrzeuglängsbeschleunigung
$A_k$	Reibfläche einer Kupplung
$a_w$	bandpassgefilterte Fahrzeuglängsbeschleunigung
$\tilde{a}_w$	Effektivwert der Längsbeschleunigung
$\bar{a}_w$	Arithmetischer Mittelwert der gefilterten Längsbeschleunigung
$B_p$	Faktor der Steifigkeit (Pacejkas Magic Formula)
$b$	Minimal notwendige Anzahl an Messpunkten zur Schätzung der Modellparameter eines Polynommodells
$\underline{b}$	Abstände der Schnittflächen von Versuchsraumbegrenzungen zum jeweiligen Koordinatenursprung
$C_p$	Formfaktor aus Pacejkas Magic Formula
$C$	Verstärkungsfaktor einer Übertragungsfunktion
$c_{\text{auf}}$	Konstante zur Berechnung der Auftriebskraft
$\underline{c}_i$	radialer Abstand zum Zentrum eines Neurons basierend auf einer radialen Basisfunktion
$c_w$	Luftwiderstandsbeiwert

$d$	Anzahl der Eingänge eines Polynommodells
$d_w$	Ersatzdämpfung des Antriebsstrangs
$D$	Lehr'sches Dämpfungsmaß
$D_p$	Faktor der Skalierung aus Pacejkas Magic Formula
$e$	Differenz zwischen Messung und Vorhersage
$\underline{e}$	Messfehler
$e_i$	Auftretende Störungen bei realen Messungen mit Index $i$
$e_L$	Regelabweichung der Drehzahlregelung der links verbauten Belastungsmaschine eines Antriebsstrangprüfstands
$e_{\text{mess}}$	Regelabweichung gemessen an einem Antriebsstrangprüfstand
$e_{\text{sim}}$	Regelabweichung der Simulation eines Antriebsstrangprüfstands
$F$	F-Wert
$F_A$	Antriebskraft eines Fahrzeugs
$F_{\text{Fess}}$	Kraft in der Fahrzeugfesselung
$f_k$	Regressor mit Index $k$
$f_0$	ungedämpfte Eigenfrequenz eines Antriebsstrangs in Hz
$f_s$	Frequenz einer Antriebsstrangschwingung ausgelöst durch Lastwechsel
$F_L$	Luftwiderstand
$F_R$	Rollwiderstand
$F_{\text{Reakt}}$	Reaktionskräfte eines Fahrzeugs
$F_{\text{St}}$	Steigungswiderstand
$F_{\text{val} \rightarrow \text{res}}$	Quotient aus $\text{MSE}_{\text{res}}$ und $\text{MSE}_{\text{val}}$
$F_{\text{Wid}}$	Fahrwiderstände
$F_x$	zwischen Rad und Fahrbahn wirkende Umfangskraft
$F_{xH}$	zwischen Rad der Hinterachse und Fahrbahn wirkende Umfangskraft
$F_{xH,\text{max}}$	zwischen Rad der Hinterachse und Fahrbahn maximal übertragbare Kraft
$F_{xH,\text{max},\text{Straße}}$	zwischen Rad der Hinterachse und Fahrbahn wirkende maximale Umfangskraft im Fahrversuch
$F_{xV}$	zwischen Rad der Vorderachse und Fahrbahn wirkende Umfangskraft
$F_z$	Radaufstandskraft

$F_{z,\text{dyn}}$	durch Beschleunigung hervorgerufener Anteil der Radaufstandskraft
$F_{zH}$	Radaufstandskraft am Rad der Hinterachse
$F_{zH,\text{max}}$	maximal übertragbare Antriebskraft an den Antriebsrädern
$F_{z,\text{stat}}$	durch Gewichtskraft hervorgerufener Anteil der Radaufstandskraft
$F_{zV}$	Radaufstandskraft am Rad der Vorderachse
$g$	Gangstufe eines Getriebes
$G_a$	Gütemaß der Kennwerte Frequenz und Dämpfung
$G_{\text{DR}}(s)$	Übertragungsfunktion des Drehzahlregelkreises
$\underline{H}$	Hat-Matrix
$h_{\text{Fess}}$	Höhe des Fesselungsangriffspunktes
$h_{\text{Sp}}$	Höhe des Fahrzeugschwerpunkts
$i$	Gesamtübersetzung des Antriebsstrangs
$i_{\text{alt}}$	Übersetzung des eingelegten Ganges zu Beginn eines Kupplungswechsels
$i_g$	Gesamtübersetzung des Antriebsstrangs im Gang $g$
$i_{\text{neu}}$	Übersetzung des Zielganges eines Kupplungswechsels
$J_{\text{max}}$	Maximaler Ruck: Kennwert von Lastwechseln
$k_D$	Regelparameter D
$k_I$	Regelparameter I
$K_i$	Komfortkennwert $i$
$K_{i,\text{std}}$	standardisierter Komfortkennwert Index $i$
$\bar{K}_i$	Arithmetischer Mittelwert eines Komfortkennwerts $i$
$k_P$	Regelparameter P
$k_{\text{Stör}}$	Faktor der Störgrößenaufschaltung
$k_w$	Ersatzsteifigkeit des Antriebsstrangs
$k_{w_g}$	Ersatzsteifigkeit des Antriebsstrangs für Gang $g$
$\text{LLM}_i$	Lokales Modellnetz mit Index $i$
$l$	Radstand
$\text{lb}_i$	Untere Versuchsraumbeschränkung: Minimum der Variationsgröße mit Index $i$

$l_H$	Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Hinterachse
$l_V$	Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Vorderachse
$m_{Fzg}$	Fahrzeugmasse
$M$	Anzahl gewichteter Basisfunktionen eines neuronalen Netzes
$M_{Ge}$	Getriebeingangsmoment
$M_k$	Momentenanforderung mit Einkoordinierung von Nebenaggregaten
$M_{Mot}$	Motormoment
$M_{Motnorm}$	Motormoment (normiert)
$M_{PID}$	Sollmoment: Ausgangsgröße eines PID-Reglers
$MSE_{res}$	mittlerer quadratischer Fehler der Modellresiduen
$MSE_{wh}$	mittlerer quadratischer Fehler der Wiederholungspunkte
$M_{Soll}$	Fahrerwunschmodent: Vom Fahrer angefordertes und aus dem Fahrpedalwert errechnetes Motormoment
$M_{SollGe}$	Sollmoment am Getriebeeingang der Getriebebesteuerung
$M_{SollNa}$	Momentenanforderung von Nebenaggregaten
$M_{Sollnorm}$	Fahrerwunschmodent (normiert)
$M_{Stell}$	Stellmoment der Belastungsmaschinen
$M_{Stell_{L/R}}$	Stellmoment der linken und rechten Belastungsmaschine
$M_{SW}$	Moment, welches durch die Seitenwellen übertragen wird
$M_{SW_L}$	Moment, welches durch die linke Seitenwelle übertragen wird
$M_{SW_R}$	Moment, welches durch die rechte Seitenwelle übertragen wird
$M_{Ue}$	Überhöhungsmoment eines Kupplungswechsels
$M_{zK}$	Moment, das eine zuschaltende Kupplung überträgt
$n$	Anzahl der Messpunkte
$n_{BML}$	Drehzahl der linken Belastungsmaschine eines ATS-Prüfstands
$n_{BMR}$	Drehzahl der rechten Belastungsmaschine eines ATS-Prüfstands
$n_{BML/R}$	Drehzahl der linken und rechten Belastungsmaschine eines ATS-Prüfstands
$n_{Ga}$	Getriebeausgangsdrehzahl
$n_{Ge}$	Getriebeeingangsdrehzahl

$n_{\text{Mot}}$	Motordrehzahl
$n_{\text{MotBP}}$	zwischen 2 und 10 Hz bandpassgefilterte Motordrehzahl
$n_{\text{Soll}}$	Solldrehzahl berechnet durch ein Fahrzeugmodell
$o$	Ordnung eines Polynommodells
$p$	Anzahl der Eingangsgrößen eines Polynommodells
PRESS	Predicted Error Sum of Squares
$Q_w$	Wärmeeintrag in eine Kupplung
$R_0$	Koeffizient des geschwindigkeitsunabhängigen Anteils des Rollwiderstands
$R_1$	Koeffizient des Rollwiderstandsanteils in Abhängigkeit der Geschwindigkeit
$R_2$	Koeffizient des Rollwiderstandsanteils mit Abhängigkeit der quadrierten Geschwindigkeit
$R^2$	Quadratisches Bestimmtheitsmaß
$R_{\text{adj}}^2$	Quadratisches Bestimmtheitsmaß mit Berücksichtigung der Anzahl an Messungen
$R_{\text{pred}}^2$	Quadratisches Bestimmtheitsmaß der Vorhersagegenauigkeit
$R_{\text{val}}^2$	Quadratisches Bestimmtheitsmaß für Validierungsmessungen
$r_{\text{dyn}}$	Dynamischer Rollradius
$r_m$	mittlerer Reibradius einer Kupplung
$\text{RMS}_{a_w}$	Root Mean Square Error der gefilterten Fahrzeuglängsbeschleunigung
$\text{RMS}_{\text{std}}$	Root Mean Square Error standardisiert
$\text{RMS}_{a_w,\text{std}}$	Root Mean Square Error der gefilterten Fahrzeuglängsbeschleunigung standardisiert
$r_{\text{Rolle}}$	Radius der Rolle eines Rollenprüfstandes
$r_{xy}$	Pearson'scher Korrelationskoeffizient
$s$	Komplexer Frequenzparameter
$\text{SS}_{\text{res}}$	Quadratsumme der Differenzen von Messungen und Vorhersagen
$\text{SS}_{\text{tot}}$	Quadratsumme der Differenzen von Messungen und Mittelwert
$\text{SS}_{\text{reg}}$	Quadratsumme der Differenzen von Vorhersage und Mittelwert
$s_{K_i}$	Standardabweichung des Komfortkennwertes $i$
$T_{\text{BM}}$	Zeitkonstante Belastungsmaschinenmodell

$T_d$	Schwingungsdauer: Dauer einer vollen Schwingung
$T_{D\text{Filter}}$	Konstante der Filterung des Differenzierers
$T_{\text{dyn}}$	Kennwert des Antriebsmomentenaufbaus
$T_{e\text{ Filter}}$	Konstante der Filterung des Reglereingangs
$t_i$	Zeitpunkt mit Index $i$
$t_S$	Kennwert der Schaltdauer
$u$	Modelleingang
$\underline{u}$	Modelleingangsvektor
$u_i$	Modelleingang bzw. Variationsgröße mit Index $i$
$ub_i$	Obere Versuchsraumbeschränkung: Maximum der Variationsgröße mit Index $i$
$v_{\text{Fzg}}$	Fahrzeuggeschwindigkeit
$\hat{v}_{\text{Fzg}}$	simulierte Fahrzeuggeschwindigkeit bestimmt durch numerische Integration
$v_{\text{low}}$	Parameter eines Reifenmodells
$\text{VDV}_{a_w}$	Vibration Dose Value der gefilterten Längsbeschleunigung
$\text{VDV}_{a_w,\text{std}}$	Vibration Dose Value der gefilterten Längsbeschleunigung (standardisiert)
$w_i$	Gewichtung mit Index $i$ bei einem künstlich neuronalem Netz
$\underline{X}$	Designmatrix
$y_i$	Ausgangsgröße mit Index $i$
$\hat{y}_i$	präzidierter Modellausgang mit Index $i$
$\tilde{y}_i$	Validierungsmessung $i$
$\hat{\tilde{y}}_i$	Modellvorhersage der Validierungsmessung $i$
$\bar{y}_{\text{wh}}$	Arithmetischer Mittelwert der Wiederholpunkte
$z_i$	Zielgröße einer Optimierung mit Index $i$
$z_1$	Lamellenzahl einer Kupplung
$\alpha$	Fahrpedalwert
$\alpha_w$	Fahrpedalwert durch Fahrpedalkennlinien variiert
$\chi$	Parametervektor eines Optimierungsproblems $i$
$\delta$	Abklingkonstante

$\Delta n_{\text{Kupp,ab}}$	Differenzdrehzahl des abschaltenden Schaltelements
$\Delta n_{\text{Kupp,zu}}$	Differenzdrehzahl des zuschaltenden Schaltelements
$\Delta_{\text{LR}}$	Losreißgradient, Kennwert für Schaltungen
$\epsilon$	Messfehler
$\varphi$	Drehwinkel
$\Phi_i$	Basisfunktion neuronaler Netze
$\varphi(x)$	Dichtefunktion
$\varphi_{\text{Mot}}$	Drehwinkel der Antriebsseite
$\varphi_{\text{Ab}}$	Drehwinkel der Abtriebsseite
$\varphi_{\text{R}}$	Raddrehwinkel
$\ddot{\varphi}_{\text{V}}$	rotatorische Beschleunigung der Vorderachse
$\gamma$	Erdbeschleunigung
$\Lambda$	Logarithmisches Dekrement
$\lambda_i$	Nullstelle des charakteristischen Polynoms mit dem Index $i$
$\lambda_{\text{S}}$	Radschlupf
$\lambda_{\text{Sc}}$	kritischer Radschlupf
$\mu_{\text{e}}$	Erwartungswert einer Verteilung
$\mu$	Reibungskoeffizient
$\mu_{\text{g}}$	Gleitbeiwert
$\mu_{\text{h}}$	Haftbeiwert
$\underline{\Omega}_i$	Parametervektor einer Basisfunktion eines künstlichen neuronalen Netzes mit Index $i$
$\omega_d$	Eigenkreisfrequenz eines gedämpften Systems
$\omega_0$	ungedämpfte Eigenkreisfrequenz eines Systems
$\omega_{0_g}$	ungedämpfte Eigenkreisfrequenz eines Antriebsstrangs in Gang $g$
$\Phi$	Basisfunktion eines künstlichen neuronalen Netzes
$\pi$	Kreiszahl
$\Psi$	Zielfunktion eines Optimierungsproblems
$\rho_{\text{L}}$	Dichte von Luft

$\sigma$	Standardabweichung
$\sigma^2$	Varianz
$\sigma_{a_w}$	Kennwert der Standardabweichung der gefilterten Beschleunigung $a_w$
$\Theta_{Ab}$	rotatorisches Massenträgheitsmoment das am Abtrieb eines Antriebsstrangs wirksam ist
$\Theta_{ATS}$	rotatorisches Massenträgheitsmoment der Belastungsmaschinen eines Antriebsstrang-Prüfstands
$\Theta_{Fzg}$	rotatorisches Massenträgheitsmoment der Abtriebsseite des Antriebsstrangs eines Fahrzeugs
$\Theta_{Mot}$	rotatorisches Massenträgheitsmoment der Abtriebsseite eines Antriebsstrangs
$\Theta_{R_i}$	rotatorisches Massenträgheitsmoment eines Rades mit Index $i$
$\Theta_{RH}$	rotatorisches Massenträgheitsmoment der Hinterräder
$\Theta_{RV}$	rotatorisches Massenträgheitsmoment der Vorderräder
$\zeta$	Steigungswinkel

# 1 Einleitung

Die Einführung von mikroprozessorbasierten Motorsteuerungen zur zentralen Steuerung von Zündung und Einspritzung im Jahr 1979 ermöglichte erstmals die Verwendung einer programmierbaren Steuergerätesoftware [Rob14]. Seither steigen die Freiheitsgrade in der Steuerung und Regelung eines Antriebsstrangs durch die stete Weiterentwicklung der integrierten Schaltkreise und der entsprechenden Software. Während Anfang der 80er Jahre eine typische Motorsteuergerätesoftware 85 freie Parameter enthielt, so waren es Mitte der 90er Jahre bereits um 4.000 Parameter [Nau02]. Mittlerweile umfasst die Software eines Motorsteuergerätes über 30.000 Parameter. Diese Steigerung der Softwarekomplexität wird erforderlich durch strengere Grenzwerte für Abgasemissionen, Gesetze zur Vorschrift der On-Board-Diagnose und eine steigende Kundenerwartung hinsichtlich des Verbrauchs, der Fahrleistungen und des Fahrkomforts. Durch die technologische Weiterentwicklung und die Hybridisierung steigt darüber hinaus die Anzahl der Sensoren und Aktoren eines Antriebsstrangs. Im Zuge dessen ist, neben der Software-Entwicklung selbst, ein enorm wichtiges und ausgabenintensives Aufgabenfeld innerhalb der PKW-Entwicklung entstanden: die *Applikation*.

Verwendet man einheitliche Algorithmen für unterschiedliche Fahrzeug- und Antriebsstrangkombinationen, so werden in der Software-Entwicklung Kosten durch Synergieeffekte gesenkt. Unterschiedliche Antriebsstränge nutzen dann den gleichen Programmcode. Eine fahrzeugvariantenspezifische Spezialisierung der Steuergerätesoftware erfolgt durch Anpassung von Parametern. Sowohl die Wahl der Parameter selbst als auch der Prozess zur Definition der Parameter wird im Bereich der Kraftfahrzeugentwicklung als *Applikation* bezeichnet.

Zur Applikation der Motorsteuergerätefunktionen, welche die Luftfüllung, Einspritzung und Zündung steuern und regeln, hat sich der Motorprüfstand als Werkzeug etabliert. Der Vorteil von Prüfständen liegt in einer hohen Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse sowie einem hohen Automatisierungsgrad. Durch die Verwendung modellbasierter Methoden kann der Versuchsaufwand minimiert werden.

Hingegen werden Steuergerätefunktionen zur Regelung des Antriebsstrangs während dynamischer Fahrmanöver nach wie vor größtenteils intuitiv im Fahrversuch parametrieren. Das Ergebnis dieser Vorgehensweise ist dementsprechend vom subjektiven Empfinden des Versuchingenieurs und seiner Erfahrung abhängig.

Diese Arbeit stellt demgegenüber eine systematische Vorgehensweise vor, die es Versuchingenieuren ermöglicht, dynamische Fahrmanöver modellbasiert zu optimieren und das Ergebnis objektiv zu beurteilen. Die Verwendung von Prüfständen ermöglicht eine effiziente, automatisierte Messdatenerfassung. Daher werden unterschiedliche Prüfstandskonzepte einander gegenübergestellt und sowohl durch Simulation als auch durch Messungen, aufgezeichnet während Fahrmanövern, auf Tauglichkeit zur Durchführung längsdynamischer Fahrmanöver untersucht. Die entwickelte Methode zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver wird mit Anwendungsbeispielen erfolgreich validiert.

## 2 Ausgangssituation und Zielstellung

Das dynamische Fahrverhalten eines Kraftfahrzeuges sollte der Kundenerwartung und der Positionierung am Markt entsprechen und ist im Wettbewerbsumfeld von großer Bedeutung. In der Antriebsstrangentwicklung wird dafür der Begriff *Fahrbarkeit* verwendet. Eine Optimierung der Fahrbarkeit wird innerhalb des Fahrzeugentwicklungsprozesses angestrebt. Hierfür ist die Kenntnis der wesentlichen Stellhebel zur Beeinflussung der Fahrbarkeit notwendig.

Der Begriff Fahrbarkeit wird zur Beschreibung unterschiedlichster Fahrzeugeigenschaften verwendet. Dies beinhaltet längs- und querdynamische sowie bisweilen auch akustische Eigenschaften von Fahrzeugen. Das Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik [BS11] definiert den Begriff Fahrbarkeit wie folgt:

„Unter Fahrbarkeit wird die fahrzeugspezifische Charakteristik des Drehmomentangebots sowie der Momenteneinflüsse im Antriebsstrang verstanden, die für den Fahrer spürbar sind und seine Zufriedenheit mit dem Fahrzeug und seiner Antriebsleistung wesentlich beeinflussen.“

Die wesentliche Größe zur Einflussnahme auf die Fahrbarkeit ist, nach dieser Definition, der dynamische Verlauf des durch den Antriebsstrang übertragenen Drehmoments. Maßgeblich ist das Drehmoment am Rad, da es für den Fahrer direkt in Form von Beschleunigung spürbar wird. Die Schnittstelle zwischen Fahrer und Antriebsstrang ist im Allgemeinen das Fahrpedal<sup>1</sup>.

Eine Optimierung der Fahrbarkeit ist demnach, eine der Kundenerwartung entsprechende Anpassung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Fahrpedalwinkel zu Antriebsmoment am Rad.

Die grundlegenden Rahmenbedingungen dieses dynamischen Übertragungsverhaltens werden von den mechanischen Eigenschaften der Antriebsaggregate, der Drehzahl- und Drehmomentwandler sowie der notwendigen Übertragungsglieder und Verteilergetriebe<sup>2</sup> des Antriebsstrangs bestimmt.

Sowohl konventionelle Antriebsstränge als auch Hybrid-Antriebsstränge sind schwingungsfähige Systeme mit nichtlinearem Übertragungsverhalten [Zel09]. Dies führt zu unterschiedlichen dyna-

---

<sup>1</sup>Neben dem Fahrpedal existieren in sehr geringem Maße Sonderbauformen wie Gashebel oder Joysticks. Eine weitere mögliche Schnittstelle ist ein meist als „Tempomat“ bezeichneter Geschwindigkeitsregler.

<sup>2</sup>Dies gilt für verbrennungsmotorisch angetriebene Fahrzeuge und Hybridfahrzeuge mit paralleler Anordnung des Elektroantriebs. Für rein elektrisch angetriebene Fahrzeuge ist weder ein Drehzahl- noch ein Drehmomentwandler zur Funktionserfüllung notwendig.

mischen Effekten in der Längsdynamik von Kraftfahrzeugen, mit Einfluss auf den wahrgenommenen Fahrkomfort.

Durch hohe Gradienten des Antriebsmoments werden hauptsächlich Torsionsschwingungen der ersten Eigenschwingungsform des Antriebsstrangs angeregt. Dabei bewegen sich die Trägheiten am motorseitigen Ende des Antriebsstrangs gegen die Räder und die Karosserie [Hür07]. Für die Fahrzeuginsassen ist dies als oszillierende Längsbeschleunigung spürbar und wird als Ruckeln bezeichnet. Die Frequenz der ersten Eigenform liegt zwischen 2 und 10 Hz und wird von der Antriebsstrangkonfiguration, den rotatorischen Massenträgheiten, den Dämpfungen und Steifigkeiten der Komponenten, der translatorischen Massenträgheit des Fahrzeugs sowie dem eingelegten Gang beeinflusst [Hür07] [Rei90] [BRS00]. Gedämpft werden Antriebsstrangschwingungen durch

- Schlupf zwischen den Antriebsrädern und der Straße (auch Radschlupf),
- Schlupf zwischen Kupplungselementen,
- Wandlerverluste,
- Material- und Bauteildämpfung und
- Reibung in den Lagern.

Der Haupteinflussfaktor auf die Dämpfung der Schwingungen ist der Radschlupf. Ein weiterer wesentlicher Einflussfaktor ist Schlupf zwischen Kupplungselementen. Dieser kann gezielt zur Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen genutzt und eingestellt werden. Bei Wandlerautomaten beispielsweise wird zur Steigerung des Schwingungskomforts die Überbrückungskupplung meist im schlupfenden Zustand betrieben. Der Einfluss von Bauteildämpfung und Reibung in den Lagern kann vernachlässigt werden, da er in der Regel deutlich kleiner ist, als die bereits genannten Dämpfungseinflüsse. Durch die genannten dämpfenden Einflüsse klingen Antriebsstrangschwingungen mit der ersten Eigenfrequenz in der Regel nach drei bis fünf Schwingungsperioden ab [Hür07]. Neben dem Ruckeln existieren weitere längsdynamische Effekte, diese werden im weiteren Verlauf der Arbeit in Abschnitt 4.2 erläutert.

Die beschriebenen Antriebsstrangschwingungen der ersten Eigenform liegen für die menschliche Wahrnehmung in einem kritischen Frequenzbereich. Dies zeigt Abbildung 2.1 anhand einer Frequenzbewertungskurve für Schwingungen der Längsbeschleunigung. Die Kurve gilt für einen sitzenden Menschen, bei Einleitung der Schwingungen über die Rückenlehne und ist der Richtlinie 2057 des Vereins deutscher Ingenieure entnommen [VDI99]. Sie zeigt die Abhängigkeit der Beeinträchtigung des Wohlbefindens von der Schwingungsfrequenz der Längsbeschleunigung. Aus der Darstellung geht hervor, dass die erste Eigenfrequenz des Antriebsstrangs in dem Frequenzbereich liegt, in welchem das Wohlbefinden am meisten beeinträchtigt wird.

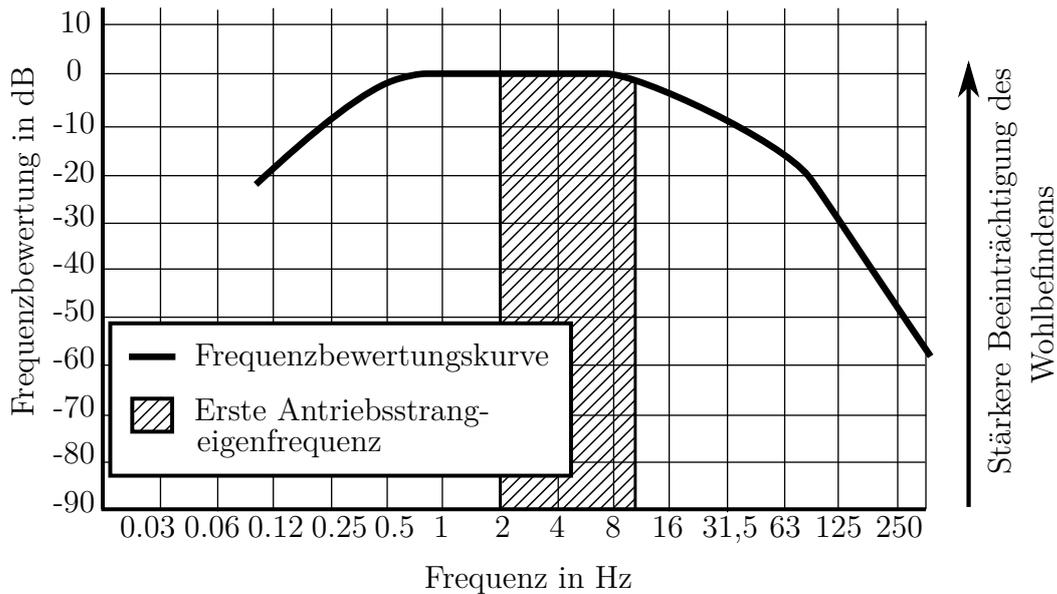


Abbildung 2.1: Frequenzbewertungskurve zur Beurteilung des negativen Einflusses von Schwingungen der Beschleunigung auf das Wohlbefinden eines sitzenden Menschen, mit Schwingungsübertragung über die Rückenlehne in Fahrtrichtung [VDI99].

Angeregt werden Antriebsstrangschwingungen in der ersten Eigenfrequenz meist durch dynamische Fahrmanöver. Darunter wird im Rahmen dieser Arbeit ein durch Steuergerätefunktionen gesteuerter oder geregelter dynamischer Vorgang innerhalb des Antriebsstrangs verstanden. Dynamische Fahrmanöver können ausgelöst werden durch Fahrpedalbetätigung oder durch Steuergerätefunktionen, ein Beispiel hierfür ist das Schaltprogramm eines Automatikgetriebes. Besonders hohen Einfluss auf den Fahrkomfort haben dynamische Fahrmanöver, die innerhalb des Antriebsstrangs diskrete, nicht kontinuierliche Änderungen im Übertragungsverhalten erfordern. Diese Änderungen des Übertragungsverhaltens können konstruktiv bedingt sein, beispielsweise bei spielbehafteten Übersetzungen, oder zur Erfüllung der Funktion des Antriebsstrangs notwendig sein, wie beispielsweise eine Änderung der Übersetzung durch Gangwechsel. Wesentliche Fahrmanöver und Fahrzustände, sowie die hervorgerufenen diskreten Zustandsänderungen innerhalb des Antriebsstrangs, zeigt Tabelle 2.1. Für hybride Antriebsstränge kommen weitere Zustandsübergänge, wie beispielsweise der Zustart des Verbrennungsmotors während der Fahrt hinzu.

Alle genannten Fahrmanöver (vgl. Tabelle 2.1) rufen bei ungünstiger Ansteuerung des Antriebsstrangs Schwingungen und unkomfortabel hohe Gradienten der Fahrzeugbeschleunigung hervor. Um eine gute Fahrbarkeit zu gewährleisten, ist für jedes der dynamischen Fahrmanöver eine Ansteuerung des Antriebsstrangs notwendig, durch die der Verlauf der Fahrzeugbeschleunigung der Fahrererwartung entspricht. In der Praxis wird dies durch Steuerungsfunktionen in den Steuergeräten des Antriebsstrangs realisiert.

Tabelle 2.1: Für eine Optimierung der Fahrbarkeit relevante Fahrmanöver und Fahrzustände mit Änderungen diskreter Zustände innerhalb des Antriebsstrangs

Fahrmanöver/Fahrzustand	Diskrete Änderung
Lastwechsel	Umlage der Zahnspiele
Schaltungen	Änderung der Getriebeübersetzung
Anfahren mit Wandlerautomat	Zuschalten der Überbrückungskupplung
Anfahren mit Anfahrkupplung	Kopplung Motor und Triebstrang
Motorstart aus Segeln	Drehzahlsynchronisation und Kopplung Motor und Triebstrang

Eine vereinfachte Darstellung der wesentlichen Steuererätaefunktionen zur Einflussnahme auf das dynamische Übertragungsverhalten eines Antriebsstrangs, zeigt Abbildung 2.2. Im folgenden Absatz werden die Komponenten des Blockschaltbildes beschrieben.

Den Anfang der Wirkkette stellt ein Sensor dar, der den Fahrpedalwinkel erfasst. Der digitalisierte Wert  $\alpha$  ist Eingangsgröße des Motorsteuergerätes<sup>3</sup> und des Getriebesteuergerätes<sup>4</sup>. Abhängig vom Fahrzustand kann dieser Wert im Motorsteuergerät durch *Fahrpedalkennlinien* beeinflusst werden. Sie ermöglichen beispielsweise eine Anpassung in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit. Der Fahrer kann so mit kleinen Pedalbewegungen, auch bei hohen Geschwindigkeiten, eine Fahrzeugbeschleunigung bewirken. Subjektiv wird vom Fahrer dabei ein agiles Fahrverhalten wahrgenommen.

Aus dem angepassten Pedalwert  $\alpha_w$  wird das *Fahrerwunschmoment*  $M_{FW}$  berechnet. Wesentlich dafür ist ein über Motordrehzahl und Pedalwert aufgespanntes Kennfeld. Ausgang dieses Kennfeldes ist ein Wert, mit dem das bei gegebenen Randbedingungen maximal verfügbare Motormoment multipliziert wird. Für die Dosierbarkeit der Fahrerforderung beim Anfahren und im Fahrbetrieb ist die Parametrierung dieses Kennfeldes maßgeblich. Darüber hinaus beeinflusst die Bildung des Fahrerwunschmoments den Gangwechsel des Automatikgetriebes. Für komfortable Zughochschaltungen vorteilhaft ist eine Parametrierung, die im Teillastbereich eine konstante Antriebsleistung über die Motordrehzahl liefert. Dies führt zu einem identischen Antriebsmoment am Rad vor und nach dem Gangwechsel. Allerdings verursacht eine solche Auslegung eine Anhebung des Antriebsmoments in Richtung niedriger Drehzahlen, was sich negativ auf die Dosierbarkeit auswirkt. Bei der Applikation der Funktion muss also ein Kompromiss zwischen Dosierbarkeit und der Spürbarkeit von Schaltungen im Teillastbereich gefunden werden.

---

<sup>3</sup>engl. Engine Control Unit - ECU

<sup>4</sup>engl. Transmission Control Unit - TCU

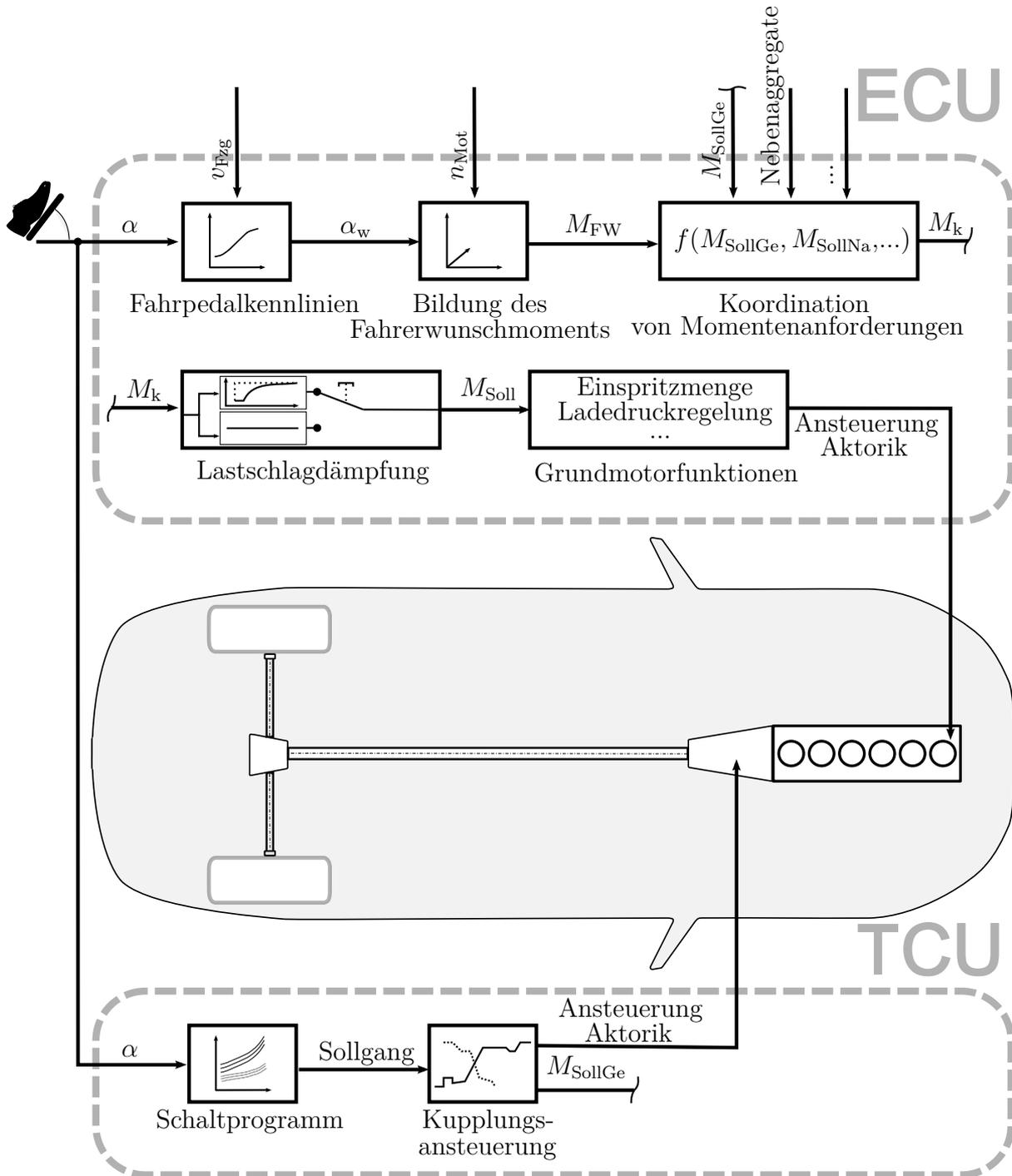


Abbildung 2.2: Wesentliche Steuergerätefunktionen zur Beeinflussung des Übertragungsverhaltens von Fahreranforderung bis Leistungsbereitstellung am Rad

Das ermittelte Fahrerwunschemoment ist die Berechnungsgrundlage der *Koordination von Momentenanforderungen*. Neben dem Fahrer können Nebenaggregate, das Getriebesteuergerät, Fahr-dynamikregelsysteme sowie Steuergerätefunktionen zum Bauteilschutz weitere Momentenanforderungen an die Motorsteuerung stellen, welche plausibilisiert und in der Sollmomentenbildung des Verbrennungsmotors berücksichtigt werden.

Zur Steigerung des Fahrkomforts werden während dynamischer Fahrmanöver weitere Steuergerätefunktionen aktiviert. Diese verändern bzw. formen das Fahrerwunschemoment. Sie werden als *Komfortfunktionen* bezeichnet, da ihr Zweck ausschließlich die Steigerung des subjektiven Fahrkomforts ist. Abhängig von der Antriebsstrangkonfiguration sind unterschiedliche Komfortfunktionen notwendig. Beispiele für Komfortfunktionen sind die *Lastschlagdämpfung*, die den Sollmomentenverlauf bei Erkennung von Lastwechseln anpasst und ein sogenannter „Anti-Ruckel-Regler“ zur Minimierung von Antriebsstrangschwingungen. Als Lastwechsel bezeichnet man den Übergang vom Zug- in den Schubbetrieb und umgekehrt. Weitere Komfortfunktionen unterstützen den Fahrer durch eine geregelte Drehzahlsynchronisation zwischen Motor- und Getriebeeingangsdrehzahl beim Anfahren oder beim manuellen Gangwechsel von Handschaltgetrieben.

Ausgehend von der Motormomentenforderung  $M_{\text{Soll}}$ , werden in den sogenannten *Grundmotorfunktionen* die Einspritzmenge, der Einspritzzeitpunkt, der Zündzeitpunkt, der Ladedruck und weitere emissions- und leistungsrelevante Größen berechnet. Auf Basis dieser Größen wird die Aktorik des Motors zur Steuerung von Kraftstoffzufuhr und -zündung sowie der Luftzufuhr angesteuert.

Im Schaltprogramm des Getriebesteuergeräts wird in Abhängigkeit von Pedalwert, Getriebeausgangsdrehzahl und weiteren Randbedingungen, der Sollgang des Getriebes definiert. Umgesetzt werden Sollgangänderungen durch die Getriebekupplungsansteuerung. Sie definiert die hydraulische Ansteuerung der Schaltelemente sowie Motormomentenanforderungen an das Motorsteuergerät. Neben den Schaltelementen zur Definition der Gesamtübersetzung beinhalten moderne Wandlerautomatikgetriebe eine Wandlerüberbrückungskupplung, welche das dynamische Übertragungsverhalten des Antriebsstrangs durch den einstellbaren Kupplungsschlupfverlauf ebenfalls beeinflusst.

Die konventionelle Vorgehensweise zur Applikation von Steuergerätefunktionen mit dem Ziel einer Steigerung des Fahrkomforts basiert auf der menschlichen Wahrnehmung und ist iterativ: Ein Versuchingenieur fährt das Fahrzeug; fallen diesem unerwünschte längsdynamische Effekte auf, werden sie durch gezielte Parameteränderungen in der Steuergerätesoftware verändert. Das Ergebnis dieser Vorgehensweise wird von den Umgebungsbedingungen, bspw. Wetter und Straßenbedingungen, beeinflusst.

Methoden zur objektiven Beurteilung des dynamischen Fahrverhaltens und darauf aufbauende modellbasierte Optimierungen werden für Getriebebeschaltungen und Motorstarts bereits in der

---

Literatur vorgestellt [HK01, Hag03, Böh07, BSEA08, Hua08, Alv09, KKAG09, Bir13, Kah13]. Die Arbeiten sind fahrmanöverspezifisch und verwenden zur Messdatenerfassung ausschließlich Rollenprüfstände.

Zielstellung dieser Arbeit ist eine allgemein anwendbare Methode zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver mittels modellbasierter Applikation von Steuergerätefunktionen. Grundlage ist die vielfach durchgeführte modellbasierte Optimierung unterschiedlicher Fahrmanöver mittels verschiedener Versuchsfahrzeuge und Prüfstände. Eine große Herausforderung stellt die Erarbeitung des zur effizienten Optimierung dynamischer Fahrmanöver wesentlich Notwendigen dar. Dies bezieht sich sowohl auf die Kennwerte zur objektiven Beurteilung der dynamischen Fahrmanöver als auch auf die Methoden und Werkzeuge für Versuchsplanung, Modellbildung und numerische Optimierung. Darüber hinaus werden zur automatisierten Messdatenerfassung geeignete Prüfstandskonzepte untersucht und einander hinsichtlich der Eignung für dynamische Fahrmanöver gegenübergestellt.

### 3 Optimierung dynamischer Fahrmanöver mittels empirischer Modellansätze

Dieses Kapitel beschreibt eine Methode zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver, mittels empirischer, statischer Modellansätze. Das Vorgehen baut auf den Methoden der statistischen Versuchsplanung<sup>1</sup> auf, die in der Grundmotorapplikation auf Motorprüfständen bereits seit einigen Jahren erfolgreich angewendet werden [SK03].

Empirische Modellansätze (auch Identifikationsmethoden, Black-Box oder experimentelle Modelle) grenzen sich von Ansätzen der theoretischen Modellbildung dadurch ab, dass phänomenologische Zusammenhänge eines Systems in der Modellstruktur nicht berücksichtigt werden. Die Erstellung empirischer Modelle erfordert lediglich Messdaten des Übertragungsverhaltens eines Systems. So kann die Modellbildung, insbesondere komplexer Systeme, mit weniger Aufwand und in kürzerer Zeit durchgeführt werden als mit theoretischen Modellen [IM11]. Eine umfassende Expertise, notwendig für die Erstellung eines physikalisch basierten, theoretischen Modells, ist hierfür keine Voraussetzung. Ein weiterer Vorteil ist, dass die Modellauswertung von empirischen Modellen häufig weniger Rechenzeit beansprucht als die physikalischer Modelle. Insbesondere für Optimierungsverfahren welche eine große Anzahl an Modellauswertungen benötigen ist dies von Bedeutung. Sowohl für die empirische Modellbildung, als auch für die Versuchsplanung und die anschließende Optimierung, können bereits verfügbare kommerzielle Software-Werkzeuge genutzt werden. Die erleichterte Anwendung der Methoden ist in der industriellen Praxis ein entscheidender Vorteil, da sie den Kreis möglicher Nutzer erweitert. So können auch Entwicklungsingenieure ohne fundierte Kenntnisse in Programmierung und Modellbildung die Methoden anwenden. Das erhöht die Akzeptanz und Nutzungsbereitschaft für diese Methoden.

Die Notwendigkeit von Messdaten zur empirischen Modellbildung stellt für die im Fokus dieser Arbeit stehenden Anwendungsfälle kein Problem dar, da die Applikation von Steuergerätefunktionen mit Einfluss auf dynamische Fahrmanöver zum Ende des gesamten Fahrzeugentwicklungsprozesses durchgeführt wird. In diesem Zeitraum ist die Verfügbarkeit von Versuchsträgern zur Messdatenerfassung gewährleistet.

Ein Nachteil empirischer Modelle gegenüber physikalischen Modellen ist, dass durch sie kein direkter Erkenntnisgewinn bezüglich der Auswirkungen konstruktiver Änderungen am Antriebs-

---

<sup>1</sup>Alternativ ist der englische Begriff *Design of Experiments*, kurz *DoE* gebräuchlich.

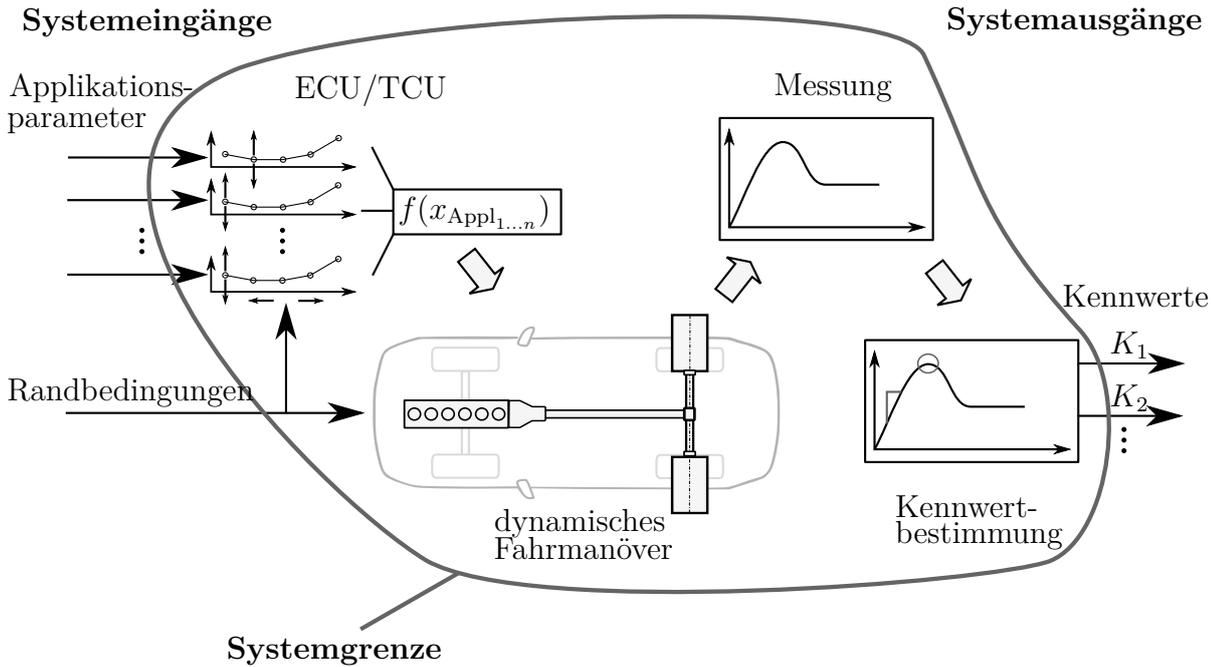


Abbildung 3.1: Gesamtsystem dynamischer Fahrmanöver mit statischem Übertragungsverhalten. Das ursprünglich dynamische Übertragungsverhalten wird durch charakteristische Kennwerte des Dynamikverhaltens in statisches Übertragungsverhalten überführt.

strang möglich ist. Allerdings sind zum Zeitpunkt der Applikation dynamischer Fahrmanöver die wesentlichen konstruktiven und geometrischen Eigenschaften des Fahrzeugs bereits definiert. Konstruktive Änderungen von Bauteilen sind in dieser Phase der Fahrzeugentwicklung sehr kostenintensiv. Daher könnten die Vorteile physikalischer Modelle für die im Fokus dieser Arbeit liegenden Applikationsaufgaben nicht genutzt werden.

Die aus der Grundmotorapplikation bewährten empirischen Modellansätze sind statisch, sie berücksichtigen das Zeitverhalten eines Systems nicht [TN03]. Eine Anwendung dieser Modellansätze auf dynamische Fahrmanöver wird möglich, indem aus transienten Signalverläufen *charakteristische Kennwerte* des Dynamikverhaltens ermittelt werden. Beispielsweise ein maximaler Gradient der Längsbeschleunigung. Weitere gebräuchliche Bezeichnungen für Kennwerte sind *Bewertungskriterien* oder *Kennparameter* [Hür07] [Bir13] [Kah13] [Hag03] [Böh07] [Alv09].

Durch die Kennwerte entsteht das in Abbildung 3.1 gezeigte Gesamtsystem. Systemeingänge sind Applikationsparameter und Randbedingungen, die das dynamische Fahrmanöver maßgeblich beeinflussen. Wie die Randbedingungen definiert sind, hängt vom betrachteten Fahrmanöver ab. Beispiele hierfür sind

- die Fahrzeuggeschwindigkeit zu Beginn des Fahrmanövers,
- die Motordrehzahl zu Beginn des Fahrmanövers,

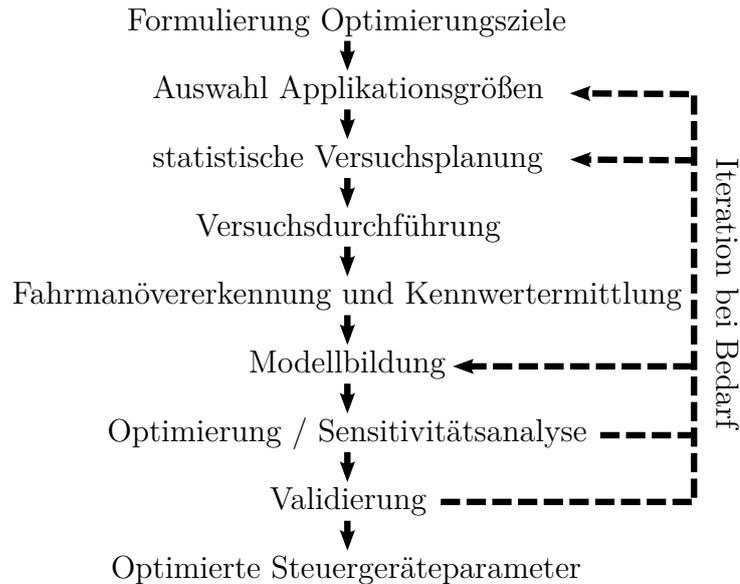


Abbildung 3.2: Applikationsprozess zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver mittels statistischer Versuchsplanung.

- das Motormoment zu Beginn des Fahrmanövers,
- der Pedalwert zu Beginn des Fahrmanövers,
- der Gangstufenwechsel während des Fahrmanövers,
- die über die Dauer des Fahrmanövers gemittelte Getriebeöltemperatur.

Das Gesamtsystem umfasst die Steuergerätesoftware, das Antriebsstrangverhalten während des Fahrmanövers sowie die Kennwertbestimmung. Zur Kennwertbestimmung sind Algorithmen notwendig, die den Zeitbereich erkennen, in dem das betreffende Fahrmanöver stattfindet (im Folgenden Fahrmanövererkennung) und die Kennwertermittlung durchführen. Ausgänge des Gesamtsystems sind die Kennwerte des untersuchten Fahrmanövers.

Die Kennwertbestimmung und deren programmiertechnische Umsetzung hat maßgeblichen Einfluss auf das Übertragungsverhalten des entstandenen Gesamtsystems. Welche empirischen Modellansätze bezüglich Vorhersagegenauigkeit und Erklärungsgehalt erfolgreich angewendet werden können, hängt daher auch von der Kennwertdefinition ab (siehe Kapitel 5 und 6).

Den gesamten Prozess zur modellbasierten Applikation dynamischer Fahrmanöver mittels empirischer Modelle zeigt Abbildung 3.2. Dieser Prozess unterscheidet sich vom Applikationsprozess für Grundmotorfunktionen auf Stationärprüfständen durch die Fahrmanövererkennung und Kennwertermittlung. Zu Beginn des Prozesses erfolgt die *Formulierung von Optimierungszielen* und die *Auswahl von Applikationsparametern* (Abschnitt 3.1). Aus einer Vielzahl möglicher verstellbarer Parameter sollen diejenigen ausgewählt werden, welche hinsichtlich des Optimierungsziels,

definiert durch Kennwerte, die größte Auswirkung haben. Ziel der anschließenden *statistischen Versuchsplanung* (Abschnitt 3.2) ist die Definition von einer Parametervariation, die möglichst viel Information über den Einfluss der Applikationsparameter bei vorzugsweise geringem Versuchsaufwand liefert. Für die folgende *Versuchsdurchführung* ist die Verwendung von Prüfständen zur automatisierten Messdatenerfassung anzustreben. Durch Prüfstände wird sowohl die Effizienz als auch die Reproduzierbarkeit der Messwerterfassung erhöht. Die Eignung unterschiedlicher Prüfstandskonzepte für dynamische Fahrmanöver wird in Kapitel 4 untersucht. Im Anschluss ermöglicht die *Fahrmanövererkennung und Kennwertermittlung* (Abschnitt 3.3) eine *Modellbildung* durch empirische Modelle (Abschnitt 3.4). Die erstellten Modelle werden dann zur *Optimierung* der Parameter genutzt (Abschnitt 3.5). Werden weitere Versuche angestrebt, können durch eine *Sensitivitätsanalyse* Rückschlüsse hinsichtlich einer günstigen Wahl der Applikationsgrößen und deren Variationsbereich gezogen werden. Das Ergebnis des Prozesses sind bei einer erfolgreichen *Validierung* die *optimierten Steuergeräteparameter*.

Das erläuterte Vorgehen ermöglicht, verglichen mit der konventionellen, iterativen Applikation im Straßenversuch, eine systematische Vorgehensweise zur Optimierung von Applikationsgrößen eines dynamischen Fahrmanövers. Die einzelnen Prozessschritte werden im weiteren Verlauf dieses Abschnitts beschrieben.

## 3.1 Formulierung der Optimierungsziele und Auswahl der Applikationsparameter

Aufgabe der Optimierung dynamischer Fahrmanöver ist im Allgemeinen eine Verbesserung der Agilität, des Komforts sowie der mechanischen Beanspruchung der Antriebsstrangkomponenten. Objektiv messbar werden diese Zielgrößen durch fahrmanöverspezifische Kennwerte<sup>2</sup>.

Die Zielgrößen dynamischer Fahrmanöver sind nicht voneinander unabhängig. Bei einer mehrkriteriellen Optimierung, das heißt einer gleichzeitigen Optimierung mehrerer Zielgrößen, führt dies zu mehreren Lösungen, die auf einer Pareto-Front liegen. Für die Lösungen auf der Pareto-Front führt die Verbesserung einer der Zielgrößen immer zu einer Verschlechterung der verbleibenden Zielgrößen [Zit99] (vgl. Abbildung 3.3).

---

<sup>2</sup>Gezeigt für die Anwendungen *Optimierung Lastwechselverhalten* in Abschnitt 6 und *Optimierung Zughochschaltung* in Abschnitt 5.

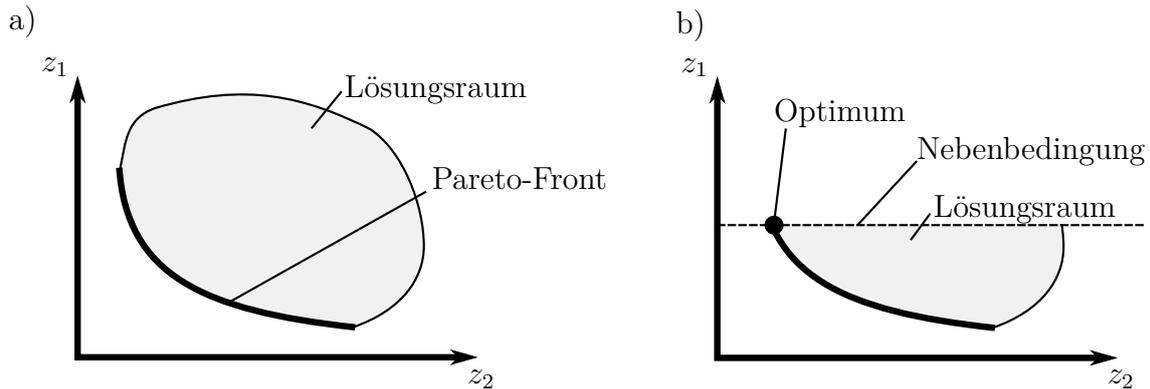


Abbildung 3.3: Mögliche Formulierungen für Optimierungsprobleme zweier Zielgrößen  $z_1$  und  $z_2$ . Mehrere Lösungen auf einer Pareto-Front als Ergebnis einer mehrkriteriellen Optimierung gegenüber einem Optimierungsproblem mit Nebenbedingung, welches eine einzelne Lösung hat.

Häufig kann das Optimierungsproblem so formuliert werden, dass nur eine der Zielgrößen minimiert wird, alle anderen werden als Nebenbedingungen vorgegeben. Beispiele hierfür sind:

- *Verbesserung des Komforts bei gleichbleibender Agilität und mechanischer Beanspruchung*
- *Verbesserung der Agilität bei gleichbleibendem Komfort und mechanischer Beanspruchung*
- *Verringerung der mechanischen Beanspruchung bei gleichbleibender Agilität und Komfort*

Die praktische Anwendbarkeit dieses Vorgehens wird dadurch erleichtert, dass Werte der Nebenbedingungen mittels Versuchen bestimmt werden können. Dazu kann entweder der Versuchsträger für den die Optimierung durchgeführt wird genutzt werden oder ein Vergleichsfahrzeug. Die durch den Versuch bestimmten fahrmanöverspezifischen Kennwerte werden dann zur Formulierung der Nebenbedingungen genutzt.

Auf die Formulierung des Optimierungsziels folgt die Auswahl der Applikationsgrößen zur Optimierung. Diese sollten einen möglichst großen Einfluss auf das zu optimierende Fahrmanöver haben. Steuergerätefunktionen verfügen meist über eine Vielzahl von verstellbaren Parametern. Da die Zahl der möglichen Verstellkombinationen mit der Parameteranzahl exponentiell wächst, kann nur eine begrenzte Anzahl an Verstellparametern berücksichtigt werden.

Grundlegend existieren drei Möglichkeiten, um Applikationsparameter auszuwählen:

- Anhand von Vorwissen
- Durch theoretische Analyse des Übertragungsverhaltens des mechatronischen Gesamtsystems
- Messdatenbasiert durch Experimente

### 3.1.1 Auswahl von Applikationsparametern anhand von Vorwissen

Hinreichendes Vorwissen zur Auswahl von sensitiven Parametern kann in Form von Expertenwissen oder Erkenntnissen aus vorherigen Versuchen vorliegen. Beides ist häufig dann der Fall, wenn ein System sich nur geringfügig von einem Vorgängersystem unterscheidet. In der Praxis betrifft dies beispielsweise die Applikation von Varianten eines Antriebsstrangs. Diese unterscheiden sich zum Beispiel hinsichtlich der Aufladung, der Hinterachsübersetzung, dem Anfahrlement oder den Gangstufen und Übersetzungen des Getriebes. Für unterschiedliche Antriebsstrangvarianten ändert sich zwar die optimale Einstellung der Applikationsparameter, die Sensitivität der Parameter ändert sich hingegen kaum. Besteht hinreichendes Vorwissen, ist dies die einfachste und effizienteste Art zur Auswahl von einflussreichen Applikationsparametern.

### 3.1.2 Auswahl von Applikationsparametern durch Analyse des Übertragungsverhaltens des mechatronischen Gesamtsystems

Eine Analyse des Übertragungsverhaltens des Gesamtsystems ist wegen der Vielzahl beteiligter Komponenten enorm anspruchsvoll. Nahezu alle Antriebsstrangkomponenten haben ein nichtlineares Übertragungsverhalten<sup>3</sup>. Die elektronischen Komponenten arbeiten aufgrund der Digitaltechnik zeitdiskret. Zusätzlich erschwert die Verteilung der umfangreichen Software auf mehrere, untereinander vernetzte Steuergeräte die Analyse.

Basis der Analyse ist meist ein theoretisches mathematisches Modell und ggf. eine Simulation. Den Aufwand und den Nutzen bestimmt gleichermaßen die Modellierungstiefe. Je genauer das Übertragungsverhalten der Komponenten abgebildet wird, desto valider ist das Ergebnis. Mit der Genauigkeit steigt allerdings der Aufwand.

Im günstigsten Fall kann das Streckenverhalten durch lineare Übertragungsglieder hinreichend abgebildet werden, um für eine Parameterauswahl hinreichend genaue Aussagen zu treffen. Im ungünstigsten Fall wird das Gesamtsystemverhalten durch Latenzzeiten in der Kommunikation der Steuergeräte untereinander beeinflusst, beispielsweise bei Getriebebeschaltungen. Die zur Parameterauswahl tatsächlich notwendige Modellierungstiefe ist jedoch im Vorfeld der Untersuchungen unbekannt. Im Gegensatz dazu ist der Aufwand einer messdatenbasierten Auswahl von Applikationsparametern gut abzuschätzen und meist geringer. Daher wird dies in der Praxis meist vorgezogen.

---

<sup>3</sup> Verbrennungsmotor: Nicht kontinuierlicher Momentenverlauf; Getriebe: Diskrete Änderung der Übersetzung; Drehmomentwandler: Nichtlineare Wandlerkennlinie

### 3.1.3 Messdatenbasierte Auswahl von Applikationsparametern durch eine Sensitivitätsanalyse

Es existieren unterschiedliche Methoden der Sensitivitätsanalyse, um auf Basis von vergleichsweise wenigen Messungen möglichst genaue Aussagen über den Einfluss einzelner Applikationsparameter zu erhalten. Sie werden nach Confalonieri et al. [CBB<sup>+</sup>10] in Screening-Methoden, varianzbasierte Methoden und Regressionsmethoden eingeteilt. Unterscheidungsmerkmale der Verfahren sind die Anzahl an notwendigen Versuchspunkten und die Aussagefähigkeit hinsichtlich Wechselwirkungen der Applikationsparameter untereinander.

Anwendungen von Sensitivitätsanalysen für dynamische Fahrmanöver werden bereits in Veröffentlichungen gezeigt. Angewendet auf Zughochschaltungen zeigt Hagerodt in [Hag03] eine Sensitivitätsanalyse mittels einer Regressionsmethode, an einem real auf einem Rollenprüfstand<sup>4</sup> aufgebauten Versuchsträger. Durch diese Analyse wird der Einfluss einzelner Applikationsparameter auf im Rahmen der Untersuchung definierte Kennwerte des Schaltablaufs gezeigt. Die Applikationsparameter werden einzeln, immer ausgehend von einem initialen Punkt im möglichen Lösungsraum variiert. Das Vorgehen berücksichtigt daher keinerlei Wechselwirkungen zwischen den Applikationsparametern. Darüber hinaus beeinflusst die Lage des initialen Punktes innerhalb des Versuchsraums maßgeblich das Ergebnis der Analyse. Sofern Wechselwirkungen zwischen den Applikationsparametern vorliegen, was zu erwarten ist, hat das Ergebnis dieser Vorgehensweise nur für einen kleinen Bereich des Parameterraums Gültigkeit. Vorteilhaft ist die vergleichsweise geringe Anzahl an notwendigen Versuchspunkten.

Weitaus mehr Versuchspunkte benötigt das von Kahlbau in [Kah13] auf ein Grey-Box-Modell des Schaltablaufs angewendete Morris-Screening. Dieses Verfahren lässt Rückschlüsse auf den direkten Einfluss (Haupteffekt) gegenüber dem Einfluss durch Wechselwirkungen mit anderen Parametern (Nebeneffekte) zu. Ferner hat das Ergebnis Gültigkeit für den gesamten Versuchsraum. Demgegenüber steht ein vergleichsweise hoher Versuchsaufwand<sup>5</sup>.

Letztendlich ist die Auswahl der Methode zur Sensitivitätsanalyse abhängig von der zu lösenden Problemstellung sowie den zur Verfügung stehenden Ressourcen und dem zeitlichen Aufwand. Zudem sind mit jedweder Methode zur Sensitivitätsanalyse erzielte Aussagen nur gültig für den untersuchten Versuchsraum. Die betrachteten Minimal- und Maximalwerte der Parameter spielen für deren Sensitivität innerhalb des Versuchsraums eine entscheidende Rolle. Ist der Variationsraum eines Parameters zu klein gewählt, wird dessen Einfluss unterschätzt. Ist er gegenüber anderen Parametern überproportional groß gewählt, wird dessen Einfluss überschätzt.

In der Praxis erschweren die umfangreichen Umschaltlogiken innerhalb von Steuergerätefunktio-

---

<sup>4</sup>Rollenprüfständen werden in Abschnitt 4.4 näher beschrieben.

<sup>5</sup>In der Quelle werden zur Untersuchung der Sensitivität von 15 Parametern 1600 Versuchspunkte verwendet.

nen die Interpretation der Ergebnisse einer Sensitivitätsanalyse. Daher ist, sowohl für eine erfolgreiche Sensitivitätsanalyse als auch für die anschließende Auswahl von Applikationsparametern, die Sachkenntnis ein entscheidender Faktor.

## 3.2 Versuchsplanung und -durchführung

### 3.2.1 Beschreibung und Ermittlung der Versuchsraumgrenzen

Für die Planung eines Versuchs zur Ermittlung empirischer Modelle muss zunächst der Versuchsraum beschrieben werden. Die einfachste Form, der sogenannte unbeschränkte Versuchsraum, wird durch Minimal- und Maximalwerte der Variationsgrößen definiert [Lin10]:

$$\begin{aligned} \text{lb}_1 &\leq u_1 \leq \text{ub}_1 \\ \text{lb}_2 &\leq u_2 \leq \text{ub}_2 \\ \text{lb}_3 &\leq u_3 \leq \text{ub}_3 \\ &\vdots \end{aligned} \tag{3.1}$$

Für die meisten Anwendungsfälle werden, neben den absoluten Grenzen der Applikationsparameter, weitere Beschränkungen benötigt, welche den Versuchsraum verkleinern. Typischerweise werden durch Beschränkungen Parameterkombinationen ausgeschlossen, die nicht zielführend oder bauteilschädigend sind. Formuliert werden können die Beschränkungen als Abhängigkeiten der Parameter untereinander.

Abbildung 3.4 zeigt den einfachsten Fall einer Versuchsraumbeschreibung mit Beschränkung. Teile des Versuchsraums werden durch Schnitte entfernt, diese sind, wie in der Darstellung angedeutet, durch Punkte oder durch die Beschreibung in Normalenform definiert.

$$\underline{A} \cdot \underline{u} \leq \underline{b} \tag{3.2}$$

Die Zeilen der Matrix  $\underline{A}$  definieren einen Normalenvektor, die Werte des Vektors  $\underline{b}$  stellen die Abstände der Schnittflächen zum jeweiligen Koordinatenursprung dar [Lin10].

Für die in dieser Arbeit behandelten Problemstellungen ist die erläuterte Beschreibung des Versuchsraums durch lineare Beschränkungen hinreichend. Jedoch haben in Abbildung 3.4 dargestellte lineare Beschränkungen den Nachteil, dass sie nur nach außen gewölbte Schnitte, also konvexe Beschränkungen abbilden können. Erfordert ein Versuch die Beschreibung nach innen gewölbter, konkaver Beschränkungen, so können diese durch nichtlineare Ansätze, wie in [Lin10] und [Kie14] erläutert, beschrieben werden.

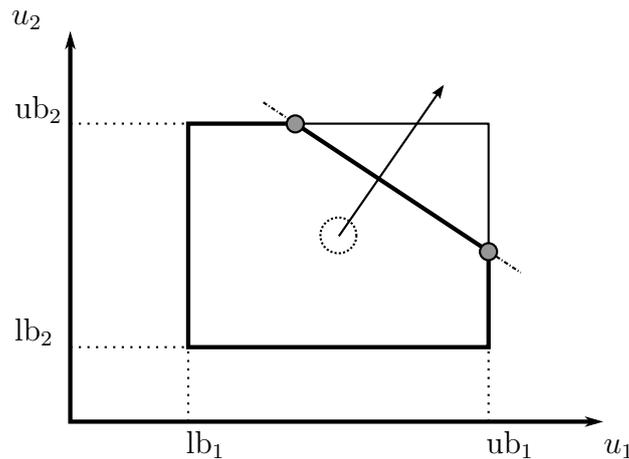


Abbildung 3.4: Linear beschränkter zweidimensionaler Versuchsraum [Lin10].

In der Praxis wird der Versuchsraum ausgehend von bekannten Grenzen (zum Beispiel aus Bauteilschutzgründen oder Vorwissen) definiert. Zur Ermittlung fehlender Grenzen können in einem Vorversuch gezielt Parametervariationen durchgeführt werden. Idealerweise geschieht die Parameterauswahl und -variation sowie die Beschreibung der Versuchsraumgrenzen zur Laufzeit eines Versuchs also *online*. Für Anwendungen auf stationären Motorprüfständen liefert [Kie14] eine Recherche des Stands der Technik. Anwendungen zur Grenzraumvermessung bei dynamischen Fahrmanövern existieren bis dato keine.

Die Wahl der Versuchsraumgrenzen hat großen Einfluss auf das Gesamtergebnis der modellbasierten Optimierung. Empirische Modelle können nur innerhalb des Versuchsraumes als gültig betrachtet werden. Sie besitzen nicht die Fähigkeit der Extrapolation. Schlimmstenfalls liefert ein Versuch bei ungünstiger Lage der Grenzen daher keine verwertbaren Ergebnisse. Ein zu großer Versuchsraum führt zu niedriger Modellgenauigkeit im Bereich des Optimums, ein zu kleiner Versuchsraum führt möglicherweise dazu, dass das Optimum außerhalb des Gültigkeitsbereichs des Modells liegt. Wird ein Versuchsraum zu klein gewählt, senkt dies ebenfalls die Modellgenauigkeit. Mit Verkleinerung des Versuchsraums steigt der Einfluss des Messrauschens relativ zur Parametervariation.

### 3.2.2 Planung der Versuchspunkte

Das Ziel der Planung der Versuchspunkte ist, systematisch möglichst viel Information über das Systemverhalten bei möglichst geringem Versuchsaufwand zu erhalten. Meist werden dazu Versuchsplanungsalgorithmen verwendet, die aus Kandidatenpunkten eine definierte Anzahl an Versuchspunkten auswählen. Die Kandidatenpunkte werden meist für jeden Parameter äquidistant im Versuchsraum verteilt, wodurch ein Kandidatengitter entsteht.

Prinzipiell existieren drei Arten der Versuchsplanung:

- **Online-Methoden** planen Versuchspunkte zur Laufzeit eines Versuchs basierend auf vorherigen Versuchsergebnissen (beispielsweise mittels Modellansätzen wie Local Linear Model Tree, Hierarchical Local Model Tree) [Har14, TN03].
- **Die raumfüllende Versuchsplanung** verteilt Versuchspunkte möglichst gleichmäßig im Versuchsraum (beispielsweise Latin Hypercube, S-optimal).
- **Die optimale Versuchsplanung** minimiert die Auswirkung von Störungen der Messungen. Je nach verwendetem Optimalitätskriterium wird die Varianz der Modellkoeffizienten oder des Modellausgangs von Polynommodellen minimiert (beispielsweise D-optimal, V-optimal, A-optimal).

*Online-Methoden* zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver können mit den im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Werkzeugen nicht angewendet werden, da die Kennwertbestimmung erst nach Durchführung sämtlicher Versuchspunkte stattfindet<sup>6</sup>. Sie werden daher nicht näher erläutert.

*Raumfüllende Versuchspläne* verteilen Versuchspunkte unabhängig vom Modellierungsansatz im Versuchsraum [Har14]. Ein raumfüllender Versuchsplan wird klassischerweise dann gewählt, wenn als Modellansatz Polynommodelle von vornherein ausgeschlossen werden können, beispielsweise aufgrund von unstetigem Systemverhalten, oder kein Vorwissen über den zu modellierenden Prozess existiert. Die aufgenommenen Messdaten eignen sich zur Verwendung und Gegenüberstellung unterschiedlicher Modellansätze. Wird schlussendlich doch ein Polynommodell verwendet, erhöht dies gegenüber einem optimalen Versuchsplan allerdings die Anzahl an notwendigen Versuchspunkten bei gleicher Vorhersagegenauigkeit des Modells. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird zur raumfüllenden Versuchsplanung das Kriterium der S-Optimalität verwendet. Ein S-optimaler Versuchsplan ist das Ergebnis der Maximierung des harmonischen Mittelwertes der Abstände der Versuchspunkte. Das Kriterium selbst wurde 1960 eingeführt [Sha60], die zugehörige Bezeichnung (S-optimal) allerdings erst 1974 [Kie74, EH74].

*Optimale Versuchspläne* minimieren durch eine geeignete Platzierung der Versuchspunkte den Einfluss von Messungenauigkeiten auf die Vertrauensbereiche der Koeffizienten (z. B. D-optimal) oder auf die Varianz der Vorhersage von Polynommodellen (z. B. V-optimal). Das Prinzip optimaler Versuchspläne verdeutlicht Abbildung 3.5 anhand eines Polynoms erster Ordnung, mit einer Eingangsgröße. Die Darstellung zeigt in jedem Koordinatensystem zwei Messpunkte mit Fehlerbalken. Die durchgezogenen Linien repräsentieren das wahre Systemverhalten, während die gestrichelten Linien Ergebnisse einer Koeffizientenschätzung bei maximalem Messfehler sind. An-

<sup>6</sup>Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Programm zur Kennwertbestimmung konvertiert die Messdaten eines Versuchs aus dem md3-Dateiformat in ein für das Programm auswertbares Format. Dies funktioniert erst nach Beendigung der Messungen, also nicht zur Laufzeit des Versuchs.

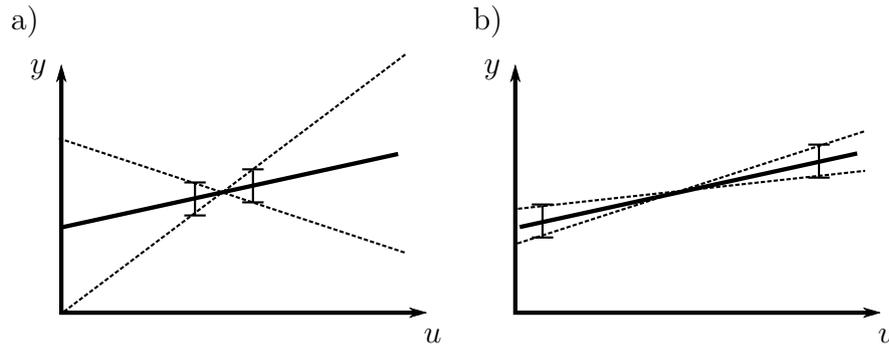


Abbildung 3.5: Prinzip der Varianzminimierung bei Ermittlung der Koeffizienten eines Polynoms erster Ordnung durch einen optimalen Versuchsplan. Die Lage der Messpunkte in Darstellung b) minimiert den Einfluss von Messungenauigkeit [Har14].

hand der gestrichelten Linien ist ersichtlich, dass die Lage der Messpunkte in Abbildung 3.5b zur Schätzung der Koeffizienten deutlich günstiger ist als in Abbildung 3.5a, da sie die Auswirkung der Messungenauigkeit minimiert. Das Beispiel vergegenwärtigt auch den negativen Einfluss zu enger Versuchsraumgrenzen. Wird der Versuchsraum zu eng gewählt führt das zu einer in Abbildung 3.5a gezeigten Platzierung der Versuchspunkte.

Die am häufigsten verwendeten Versuchspläne sind D-optimal und V-optimal [Lin10]. Zur Bestimmung eines D-optimalen Versuchsplans wird das Volumen der Varianzellipsoiden der Koeffizienten eines Polynommodells minimiert [NM92, Lin10]. Bei der Berechnung eines V-optimalen Versuchsplans wird das Integral der Vorhersagevarianz im Versuchsraum minimiert. Die Wahl der optimalen Versuchsplanung hängt vom Anwendungsfall ab. Für Aufgabenstellungen der Applikation ist die Genauigkeit einer Modellvorhersage meist wichtiger als die Genauigkeit der Koeffizienten eines Polynommodells. Unter diesem Gesichtspunkt werden V-optimale Versuchspläne bevorzugt. Dennoch sind D-optimale Versuchspläne weiter verbreitet, da deren Berechnung deutlich schneller ist.

Zur Veranschaulichung der Unterschiede stellt Abbildung 3.6 D- und V-optimale Versuchspläne für Polynommodelle zweiter Ordnung sowie einen S-optimalen Versuchsplan dar. Aus 106 Kandidatenpunkten werden durch einen Versuchsplanungsalgorithmus jeweils 20 Versuchspunkte ausgewählt. Die Verteilung der Versuchspunkte des D-optimalen Versuchsplans ist randlastig (vgl. auch Abbildung 3.5), lediglich drei Versuchspunkte liegen nicht auf dem Rand des Versuchsraums. Demgegenüber liegen beim V-optimalen Versuchsplan die doppelte Menge an Punkten im Inneren des Versuchsraumes. Der S-optimale Versuchsplan verteilt die Punkte homogen innerhalb des Versuchsraums.

Zusätzlich zu den für die eigentliche Modellbildung geplanten Versuchspunkten sollten innerhalb eines Versuchs *Wiederholpunkte* und idealerweise auch *Validierungspunkte* gefahren werden.

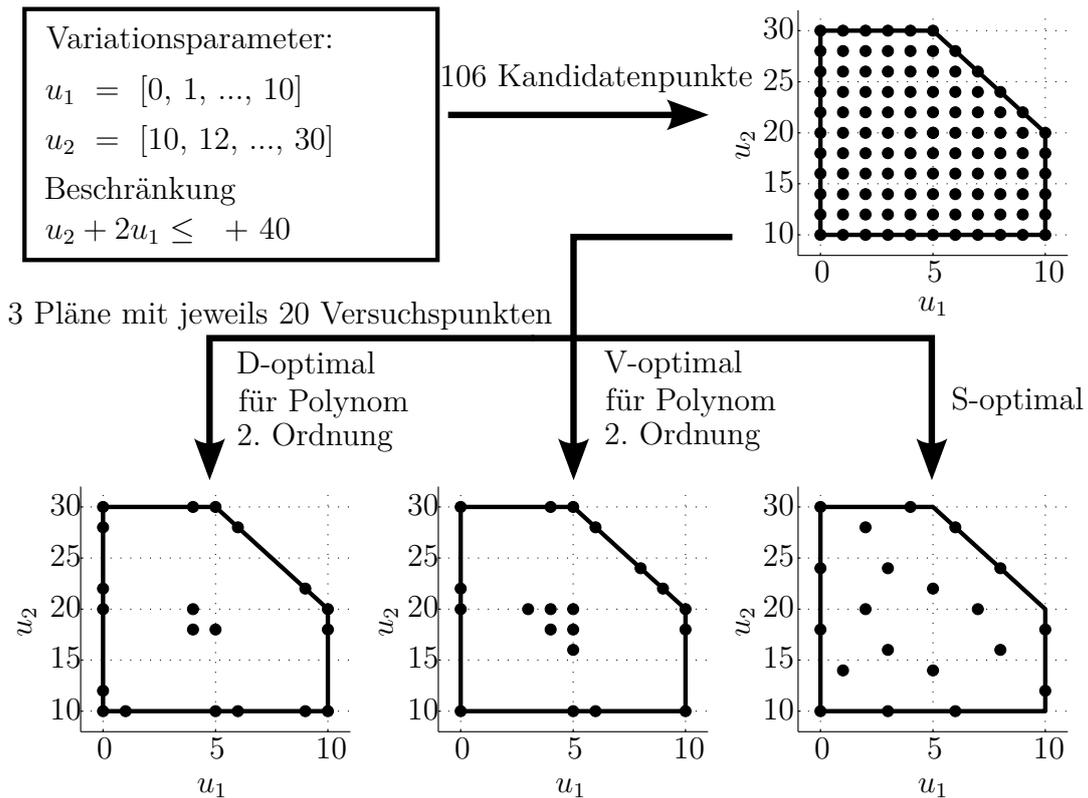


Abbildung 3.6: Verteilung von 20 Versuchspunkten aus 106 Kandidatenpunkten in einem zweidimensionalen Versuchsraum durch D-, V-, und S-optimale Versuchsplanung.

Diese dienen ausschließlich der Verifikation der Modellgüte, im Anschluss an die Modellidentifikation. Wiederholpunkte werden innerhalb des Versuchs mehrfach bei jeweils gleicher Einstellung der Variationsgrößen gefahren. Anhand der Wiederholpunkte kann geprüft werden, ob ein Versuchsergebnis über der Laufzeit des Versuchs einem Drift unterliegt. Darüber hinaus werden im Anschluss an die Modellbildung mittels der Wiederholpunkte statistische Gütemaße ermittelt. Validierungspunkte werden im Allgemeinen dort platziert, wo keine Versuchspunkte liegen die zur Modellidentifikation genutzt werden. So kann mittels der Validierungspunkte die Vorhersagegenauigkeit eines Modells für Punkte bestimmt werden, die nicht zur Modellidentifikation beigetragen haben.

### 3.2.3 Versuchsdurchführung

Zur effizienten Versuchsdurchführung ist eine automatisierte Applikationsparameterverstellung und Fahrmanöverdurchführung anzustreben. Des Weiteren ist ein möglichst reproduzierbares Systemverhalten notwendig, um eine hohe Modellgüte zu erreichen. Hierfür müssen die Umgebungsbedingungen konstant sein. Prüfstände erfüllen diese Anforderungen und eignen sich daher prinzipiell als Versuchsumgebung zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver. In diesem Abschnitt

wird die praktische Versuchsdurchführung auf Prüfständen beschrieben. Diese ist im Rahmen dieser Arbeit entwickelt und realisiert worden. Unterschiedliche Prüfstandskonzepte für dynamische Fahrmanöver werden in Kapitel 4 einander gegenübergestellt und untersucht. Aus dem Ergebnis der Versuchsplanung wird ein Programm für die Prüflaufautomatisierung erstellt<sup>7</sup> mittels dessen der Versuch gesteuert wird.

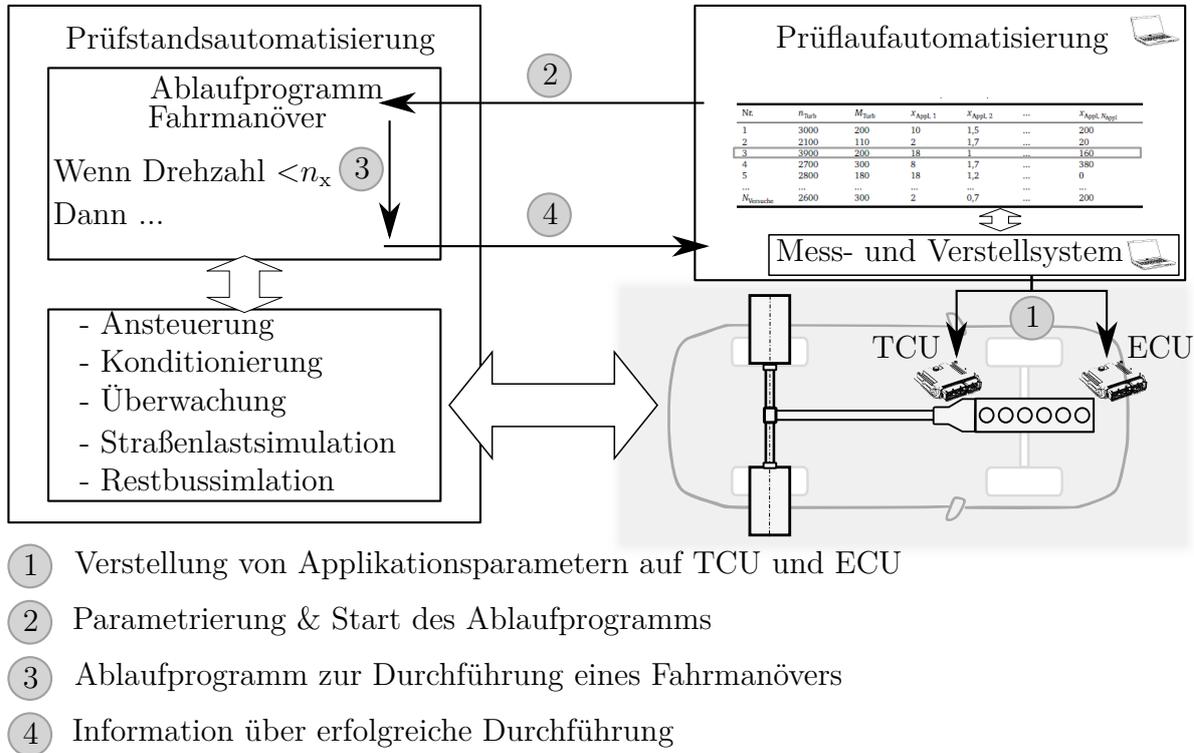


Abbildung 3.7: Versuchsdurchführung mit automatisierter Verstellung von Steuergeräteparametern und anschließender Fahrmanöverdurchführung auf einem Antriebsstrangprüfstand.

Für einen einzelnen Versuchspunkt zeigt Abbildung 3.7 die automatisierte Fahrmanöverdurchführung mit Verstellung der Applikationsparameter. Zunächst werden mittels eines Mess- und Verstellsystems<sup>8</sup> gemäß des Versuchsplans Applikationsparameter auf den betreffenden Steuergeräten verstellt. Das Mess- und Verstellsystem und die Prüflaufautomatisierung sind jeweils auf separaten PC installiert und kommunizieren über Ethernet<sup>9</sup>. Nach Verstellung der Applikationsparameter werden Parameter eines Ablaufprogramms innerhalb des Prüfstandsautomatisierungssystems

<sup>7</sup>Als Prüflaufautomatisierung diente im Rahmen dieser Arbeit AVL CAMEO.

<sup>8</sup>Für die Versuche im Rahmen dieser Arbeit wurden die Programme Canape der Firma Vector und INCA der Firma ETAS verwendet.

<sup>9</sup>Der verwendete Kommunikationsstandard ist „Association for Standardisation of Automation and Measuring Systems MCD-3 (ASAP3)“

tems gesetzt<sup>10,11</sup>. So wird festgelegt, welches Fahrmanöver bei welchen Randbedingungen gefahren werden soll. Nachdem die Parametrierung des Ablaufprogramms abgeschlossen ist, wird es aus der Prüflaufautomatisierung heraus aufgerufen. Das entsprechende Fahrmanöver wird dann durch das Ablaufprogramm gefahren. Nach erfolgreichem Abschluss des Ablaufprogramms beginnt der Prozess von neuem, so lange bis das Prüfprogramm abgeschlossen ist.

Im Rahmen dieser Arbeit werden Ablaufprogramme für Lastwechsel (Kapitel 6) und für Zug-Hochschaltungen (Kapitel 5) erstellt und verwendet. Ein Großteil des Aufwandes bei der Erstellung der Ablaufprogramme bedingt die Sicherstellung eines definierten Zustands des Versuchsträgers zu Beginn eines Fahrmanövers. Randbedingungen, welche das Übertragungsverhalten des Prüflings wesentlich beeinflussen, beispielsweise die Getriebeöltemperatur, sollten bei Durchführung der Fahrmanöver möglichst konstant sein. Für physikalisch messbare Einflussgrößen, wie beispielsweise die Getriebeöltemperatur, ist dies mit vergleichsweise wenig Aufwand zu gewährleisten. Inzwischen erschwert die Vielzahl adaptiver Algorithmen auf Steuergeräten es, ein reproduzierbares Verhalten des Versuchsträgers zu erhalten. Adaptive Algorithmen stellen Speichervariablen abhängig vom zeitlichen Verlauf bestimmter Messgrößen ein. In der Getriebesteuerung von Automatgetrieben beispielsweise wird die Ansteuerung der Regelschieberventile der einzelnen Schaltelemente durch Adaptionalgorithmen zur Laufzeit optimiert. Das kann dazu führen, dass sich das Verhalten des Versuchsträgers für zwei exakt gleich durchgeführte Fahrmanöver, bei exakt gleichen physikalischen Randbedingungen, unterscheiden kann. Ohne Kenntnis des Zustands der Adaptionwerte und deren Auswirkung ist eine zweckmäßige Auswertung der Versuchsergebnisse dann nicht zu gewährleisten. Adaptionen, die ein Fahrmanöver beeinflussen, sollten bei Versuchsdurchführung daher entweder deaktiviert sein oder das Versuchsprogramm sollte so angepasst werden, dass Adaptionalgorithmen das Versuchsergebnis nicht beeinflussen.

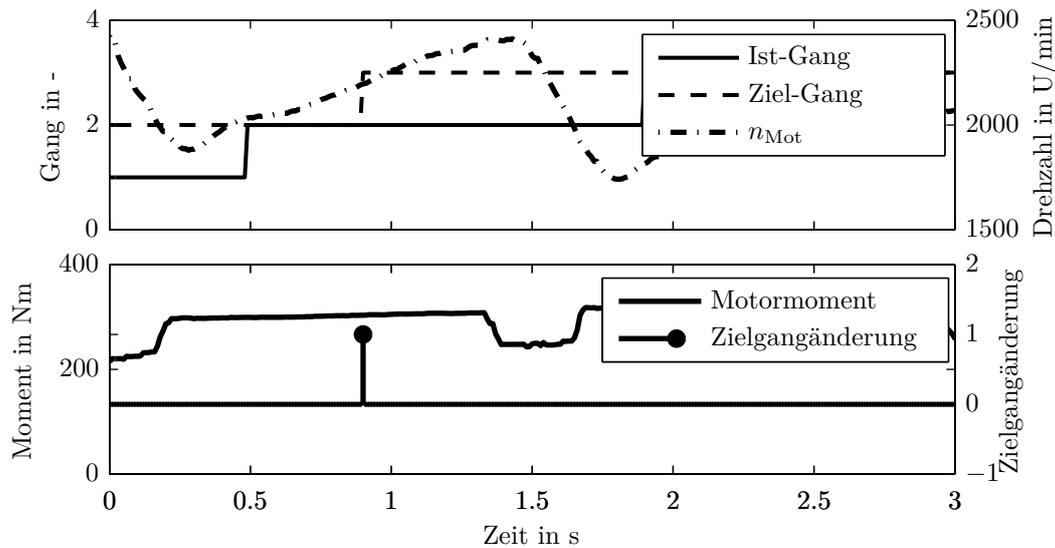
### 3.3 Objektive Analyse dynamischer Fahrmanöver durch Kennwerte

Die Erkennung von Fahrmanövern sowie die Ermittlung von Kennwerten erfolgt durch Algorithmen, welche die aufgezeichneten Messgrößen auswerten. Als Grundlage der Entwicklung solcher Algorithmen wird hier ein im Rahmen dieser Arbeit entwickeltes Software-Werkzeug genutzt. Es ist umgesetzt in der Programmiersprache MATLAB. Sämtliche Algorithmen zur Fahrmanövererkennung und Kennwertermittlung, auf die im weiteren Verlauf der Arbeit verwiesen wird, sind Anhang A zu entnehmen.

---

<sup>10</sup>Das in dieser Arbeit verwendete System zur Prüfstandsautomatisierung ist „Tornado“ der Firma Kristl, Seibt & Co.

<sup>11</sup>Der verwendete Kommunikationsstandard ist „Association for Standardisation of Automation and Measuring Systems ACI (Automated Calibration Interface)“



```

1 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
2 % Beispiel zur Erläuterung der Vorgehensweise zur Fahrmanövererkennung
3 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
4 % vec_Zielgang: Messdatenvektor Zielgang
5 % vec_Motormoment: Messdatenvektor Motormoment
6
7 % Ermittlung des Differenzenvektors des Zielganges
8 Differenzenvektor_Zielgang = [0 ; diff(vec_Zielgang)];
9
10 % Ermittlung der Indizes innerhalb der Messdatenvektoren bei denen
11 % eine Zughochschaltung beginnt
12 indizes_Beginn_ZugHochschaltung = ...
13     find((Differenzenvektor_Zielgang > 0) & (vec_Motormoment > 0));

```

Abbildung 3.8: Anwendung eines Algorithmus zur Erkennung von Hochschaltungen bei positivem Motormoment. Minimalbeispiel zur Darstellung der Vorgehensweise zur Fahrmanövererkennung.

### 3.3.1 Effiziente Fahrmanövererkennung

Um Algorithmen zur Kennwertermittlung anwenden zu können, muss zunächst der Zeitpunkt zu dem ein Fahrmanöver beginnt innerhalb eines zeitlichen Verlaufs von Messgrößen erkannt werden. Eine Formulierung von Algorithmen, durch die Fahrmanöver innerhalb langer Messreihen effizient bestimmt werden können, zeigt Abbildung 3.8 anhand eines Minimalbeispiels, der Erkennung einer Zughochschaltung<sup>12</sup>. Durch logische Operatoren werden Bedingungen formuliert und auf die Messdatenvektoren angewendet. Eine Zughochschaltung wird genau dann erkannt, wenn das Signal *Zielgang* sich erhöht und das Getriebeeingangsmoment gleichzeitig positiv ist. Durch logische Operatoren ausgedrückt, muss zur Erfüllung der Bedingung eine Änderung des

<sup>12</sup>Das Fahrmanöver Zughochschaltung wird in Abschnitt 5.1 näher beschrieben.

Zielgang-Signals erfolgen (Code-Zeile 8) und das Motormoment gleichzeitig größer Null sein. Eine Prüfung der Bedingungen findet innerhalb des Funktionsaufrufs der Funktion `find()` in Code-Zeile 12 statt. Rückgabewert der als „Differenzenvektor\_Zielgang > 0“ formulierten Bedingung ist in MATLAB ein Vektor im Datenformat `logical`. Die Länge des Vektors entspricht exakt der des Messdatenvektors. Eine logische 1 enthält dieser Vektor an Stellen, die die Bedingung erfüllen. Ergebnis des Aufrufs ist also schlussendlich ein Vektor, der die Indizes des Beginns von allen in den Messdatenvektoren enthaltenen Hochschaltungen enthält.

Mittels dieser Vorgehensweise kann jedes Fahrmanöver erkannt werden, das durch charakteristische Punkte beschreibbar ist. Das beschriebene Vorgehen ist numerisch effizient und dadurch auch für lange Messschriebe geeignet.

Ein Ergebnis einer Fahrmanövererkennung für Lastwechsel zeigt Abbildung 3.9. Die zu Grunde liegende Messung ist auf einer Versuchsstrecke aufgezeichnet worden. Durch definierte Zustellung des Fahrpedals aus dem Schubetrieb werden Lastwechsel hervorgerufen. Die Zeitpunkte des Fahrmanöverbeginns werden durch Bildung und Auswertung des Fahrpedalwertgradienten detektiert; Der Algorithmus ist Anhang A.2 zu entnehmen. Maßgebliche Einflussgrößen von Lastwechselmanövern sind die Höhe des Pedalwertsprunges, das sich aus der Fahrpedalanforderung ergebende Sollmoment  $M_{\text{Soll}}$  sowie die Motordrehzahl, bei der das Manöver ausgelöst wird. Durch die Fahrmanövererkennung lassen sich bereits Anzahl und Verteilung dynamischer Fahrmanöver auswerten.

#### 3.3.2 Diskussion der Eigenschaften von Kennwerten

Auf die erkannten Fahrmanöver werden Algorithmen zur Kennwertermittlung angewendet. Durch einen Kennwert wird die Ausprägung einer Zielgröße eines dynamischen Fahrmanövers quantifiziert. Definitionen von Kennwerten werden in einer Vielzahl von Veröffentlichungen untersucht und diskutiert [Hag03] [Böh07] [Alv09] [Cre07] [DGWJ05] [Geb00] [HK01] [Hua08] [KKAG09] [KK07] [Las07] [LSF98] [LS98] [Ste07]. Im Fokus der Veröffentlichungen stehen Kennwerte zur Beurteilung des subjektiv durch den Fahrer empfundenen Komforts und der Agilität von Fahrmanövern. Meist werden Probandenversuche zur Validierung der Korrelation der Kennwerte mit dem subjektiven Empfinden des Fahrers genutzt. Des Weiteren werden Kennwerte zur Beurteilung der mechanischen und thermischen Belastung der Antriebsstrangkomponenten verwendet [Kah13].

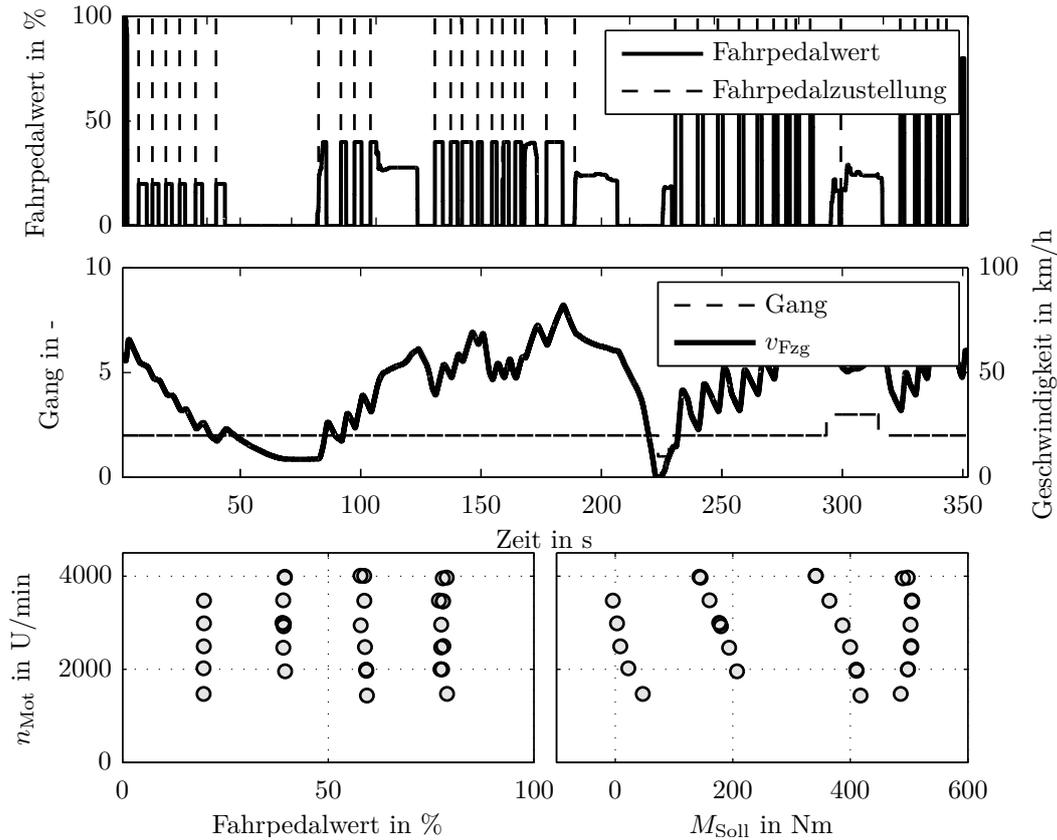


Abbildung 3.9: Durch Algorithmus A.2 erkannte Tip-In Lastwechselfahrmanöver innerhalb eines Messschriebs, aufgenommen während eines Straßenversuchs. Das Fahrpedal wird sprunghaft betätigt. Versuchsträger: Heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor und Stufenautomatgetriebe.

Basierend auf dem Prinzip ihrer Bestimmung lassen sich Kennwerte in zwei Kategorien aufteilen [Bir13] [Hua08]:

1. Über einen Zeitbereich gebildete Kennwerte, beispielsweise durch Bildung eines Integrals einer Messgröße (meist der Fahrzeuglängsbeschleunigung).
2. Anhand charakteristischer Werte im zeitlichen Verlauf gebildete Kennwerte, beispielsweise der maximale Ruck während eines Fahrmanövers oder die Differenz zweier charakteristischer Punkte innerhalb eines Signalverlaufs.

Für jedes Fahrmanöver sind zahlreiche unterschiedliche Definitionen von Kennwerten beider Kategorien denkbar. Entscheidend für die Anwendbarkeit eines Kennwertalgorithmus sind

- die Robustheit des Kennwertalgorithmus
- und die Korrelation zwischen Kennwert und dem subjektivem Empfinden eines Fahrers.

Diese Eigenschaften von Kennwerten werden in den folgenden Unterabschnitten näher erläutert.

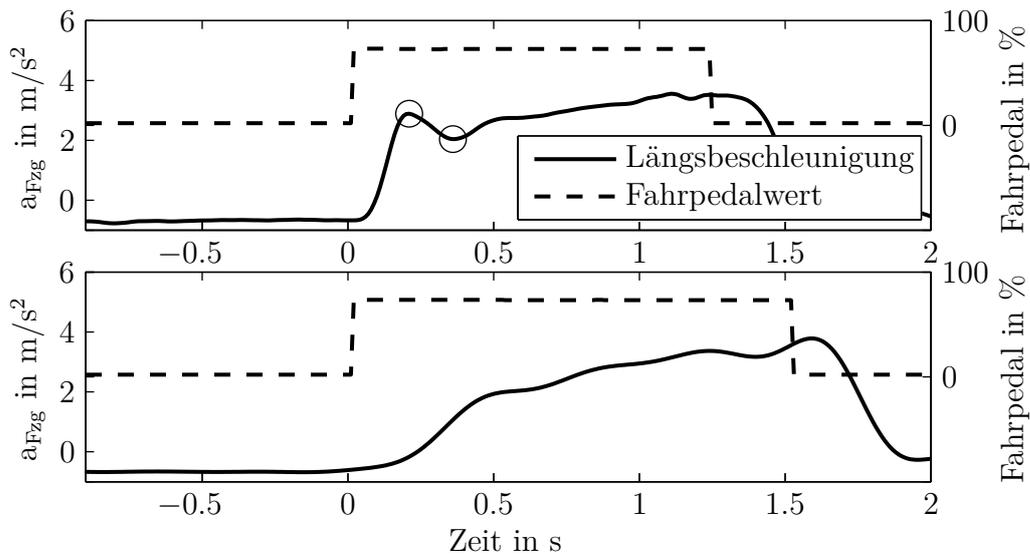


Abbildung 3.10: Zwei Lastwechsel mit gleicher, sprunghafter Zustellung des Fahrpedals, bei gleicher Motordrehzahl, mit unterschiedlichen Applikationsständen. Die in oberer Achse markierten charakteristischen Punkte sind im unteren Signalverlauf nicht vorhanden. Ein Kennwert, der diese charakteristischen Punkte verwendet, kann für den unteren Signalverlauf kein plausibles Ergebnis ermitteln.

## Robustheit

Meyer [Mey90] definiert Robustheit bezogen auf die Softwareentwicklung wie folgt:

„Robustheit heißt die Fähigkeit von Softwaresystemen, auch unter außergewöhnlichen Bedingungen zu funktionieren.“

Ein Algorithmus zur Kennwertermittlung sollte für alle möglichen, ihm übergebenen Messwertverläufe, einen Rückgabewert liefern. Existieren die in der Kennwertdefinition verankerten, charakteristischen Punkte in einem Signalverlauf nicht, beispielsweise durch eine Applikationsänderung, so kann der entsprechende Kennwert nicht mehr bestimmt werden. Zur Verdeutlichung stellt Abbildung 3.10 den Verlauf der Längsbeschleunigung während zweier Lastwechsel gegenüber. Beide Fahrmanöver sind gleich durchgeführt, lediglich die Applikation der Steuergerätefunktion zur Lastschlagdämpfung ist verändert. Die beiden Kreise im oberen Beschleunigungsverlauf markieren die ersten beiden lokalen Extrema innerhalb der ersten Sekunde des Beschleunigungsverlaufs. Ein Kennwert, der auf die Bestimmung dieser beiden Punkte angewiesen ist, kann zwar für den in oberer Achse gezeigten Beschleunigungsverlauf eines Lastwechsels ein Ergebnis ermitteln, nicht aber für den in unterer Achse dargestellten Verlauf. Um das Kriterium der Robustheit zu erfüllen, muss ein Algorithmus zur Bestimmung eines solchen Kennwertes im zweiten Fall zumindest einen Ersatzwert zurückgeben.

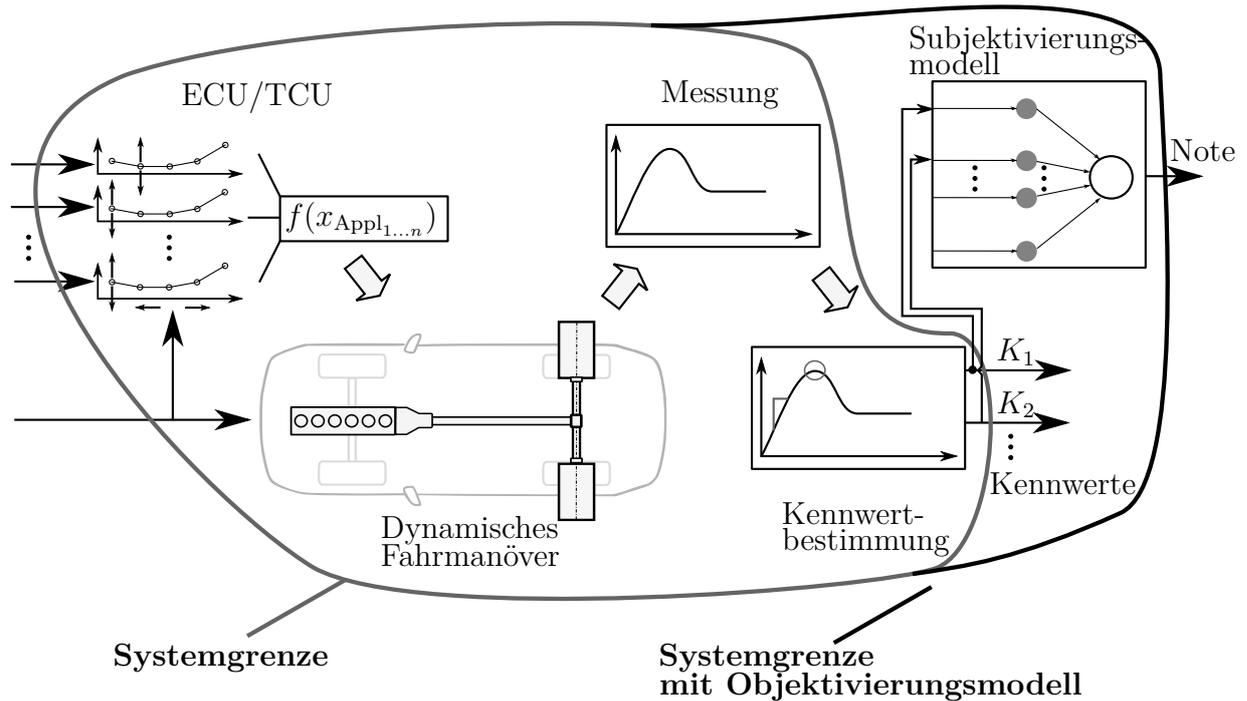


Abbildung 3.11: Gesamtsystem dynamischer Fahrmanöver mit statischem Übertragungsverhalten und Erweiterung um ein Subjektivierungsmodell. Das Subjektivierungsmodell erhöht die Komplexität des Übertragungsverhaltens, verglichen mit dem Gesamtsystem ohne Subjektivierungsmodell.

### Korrelation zwischen Kennwert und subjektivem Empfinden

Ziel der Optimierung dynamischer Fahrmanöver ist es meist, das subjektive Empfinden eines Fahrers positiv zu beeinflussen. Zur Abbildung des menschlichen Komfortempfindens schlagen einige Veröffentlichungen die Verwendung von Modellen vor. Diese werden zum Teil als Objektivierungsmodell bezeichnet, gleichwohl sie eigentlich die Einflüsse des subjektiven Empfindens abbilden. Passender ist die im weiteren Verlauf verwendete Bezeichnung Subjektivierungsmodell. Eingangsgrößen eines solchen Subjektivierungsmodells sind Kennwerte. Ausgangsgröße ist eine Benotung des subjektiv wahrgenommenen Komforts [Hag03, Böh07, Alv09]. Zur Erstellung eines Subjektivierungsmodells werden Versuche mit unterschiedlichen Probanden durchgeführt. Die Probanden fahren Fahrmanöver und geben für jede Fahrmanöverdurchführung eine subjektive Beurteilung in Form einer Note für Komfort zwischen 1 und 10 ab. Anhand dieses Versuchsergebnisses wird die Korrelation zwischen dem Komfortempfinden und unterschiedlichen Kennwerten untersucht. Ergebnis ist jeweils ein Subjektivierungsmodell, das aus mehreren Kennwerten eines Fahrmanövers eine einzige Benotung errechnet. Abbildung 3.11 zeigt das durch ein Subjektivierungsmodell erweiterte Gesamtsystem (vgl. Abbildung 3.1).

Subjektivierungsmodelle können zwar die Auswertung umfangreicher Versuche erleichtern. Für eine tiefgreifende Analyse des Systemverhaltens und die Modellbildung sind sie allerdings ungeeignet. Subjektivierungsmodelle erhöhen die Komplexität des Gesamtsystems (vgl. Abbildung 3.11). Ein empirisches Modell des Gesamtsystemverhaltens muss bei deren Verwendung in der Lage sein, sowohl die physikalischen Zusammenhänge welche die Kennwerte beeinflussen, als auch das Subjektivierungsmodell selbst abzubilden. Im Allgemeinen sind Subjektivierungsmodelle nicht bijektiv, dadurch erschweren Sie die Nachvollziehbarkeit von Ursache und Wirkung. Ein Ergebnis kann einer Eingangsgrößenkombination also nicht eindeutig zugeordnet werden.

In der Literatur eingeführte Subjektivierungsmodelle zeigen, dass bereits einzelne Komfortkennwerte eine sehr hohe Korrelation zum Komfortempfinden aufweisen (vgl. [Hag03, Böh07, Bir13]). Daher ist es möglich, eine Optimierung des Fahrkomforts auch ohne Subjektivierungsmodelle auf Basis einzelner Kennwerte durchzuführen.

Für die modellbasierte Optimierung dynamischer Fahrmanöver überwiegen die Nachteile von Subjektivierungsmodellen gegenüber einzelnen Komfortkennwerten. Die Beurteilung und Optimierung des Fahrkomforts wird im Rahmen dieser Arbeit daher ausschließlich auf Basis einzelner Komfortkennwerte durchgeführt.

#### 3.3.3 Gegenüberstellung von Kennwerten zur Beurteilung des Fahrkomforts

In der Literatur werden bereits zahlreiche unterschiedliche Kennwerte zur Beurteilung des Fahrkomforts gezeigt. Der Literatur lassen sich folgende Komfortkennwerte entnehmen:

- Die Wurzel der mittleren quadratischen Abweichung von Null einer gefilterten Längsbeschleunigung, engl. Root Mean Square (kurz  $\text{RMS}_{a_w}$ ), auch Effektivwert oder  $\tilde{a}_w$  genannt [VDI99] [Alv09] [Bir13] [Böh07] [Hag03] [Hua08] [Ste07]
- Der Vibration Dose Value (kurz  $\text{VDV}_{a_w}$ ) [Alv09] [Bir13] [Böh07] [DGWJ05] [Hua08] [KRS09] [KHB11]
- Die Standardabweichung der gefilterten Längsbeschleunigung (kurz  $\sigma_{a_w}$ ) [Alv09] [Bir13].
- Kennwerte basierend auf der Leistungsdichte eines Signals innerhalb eines Frequenzbereichs [DGWJ05] [Hag03]

Die Komfortkennwerte werden auf Basis eines Längsbeschleunigungssignals berechnet. Dieses wird mit Ausnahme der Kennwerte, die auf der Leistungsdichte basieren, vor der eigentlichen Kennwertberechnung gefiltert.

In den zitierten Arbeiten wird größtenteils durch Probandenversuche der Nachweis erbracht, dass die eingeführten Komfortkennwerte eine hohe Korrelation mit dem menschlichen Komfortempfin-

den haben. Für die Zielgröße Komfort werden mehrere, unterschiedliche Kennwerte eingeführt. Sind diese Kennwerte untereinander stark korreliert, treffen sie prinzipiell gleiche Aussagen. Ist dies der Fall, genügt es, für eine Komfortoptimierung lediglich einen der eingeführten Komfortkennwerte zu verwenden.

Um dies zu prüfen, werden die Komfortkennwerte  $\text{RMS}_{a_w}$ ,  $\text{VDV}_{a_w}$  und  $\sigma_{a_w}$  für umfangreiche Messdaten bestimmt, normiert und einander gegenübergestellt<sup>13</sup>.

Grundlage der Untersuchung sind Messungen des Beschleunigungsverlaufs während insgesamt 3220 Zughochschaltungen<sup>14</sup>. Prüfling ist eine Reiselimousine mit hybridisiertem Antriebsstrang. Die Versuchsumgebung ist ein Antriebsstrangprüfstand einer um Radschlupf erweiterter Straßenslastsimulation (vgl. Abschnitt 4.5). Die Schaltungen werden bei unterschiedlichem Getriebeeingangsmoment durchgeführt. Vor jeder Schaltung wird durch Verstellung von Steuergeräteparametern die Druckansteuerung der Schaltelemente, die den Kupplungswechsel steuern, automatisiert verändert. Dadurch variiert das Antriebsstrangverhalten zwischen den Schaltungen untereinander stark. Eine große Variation des Ergebnisses der Komfortkennwerte ist die Folge.

Im Anschluss an die Versuchsdurchführung wird vor der Kennwertermittlung die aus dem Seitenwellenmoment berechnete Fahrzeuglängsbeschleunigung<sup>15</sup> durch einen Bandpassfilter gefiltert. Die Auslegung des Filters basiert auf der Frequenzgewichtungskurve für den Fall „Sitzen mit Schwingungsübertragung über die Rückenlehne in horizontaler x-Richtung“, entnommen aus der VDI-Richtlinie zur Frequenzbewertung [VDI99]. Im Unterschied zur Frequenzgewichtungskurve der Richtlinie, dargestellt in Abbildung 2.1, ist die untere Grenzfrequenz<sup>16</sup> von 1,25 Hz auf 2 Hz angehoben, da die Längsdynamik des Fahrzeugs auf Signalanteile in diesem Frequenzbereich einen großen Einfluss hat. Erwünschtes Beschleunigen durch Antriebs- oder Bremsmoment würde bei einer unteren Grenzfrequenz von 1,25 Hz den Komfortkennwert beeinflussen. Dies verdeutlicht Abbildung 3.12 anhand einer Gegenüberstellung der Auswirkung unterschiedlicher Filter auf den Signalverlauf der Längsbeschleunigung während einer Zughochschaltung vom zweiten in den dritten Gang. Die in den unteren beiden Koordinatensystemen ausgefüllte Fläche ist maßgeblich für die aus dem gefilterten Beschleunigungsverlauf berechneten Komfortkennwerte. Bei Filterung mit einer unteren Grenzfrequenz von 1,25 Hz trägt der Zeitbereich zwischen 0 bis 0,7 s deutlich zu einem ermittelten Kennwert bei. Das ist nicht zielführend, denn der Beschleunigungsverlauf in diesem Zeitbereich beeinflusst den Schwingungskomfort nicht signifikant. Durch die Anhebung

---

<sup>13</sup>Komfortkennwerte auf Basis einer Frequenzbereichstransformation sind nicht mit einbezogen, da die Ergebnisse für die bei dynamischen Fahrmanövern kurzen betrachteten Zeiträume von 1 bis 2 Sekunden stark streuen.

<sup>14</sup>Untergliedert in 917 Schaltungen von Gang 1 - 2, 896 Schaltungen von Gang 2 - 3, 705 Schaltungen von Gang 3 - 4, 702 Schaltungen von Gang 4 - 5.

<sup>15</sup>Die Berechnung der Fahrzeuglängsbeschleunigung aus dem Seitenwellenmoment wird in Kapitel 4 beschrieben.

<sup>16</sup>Bei der Grenzfrequenz sinkt die übertragene Amplitude auf den  $\frac{1}{\sqrt{2}}$ -fachen Wert der maximalen Verstärkung ab [Lun10]. Der hier verwendete Filter hat zwei Grenzfrequenzen. Zur Unterscheidung ist im weiteren Verlauf von einer *unteren* und einer *oberen* Grenzfrequenz die Rede.

der Grenzfrequenz auf 2 Hz trägt nur der tatsächlich durch die Schaltung verursachte, komfortbeeinträchtigende Bereich des Beschleunigungsverlaufs zum Kennwert bei. Für die meisten Antriebsstränge entspricht 2 Hz der niedrigsten, möglichen ersten Eigenfrequenz. Im Messsignal vorhandene Schwingungen niedrigerer Frequenz können daher nicht durch den Antriebsstrang verursacht sein und werden hier nicht betrachtet.

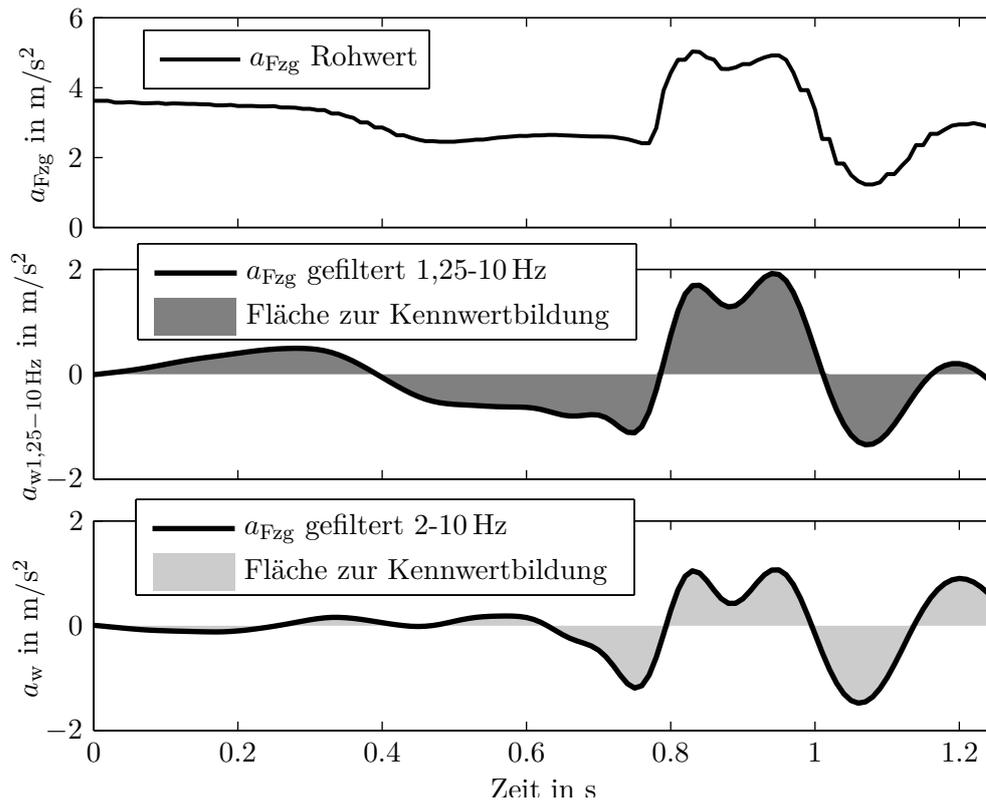


Abbildung 3.12: Rohwert und gefilterte Längsbeschleunigung während einer Zughochschaltung vom zweiten in den dritten Gang. Die Ansteuerung der Schaltelemente beginnt bei  $t = 0$  und endet mit dem Ende des dargestellten Zeitbereichs. Die Filterung erfolgte durch Bandpassfilter mit unterschiedlichen Grenzfrequenzen. Ein Kennwert, errechnet aus der zwischen 1,25-10 Hz gefilterten Beschleunigung, bewertet insbesondere auch den Zeitbereich zwischen 0-0,7s als komfortsenkend. Dieser beinhaltet allerdings keine spürbaren Schwingungen.

Für die gefilterte Beschleunigung  $a_w$  während jeder Schaltung werden die den Literaturquellen entnommenen Kennwerte

$$\text{RMS}_{a_w} = \sqrt{\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a_w^2(t) dt}, \quad (3.3)$$

$$\text{VDV}_{a_w} = \sqrt[4]{\int_{t_1}^{t_2} a_w^4(t) dt} \quad \text{und} \quad (3.4)$$

$$\sigma_{a_w} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (a_{w,i} - \bar{a}_w)^2} \quad (3.5)$$

bestimmt.  $t_1$  bzw.  $t_2$  ist dabei der Zeitpunkt des Beginns bzw. der Beendigung der Ansteuerung der Schaltelemente. Da die untersuchten Komfortkennwerte unterschiedliche Größenordnungen aufweisen, werden sie standardisiert. Dazu wird jeder Komfortkennwert  $K_i$  mittelwertfrei durch die ermittelte Standardabweichung der Stichprobe dividiert [Koh05].

$$K_{i,\text{std}} = \frac{K_i - \bar{K}_i}{s_{K_i}} \quad (3.6)$$

Die aus den Schaltungen ermittelten, standardisierten Komfortkennwerte  $\text{RMS}_{a_w,\text{std}}$ ,  $\text{VDV}_{a_w,\text{std}}$  und  $\sigma_{a_w,\text{std}}$  sind in Abbildung 3.13 einander gegenübergestellt. Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass die standardisierten Komfortkennwerte eine sehr hohe Korrelation untereinander aufweisen. In ihrer Aussage stimmen die Kennwerte also in hohem Maße überein. Die erhöhte Abweichung beim Komfortkennwert  $\text{VDV}_{a_w,\text{std}}$  hin zu höheren Werten ist durch Verwendung der vierten Potenz der Längsbeschleunigung in der Kennwertdefinition verursacht. Daraus resultierend steigt der Wert des Komfortkennwertes  $\text{VDV}_{a_w,\text{std}}$  schneller mit der Intensität der Schwingungen.

Auffällig ist, dass die Komfortkennwerte  $\text{RMS}_{a_w}$  und  $\sigma_{a_w}$ , standardisiert und angewendet auf die bandpassgefilterte Längsbeschleunigung, nahezu exakt die gleichen Werte annehmen. Die Formeln zu deren Bestimmung unterscheiden sich zwar (vgl. Gleichung (3.3) und (3.5)), jedoch geht aus der Filterung der Längsbeschleunigung ein mittelwertfreies Signal hervor. Daher ist der arithmetische Mittelwert der gefilterten Längsbeschleunigung in Gleichung (3.5)  $\bar{a}_w = 0$ . Da das Integral zur Bildung von  $\text{RMS}_{a_w}$  numerisch nur angenähert werden kann, entspricht die Summenbildung in der Berechnung von  $\sigma_{a_w}$  standardisiert nahezu exakt dem Integral in der Berechnung von  $\text{RMS}_{a_w}$ . Eine Gegenüberstellung von  $\sigma_{a_w}$  und  $\text{RMS}_{a_w}$ , wie in [Alv09] durchgeführt, bringt daher keinen weiteren Erkenntnisgewinn<sup>17</sup>.

Neben den Komfortkennwerten, die auf der Fahrzeuglängsbeschleunigung basieren, schlägt [Bir13] den Kennwert „Drehzahlintegral“ (kurz DZI) auf Basis der Getriebeeingangsdrehzahl  $n_{Ge}$ , die zum einen mit 2 Hz tiefpassgefiltert und zum andern mit 10 Hz tiefpassgefiltert wird, vor.

---

<sup>17</sup>Die in [Alv09] ermittelten Unterschiede in der Aussagekraft von  $\sigma_{a_w}$  und  $\text{RMS}_{a_w}$  sind durch unterschiedliche Filter bedingt, die vor Berechnung der Kennwerte auf die Längsbeschleunigung angewendet werden.

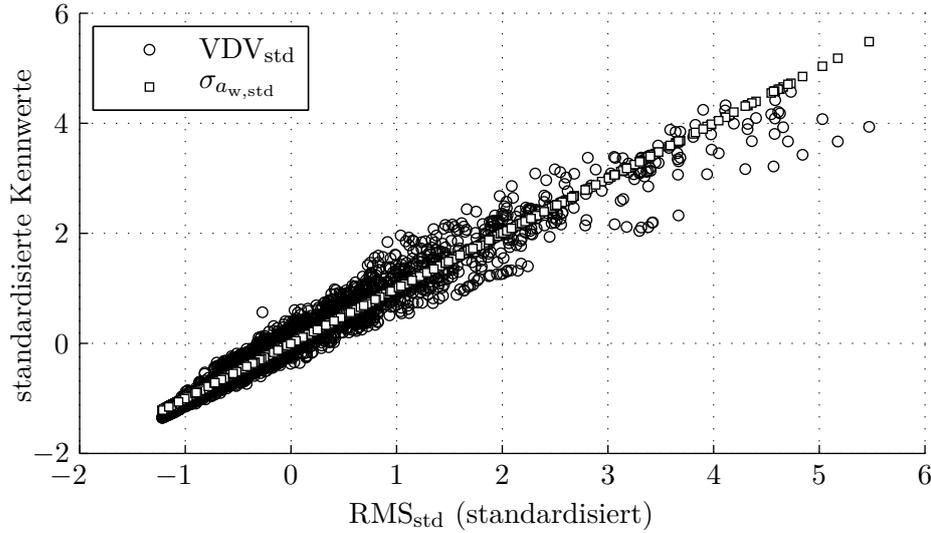


Abbildung 3.13: Vergleich von Kennwerten untereinander. Die Kennwerte werden berechnet aus der gefilterten Längsbeschleunigung während 3220 Zughochschaltungen.

$$\text{DZI}_{n_{\text{Ge}}} = \int_{t_1}^{t_2} |n_{\text{Ge}, 2 \text{ Hz}}(t) - n_{\text{Ge}, 10 \text{ Hz}}(t)| dt \quad (3.7)$$

Die Kennwertgleichung kann auch auf die Getriebeausgangsdrehzahl angewendet werden. Eine Antriebsstrangdrehzahl als Grundlage der Kennwertermittlung zu verwenden, erhöht die Reproduzierbarkeit von Versuchen, denn das Drehzahlsignal weist im Vergleich zum Längsbeschleunigungssignal deutlich weniger Messrauschen auf. Dies gilt insbesondere für Messungen im Straßenversuch, bei welchen sich die Umgebungseinflüsse stärker auf die Längsbeschleunigung als auf eine Antriebsstrangdrehzahl auswirken. Zweckmäßig ist ein Ersatz der Längsbeschleunigung allerdings nur, wenn dies die Aussagekraft eines Kennwertes hinsichtlich des Komfortempfindens nicht senkt. Um die Komfortkennwerte auf Drehzahlbasis in die Untersuchung mit einzubeziehen, werden die eingangs auf die Längsbeschleunigung angewendeten Algorithmen zur Kennwertermittlung auf die Getriebeausgangsdrehzahl angewendet.

Die Korrelation der Komfortkennwerte untereinander wird mittels des Pearson'schen Korrelationskoeffizienten

$$r_{K_1 K_2} = \frac{\sum_1^j (K_{1,j} - \bar{K}_1)(K_{2,j} - \bar{K}_2)}{\sqrt{\sum_1^j (K_{1,j} - \bar{K}_1)^2 \sum_1^j (K_{2,j} - \bar{K}_2)^2}} \quad (3.8)$$

ermittelt. Dieser ist ein dimensionsloses Maß für den linearen Zusammenhang zweier metrischer Variablen. Er kann Werte im Bereich von  $-1 \leq r_{K_1 K_2} \leq 1$  annehmen, wobei ein Wert von -1 einer perfekten negativen Korrelation, ein Wert von 1 einer perfekten positiven Korrelation entspricht [Kro14].

Tabelle 3.1: Pearson'scher Korrelationskoeffizient  $r_{xy}$  von Komfortkennwerten zur Beurteilung des Fahrkomforts, bestimmt aus 3220 Zughochschaltungen. Der Index  $n_{Ga, std}$ , kennzeichnet standardisierte Komfortkennwerte auf Basis der Getriebeausgangsdrehzahl, der Index  $a_w, std$  bezeichnet standardisierte Komfortkennwerte auf Basis der gefilterten Fahrzeuglängsbeschleunigung.

Kennwerte	$RMS_{n_{Ga, std}}$	$VDV_{n_{Ga, std}}$	$\sigma_{n_{Ga, std}}$	$DZI_{n_{Ga, std}}$	$RMS_{a_w, std}$	$VDV_{a_w, std}$	$\sigma_{a_w, std}$
$RMS_{n_{Ga, std}}$	1,00	0,9747	1,00	0,9434	0,9644	0,9539	0,9644
$VDV_{n_{Ga, std}}$	0,9747	1,00	0,9747	0,9434	0,9327	0,9644	0,87
$\sigma_{n_{Ga, std}}$	1,00	0,9747	1,00	0,9434	0,9644	0,9539	0,9644
$DZI_{n_{Ga, std}}$	0,9434	0,9434	0,9434	1,00	0,9381	0,9539	0,9381
$RMS_{a_w, std}$	0,9644	0,9327	0,9644	0,9381	1,00	0,9747	1,00
$VDV_{a_w, std}$	0,9539	0,9644	0,9539	0,9539	0,9747	1,00	0,9747
$\sigma_{a_w, std}$	0,9644	0,87	0,9644	0,9381	1,00	0,9747	1,00

Das Ergebnis in Tabelle 3.1 zeigt, dass sämtliche Komfortkennwerte untereinander eine sehr hohe Korrelation aufweisen [Koh05]. Dies bestätigt, dass die untersuchten Komfortkennwerte prinzipiell sehr ähnliche Aussagen bezüglich des Komfortempfindens treffen. Somit kann jeder der untersuchten Komfortkennwerte gleichermaßen als Grundlage der Beurteilung des Fahrkomforts bei dynamischen Fahrmanövern genutzt werden. Da der Kennwert  $RMS_{a_w}$  in der allgemeingültigen VDI-Richtlinie [VDI99] beschrieben ist, wird dieser im weiteren Verlauf der Arbeit zur Bewertung des Fahrkomforts verwendet. Den Zusammenhang zwischen subjektiver Wahrnehmung und dem Kennwert  $RMS_{a_w}$  zeigt Tabelle E.1 in Anhang E.

### 3.4 Identifikation empirischer Modelle

Die Abhängigkeit der fahrmanöverspezifischen Kennwerte von den Steuergeräteparametern und den Betriebspunkten wird durch empirische, statische Modelle abgebildet. Im folgenden werden zunächst grundlegende empirische Modellansätze beschrieben. Darauf aufbauend wird die Schätzung des in dieser Arbeit am häufigsten verwendeten Modellansatzes, dem Polynommodell, beschrieben. Die zur Beurteilung der Modellgüte verwendeten Gütemaße werden dann eingeführt.

#### 3.4.1 Empirische Modellansätze

Gängige Modellansätze zur Abbildung statischen Systemverhaltens sind [Nel01]

- *Kennfelder* und *Kennlinien* mit Interpolation zwischen den Stützstellen,
- *Polynommodelle*,

- *nichtlineare Regressionsmodelle* (beispielsweise lokale Modellnetze basierend auf Polynommodellen, neuronale Netze,...)

Insbesondere zur Echtzeitanwendung auf Steuergeräten sind *Kennfelder* und *Kennlinien* in der Praxis der am meisten verbreitete Modellansatz. Die Gründe hierfür liegen in der einfachen Anwendbarkeit und der niedrigen Anforderung an Rechenleistung [Nel01]. Modelle auf Basis von Kennfeldern zeichnen sich im Allgemeinen durch eine sehr gute Interpretierbarkeit aus, sind allerdings auf niedrigdimensionale Problemstellungen begrenzt. In der Praxis werden Kennfelder mit drei und mehr Eingängen kaum verwendet, da sie einerseits nicht graphisch dargestellt werden können und andererseits dem Fluch der Dimensionen unterliegen [Nel01].

*Polynommodelle* zeichnen sich durch eine einfache Umsetzbarkeit und einen geringen Rechenzeitbedarf zur Modellbildung aus. Sie sind der einfachste Modellansatz und das Standardmodell der empirischen Modellbildung [Nel01]. Polynommodelle werden als Linearkombination zwischen Regressoren und Koeffizienten dargestellt. Als Regressoren werden mathematische Ausdrücke der Modelleingänge bezeichnet, meist Multiplikationen oder Potenzierungen. Polynommodelle sind linear in den Koeffizienten und werden daher als lineare Modelle bezeichnet. Der Begriff linear beschreibt den Zusammenhang zwischen Koeffizientenraum und Vorhersageraum, nicht den zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößenraum [Lin10]. Mittels Polynommodellen kann ein stetig differenzierbares, nichtlineares Verhalten zwischen Eingängen und dem Ausgang eines Systems dargestellt werden.

$$\begin{aligned} y_1 &= a_0 + a_1 u_1 + a_2 u_2 + a_3 u_1 u_2 \\ y_2 &= a_0 + a_1 u_1 + a_2 u_2 + a_3 u_1 u_2 + a_4 u_1^2 + a_5 u_2^2 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Gleichung (3.9) zeigt zur Veranschaulichung zwei unterschiedliche Polynommodelle. Die höchste Summe der Exponenten der Eingangsgrößen, genannt Regressoren, wird als Grad [Har14] oder Ordnung [Lin10] bezeichnet. Allgemein kann ein Polynom als Summe von Multiplikationen der Koeffizienten  $a_k$  mit den Regressoren  $f_k$  ausgedrückt werden [Lin10]:

$$y = \sum_{k=1}^b a_k \cdot f_k(u_1, u_2, u_3, \dots, u_p) \quad (3.10)$$

Für Polynommodelle ist eine effiziente Schätzung der Koeffizienten mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate möglich [Leg05]. Diese wird im weiteren Verlauf dieses Abschnitts beschrieben.

*Nichtlineare Regressionsmodelle* werden im Allgemeinen verwendet, wenn das zu modellierende Streckenverhalten durch Polynommodelle nicht hinreichend beschrieben werden kann. Ein weit verbreiteter Ansatz sind künstliche neuronale Netze, deren Modellstruktur ursprünglich von biologischen Strukturen innerhalb des Gehirns von Menschen oder Tieren abgeleitet ist [Nel01]. Neuronale Netze werden gewöhnlich aus einer Eingangsschicht, einer oder mehreren verdeckten Schichten und einer Ausgangsschicht zusammengesetzt. Die Struktur eines neuronalen Netzes

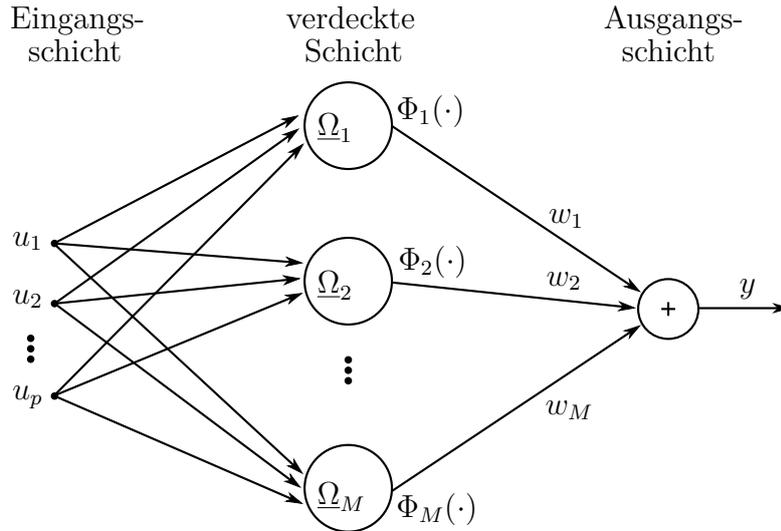


Abbildung 3.14: Modellstruktur eines neuronalen Netzes mit einer verdeckten Schicht [Nel01].

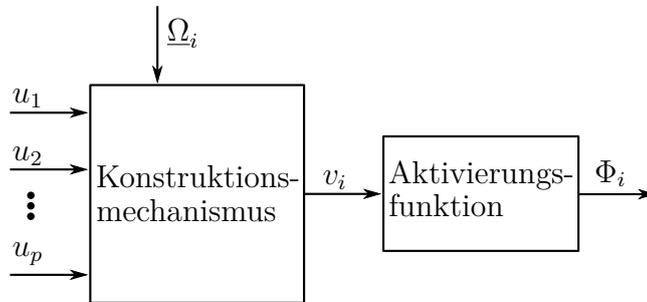


Abbildung 3.15: Struktur eines Neurons [Nel01].

mit einer verdeckten Schicht zeigt Abbildung 3.14. Im Gegensatz zu Polynommodellen sind die Basisfunktionen eines neuronalen Netzes alle vom gleichen Typus [Har14]. Neuronale Netze mit einer verdeckten Schicht lassen sich als Summe von  $M$  gewichteten Basisfunktionen  $\Phi_i$ , genannt Neuronen, darstellen:

$$y(\underline{u}) = \sum_{i=1}^M w_i \Phi_i(\underline{u}, \Omega_i) \quad (3.11)$$

Der Beitrag eines Neurons der letzten verdeckten Schicht zum Modellausgang hängt von seinem zugehörigen Gewicht<sup>18</sup>  $w_i$  ab. Die Basisfunktionen bestehen aus einem Konstruktionsmechanismus und einer Aktivierungsfunktion, dargestellt in Abbildung 3.15. Durch den Konstruktionsmechanismus wird der  $p$ -dimensionale Eingang auf eine skalare Größe abgebildet. Diese wird dann mittels der Aktivierungsfunktion auf den Neuronenausgangswert nichtlinear transformiert [Nel01].

<sup>18</sup>Zur Beschreibung der Komponenten neuronaler Netze sind andere Bezeichnungen gebräuchlich als für Polynommodelle. Bezogen auf Polynommodelle würde beispielsweise für die *Gewichte* eines neuronalen Netzes der Begriff *Koeffizient* oder *Parameter* als Bezeichnung gewählt werden. Eine Übersetzungstabelle ist in [Nel01] zu finden.

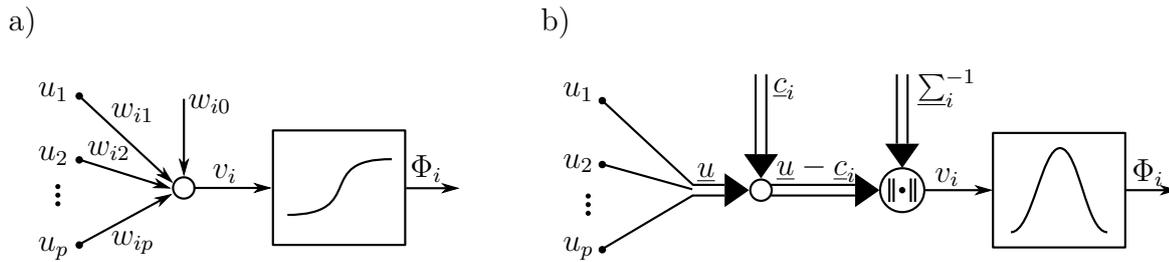


Abbildung 3.16: Aufbau von Multilayer-Perceptron-Neuronen (a) und Neuronen basierend auf radialen Basisfunktionen (b) [Nel01].

Abbildung 3.16 zeigt die am weitesten verbreiteten Neuronen: Multilayer-Perceptron-Neuronen und Neuronen basierend auf radialen Basisfunktionen. Üblicherweise ist ein Multilayer-Perceptron-Neuron aus einem Skalarprodukt mit einer Aktivierungsfunktion zusammengesetzt, beispielsweise Sigmoiden. Die Aktivität  $v_i$  eines Neurons der ersten verdeckten Schicht wird aus dem Eingangsvektor  $\underline{u}$  durch

$$v_i = w_{i0} + w_{i1}u_1 + w_{i2}u_2 + \dots w_{ip}u_p \quad (3.12)$$

berechnet. Multilayer-Perceptron Netze eignen sich insbesondere für hochdimensionale Abbildungen. Das Training eines solchen Netzes läuft jedoch vergleichsweise langsam ab, da sämtliche Parameter des Netzes nichtlinear optimiert werden [Har14]. Das Training von Netzen mit radialen Basisfunktionen läuft dagegen in der Regel schneller ab. Hier kommen Aktivierungsfunktionen zum Einsatz, die abhängig vom radialen Abstand zum Zentrum  $\underline{c}_i$  des jeweiligen Neurons sind (vgl. Abbildung 3.16b). Dadurch kann jedem Neuron ein bestimmter Bereich im Eingangsraum zugeordnet werden [Har14]. Dies erhöht die Interpretierbarkeit eines solchen Modells gegenüber einem Multilayer-Perceptron Modell.

Die Nutzung von Basisfunktionen eines einzelnen Typus für ein ganzes Netz kann sich nachteilig auf die Modellgüte auswirken. Ein Modellansatz, der diesen Nachteil nicht hat, ist das lokal lineare Modellnetz<sup>19</sup>, dargestellt in Abbildung 3.17. Im Wesentlichen wird eine komplexe Modellbildungsaufgabe in kleinere, leichter zu lösende Aufgaben zerlegt. Ein Erfolgsfaktor zur Identifikation eines Modellnetzes ist die Teilung des Versuchsraums. Verbreitet ist der LOLIMOT-Algorithmus, welcher den Eingangsraum durch achsenorthogonale Schnitte unterteilt [Nel97]. Eine Weiterentwicklung des Algorithmus durch achsenschräge Schnitte werden in [Nel14] und [Har14] vorgestellt.

<sup>19</sup>Unabhängig voneinander wurden im Grundsatz gleich funktionierende Modellansätze in unterschiedlichen Fachgebieten entwickelt und unterschiedlich benannt, beispielsweise Local Linear Neuro-Fuzzy Models oder Takagi-Sugeno Fuzzy Models, Operating Regime Based Models und Piecewise Models [Nel01].

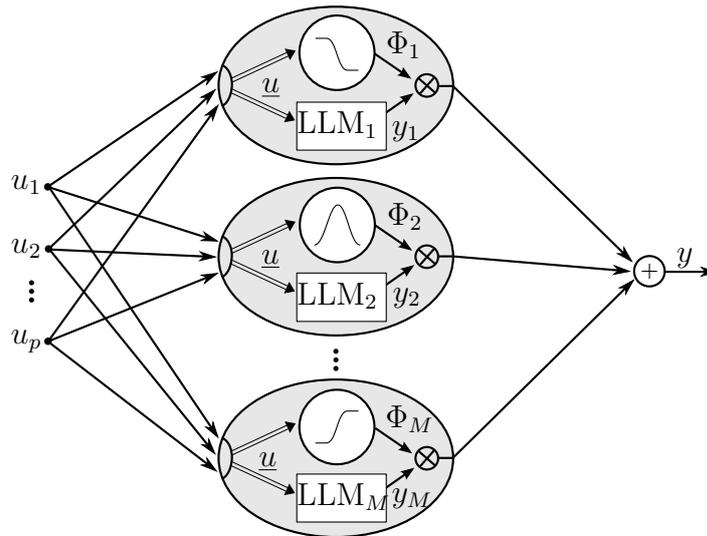


Abbildung 3.17: Lokales Modellnetz nach [Nel01].

### 3.4.2 Parameterschätzung von Polynommodellen

In den Anwendungsbeispielen dieser Arbeit werden größtenteils Polynommodelle verwendet (vgl. Kapitel 5 und 6). Daher wird die Koeffizientenbestimmung eines überbestimmten linearen Gleichungssystems mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate hier näher erläutert. Basis der Koeffizientenbestimmung ist das Versuchsergebnis, das in Form von  $n$  Messungen in Abhängigkeit der  $p$  Eingangsgrößen  $u_1, \dots, u_p$  vorliegt. Die Messwerte  $y_i$  werden durch ein Polynommodell als Summe von Multiplikationen der Koeffizienten  $a_k$  mit den Regressoren  $f_k$  ausgedrückt.

$$y_i = \sum_{k=1}^b a_k \cdot f_{k,i}(u_{1,i}, u_{2,i}, u_{3,i}, \dots, u_{p,i}) + \epsilon_i \quad (3.13)$$

Die bei realen Messungen auftretenden Störungen beschreibt  $\epsilon_i$ . Gleichung (3.13) gilt für eine Messung  $i$ , die an der Stelle  $u_{1, \dots, p, i}$  des Versuchsraums durchgeführt wurde [Lin10]. Liegen mehrere Messungen vor, lässt sich Gleichung (3.13) in Matrizenform schreiben.

$$\underline{y} = \underline{X} \underline{a} + \underline{\epsilon} \quad (3.14)$$

Darin sind:

$\underline{y}$  ein  $(n \times 1)$  Vektor der Ausgangsgröße,

$\underline{X}$  eine  $(n \times b)$  Matrix der Messungen, auch Designmatrix genannt,

$\underline{a}$  ein  $(b \times 1)$  Vektor der Modellkoeffizienten,

$\underline{\epsilon}$  ein  $(n \times 1)$  Vektor der Messfehler.

Unter der Annahme normalverteilter, unkorrelierter Messfehler  $\epsilon$  ergibt die Minimierung der Summe der Fehlerquadrate den wahrscheinlichsten Koeffizientenvektor [Lin10]. Die Summe der Fehlerquadrate lässt sich ausgehend von Gleichung (3.14) ausdrücken durch

$$\underline{\epsilon}^T \underline{\epsilon} = (\underline{y} - \underline{X} \underline{a})^T (\underline{y} - \underline{X} \underline{a}). \quad (3.15)$$

Der gesuchte Parametervektor  $\hat{\underline{a}}$  minimiert eingesetzt in Gleichung (3.15) den Ausdruck  $\underline{\epsilon}^T \underline{\epsilon}$ . Dies lässt sich als Ableitung von Gleichung (3.15) nach  $\underline{a}$  ausdrücken als:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \underline{a}} \underline{\epsilon}^T \underline{\epsilon} &= -2 \underline{X}^T \underline{y} + 2 \underline{X}^T \underline{X} \underline{a} \\ &\stackrel{!}{=} 0 \\ (\underline{X}^T \underline{X}) \hat{\underline{a}} &= \underline{X}^T \underline{y} \\ \hat{\underline{a}} &= \underbrace{(\underline{X}^T \underline{X})^{-1} \underline{X}^T}_{\text{Pseudoinverse}} \underline{y} \end{aligned} \quad (3.16)$$

Das Vorgehen geht auf Legendre [Leg05] bzw. Gauß [Gau09] zurück und wird als *Methode der kleinsten Fehlerquadrate* bezeichnet<sup>20</sup>.

Mit den geschätzten Parametern lassen sich nun Vorhersagen  $\hat{\underline{y}}$  für die Messungen  $\underline{y}$  durch

$$\hat{\underline{y}} = \underline{X} \hat{\underline{a}} \quad (3.17)$$

ermitteln [Lin10].

Die minimal notwendige Anzahl an Messpunkten zur Schätzung der Modellparameter eines Polynommodells ist abhängig von der Ordnung  $o$  und der Anzahl an Eingängen  $p$  [Lin10]:

$$b = \frac{(o + p)!}{o! \cdot p!} \quad (3.18)$$

Gleichung (3.18) gilt für ein Polynom, welches alle Wechselwirkungen der Eingänge bis zur Ordnung  $o$  berücksichtigt. Messpunkte, die über diese minimal notwendige Anzahl hinausgehen, werden als Punktüberhang bezeichnet. Im Allgemeinen gilt: Je größer der Punktüberhang, desto geringer ist der Einfluss von Messfehlern auf die Modellparameter.

Um die Modellgüte von Polynommodellen zu erhöhen, existieren Methoden, die entweder die Modellstruktur verändern oder eine Selektion der Messdaten durchführen. Die Verfahren werden hier nur kurz erläutert. Für eine detaillierte Beschreibung werden [Mon09] und [MMAC09] empfohlen.

<sup>20</sup>Legendre veröffentlichte und benannte die Methode im Jahr 1805 im Anhang eines Werkes über die Berechnung von Kometenbahnen. Gauß publizierte sie erst im Jahr 1809, erwähnte die Arbeit von Legendre und schrieb, er hätte sie schon vor Legendre entdeckt und verwendet. Eine Prüfung der durch Gauß erhobenen Daten aus dem Jahr 1799 konnte dies jedoch nicht bestätigen [Cel98].

Durch eine *Ausreißerererkennung* wird der Einfluss von Ausreißern einzelner Messpunkte auf das Modell minimiert. Dazu werden statistische Ausreißer bestimmt und bei der Modellidentifikation ausgeschlossen. Zur Bestimmung von Ausreißern wird im Allgemeinen das Residuum, also die Differenz zwischen Messung und Vorhersage  $e_i = y_i - \hat{y}_i$  verwendet [Lin10]. Um ein geeignetes Maß für die Erkennung von Ausreißern zu erhalten, wird das Residuum standardisiert und vom Einfluss des eigenen Messpunkts befreit. Darüber hinaus kann eine *Driftkorrektur* durchgeführt werden, falls die Messwerte während des Versuchsdurchlaufs einem systematischem Trend unterliegen [Dra98]. Bei der *Termabwahl* werden Modellterme, die keine signifikante Verbesserung der Modellvorhersage liefern, entfernt [Lin10]. Dadurch wird der Punktüberhang erhöht und somit der Einfluss von Messrauschen auf die Parameterschätzung verringert. Eine *Transformation* sollte durchgeführt werden, wenn die Residuen nicht normalverteilt sind. Durch eine Transformation wird die Schiefe der Messdaten so reduziert, dass ein Polynommodell die Messdaten besser wiedergeben kann [Lin10, Dra98].

#### 3.4.3 Beurteilung der Modellgüte empirischer Modelle

Zur Beurteilung eines Modells kann zunächst das Ergebnis graphisch anhand der Versuchspunkte analysiert werden. Abbildung 3.18 zeigt das Ergebnis der Schätzung eines Polynoms dritter Ordnung und die zugehörigen Residuen. Im Allgemeinen sind die Residuen normalverteilt, sofern der Modellansatz in der Lage ist, das Systemverhalten abzubilden und die Messfehler  $\epsilon$  normalverteilt sind [MMAC09]. Eine graphische Auswertung und/oder Hypothesentests geben allerdings Hinweise, ob die Normalverteilung als Ursprungsverteilung für die Residuen angenommen werden kann. Ein in der Praxis verbreitetes Werkzeug ist der Normalverteilungsgraph, dargestellt in Abbildung 3.19. Bei diesem ist die y-Achse so skaliert, dass bei einer kumulativen Normalverteilung<sup>21</sup> eine Gerade entsteht. Ist dies nicht der Fall, kann geprüft werden, ob eine Korrektur durch Transformation erfolgen kann [Dra98]. Andernfalls sollte der Modellierungsansatz überdacht werden.

Eine präzisere Beurteilung eines Modells findet durch Gütemaße statt. Deren Grundlage sind die charakteristischen Quadratsummen, gebildet aus den Versuchspunkten  $\underline{y}$  und den Modellvorhersagen  $\hat{\underline{y}}$  (engl. sum of squares).

- $SS_{\text{res}} = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2$  Quadratsumme der Differenzen von Messungen und Vorhersagen
- $SS_{\text{tot}} = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2$  Quadratsumme der Differenzen von Messungen und Mittelwert
- $SS_{\text{reg}} = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2$  Quadratsumme der Differenzen von Vorhersagen und Mittelwert [Mon09]

---

<sup>21</sup>Die kumulative Normalverteilung ist das Integral der Dichtefunktion  $\varphi(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right)^2}$  einer Normalverteilung.

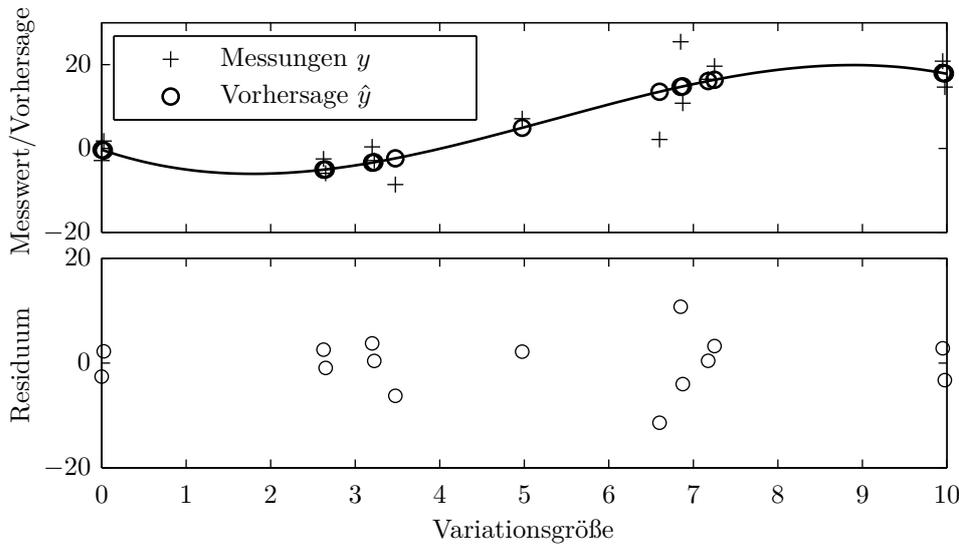


Abbildung 3.18: Ergebnis der Schätzung von Parametern eines Polynommodells. Dargestellt sind die Messungen  $y$ , die Vorhersage  $\hat{y}$  und die Residuen. Die Messdaten sind generiert aus einem Polynom dritter Ordnung mit zufällig normalverteilten Messfehlern ( $y = -8u + 2,5u^2 + 0,15u^3 + \epsilon \sim N(\mu = 0; \sigma^2 = 6)$ ). Die Verteilung der Messpunkte entspricht einem V-optimalen Versuchsplan.

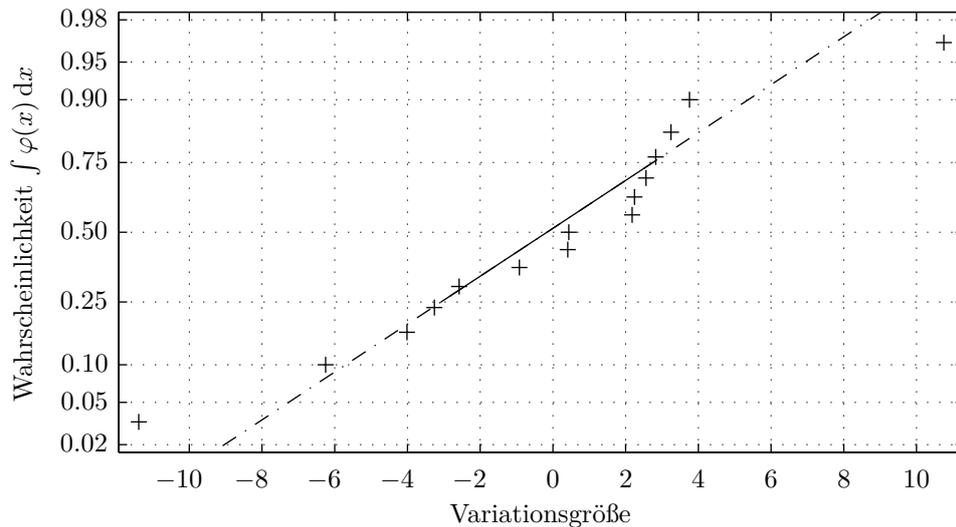


Abbildung 3.19: Normalverteilungsgraph der Residuen des Beispiels aus Abbildung 3.18. Der Graph stellt die kumulierte Wahrscheinlichkeit der Residuen dar. Die Gerade entsteht durch lineare Regression der Datenpunkte zwischen 0,25 und 0,75. Bei Normalverteilung der Residuen bilden die Datenpunkte eine Gerade.

Diese charakteristischen Quadratsummen stehen im Zusammenhang

$$SS_{\text{tot}} = SS_{\text{res}} + SS_{\text{reg}}. \quad (3.19)$$

Die Division einer Quadratsumme mit der zu Grunde liegenden Anzahl an Messpunkten ergibt die mittlere quadratische Abweichung (engl. mean square error).

$$\text{MSE} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (3.20)$$

Aus dieser errechnet sich die Wurzel der mittleren quadratischen Abweichung (root mean square error) zu

$$\text{RMSE} = \sqrt{\text{MSE}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}. \quad (3.21)$$

Sowohl die mittlere quadratische Abweichung als auch deren Wurzel sind dimensionsabhängig. Sie skalieren also mit dem Wertebereich des Anwendungsfalls. Dies kann die Interpretierbarkeit erschweren. Ein normiertes Gütemaß, welches diesen Nachteil nicht hat, ist die normierte mittlere quadratische Abweichung<sup>22</sup> (engl. normalized root mean square error) [Har14].

$$\text{NRMSE} = 1 - \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (3.22)$$

Ebenfalls normiert ist das quadratische Bestimmtheitsmaß  $R^2$ . Es ist definiert durch das Verhältnis von Modellvorhersagen zu Messungen, jeweils bezogen auf den Mittelwert der Messungen [MMAC09]:

$$R^2 = \frac{SS_{\text{reg}}}{SS_{\text{tot}}} = 1 - \frac{SS_{\text{res}}}{SS_{\text{tot}}} \quad (3.23)$$

Der Kennwert nimmt Werte zwischen Null und Eins an. Aus einem hohen Wert von  $R^2$  allein lässt sich allerdings nicht auf ein gutes Modell schließen. Durch Verringerung des Punktüberhangs oder Erhöhung der Modellkoeffizienten kann der Wert von  $R^2$  zunehmen [MMAC09], unabhängig davon, ob der Erklärungsgehalt des Modells damit steigt oder nicht. Das höchste  $R^2$  für eine Menge an Messpunkten erreicht ein Modell, für das die Anzahl Messungen ein eindeutig bestimmtes Gleichungssystem zur Parameterschätzung ergibt. Ein solches Modell erklärt zwar die zur Parameterschätzung verwendeten Messungen besser, nicht jedoch Punkte, die nicht zur Parameterschätzung beigetragen haben<sup>23</sup>. Durch Berücksichtigung der Anzahl an Messungen  $n$

---

<sup>22</sup>Es existiert ebenfalls folgende abweichende Definition, die im Rahmen dieser Arbeit nicht verwendet wird:

$$\text{NRMSE}_* = \frac{\text{RMSE}}{y_{\text{max}} - y_{\text{min}}}$$

<sup>23</sup>Dieser Effekt wird auch als „Überanpassung“ oder „Overfitting“ bezeichnet.

und Koeffizienten  $p$  kann dieses Verhalten des Gütemaßes vermieden werden [MMAC09]:

$$R_{\text{adj}}^2 = 1 - \frac{\text{SS}_{\text{res}}/(n-p)}{\text{SS}_{\text{tot}}/(n-1)} \quad (3.24)$$

Mittels der Gütemaße  $R^2$  und  $R_{\text{adj}}^2$  kann beurteilt werden, wie gut ein Modell Messungen reproduziert, auf deren Grundlage die Parameter des Modells geschätzt wurden. Ziel der Modellbildung ist es jedoch meist Vorhersagen für nicht gemessene Eingangsgrößenkombinationen zu treffen. Um dies zu berücksichtigen, kann bei Ermittlung eines Gütemaßes der Einfluss der einzelnen Messpunkte auf die Parameterschätzung herausgerechnet werden.

Dazu wird der quadratische Fehler für jeden einzelnen Versuchspunkt so ermittelt, als hätte er nicht zur Parameterschätzung beigetragen. Aus diesen quadratischen Fehlern wird die Quadratsumme der Vorhersagefehler [MMAC09] (engl. predicted sum of squares)

$$\text{PRESS} = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_{(i)})^2 \quad (3.25)$$

gebildet. Der Vorhersagewert  $\hat{y}_{(i)}$  wird durch ein Modell berechnet, für dessen Parameterschätzung  $n-1$  Messpunkte verwendet werden, nämlich alle Versuchspunkte, außer dem  $i$ -ten Messpunkt. Die Hat-Matrix kann genutzt werden, um zur Berechnung der Quadratsumme der Vorhersage nicht  $n$  Polynommodelle schätzen zu müssen [MMAC09]. Sie ist definiert als

$$\underline{H} = \underline{X}(\underline{X}^T \underline{X})^{-1} \underline{X}^T \quad (3.26)$$

und geht aus dem Einsetzen von Gleichung (3.16) in (3.17) hervor. Die sich ergebende Gleichung ist die Modellvorhersage  $\hat{y}$  als Projektion der Messungen  $y$ :

$$\hat{y} = \underbrace{\underline{X}(\underline{X}^T \underline{X})^{-1} \underline{X}^T}_{\underline{H}} y \quad (3.27)$$

Die Hat-Matrix  $\underline{H}$  beinhaltet die Information, wie die Auswirkung der Messungen auf die Vorhersagen ist. Die grafische Darstellung der Hat-Matrix in Abbildung 3.20 zeigt auf der Hauptdiagonalen den großen Einfluss der einzelnen Messungen auf ihre eigene Vorhersage. Diese Information kann genutzt werden, um die Berechnung der Quadratsumme der Vorhersagefehler  $e_i = y_i - \hat{y}_{(i)}$  zu vereinfachen. Mit den Werten auf der Hauptdiagonalen der Hat-Matrix  $h_{ii}$  ist

$$\text{PRESS} = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_{(i)})^2 = \sum_{i=1}^n \left( \frac{e_i}{1 - h_{ii}} \right)^2 \quad [\text{Mon09}]. \quad (3.28)$$

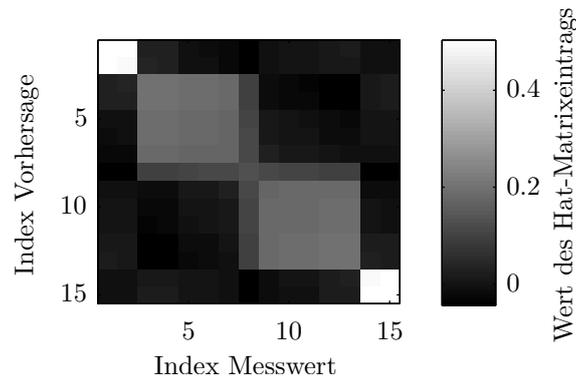


Abbildung 3.20: Hat-Matrix des Beispiels aus Abbildung 3.18. Die Darstellung zeigt den Einfluss der Messungen  $y_i$  auf ihre Vorhersagen  $\hat{y}_i$ .

Die Quadratsumme der Vorhersagefehler wird genutzt, um das Gütemaß

$$R_{\text{pred}}^2 = 1 - \frac{\text{PRESS}}{\text{SS}_{\text{tot}}} \quad (3.29)$$

zu definieren. Dieses berücksichtigt jeden Versuchspunkt so, als hätte er nicht zur Parameterschätzung beigetragen. Das Gütemaß  $R_{\text{pred}}^2$  kann als *Vorhersagegenauigkeit* interpretiert werden, das eingangs eingeführte Gütemaß  $R^2$  als *Reproduktionsgenauigkeit*.

Anhand von *Wiederholpunkten* wird unter anderem festgestellt, ob die Messwerte über der Versuchslaufzeit einen Drift aufweisen oder einer steigenden Streuung unterliegen. Als Maß für die Streuung der Wiederholpunkte eignet sich der empirische Variationskoeffizient, berechnet als Quotient aus empirischer Standardabweichung  $s$  und arithmetischem Mittelwert der Wiederholpunkte  $\bar{y}_{\text{wh}}$  [Koh05].

$$v = \frac{s}{\bar{y}_{\text{wh}}} \quad (3.30)$$

Er ist unabhängig von der Größenordnung der Werte und ermöglicht daher einen Vergleich des Messrauschens der Kennwerte untereinander. Im Sinne einer hohen Reproduzierbarkeit der Versuchs- und Optimierungsergebnisse sollte der Variationskoeffizient der Wiederholpunkte möglichst klein sein. Zu beachten ist allerdings, dass er für Messwerte, deren Erwartungswert nahe 0 ist, keine sinnvollen Ergebnisse liefert. Dies ist für die in dieser Arbeit behandelten Anwendungsfälle in Kapitel 5 und 6 jedoch nicht der Fall.

Des Weiteren kann mittels der Wiederholpunkte die Varianz und Verteilung der Messfehler ermittelt werden. Gibt ein Modell das Systemverhalten exakt wieder, so ist der Ursprung der Modellresiduen ausschließlich der Messfehler. Die Varianz der Verteilung von Wiederholungspunkten und Modellresiduen ist dann gleich [Lin10]. Zur Überprüfung dieser beiden Verteilungen auf gleiche

Varianz wird der Quotient der mittleren quadratischen Fehler der Modellresiduen ( $\text{MSE}_{\text{res}}$ ) und der Wiederholungspunkte ( $\text{MSE}_{\text{wh}}$ ) gebildet.

$$F = \frac{\text{MSE}_{\text{res}}}{\text{MSE}_{\text{wh}}} \quad (3.31)$$

Mit dem F-Wert kann ein Hypothesentest, auch F-Test genannt, durchgeführt werden. Dieser gibt die Wahrscheinlichkeit an, ob die Modellresiduen und die Wiederholungspunkte gleiche Varianz besitzen [Kro14]. Abhängig von den Freiheitsgraden kann die entsprechende Wahrscheinlichkeit in Tabellenwerken nachgeschlagen werden. Diesem Vorgehen liegt allerdings die Annahme zu Grunde, dass die Varianz des Messfehlers über den gesamten Versuchsraum gleich ist.

Für nahezu alle Anwendungsfälle von empirischen Modellen ist das Ziel der Modellbildung die Vorhersage von Punkten, an welchen das Systemverhalten nicht vermessen ist. Um ein Modell diesbezüglich auf Tauglichkeit zu untersuchen, werden, neben den Versuchspunkten, *Validierungspunkte* verwendet. Für diese Validierungspunkte kann ebenfalls ein quadratisches Bestimmtheitsmaß berechnet werden. Sei  $\tilde{y}_i$  eine Validierungsmessung und  $\hat{y}_i$  die Modellvorhersage an der Stelle  $i$ , so wird für  $m$  Validierungsmessungen durch

$$R_{\text{val}}^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^m (\tilde{y}_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^m (\tilde{y}_i - \bar{\tilde{y}})^2} \quad (3.32)$$

ein quadratisches Bestimmtheitsmaß der Validierungsmessungen berechnet. Für die eingeführten quadratischen Bestimmtheitsmaße gilt in der Regel, dass  $R^2 \geq R_{\text{adj}}^2 \geq R_{\text{pred}}^2 \geq R_{\text{val}}^2$  ist. Der Unterschied zwischen den Gütemaßen sollte nicht größer als  $\approx 0,3$  werden, da ansonsten ein zu großer Unterschied besteht, zwischen der Fähigkeit des Modells Messwerte zu reproduzieren und nicht gemessene Stellen vorherzusagen [Lin10].

Insbesondere wenn Unsicherheit über einen geeigneten Modellansatz für eine Modellierungsaufgabe besteht, sollten Validierungspunkte zur Überprüfung eines Modells genutzt werden. Die Notwendigkeit dieses Vorgehens wird anhand eines Anwendungsbeispiels verdeutlicht. Grundlage ist ein Polynom dritter Ordnung, dessen Übertragungsverhalten versuchsweise durch ein Polynom zweiter Ordnung modelliert wird. Zu erwarten ist, dass die Abbildungsgenauigkeit des identifizierten Modells gering ist. Dies soll durch Gütemaße festgestellt werden. Messungen des Systemverhaltens werden gemäß Gleichung (3.33) durch Auswertung des Polynoms und Addition von zufällig normalverteiltem Rauschen mit einem Erwartungswert von  $\mu = 0$  und einer Varianz von  $\sigma^2 = 0,25$  generiert.

$$y(u_1, u_2) = -4 - 8u_1 + 2,5u_1^2 - 0,17u_1^3 - 0,2u_2^2 + \epsilon \sim N(\mu = 0; \sigma^2 = 0,25) \quad (3.33)$$

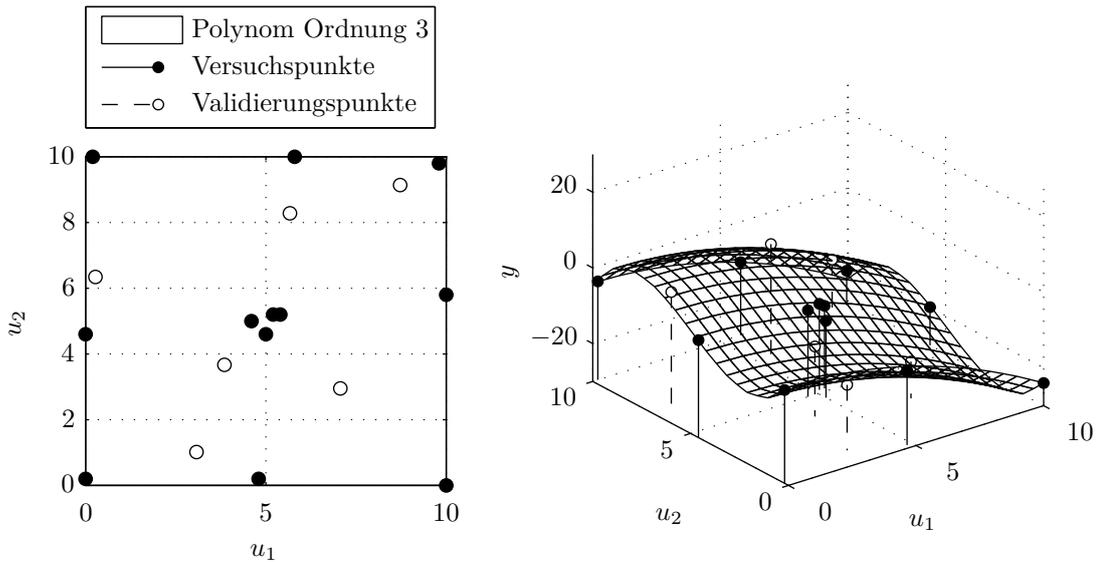


Abbildung 3.21: Versuchsplanung und Messergebnisse zur Schätzung und Validierung eines Polynommodells Ordnung 2, für das Versuchspunkte V-optimal verteilt wurden. Die Validierungspunkte sind per Latin-Hypercube-Sampling verteilt [MMAC09]. Die dargestellte Fläche entspricht dem Polynom 3. Ordnung, mit welchem Messungen als Grundlage des Anwendungsbeispiels generiert werden.

Durch einen Versuchsplanungsalgorithmus werden 12 Messpunkte durch Minimierung des V-Optimalitätskriteriums für Polynome 2. Ordnung innerhalb des Versuchsraums verteilt. Zusätzlich zu den Messpunkten werden 6 Validierungspunkte mittels Latin-Hypercube-Sampling innerhalb des Versuchsraums verteilt und 5 Wiederholungspunkte im Zentrum des Versuchsraums generiert. Das Ergebnis der Versuchsplanung und eine Darstellung der Messungen innerhalb des zu Grunde liegenden Versuchsraums zeigt Abbildung 3.21. Auf Basis der generierten Messpunkte werden gemäß Gleichung (3.16) die Parameter des Polynoms zweiter Ordnung geschätzt, die 12 Versuchspunkte entsprechen hierbei einem Punktüberhang von 100%. Für die Parameterschätzung zur Minimierung des Einflusses von Messrauschen werden also die doppelte Anzahl minimal notwendiger Messpunkte verwendet. Die Gütemaße  $R^2$  und  $R^2_{\text{pred}}$  der Modellresiduen in Tabelle 3.2 zeigen, dass das Polynommodell 2. Ordnung die Messdaten gut reproduzieren kann. Der F-Wert der Wiederholungspunkte ist

$$F = \frac{\text{MSE}_{\text{res}}}{\text{MSE}_{\text{wh}}} = \frac{0,553}{0,193} = 2,86. \quad (3.34)$$

Für diesen Wert wird der F-Hypothesentest unter Berücksichtigung der Freiheitsgrade bei einer Irrtumswahrscheinlichkeit von 1% bestanden<sup>24</sup>. Demnach ist anzunehmen, dass die Modellresiduen und die Wiederholungspunkte gleiche Varianz besitzen.

<sup>24</sup>Die Tabellenwerte der F-Verteilung des Hypothesentests wurden [Kro14] entnommen.

Tabelle 3.2: Gütemaße des Polynommodells 2. Ordnung.

Punkte	$R^2$	$R^2_{\text{pred}}$	NRMSE	MSE
12 Versuchspunkte	0,986	0,934	11,25 %	0,553
5 Wiederholungspunkte	-	-	-	0,193
6 Validierungspunkte	0,430	-	77,38 %	32,49

Ohne die Validierungspunkte in Betracht zu ziehen, deutet das Gütemaß auf eine gute Abbildungsgenauigkeit des Modells hin. Der Quotient aus dem mittleren quadratischen Fehler der Residuen und der Validierungspunkte

$$F_{\text{val} \rightarrow \text{res}} = \frac{\text{MSE}_{\text{res}}}{\text{MSE}_{\text{val}}} = \frac{0,553}{32,49} = 0,016 \quad (3.35)$$

ist jedoch sehr niedrig. Das zeigt einen großen Unterschied in der Varianz der Fehler der Validierungspunkte verglichen mit den Residuen. Der Quotient  $F_{\text{val} \rightarrow \text{res}}$  zeigt, dass das Modell nicht in der Lage ist, das Systemverhalten abzubilden (vgl. auch Gütemaße aus Tabelle 3.2).

Das Anwendungsbeispiel verdeutlicht die Notwendigkeit von Validierungspunkten. Bei der Verteilung der Validierungspunkte im Versuchsraum sollte ein anderes Vorgehen gewählt werden als zur Platzierung der Versuchspunkte. Dies stellt sicher, dass die Validierung in Bereichen des Versuchsraums erfolgt, in welchen nicht bereits Versuchspunkte platziert wurden. Hierfür eignen sich besonders raumfüllende Versuchsplanungsalgorithmen.

### 3.5 Optimierung der Steuergeräteparameter

Durch Optimierungsalgorithmen lassen sich effizient die Werte für die Steuergeräteparameter ermitteln, durch welche das zu Beginn des Applikationsprozesses definierte Optimierungsziel (vgl. Abschnitt 3.1) möglichst gut erreicht wird. Ein Optimierungsalgorithmus bestimmt durch Variation eines Parametervektors  $\underline{\chi}$ , der den Steuergeräteparametern entspricht, den Ort eines Minimums oder Maximums einer Zielfunktion  $\Psi(\underline{\chi})$ . Beide Problemstellungen lassen sich durch

$$\min\{\Psi(\underline{\chi})\} = -\max\{-\Psi(\underline{\chi})\} \quad (3.36)$$

beziehungsweise

$$\operatorname{argmin}\{\Psi(\underline{\chi})\} = \operatorname{argmax}\{-\Psi(\underline{\chi})\} \quad (3.37)$$

ineinander überführen. Hinzu kommen Nebenbedingungen, die den gültigen Lösungsraum weiter einschränken. Die Nebenbedingungen werden durch Beschränkungen des Versuchsraums (vgl. Abschnitt 3.2) sowie durch die beabsichtigte Einhaltung weiterer Beschränkung in Form von Ziel-

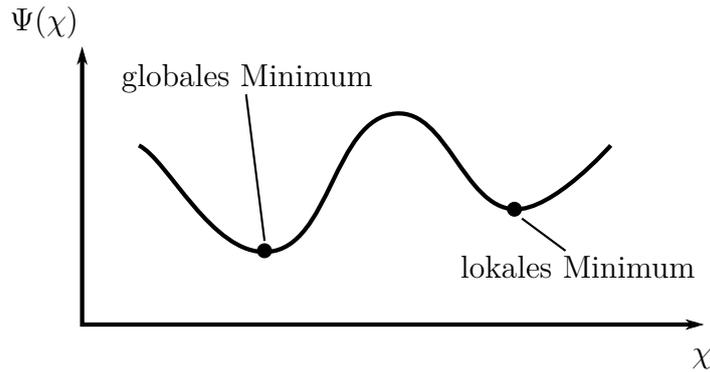


Abbildung 3.22: Eindimensionales Optimierungsproblem mit einem lokalen und einem globalen Minimum.

größen vorgegeben (vgl. Abschnitt 3.1). Theoretisch kann die Anzahl der Parameter innerhalb des Parametervektors beliebig sein. Allerdings steigt mit der Anzahl der Parameter der Rechenaufwand.

Die Eigenschaften der Zielfunktion und die Nebenbedingungen bedingen die Wahl eines geeigneten Optimierungsverfahrens. Für die Auswahl entscheidend sind Linearität, Stetigkeit, stetige Differenzierbarkeit und insbesondere die Anzahl an Minima des Optimierungsproblems [Lin10]. Existieren mehrere Minima wird zwischen lokalen Minima und einem globalen Minimum unterschieden (vgl. Abbildung 3.22). Die in dieser Arbeit behandelten Optimierungsprobleme sind nichtlinear, stetig und stetig differenzierbar, zudem können mehrere Minima existieren.

Man unterscheidet allgemein Methoden der lokalen Optimierung und Methoden der globalen Optimierung [NW06]. Lokale Optimierungsverfahren bestimmen, ausgehend vom Startparametervektor, über Informationen in der unmittelbaren Umgebung des betrachteten Punktes im Parameterraum, die Suchrichtung. Bei Optimierungsproblemen mit mehreren Minima finden sie folglich das dem Startparametervektor am nächsten gelegene Minimum der Zielfunktion. Eine Aussage, ob dies das globale Minimum ist, lässt sich für reale Probleme im Allgemeinen nicht treffen. Zur Lösung von globalen, multimodalen Problemen können dennoch lokale Optimierungsverfahren verwendet werden, indem mehrere Optimierungsdurchläufe bei unterschiedlichen Startparametersätzen durchgeführt werden. Das beste Ergebnis der Durchläufe wird dann als Endergebnis gewertet. Die benötigte Anzahl und Verteilung der Optimierungsdurchläufe im Parameterraum hängt vom Optimierungsproblem ab.

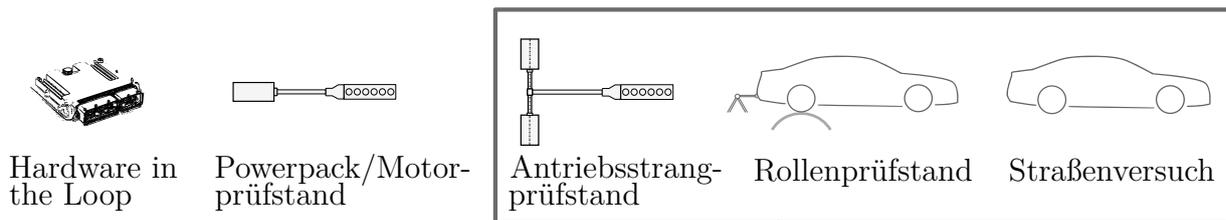
Globale Optimierungsverfahren bieten gegenüber lokalen Optimierungsverfahren den Vorteil, dass sie versuchen sich dem globalen Minimum zu nähern. Nachteilig ist, dass sie, um sich einem Minimum zu nähern, bei unimodalen Problemstellungen oder Problemstellungen, bei denen der Ort eines globalen Minimums näherungsweise bekannt ist, in der Regel mehr Zielfunktionsauswertungen benötigen als lokale Verfahren. Eine Konvergenz bezüglich des globalen Optimums ist hier-

durch im Allgemeinen in endlicher Zeit ebenfalls nicht garantiert. Die Konvergenzgeschwindigkeit bei Anwendung der einzelnen Verfahren wird sowohl durch die Charakteristika der betreffenden Zielfunktion, als auch durch die Wahl des Algorithmus bestimmt.

Um die Vorteile der globalen und der lokalen Verfahren zu nutzen, können beide Verfahrensarten in Kombination angewendet werden. Durch globale Optimierungsverfahren wird versucht sich dem globalen Optimum zu nähern. Im Anschluss wird die hohe Konvergenzgeschwindigkeit eines lokalen Optimierungsverfahrens genutzt, um das Minimum näher zu bestimmen. Für die Anwendungsbeispiele dieser Arbeit wurde eine solche Kombination aus einem globalen und einem lokalen, gradientenbasierten Optimierungsverfahren verwendet.

## 4 Analyse von Prüfstandskonzepten auf Eignung zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver

Zur Erprobung und Optimierung von Einzelkomponenten bis hin zum Gesamtfahrzeug werden innerhalb des Fahrzeugentwicklungsprozesses verschiedene Prüfstandskonzepte verwendet. Ein maßgebliches Unterscheidungsmerkmal der Prüfstandskonzepte ist der Anteil der verbauten realen Fahrzeugkomponenten. Wesentliche zur Steuergeräteapplikation existierende Prüfstandskonzepte, sowie eine Abgrenzung der im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Prüfstandskonzepte, zeigt Abbildung 4.1. Zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver durch Steuergeräteapplikation werden Prüfstandskonzepte untersucht, die in der Lage sind, den gesamten Antriebsstrang zu betreiben. Je mehr reale Komponenten verbaut sind, desto weniger müssen sie durch Simulation ersetzt werden. Dies vereinfacht die straßennahe Abbildung des Antriebsstrangverhaltens. Der Stand der



Im Rahmen dieser Arbeit zur modellbasierten Applikation dynamischer Fahrmanöver ertüchtigte Prüfumgebungen

Abbildung 4.1: Systematik von Prüfumgebungen der Antriebsstrangentwicklung zur Applikation von Steuergeräten. Die markierten Prüfumgebungen werden mittels der im Rahmen dieser Arbeit gezeigten Methoden zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver nutzbar.

Technik dieser Prüfstände zur Steuergeräteapplikation wird im weiteren Verlauf dieses Kapitels beschrieben. Dem folgt eine Anforderungsanalyse des zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver auf einem Prüfstand abzubildenden dynamischen Antriebsstrangverhaltens. Darauf aufbauend wird eine Methode entwickelt und angewandt, mit der die Eignung von Prüfstandskonzepten zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver untersucht wird.

## 4.1 Stand der Technik - Prüfstände als Werkzeug für die Steuergeräteapplikation

Das meistverbreitete Prüfstandskonzept in der Antriebsstrangentwicklung ist der stationäre Motorprüfstand. Auf diesem ist die Kurbelwelle einer Verbrennungskraftmaschine direkt mit einer elektrischen Maschine, der sogenannten Belastungsmaschine, verbunden. Je nach Eigenschaft der Belastungsmaschine erlauben solche Prüfstände die Replikation von Zyklen, die meist durch einen Sollgeschwindigkeitsverlauf definiert sind. Aus diesem wird fahrzeugspezifisch ein Drehzahl-Last-Verlauf anhand der Fahrzeugeigenschaften berechnet, der auf dem entsprechenden Prüfstand gefahren wird<sup>1</sup>. Für die Zyklen wird zum Teil die Bezeichnung *Transientzyklus* oder *transienter Zyklus* verwendet<sup>2</sup>, Motorprüfstände, auf welchen die Zyklen fahrbar sind, werden teilweise als transienter Prüfstand bezeichnet. Die Verwendung des Begriffes ist darauf zurückzuführen, dass innerhalb eines entsprechenden Zyklus Übergänge zwischen stationären Betriebspunkten stattfinden. Die Übergänge selbst sind in der Regel ebenfalls durch eine definierte Steigung innerhalb des Soll-Geschwindigkeitsverlaufs definiert. Dennoch werden Motorprüfstände nach wie vor größtenteils bei konstanten Drehzahlen betrieben und dementsprechend häufig als *Stationärprüfstand* bezeichnet. Ein Großteil der Steuergerätefunktionen, die den Ladungswechsel, die Bildung eines zündfähigen Gemisches durch Einbringung des Kraftstoffes in die Zylinder und die Gemischentflammung steuern, werden auf Prüfständen dieser Konfiguration parametrieren.

In der industriellen Praxis findet dagegen die Applikation von fahrbarkeitsrelevanten Steuergerätefunktionen nach wie vor überwiegend im Fahrversuch auf der Straße statt. Seit einigen Jahren steigt allerdings die Anzahl an Veröffentlichungen, die dynamische Fahrmanöver auf Prüfständen thematisieren.

Einen Powerpackprüfstand, auf dem der Verbrennungsmotor und das Getriebe ohne Hinterachsdifferential aufgebaut sind, untersucht Böhl [Böh07] auf die Möglichkeit einer straßennahen Abbildung von Zughochschaltungen. Der Autor kommt zu dem Schluss, dass der verwendete Prüfstand zur Untersuchung von Gangwechseln nicht geeignet sei. Das am Prüfstand verwendete Regelungskonzept und die Gründe der unterschiedlichen Ausprägung der Antriebsstrangschwingungen am Prüfstand und im Fahrversuch werden allerdings nicht näher erörtert.

Des Weiteren werden Antriebsstrangprüfstände und deren neuartige Regelungskonzepte zur Untersuchung von fahrbarkeitsrelevanten Fahrmanövern in [Bau11b], [Bau11a] und [YPK11] vorgestellt. Während in [Bau11b] und [Bau11a] keine Straßenmessungen für eine Validierung herangezogen werden, zeigt Yoo [YPK11] Straßenmessungen von Drehschwingungen des Antriebsstrangs während Vollastbeschleunigungen bei hohen Übersetzungen sowie von Lastwechseln. Der

---

<sup>1</sup>Im Prüfstandskontext wird der Begriff *Last* Synonym mit *Moment* verwendet.

<sup>2</sup>Die Begriffe sind abgeleitet vom lateinischen *transire* - *hinübergehen*.

Vergleich wird allerdings nur durch Darstellung von Messgrößenverläufen durchgeführt. Eine objektive Untersuchung mittels Kennwerten wird nicht vorgenommen. Insbesondere die gezeigte Gegenüberstellung von Lastwechsellmessungen lässt keine Rückschlüsse auf Eignung und Güte der straßennahen Abbildung des Fahrmanövers zu.

Zur Untersuchung des akustischen Phänomens des Lastwechselschlags (auch als *Clonk Phänomen* bezeichnet) [BRS00] nutzt Hagerodt [Hag98] einen Antriebsstrangprüfstand. Da die bezüglich des untersuchten Phänomens relevante Schwingungseigenform auf dem Prüfstand dem Straßenversuch entspricht, ist laut Autor die Vergleichbarkeit zum Straßenversuch gegeben.

Die Eignung eines Rollenprüfstandes zur Abbildung des Antriebsstrangphänomens *Ruckeln* untersucht Fan [Fan94] für Lastwechselmanöver. Der Autor zeigt eine Sensitivitätsanalyse der Einflussfaktoren auf Lastwechselphänomene anhand theoretischer Modelle, die aus der Kinematik des Gesamtsystems hergeleitet sind. Er stellt fest, dass ein dem Straßenversuch entsprechender Reifenschlupf und das prüfstandsseitige Massenträgheitsmoment die maßgeblichen Einflussfaktoren auf das Lastwechselverhalten auf dem Rollenprüfstand darstellen. Ein Einfluss der Aufbaubewegung der Karosserie auf das Ruckeln wird vom Autor als Teilergebnis der Untersuchungen ausgeschlossen. Den großen Einfluss des Reifenschlupfes auf das dynamische Antriebsstrangverhalten bei Verwendung eines Rollenprüfstandes bestätigt [Hag03] für Zughochschaltungen. Der Autor weist darauf hin, dass die Haftschlussgrenze auf dem Prüfstand früher erreicht wird als im Fahrversuch. Dies begrenzt die Verwendbarkeit des Rollenprüfstandes bei hohem Antriebsmoment am Rad, da die Oberfläche der Rollenkörper eines Prüfstands durch zu hohen Schlupf beschädigt wird.

In [BSEA08, VBE<sup>+</sup>09, KLZ12, NJBS06] wird ein Rollenprüfstand zur Messdatenerfassung als Basis einer Schaltqualitätsoptimierung verwendet. Das Fahrzeug wird auf dem Rollenprüfstand an einer hinter dem Fahrzeug angebrachten Pendelstütze befestigt. Mittels einer Kraftmessdose wird die abstützende Kraft des Fahrzeugs in Längsrichtung gemessen. Aus ihr lässt sich eine Längsbeschleunigung errechnen, die sich im Straßenversuch einstellen würde. Die diesen anwendungsorientierten Veröffentlichungen zugrunde liegende Methodik wird ebenfalls in Veröffentlichungen der TU Braunschweig behandelt [Hag03, Böh07]. Eine Validierung der straßennahen Abbildung erfolgt in [BSEA08] und [KLZ12] anhand der Darstellung des Verlaufs von Messgrößen während einer einzelnen Schaltung. In [NJBS06] werden zusätzlich Noten<sup>3</sup> des kommerziellen Software-Werkzeugs „AVL Drive“ zur Validierung herangezogen. Eine Validierung für zwei unterschiedliche Fahrzeuge anhand der „AVL Drive“-Benotung für Zughochschaltungen an jeweils 10 Betriebspunkten, definiert durch Getriebeeingangsmoment und -drehzahl zu Beginn der Schaltung, zeigt [VBE<sup>+</sup>09]. In [KLZ12] werden Messgrößenverläufe während einer Rückschaltung jeweils im Straßenversuch, auf einem Rollenprüfstand sowie auf einem Antriebsstrangprüfstand, gezeigt. Die Validierung

---

<sup>3</sup>Das Software-Werkzeug „AVL Drive“ erkennt Fahrmanöver innerhalb von Messgrößenverläufen und ermittelt Kennwerte anhand von Merkmalen innerhalb der Signalverläufe. Mittels der Kennwerte werden anhand eines Modells Noten zwischen 1 und 10 ermittelt.

des straßennahen Antriebsstrangsverhaltens ist in jeder der Veröffentlichungen erfolgreich. Die notwendigen Bedingungen zur Abbildung der wesentlichen fahrbarkeitsrelevanten Phänomene im Antriebsstrangverhalten werden jedoch nicht systematisch untersucht.

Zusammenfassend liegen im Fokus der durch die Literaturquellen belegten Untersuchungen und Optimierungen dynamischer Fahrmanöver Getriebschaltungen (insbesondere Zug-Hochschaltungen) und Lastwechsel. Der Großteil der Untersuchungen wurde auf Rollenprüfständen durchgeführt. Eine Validierung des straßennahen Verhaltens des Antriebsstrangs wird meist nur als kleiner Teil der Veröffentlichungen und wenig systematisch durchgeführt. Demgegenüber werden im Rahmen dieser Arbeit Rollenprüfstände sowie Antriebsstrangprüfstände mit unterschiedlichen Regelungskonzepten, zunächst simulativ, im weiteren Verlauf mittels Messungen, systematisch hinsichtlich ihrer Eignung zur Abbildung von straßennahem dynamischen Antriebsstrangverhalten untersucht.

## **4.2 Anforderungsanalyse - Dynamisches Verhalten von Antriebssträngen im Straßenversuch**

Eine Kernaufgabe der Optimierung des dynamischen Verhaltens eines Antriebsstrangs ist die Vermeidung von Torsionsschwingungen. Um die Übertragbarkeit von auf Prüfständen ermittelten Applikationen zu gewährleisten, muss ein geeignetes Prüfstandskonzept daher in der Lage sein, den Antriebsstrang so zu beanspruchen, dass die Ausprägung von Torsionsschwingungen dem Straßenversuch entspricht. Als Grundlage eines aussagekräftigen, quantitativen Vergleichs zwischen Prüfstands- und Straßenversuchen ist es zweckmäßig, ein Fahrmanöver auszuwählen, welches den Antriebsstrang möglichst stark zu Torsionsschwingungen anregt. So wird die Bestimmung von Frequenz und Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen erleichtert. Darüber hinaus sind Schwingungen in der ersten Eigenfrequenz des Antriebsstranges auf Grund des menschlichen Schwingungsempfindens maßgeblich für die subjektive Beurteilung des Fahrkomforts (vgl. Abschnitt 2). Die erste Schwingungseigenform ist für Schwingungen des Antriebsstrangs, hervorgerufen durch hohe Momentengradienten, dominant [Rei90].

Neben Torsionsschwingungen sollten auch Auswirkungen diskreter Änderungen im Übertragungsverhalten des Antriebsstrangs auf einem geeigneten Prüfstand dem Straßenversuch entsprechen. Beispiele für diskrete Änderungen des Übertragungsverhaltens sind der Anlagewechsel der spielbehafteten Übersetzungen beim Übergang aus dem Schub- in den Zugbetrieb, die Übersetzungsänderung durch eine Gangschaltung oder bei hybridisierten Antriebssträngen der Zustand des Verbrennungsmotors während der Fahrt und die damit verbundene Änderung der wirksamen rotatorischen Massenträgheit auf Antriebsseite. Beide Anforderungen lassen sich durch das Fahrmanöver Lastwechsel untersuchen. Typischerweise wird ein Lastwechsel, hervorgerufen durch ei-

ne Fahrpedalzustellung, auch als *Tip-In* bezeichnet. Der umgekehrte Fall, durch Rücknahme des Fahrpedals, wird als *Back-Out* bezeichnet. Weitere Fahrmanöver, die Lastwechsel hervorrufen können, sind das Anfahren, Getriebebeschaltungen und das Stop-and-go-Fahren [Hür07, WR11, Rei07]. Änderungen des Antriebsmomentes mit hohen Gradienten führen zu Lastwechselreaktionen, welche unterschiedliche Lastwechselphänomene zur Folge haben können. Bezüglich ihrer Ursache und Auswirkung wird in der Literatur meist das *Ruckeln*, der *Lastwechselschlag*, das *Klacken* sowie das *Klackern* unterschieden. Diese Lastwechselphänomene werden in folgenden Absätzen kurz beschrieben.

Das *Ruckeln* wird durch sprunghafte Zustellung oder Rücknahme des Antriebsmomentes verursacht. Die Torsionsschwingungen des Antriebsstranges in seiner ersten Schwingungseigenform werden über die Räder in eine oszillierende Längsbeschleunigung des Fahrzeugs übersetzt, die vom Fahrer wahrgenommen wird. In der ersten Schwingungseigenform bewegen sich die rotatorischen Massenträgheiten auf Motorseite entgegen der Massenträgheit auf Abtriebsseite. Das Phänomen ist bei hohen Getriebeübersetzungen und somit in niedrigen Gängen am stärksten ausgeprägt. Die Frequenz dieser ersten Schwingungseigenform ist dabei von der Gesamtübersetzung und der Antriebsstrangkonfiguration abhängig. Sie liegt in der Regel für Personenkraftwagen zwischen 2 und 10 Hz. Die Haupteinflussfaktoren auf die Frequenz stellen die Steifigkeiten und Massenträgheiten der Antriebsstrangkomponenten und die Masse der Fahrzeugkarosserie dar. Je höher die Übersetzung ist, desto niedriger ist die Frequenz der Torsionsschwingungen [Hür07, BRS00, RBSK99, Ben98].

Der *Lastwechselschlag* wird durch einen Anlagewechsel in der Abstützung des Antriebsmomentes verursacht. Für Fahrzeuge mit Frontantrieb wechselt der gesamte Motor-Getriebeverbund die Anlage in den Motorlagern [Hür07, Sch02]. Bei Fahrzeugen mit Hinterradantrieb wird der Lastwechselschlag durch einen Anlagewechsel der Lagerung des Hinterachsschemels verursacht [Hür07, Ben98]. Komfortbeeinträchtigend wirken sich ein niederfrequentes, dumpfes Schlaggeräusch sowie ein einmaliger Ruck aus. Erfahrungsgemäß ist der Lastwechselschlag hauptsächlich bei niedrigen Getriebeübersetzungen und niedrigen Motordrehzahlen wahrnehmbar.

Das *Klacken* ist ein rein akustisches Phänomen, das durch das Auftreffen von Zahnflanken spielbehafteter Getriebeübersetzungen mit hoher Relativgeschwindigkeit entsteht. Wahrnehmbar ist das Phänomen meist nur bei kleinen Laständerungen durch niedrige Zustellung oder Rücknahme des Fahrpedals. Die Spielumlage der spielbehafteten Komponenten des Antriebsstrangs erfolgt vom Motor ausgehend nacheinander, wird jedoch auf Grund der raschen Abfolge als einzelnes Geräusch wahrgenommen.

*Klackern* entsteht durch einen aufeinanderfolgenden, mehrmaligen Anlagewechsel der spielbehafteten Komponenten des Antriebsstrangs. Das Klackern kann durch

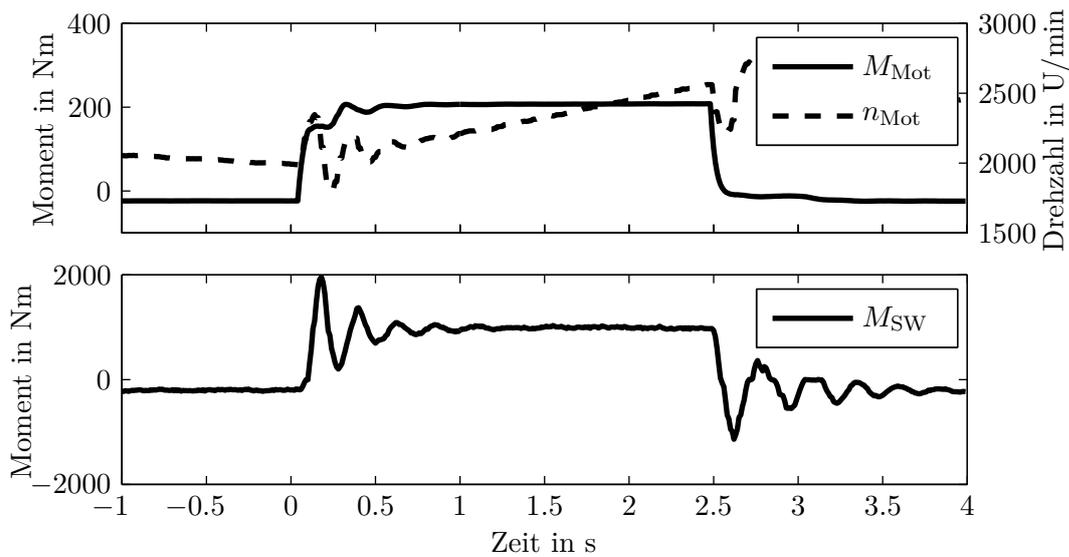


Abbildung 4.2: Messschrieb eines durch ein Tip-In-Fahrmanöver hervorgerufenen Lastwechsels mit nachfolgendem Back-Out, aufgenommen während eines Straßenversuchs im dritten Gang, Gesamtübersetzung 4,69. Versuchsträger ist ein frontgetriebener Kompaktvan mit Vierzylinder-Dieselmotor und Handschaltgetriebe. Komfortfunktionen sind deaktiviert. Definierte Pedalwertzustellung von 0% auf 60% des Fahrpedals im dritten Gang zum Zeitpunkt  $t = 0$ .

- impulshafte Momentenzustellung mit anschließendem Schubbetrieb,
- kleine sprunghafte Momentenzustellungen und
- eine sprunghafte Abnahme des Antriebsmomentes auf ein Niveau nahe Null

verursacht werden. Durch die bei den beschriebenen Manövern entstehenden niedrigen Antriebsmomente werden die Zahnspiele bei Antriebsstrangschwingungen mehrmals durchlaufen.

Das Auftreten der beschriebenen Phänomene und deren Intensität ist abhängig von Fahrzeug, Antriebsstrangkonfiguration und Applikation von Steuererätiefunktionen, die der Reduzierung der komfortmindernden Lastwechselfänomene dienen. Daher unterscheidet sich das Lastwechselverhalten unterschiedlicher Fahrzeuge signifikant. Abbildungen 4.2 bis 4.4 zeigen Messungen von Tip-In-Fahrmanövern die Lastwechsel hervorrufen, durchgeführt im Straßenversuch mit drei unterschiedlichen Fahrzeugen und Antriebsstrangkonfigurationen. Dargestellt ist das Motormoment  $M_{\text{Mot}}$ , die Motordrehzahl  $n_{\text{Mot}}$  und die Summe der durch die Seitenwellen übertragenen Momente  $M_{\text{SW}}$  bzw. die Fahrzeuglängsbeschleunigung  $a_{\text{Fzg}}$ . Zum Zeitpunkt  $t = 0$  der Messungen wird das Fahrpedal sprunghaft von 0 Prozent auf einen definierten Fahrpedalwert eingestellt. Um das Fahrmanöver auch im Straßenversuch möglichst reproduzierbar fahren zu können, wird der zugelassene Fahrpedalwert innerhalb des Motorsteuergeräts jeweils auf den Zielpedalwert begrenzt und das Fahrpedal mit dem Fuß schnellstmöglich voll betätigt. Zur Vermeidung

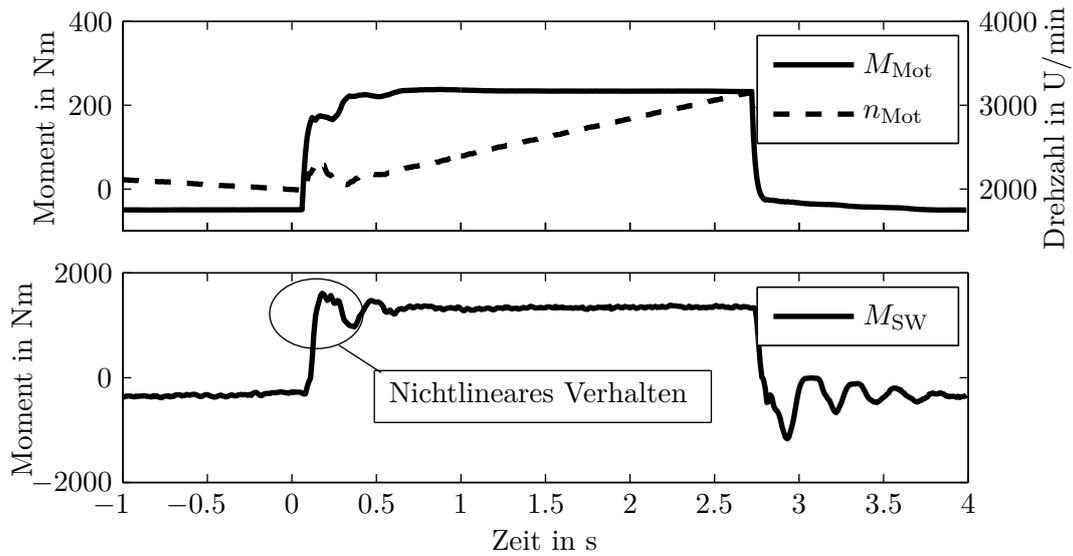


Abbildung 4.3: Messschrieb eines durch ein Tip-In-Fahrmanöver hervorgerufenen Lastwechsels mit nachfolgendem Back-Out, aufgenommen während eines Straßenversuchs im dritten Gang, Gesamtübersetzung 6,35. Versuchsträger ist ein frontgetriebenes Mittelklasse-Coupé mit Vierzylinder-Dieselmotor und Doppelkupplungsgetriebe. Komfortfunktionen sind deaktiviert. Definierte Pedalwertzustellung von 0% auf 55% des Fahrpedals bei  $t = 0$ . Die Nichtlinearität wird durch Schlupf der Anfahrkupplung hervorgerufen.

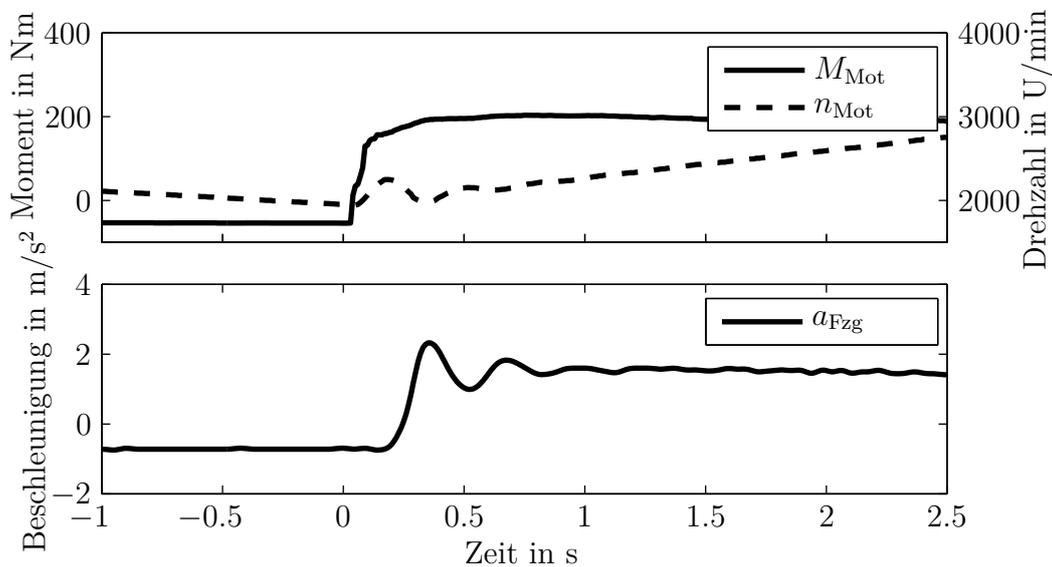


Abbildung 4.4: Messschrieb eines durch ein Tip-In-Fahrmanöver hervorgerufenen Lastwechsels, aufgenommen während eines Straßenversuchs im zweiten Gang, Gesamtübersetzung 8,06. Versuchsträger ist eine heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor und Wandlerautomatgetriebe. Komfortfunktionen sind deaktiviert. Definierte Pedalwertzustellung von 0% auf 40% des Fahrpedals im zweiten Gang zum Zeitpunkt  $t = 0$ .

von Schwingungen wird der einsetzende Motormomentenaufbau während dieses Fahrmanövers in Serienfahrzeugen durch sogenannte Komfortfunktionen geformt (vgl. Abschnitt 2). Diese Funktionalität ist während der Versuchsdurchführung deaktiviert. Dadurch wird der Antriebsstrang mit dem höchstmöglichen Gradienten des Motormomentenaufbaus zu Schwingungen angeregt. So kann das natürliche Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs analysiert werden.

Zur Messung des durch die Seitenwellen übertragenen Moments wurde bei zwei der Fahrzeuge Messtechnik verbaut. Das Messverfahren basiert auf der Verformung von Dehnungsmessstreifen, die auf den Seitenwellen aufgebracht sind. Abbildungen 4.2 und 4.3 zeigen in der unteren Achse den Verlauf der Summe der beiden Seitenwellenmomente  $M_{SW}$ , an der angetriebenen Vorderachse. Deutlich zu sehen sind die Torsionsschwingungen in der ersten Eigenfrequenz des Antriebsstrangs. Die Schwingungen sind bei dem Fahrzeug mit Doppelkuppungsgetriebe, Abbildung 4.3, stärker gedämpft. Dies ist auf die Anfahrkupplung des Getriebes zurückzuführen, die im geregelten Schlupf betrieben wird<sup>4</sup>. Der Verlauf des Ausschwingvorgangs ist nichtlinear, ursächlich dafür ist ebenfalls die Anfahrkupplung. Kurz nach der Fahrpedalzustellung übersteigt das Motormoment das zum gegenwärtigen Zeitpunkt übertragbare Moment der Kupplung. Sichtbar ist dies am kurzzeitigen Verharren des Seitenwellenmomentes während der ersten Amplitude der Schwingung.

Der Durchlauf der Zahnspiele der spielbehafteten Übersetzungen ist in beiden Messungen beim Vorzeichenwechsel des Seitenwellenmoments zu sehen. Während des Durchlaufs der Zahnspiele wird kein Moment durch den Antriebsstrang übertragen. Insbesondere beim Back-Out, dem Übergang aus dem Zug- in den Schubtrieb ausgelöst durch Rücknahme des Fahrpedals, verharrt das Seitenwellenmoment in beiden Messungen 4.2 und 4.3 mehrmals im Nulldurchgang. Die Dauer, in der über die Seitenwellen kein Moment übertragen wird, ist jeweils während der ersten positiven Halbwelle des Back-Outs etwa 100 ms, während der zweiten etwa 70 ms.

Für ein Tip-In Manöver eines heckgetriebenen Fahrzeugs mit Wandler-Automatgetriebe zeigt der Verlauf der Längsbeschleunigung in Abbildung 4.4 ebenfalls Schwingungen in der ersten Eigenfrequenz des entsprechenden Antriebsstrangs. Im Vergleich zum Fahrzeug mit Handschaltgetriebe (vgl. Abbildung 4.2) sind die Schwingungen stärker gedämpft. Dies wird verursacht durch eine schlupfgeregelte Überbrückungskupplung des Drehmomentwandlers.

Die Messungen zeigen Unterschiede und Gemeinsamkeiten im Lastwechselverhalten der drei unterschiedlichen Antriebsstrangkonzeppte. Das unterschiedliche Verhalten bedingt den großen Aufwand innerhalb des Serienentwicklungsprozesses zur Abstimmung der Steuergerätefunktionen auf dem Getriebesteuergerät und dem Motorsteuergerät. Darüber hinaus kann auf Grund der Messergebnisse festgehalten werden, dass das Lastwechselverhalten neben der Formung des Motormoments auch von der Ansteuerung der Anfahrlemente (des Wandlers oder der Kupplung) abhängt. Die-

---

<sup>4</sup>Um Antriebsstrangschwingungen zu dämpfen wird dabei durch einen Regler ein Sollschlupf zwischen den Kupplungshälften eingestellt.

se beeinflussen insbesondere die Dämpfung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang. Änderungen der Ansteuerung können daher eine erneute Applikation von Steuergerätefunktionen erfordern, die den Motormomentenaufbau bestimmen.

Das beschriebene Übertragungsverhalten des Gesamtantriebsstrangs während der betroffenen Fahrmanöver ist, bedingt durch die Zustandsübergänge, nichtlinear. Zur Übertragung des Applikationsprozesses fahrbarkeitsrelevanter Steuergerätefunktionen auf Prüfstände müssen diese in der Lage sein, den Antriebsstrang so zu belasten, dass das Antriebsstrangverhalten während der Fahrmanöver dem beschriebenen Verhalten im Straßenversuch entspricht.

### 4.3 Definition von Kennwerten zum Vergleich des Antriebsstrangverhaltens zwischen Prüfstand und Fahrversuch

Eine graphische Analyse dynamischer Messwertverläufe ermöglicht nur die Gegenüberstellung einer begrenzten, kleinen Anzahl an Tip-In Fahrmanövern. Eine deutlich größere Anzahl von Lastwechselmanövern kann durch charakteristische Kennwerte des Dynamikverhaltens ausgewertet werden. Die Ermittlung erfolgt aus transienten Signalverläufen und ermöglicht einen objektiven Vergleich des Antriebsstrangverhaltens zwischen Prüfstand und Straße.

Mit dem Ziel, die durch Lastwechsel hervorgerufene Schwingung und eine potentielle durch Lastwechselphänomene hervorgerufene Nichtlinearität im Übertragungsverhalten messbar zu machen, wird folgender Satz von Kennwerten definiert und verwendet:

- Die *Frequenz*  $f_s$  der Schwingung
- Der *Dämpfungsgrad*  $D$  der Schwingung
- Die *Intensität* RMS der Schwingung im komfortrelevanten Frequenzbereich
- Der *maximale Ruck*  $J_{\max}$  während des ersten Anstiegs der Beschleunigung
- Der zeitliche Verlauf  $T_{\text{dyn}}$  des *Antriebsmomentenaufbaus*

Sämtliche in der Anforderungsanalyse (vgl. Abschnitt 4.2) beschriebenen Phänomene beeinflussen jeweils mindestens einen der Kennwerte. Im weiteren Verlauf dieses Abschnitts werden diese Kennwerte und deren Definition näher beschrieben.

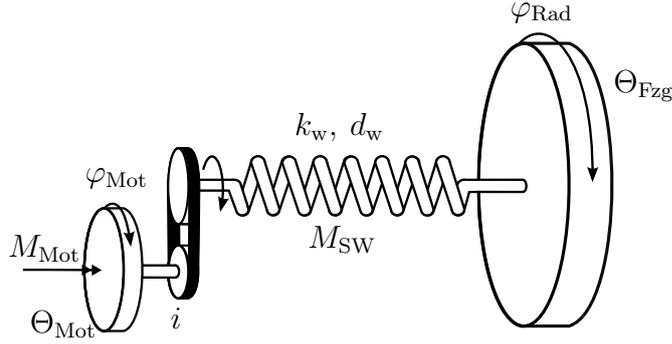


Abbildung 4.5: Prinzipskizze der Modellierung des Antriebsstrangs durch einen Zwei-Massen-Schwinger.

Um *Frequenz* und *Dämpfungsgrad* der oszillierenden Längsbeschleunigung hervorgerufen durch Lastwechsel zu ermitteln, werden im Rahmen dieser Arbeit zwei unterschiedliche Vorgehensweisen entwickelt.

- Die Bestimmung von Frequenz und Dämpfungsgrad auf Basis der Minima und Maxima der Schwingung.
- Die Identifikation der Parameter einer Übertragungsfunktion mit Verzögerung 2. Ordnung.

Grundlage beider Vorgehensweisen ist, die Herleitung des Übertragungsverhaltens von Motormoment zu Fahrzeuglängsbeschleunigung nach Lastwechseln ausgehend von einem Zwei-Massen-Schwinger dargestellt in Abbildung 4.5. Dieser ist für die Beschreibung der durch Lastwechsel angeregten Schwingungen in der ersten Eigenform des Antriebsstrangs hinreichend [PK12].

Für den betrachteten Zeitraum nach einem Lastwechsel in dem die Längsbeschleunigung oszilliert kann der Einfluss der Fahrwiderstände vernachlässigt werden. Die Bewegungsgleichungen der beiden Freiheitsgrade sind dann:

$$\text{Freiheitsgrad Antriebsseite} \quad \Theta_{\text{Mot}} \ddot{\varphi}_{\text{Mot}} = M_{\text{Mot}} - M_{\text{SW}} i \quad (4.1)$$

$$\text{Freiheitsgrad Abtriebsseite} \quad \Theta_{\text{Fzg}} \ddot{\varphi}_{\text{Fzg}} = M_{\text{SW}} \quad (4.2)$$

$$\text{Feder-/Dämpferelement} \quad M_{\text{SW}} = d_w \left( \frac{\dot{\varphi}_{\text{Mot}}}{i} - \dot{\varphi}_{\text{Fzg}} \right) + k_w \left( \frac{\varphi_{\text{Mot}}}{i} - \varphi_{\text{Fzg}} \right) \quad (4.3)$$

hier sind  $k_w$  die Federkonstante und  $d_w$  die Dämpfungskonstante des Feder-/Dämpferelements durch welches die beiden rotatorischen Massenträgheiten verbunden sind. Aus den Bewegungsgleichungen ergibt sich die Übertragungsfunktion von Motormoment zur Fahrzeuglängsbeschleunigung zu

$$\frac{\hat{a}_{\text{Fzg}}(s)}{M_{\text{Mot}}(s)} = \frac{r_{\text{dyn}}}{\Theta_{\text{Fzg}}} \cdot \frac{d_w s + k_w}{\left(\frac{1}{i} + \frac{\Theta_{\text{Mot}} i}{\Theta_{\text{Fzg}}}\right) k_w + \left(\frac{1}{i} + \frac{\Theta_{\text{Mot}} i}{\Theta_{\text{Fzg}}}\right) d_w s + \Theta_{\text{Mot}} i s^2}. \quad (4.4)$$

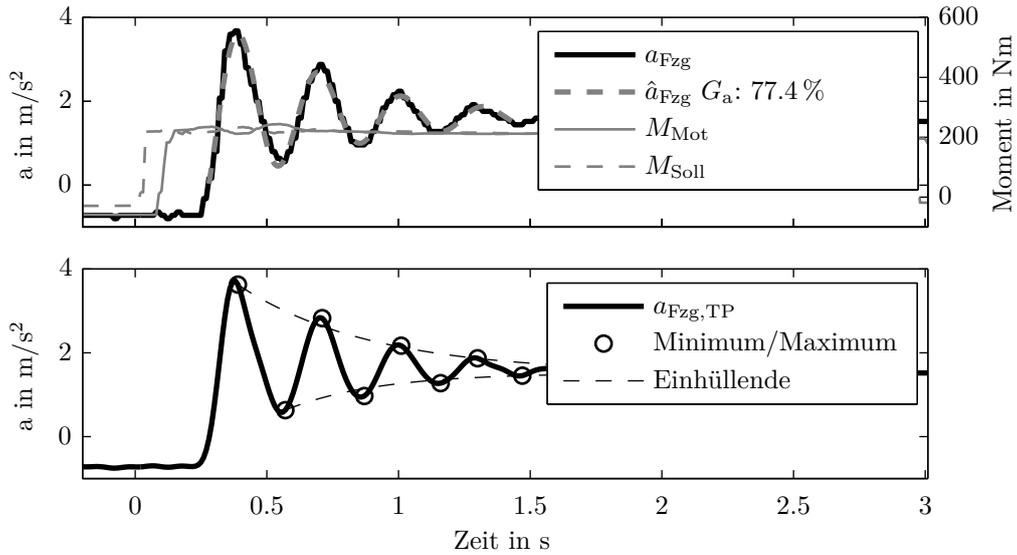


Abbildung 4.6: Vergleich der beiden Ansätze zur Bestimmung von Frequenz und Dämpfungsgrad einer oszillierenden Längsbeschleunigung nach einem Lastwechsel hervorgerufen durch ein Tip-In-Fahrmanöver. Für die sprunghafte Zustellung von Motormoment funktionieren beide Ansätze gleich gut. Versuchsträger: heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor. Fahrpedalwertsprung von 0% auf 40% (entspricht 200Nm Motormoment) im zweiten Gang. Ergebnis von Algorithmus A.4:  $f_0 = 3,17\text{Hz}$ ,  $D = 0,127$ ; Ergebnis von Algorithmus A.3:  $f_s = 3,02\text{Hz}$ ,  $D = 0,113$ .

Durch das Massenverhältnis  $\Theta_{\text{Fzg}} \gg \Theta_{\text{Mot}}$  entspricht die Eigenfrequenz des ungefesselten Zwei-Massen-Schwingers näherungsweise der Eigenfrequenz des gefesselten Einmassenschwingers [HT91]. Als Grundlage der Ermittlung von Eigenfrequenz und Dämpfungsgrad mittels Messdaten kann daher ein Verzögerungsglied zweiter Ordnung verwendet werden.

$$\frac{\hat{a}_{\text{Fzg}}(s)}{M_{\text{Mot}}(s)} \approx \frac{K(s)}{1 + \frac{2D}{\omega_0}s + \frac{1}{\omega_0^2}s^2} \quad (4.5)$$

Eigenfrequenz und Dämpfungsgrad dieses schwingungsfähigen Systems werden durch einen Algorithmus (vgl. Anhang A.3) aus dem zeitlichen Abstand und dem absoluten Wert der Minima und Maxima der Sprungantwort bestimmt. Ein Ergebnis der Kennwertermittlung stellen Abbildungen 4.6 und 4.7 anhand einzelner Tip-In-Fahrmanöver dar. Der Zeitvektor der Messungen ist so angepasst, dass die Fahrpedalzustellung jeweils zum Zeitpunkt  $t = 0$  erfolgt. Da die erste Eigenfrequenz des Antriebsstrangs in jedem Fall unter 10 Hz liegt, wird zur Minimierung des Einflusses von Messrauschen vor Bestimmung der Maxima und Minima das Rohsignal der Längsbeschleunigung  $a_{\text{Fzg}}$  mittels eines Tiefpassfilters gefiltert. Die Frequenz der Schwingung  $f_s$  wird aus dem mittleren zeitlichen Abstand der Maxima und Minima der Fahrzeugbeschleunigung bestimmt.

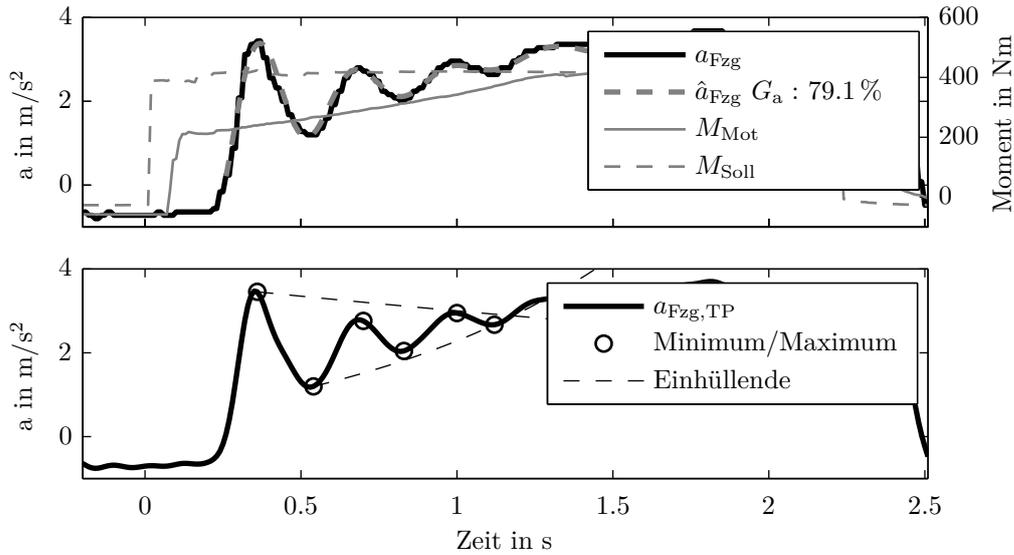


Abbildung 4.7: Vergleich der beiden Ansätze zur Bestimmung von Frequenz und Dämpfungsgrad einer oszillierenden Längsbeschleunigung nach einem Lastwechsel hervorgerufen durch ein Tip-In-Fahrmanöver. Für den dargestellten Motormomentenaufbau kann die Dämpfung aus Minima und Maxima nur unzureichend bestimmt werden. Versuchsträger: heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor. Fahrpedalwertsprung von 0% auf 60% im zweiten Gang. Ergebnis von Algorithmus A.4:  $f_0 = 3,4884 \text{ Hz}$ ,  $D = 0,03$ ; Ergebnis von Algorithmus A.3:  $f_s = 3,24 \text{ Hz}$ ,  $D = 0,1659$ .

Der Dämpfungsgrad  $D$  wird näherungsweise durch Gleichungen (4.6) bis (4.8) berechnet [GHSS04].

$$\Lambda = \ln \frac{a_{\text{Fzg}}(t)}{a_{\text{Fzg}}(t + T_d)} \quad (4.6)$$

$$\delta = \frac{\Lambda}{T_d} \quad (4.7)$$

$$D = \frac{\delta}{\omega_0} \quad (4.8)$$

Hierbei sind  $a_{\text{Fzg}}(t)$  der Messwert zum Zeitpunkt  $t$  und  $T_d$  die Schwingungsdauer. Es wird dabei die Annahme getroffen, dass die gedämpfte Eigenkreisfrequenz näherungsweise der ungedämpften Eigenkreisfrequenz entspricht  $\omega_d \approx \omega_0$ . Diese Annahme kann nach Gleichung (4.9) getroffen werden für  $D \ll 1$  [Mar13]. Für einen konventionellen Antriebsstrang ist dies unter Voraussetzung einer geschlossenen Anfahr- oder Überbrückungskupplung gegeben. Die Kreisfrequenz der Ruckelschwingung berechnet sich durch  $\omega_d = 2\pi f_s$ .

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - D^2} \quad (4.9)$$

Für eine lineare Schwingung ist der Wert des logarithmischen Dekrements  $\Lambda$  unabhängig vom gewählten Zeitpunkt  $t$ . Um den Einfluss des Messrauschens und nichtlinearer Effekte zu minimieren, wird die Schwingungsdauer  $T_d$  dennoch durch Bildung des Mittelwerts des zeitlichen Abstands der Maxima und Minima bestimmt.

Die beschriebene Vorgehensweise ist nur für einen Sprung des Motormoments auf einen möglichst gleichbleibenden Wert anwendbar. Die damit verbundene Einschränkung der Verwendbarkeit verdeutlicht Abbildung 4.7. Aufgrund des Ladedruckaufbaus des Turbomotors kann das Sollmoment nicht sprunghaft gestellt werden. Dieses Verhalten ist von der Motordrehzahl, der Höhe der sprunghaften Momentenanforderung und des Ladedrucks zum Zeitpunkt des Sollmomentensprungs abhängig. Für diesen Fall einer nicht sprunghaften Anregung ist die beschriebene Bestimmung des Dämpfungsgrads  $D$  anhand der Minima und Maxima der Schwingung nicht zulässig, da die erläuterte Vorgehensweise nur für Ausschwingversuche geeignet ist [Mar13].

Um dennoch einen objektiven Kennwert der Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen bestimmen zu können, wird der Verlauf der Eingangsgröße Motormoment bei der Bestimmung von Dämpfung und Frequenz berücksichtigt. Dazu wird die Schätzung der beiden Parameter  $D$  und  $\omega_0$  als Optimierungsproblem formuliert. Ziel ist die Minimierung der quadratischen Abweichung zwischen der Messung der Fahrzeuglängsbeschleunigung  $a_{\text{Fzg}}$  und der Simulation  $\hat{a}_{\text{Fzg}}$ , berechnet aus Gleichung (4.5). Der Algorithmus ist Anhang A.4 zu entnehmen<sup>5</sup>. Abbildungen 4.6 und 4.7 zeigen im jeweils oberen Koordinatensystem die Modellvorhersage  $\hat{a}_{\text{Fzg}}$  unter Verwendung der durch den Algorithmus geschätzten Parameter. Als Gütemaß wird die normierte Wurzel der mittleren quadratischen Abweichung zwischen simulierten und gemessenen Werten verwendet.

$$G_a = 100 \cdot \left( 1 - \frac{\|\hat{a}_{\text{Fzg}} - a_{\text{Fzg}}\|_2}{\|a_{\text{Fzg}} - \bar{a}_{\text{Fzg}}\|_2} \right) \quad (4.10)$$

Dieses Gütemaß dient als Indikator für die Genauigkeit mit der die beiden Kennwerte ermittelt werden. Niedrige Werte des Gütemaßes deuten darauf hin, dass das Verhalten durch die Bewegungsdifferentialgleichung mit den ermittelten Parametern nur unzureichend beschrieben werden kann. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn das Anfahrerelement des Antriebsstrangs hohen Schlupf aufweist. Der Gültigkeitsbereich der Kennwerte Frequenz und Dämpfungsgrad ist begrenzt, denn sie können nur bestimmt werden, sofern Schwingungen hinreichender Intensität in Folge eines Lastwechsels auftreten. Die Robustheit der beiden Kennwerte ist niedrig.

Zur objektiven Beurteilung des dynamischen Antriebsstrangverhaltens anhand von Tip-In-Fahrmanövern, bei denen nur stark gedämpfte Antriebsstrangschwingungen auftreten, sind weitere Kennwerte notwendig. Durch die Verwendung der Motordrehzahl können auch Antriebsstrang-

---

<sup>5</sup>Zur Schätzung der Parameter wird eine Prediction-Error-Estimation-Method-Funktion der MATLAB System Identification Toolbox verwendet. Eine nähere Beschreibung der verwendeten Algorithmen findet sich in [SS89] und [Lju01].

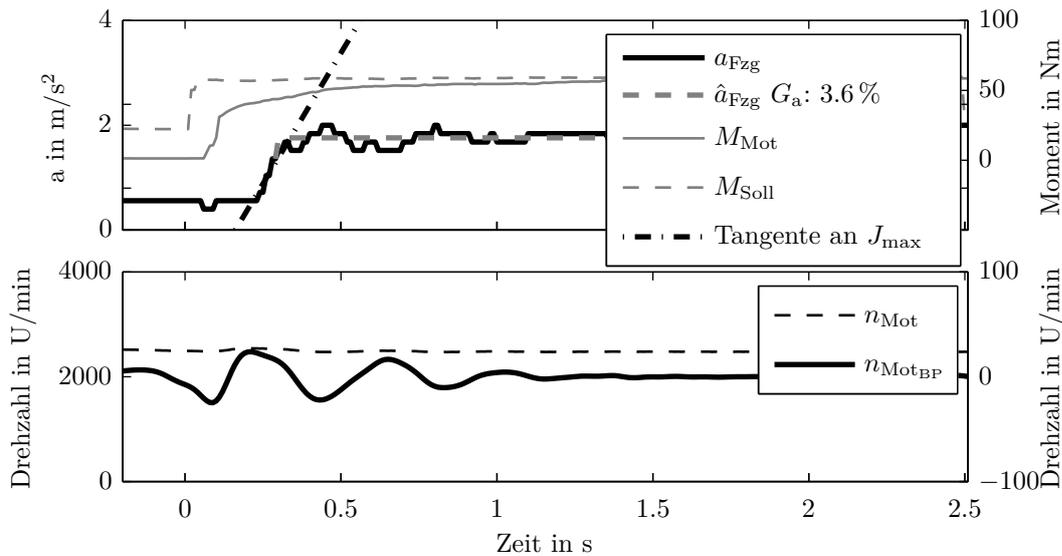


Abbildung 4.8: Bestimmung des Kennwertes RMS zur Quantifizierung der Intensität von Antriebsstrangschwingungen und des maximalen Rucks  $J_{\max}$ . Fahrpedalwertsprung von 0% auf 20% im zweiten Gang bei 2000 U/min. Versuchsträger: heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor und Stufenautomatgetriebe.

schwingungen niedriger Intensität, die in der Längsbeschleunigungsmessung nicht erkennbar sind, quantitativ erfasst werden. Dies verdeutlicht der Vergleich des Längsbeschleunigungssignals im oberen Koordinatensystem von Abbildung 4.8 mit dem gefilterten Drehzahlsignal  $n_{\text{MotBP}}$  im unteren Koordinatensystem. Der Verlauf der durch einen Bandpassfilter zwischen 2 und 10 Hz gefilterten Motordrehzahl  $n_{\text{MotBP}}$  zeigt deutlich ausgeprägtere Schwingungen als das Längsbeschleunigungssignal. Grund hierfür ist die im Vergleich zur Fahrzeugmasse deutlich geringere Massenträgheit des Motors. Auf Basis dieses Signals wird der Kennwert  $\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}$  durch Gleichung (4.11) berechnet (vgl. Abschnitt 3.3.3).

$$\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T n_{\text{MotBP}}^2 dt} \quad (4.11)$$

Ein weiterer charakteristischer Kennwert für Tip-In-Fahrmanöver ist der maximale Ruck  $J_{\max}$ . Er korreliert mit den Lastwechselphänomenen *Lastwechselschlag* und *Klacken*. Je höher die Relativgeschwindigkeit nach Durchlauf der Zahnspiele ist, desto stärker wahrnehmbar sind diese Lastwechselphänomene und desto größer ist der maximale Ruck im Anstieg der Beschleunigung. Zur Veranschaulichung zeigt Abbildung 4.8 eine Gerade deren Steigung dem maximalen Ruck entspricht. Dieser wird aus der Ableitung der Längsbeschleunigung ermittelt.

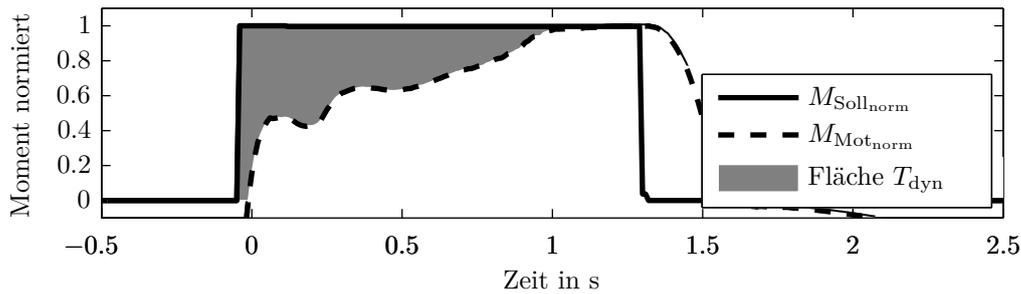


Abbildung 4.9: Fläche als Grundlage der Berechnung des Tip-In-Fahrmanöver-Kennwertes  $T_{dyn}$ . Versuchsträger: frontgetriebenes Mittelklasse-Coupé, mit Vierzylinder-Dieselmotor und Doppelkupplungsgetriebe.

Ein weiterer Kennwert, genannt  $T_{dyn}$ , ermöglicht die Beurteilung der Dynamik des Aufbaus des Motormoments. Das Prinzip der Ermittlung wird anhand von Abbildung 4.9 verdeutlicht. Zunächst wird der Verlauf des Fahrerwunschlomentes<sup>6</sup> und der Verlauf des Motormomentes<sup>7</sup> normiert. Definiert ist der Kennwert als das Integral der Differenz der beiden Verläufe innerhalb einer Sekunde nach Fahrpedalzustellung:

$$T_{dyn} = 1 - \int_{0s}^{1s} (M_{Soll_{norm}}(t) - M_{Mot_{norm}}(t)) dt \quad (4.12)$$

Durch die Normierung nimmt der Kennwert ausschließlich Werte zwischen 0 und 1 an.

Mit den eingeführten Kennwerten lassen sich Tip-In-Fahrmanöver systematisch über einen großen Betriebsbereich auswerten. Dies ist grundlegend für die messtechnische Untersuchung der Eignung von Prüfständen zur straßennahen Abbildung des Antriebsstrangverhaltens. Das Antriebsstrangverhalten bei unterschiedlichen Randbedingungen kann objektiv analysiert werden. Die entwickelten Algorithmen ermöglichen eine systematische Analyse und damit den Vergleich von umfangreichen Prüfstandsmessungen und Messungen aus dem Fahrversuch.

<sup>6</sup>Das Fahrerwunschloment wird abhängig von Gang und Fahrpedalwert auf dem Steuergerät berechnet (vgl. Abbildung 2.2).

<sup>7</sup>Das Motormoment wird durch ein Modell auf dem Motorsteuergerät berechnet.

## 4.4 Untersuchung von Rollenprüfständen

Eine in der Fahrzeugentwicklung weit verbreitete Prüfumgebung ist der Rollenprüfstand. Durch eine Fahrzeugfesselung wird das Fahrzeug innerhalb der Prüfwelle fixiert. Die Räder der Antriebsachsen stehen auf angetriebenen Rollen und sind mit diesen reibkraftschlüssig verbunden. Durch elektrische Belastungsmaschinen wird, abhängig von der aktuell gemessenen Drehzahl der Rollen, ein Moment gestellt, das dem Antriebsmoment des Fahrzeugantriebsstrangs entgegenwirkt. Das Sollmoment der Belastungsmaschinen ist im Allgemeinen mittels einer Fahrwiderstandskurve im Automatisierungssystem des Rollenprüfstands hinterlegt. Typischerweise wird zur Berechnung des Moments ein Polynom vierter Ordnung als Ansatzfunktion verwendet, dessen Koeffizienten durch Regression auf Messergebnisse mehrerer Ausrollversuche bestimmt werden [Düs11, Hag03, NJBS06]. Bei einem Ausrollversuch wird das Fahrzeug unter definierten Versuchsbedingungen bei einer bestimmten Geschwindigkeit in den ausgekuppelten Zustand gebracht und die Fahrzeuggeschwindigkeit bis zum Erreichen des Fahrzeugstillstands aufgezeichnet.

Rollenprüfstände unterscheiden sich hinsichtlich ihrer verwendeten Komponenten, der Art des Aufbaus sowie der Vorrichtungen zur Fahrzeugfixierung. Die Entwicklung eines einzigen, idealen Konzeptes zur Unterstützung von allen denkbaren Entwicklungsaufgaben ist unter wirtschaftlichen und technischen Gesichtspunkten nicht zweckmäßig. Abhängig vom Fokus der Untersuchungen auf einem Prüfstand ergibt sich meist ein Zielkonflikt. Ein Beispiel hierfür sind Akustikuntersuchungen und Versuche bei unterschiedlichen klimatischen Umgebungsbedingungen. Prüfkonzepte für Akustikuntersuchungen auf Gesamtfahrzeugebene sind hinsichtlich minimaler Störgeräusche in der Prüfwelle optimiert. Der Betrieb einer großen Anlage zur Raumklimatisierung würde sich auf Akustikuntersuchungen negativ auswirken. Zur gezielten Untersuchung der Einflüsse von Umgebungsbedingungen wie Kälte oder Höhe ist eine solche Anlage aber notwendig. Ein einziges für beide Untersuchungsarten einsetzbares Rollenprüfstandskonzept wäre technisch sehr aufwendig und würde unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten keinen Sinn ergeben. In der Praxis existiert daher sowohl für Akustikuntersuchungen als auch für Hitze und Kälteerprobungen jeweils ein spezielles Rollenprüfstandskonzept mit unterschiedlicher Gestaltung der einzelnen Komponenten.

Die unterschiedlichen Anforderungen werden also nicht durch ein einziges, optimales Rollenprüfstandskonzept bedient. Daher wird bereits in der Planung eines Prüfstandsaufbaus der Fokus der am Prüfstand durchzuführenden Untersuchungen berücksichtigt. Hauptunterscheidungsmerkmale sind hierbei

- die Prüfstandskonfiguration,
- die prüfstandsseitig verbaute Messtechnik,
- die Fahrzeugfesselung,

- die Rollenkörper sowie die Rollenoberfläche und
- die Belastungseinheiten.

Zur Erfüllung der in Abschnitt 4.2 beschriebenen Anforderungen an ein Prüfstandskonzept zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver, muss die erste Antriebsstrangeigenfrequenz und die Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen dem Straßenversuch entsprechen. Dazu müssen die Hauptkomponenten eines Rollenprüfstandes bestimmte Eigenschaften aufweisen. Diese werden in folgenden Absätzen näher untersucht.

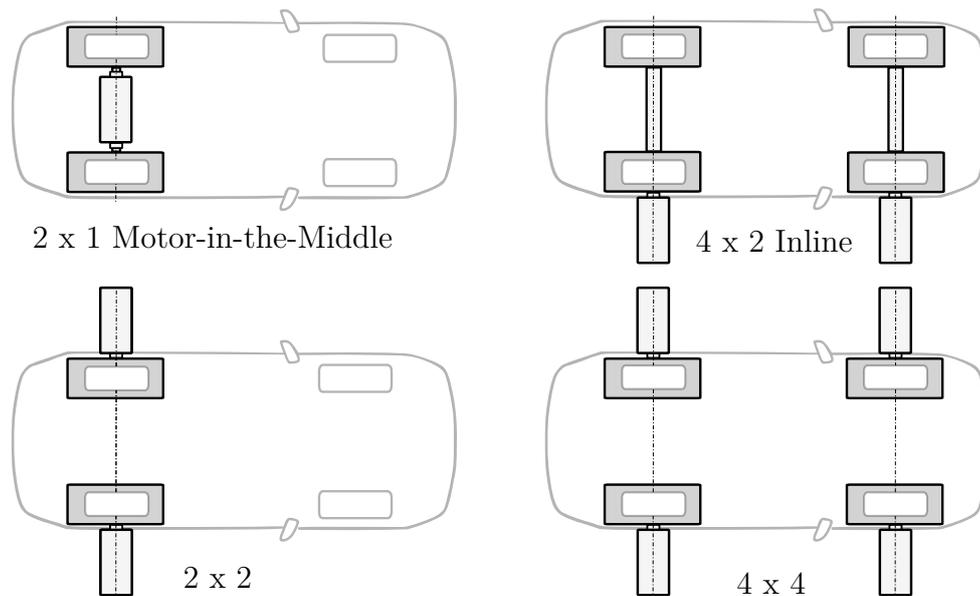


Abbildung 4.10: Verschiedene Konfigurationen von Rollenprüfständen (in Anlehnung an Düser [Düs11])

Abhängig davon ob der Prüfling über einen Allradantrieb verfügt, muss eine geeignete *Prüfstandskonfiguration* über zwei oder vier Rollen verfügen. Angetrieben und gebremst werden können die Rollen durch einzelne Belastungsmaschinen oder durch eine Belastungsmaschine pro Achse. Ein rollenindividueller Antrieb erlaubt die Simulation von Kurvenfahrten. Abbildung 4.10 zeigt vier mögliche Prüfstandskonfigurationen.

Eine Optimierung des Fahrkomforts bedingt Anforderungen an die *prüfstandsseitig verbaute Messtechnik*. Einige Kennwerte als Grundlage einer objektiven Bewertung werden aus dem zeitlichen Verlauf der Längsbeschleunigung während eines Fahrmanövers ermittelt. Hieraus ergibt sich die Forderung nach einer Messung des gesamten durch die Seitenwellen übertragenen Drehmoments  $M_{SW}$  oder der Reaktionskräfte an der Fahrzeugfesselung in Längsrichtung  $F_{Reakt}$ . Aus diesen Messgrößen lässt sich dann näherungsweise eine dem Straßenversuch äquivalente Längsbeschleunigung

in Abhängigkeit der Fahrwiderstandskräfte  $F_{\text{Wid}}$  durch

$$\hat{a}_{\text{Fzg}} \approx \frac{1}{m_{\text{Fzg}}} \left( \frac{M_{\text{SW}}}{r_{\text{dyn}}} - F_{\text{Wid}} \right) \quad (4.13)$$

beziehungsweise

$$\hat{a}_{\text{Fzg}} \approx \frac{1}{m_{\text{Fzg}}} (F_{\text{Reakt}} - F_{\text{Wid}}) \quad (4.14)$$

berechnen. Für pendelnd gelagerte Belastungsmaschinen besteht die Möglichkeit, mittels eines Kraftaufnehmers und eines Hebelarms bekannter Geometrie, die Summe der Seitenwellenmomente  $M_{\text{SW}}$  näherungsweise zu errechnen [Düs11].

Zur Fixierung des Fahrzeugs innerhalb der Prüfwelle werden in der Praxis unterschiedliche Systeme eingesetzt. Die *Fahrzeugfesselungsarten* unterscheiden sich hinsichtlich des Ortes der Fahrzeuganbindung und der Steifigkeit des Fesselungssystems. Die Eigenschaften der Fesselung beeinflussen grundlegend das Verhalten des Antriebsstrangs bei dynamischen Wechselschüben zwischen Schub- und Zugbetrieb. Eine geeignete Fesselung muss das Fahrzeug in Bezug auf den Rollenkörper spielfrei fixieren. Spiel in der Fesselung wirkt sich im Versuchsergebnis wie ein zusätzliches Antriebsstrangspiel aus, da bei Lastwechseln die Antriebsleistung erst nach Durchlaufen des Spiels der Fahrzeugfesselung durch die Rolle abgestützt wird. Eine weitere Forderung an das Fesselungssystem ist, dass die erste Eigenfrequenz des Fesselungssystems sehr viel höher als die erste Eigenfrequenz des Antriebsstrangs sein muss. So kann eine Einflussnahme der Fesselung auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs in der für dynamische Fahrmanöver relevanten ersten Eigenfrequenz ausgeschlossen werden. Die verbreitete Fesselung des Fahrzeugs über die Abschleppösen erfüllt diese Anforderungen nicht. Dies zeigt Abbildung 4.11 anhand des Vergleichs von Messgrößen, aufgezeichnet während eines Tip-In-Fahrmanövers, durchgeführt im Straßenversuch und auf einem Rollenprüfstand. Für die Versuche ist der Versuchsträger mit Messtechnik ausgestattet, welche die Messung des durch die Seitenwellen übertragenen Moments erlaubt. Die geringe Steifigkeit der verwendeten Fahrzeugfixierungsvorrichtung und das durch die Abschleppösen bedingte Spiel führen zu einem nichtlinearen Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs auf dem Rollenprüfstand. Dies geht aus der Phasenverschiebung der Schwingung des Seitenwellenmoments zwischen den ersten beiden Maxima der Schwingung hervor. Die Fahrzeugkarosserie bewegt sich innerhalb der spielbehafteten Fahrzeugfesselung. Während des Prüfstandsversuchs war dies deutlich zu sehen. In den Messgrößen wird die Bewegung sichtbar durch die mit dem Fahrzeugsensor gemessene Beschleunigung. Demgegenüber ist das ebenfalls in Abbildung 4.11 zum Vergleich dargestellte Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs im Straßenversuch, bei gleicher Ansteuerung des Fahrpedals, nahezu linear.

Den Einfluss der Steifigkeit der Fahrzeugfesselung zeigt auch Hagerodt in [Hag03]. Er schlägt die Verwendung einer hinter dem Fahrzeug montierten Vorrichtung zur Anbindung des Fahrzeughecks

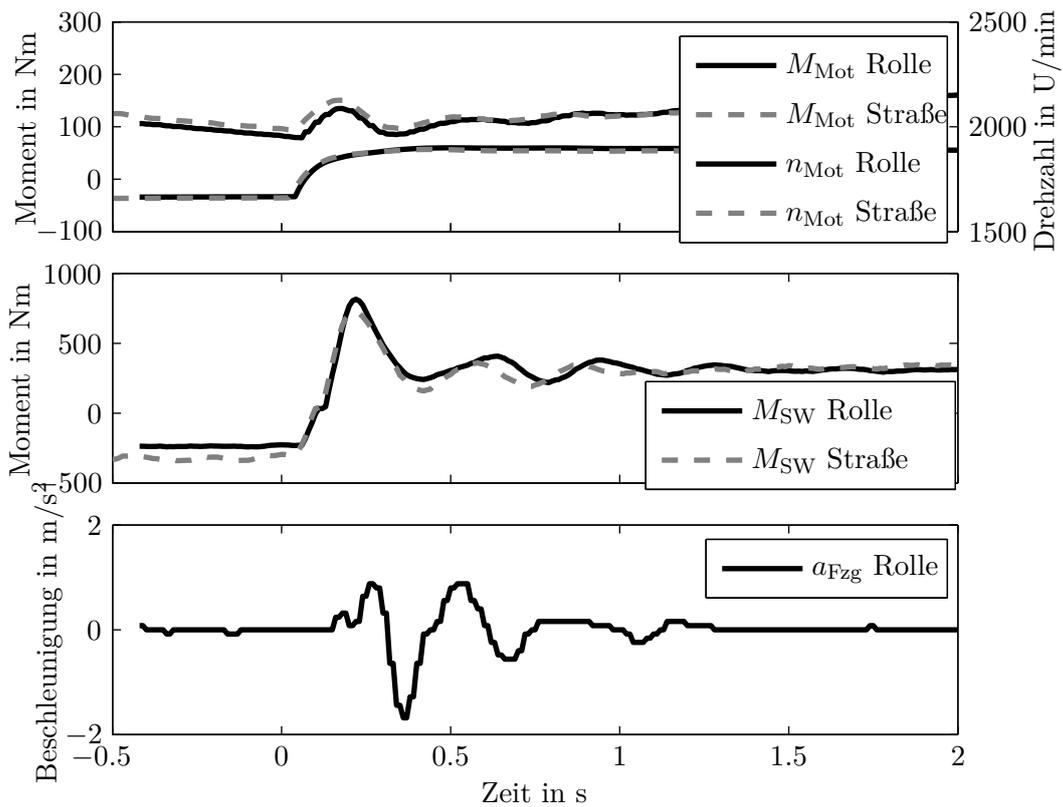


Abbildung 4.11: Vergleich des Lastwechselverhaltens zwischen einem Rollenprüfstand mit spielbehafteter Fahrzeugfesselung an den Abschleppösen eines Fahrzeugs und dem Straßenversuch. Tip-In bei 2000 U/min Zustellung von 20% Fahrpedalwert, Versuchsträger ist ein viertüriges Oberklasse-Coupé, mit Vierzylinder-Dieselmotor und Stufenautomatgetriebe.

nach Abbildung 4.12b vor. Der Ort der Anbindung der Fahrzeugfesselung am Fahrzeug selbst beeinflusst die sich bei dynamischen Fahrmanövern ergebende Achslast, also die Normalkraft in  $z$ -Richtung. Dies wirkt sich auf die maximal zwischen Rollenkörper und Reifen übertragbare Kraft aus. Im Straßenversuch erhöht sich, bedingt durch die Massenträgheit des Fahrzeuges, die Achslast der Hinterachse während Beschleunigungsvorgängen. Für Bremsvorgänge gilt der umgekehrte Fall. Durch diesen Effekt erhöht sich bei Fahrzeugen mit Hinterradantrieb die übertragbare Kraft der reibkraftschlüssigen Verbindung zwischen Fahrbahn und Reifen. Beim Betrieb auf einem Rollenprüfstand entfällt dies zunächst, da das Fahrzeug in Längsrichtung nicht beschleunigt. Durch eine günstige Wahl des Anbindungsortes der Fahrzeugfesselung wird der Entfall der Massenkräfte jedoch kompensiert. Um dies zu zeigen, werden für die in Abbildung 4.11 dargestellten wirksamen Kräfte und Geometrieverhältnisse die wirksamen Achslasten bei Lastwechselvorgängen berechnet. Hierzu werden einige Annahmen und Vereinfachungen getroffen. Betrachtet werden lediglich Fahrzustände bei flacher Fahrbahn und die Achslast wird als gleichverteilt auf beide Räder angenommen. Darüber hinaus wird der Radwiderstand vernachlässigt, da dieser keinen bedeuten-

den Einfluss auf die dynamische Achslastverteilung hat [Hak11][Mit03]. Da eine Überschreitung der maximal übertragbaren Antriebskraft ausschließlich bei hohem Rad-Antriebsmoment auftreten kann, werden nur niedrige Gangstufen mit entsprechend hohen Übersetzungen betrachtet. Der Einfluss des Luftwiderstands wird vernachlässigt, da dieser in niedrigen Gangstufen durch die niedrige Fahrzeuggeschwindigkeit gering ist. Hubbewegungen sowie Fahrzeugnicken werden ebenfalls nicht berücksichtigt. Aus den getroffenen Annahmen ergeben sich für Abbildung 4.12a folgende Gleichungen [Goo13].

$$\text{Kräfte in x-Richtung:} \quad m_{\text{Fzg}} a_{\text{Fzg}} = F_{xV} + F_{xH} \quad (4.15)$$

$$\text{Kräfte in z-Richtung:} \quad 0 = F_{zV} + F_{zH} - m_{\text{Fzg}} \gamma \quad (4.16)$$

$$\begin{aligned} \text{Momente um Fahrzeugschwerpunkt:} \quad 0 = & -F_{xV} h_{\text{Sp}} - F_{xH} h_{\text{Sp}} - F_{zV} l_V + F_{zH} l_H \\ & - (\Theta_{\text{RH}} \ddot{\varphi}_H + \Theta_{\text{RV}} \ddot{\varphi}_V) \end{aligned} \quad (4.17)$$

Die in der Abbildung nicht explizit eingezeichneten rotatorischen Massenträgheitsmomente der Räder  $\Theta_{\text{RH}}$  und  $\Theta_{\text{RV}}$  werden bei Lastwechseln rotatorisch beschleunigt. Das hieraus entstehende Reaktionsmoment hat einen Einfluss auf die Achslast. Für quer verbaute Motoren haben die Massenträgheiten rotatorisch beschleunigter Komponenten des Motors und des Getriebes den gleichen Effekt und müssen berücksichtigt werden [Mit03]. Die aufgeführten Gleichungen sind daher nur für längs verbaute Motoren gültig. Aus den Gleichungen ergibt sich die Achslast der Vorderachse  $F_{zV}$  und der Hinterachse  $F_{zH}$  für den Straßenbetrieb zu:

$$F_{zV} = m_{\text{Fzg}} \gamma \frac{l_H}{l} - \left( m_{\text{Fzg}} a_{\text{Fzg}} \frac{h_{\text{Sp}}}{l} + \Theta_{\text{RH}} \ddot{\varphi}_H \frac{1}{l} + \Theta_{\text{RV}} \ddot{\varphi}_V \frac{1}{l} \right) \quad (4.18)$$

$$F_{zH} = \underbrace{m_{\text{Fzg}} \gamma \frac{l_V}{l}}_{F_{z, \text{stat}}} + \underbrace{\left( m_{\text{Fzg}} a_{\text{Fzg}} \frac{h_{\text{Sp}}}{l} + \Theta_{\text{RH}} \ddot{\varphi}_H \frac{1}{l} + \Theta_{\text{RV}} \ddot{\varphi}_V \frac{1}{l} \right)}_{F_{z, \text{dyn}}} \quad (4.19)$$

Die Achslast setzt sich aus dem statischen Anteil  $F_{z, \text{stat}}$  und dem dynamischen Anteil  $F_{z, \text{dyn}}$  zusammen. Der Einfluss der rotatorischen Trägheiten um die  $y$ -Achse ( $\Theta_{\text{RV}} \ddot{\varphi}_V \frac{1}{l}$  und  $\Theta_{\text{RH}} \ddot{\varphi}_H \frac{1}{l}$ ) auf die Achslasten, kann bei unterkritischem Radschlupf  $\lambda_S \leq \lambda_{S_c}$  (vgl. Abbildung 4.13) vernachlässigt werden [Mit03, Hak11]. Als Radschlupf wird die normierte Relativgeschwindigkeit zwischen Reifen und Fahrbahn bezeichnet. Zur Berechnung des Schlupfs wird zwischen Antriebs- und Bremschlupf unterschieden.

$$\lambda_{\text{SAn}} = \frac{r_{\text{dyn}} \dot{\varphi}_R - v_{\text{Fzg}}}{r_{\text{dyn}} \dot{\varphi}_R} \quad \text{bzw.} \quad \lambda_{\text{SBrems}} = \frac{v_{\text{Fzg}} - r_{\text{dyn}} \dot{\varphi}_R}{v_{\text{Fzg}}} \quad (4.20)$$

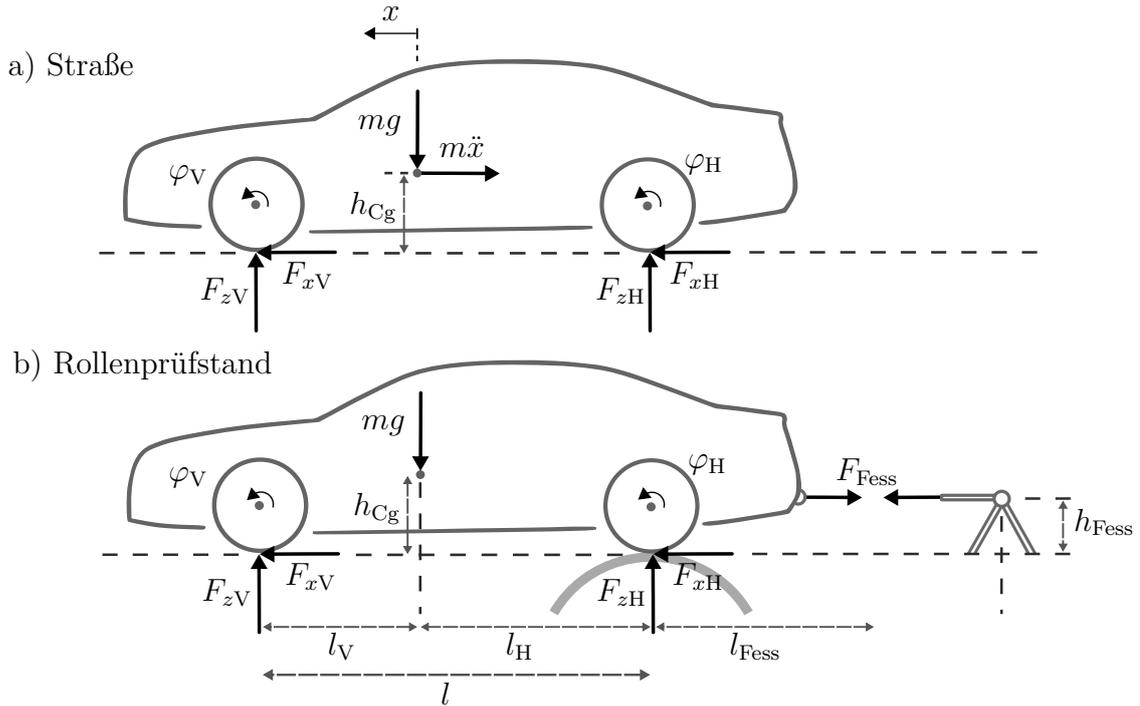


Abbildung 4.12: Kinematik eines Fahrzeugs auf Straße und Rollenprüfstand [Goo13].

Die resultierenden Längskräfte in den Radaufstandspunkten lassen sich bei Betrachtung eines Fahrzeugs mit Hinterachsantrieb vereinfachen:

$$F_{xH} \approx \frac{M_{SW}}{r_{dyn}}, \quad F_{xV} \approx 0 \quad (4.21)$$

Aus Gleichungen (4.17), (4.19) und (4.21) ergibt sich unter Berücksichtigung der getroffenen Vereinfachungen eine Abschätzung der maximal durch Kraftschluss übertragbaren Antriebskraft in Abhängigkeit des Kraftschlussbeiwertes zu

$$F_{xH, \max, \text{Straße}} = \mu_h F_{zH} = \mu_h \left( m_{Fzg} \gamma \frac{l_V}{l} + \frac{M_{SW}}{r_{dyn}} \frac{h_{Sp}}{l} \right). \quad (4.22)$$

Auf dem Rollenprüfstand müssen die vom Antriebsstrang übertragenen Kräfte in der Fesselung abgestützt werden. Für den in Abbildung 4.12b dargestellten Aufbau ergeben sich hieraus die Bewegungsgleichungen

$$0 = F_{xV} + F_{xH} - F_{Fess} \quad (4.23)$$

$$0 = F_{zV} + F_{zH} - m_{Fzg} \gamma \quad (4.24)$$

$$0 = -(F_{xV} + F_{xH}) h_{Sp} - F_{zV} l_V + F_{zH} l_H + F_{Fess} (h_{Sp} - h_{Fess}) - \Theta_{RH} \ddot{\varphi}_H. \quad (4.25)$$

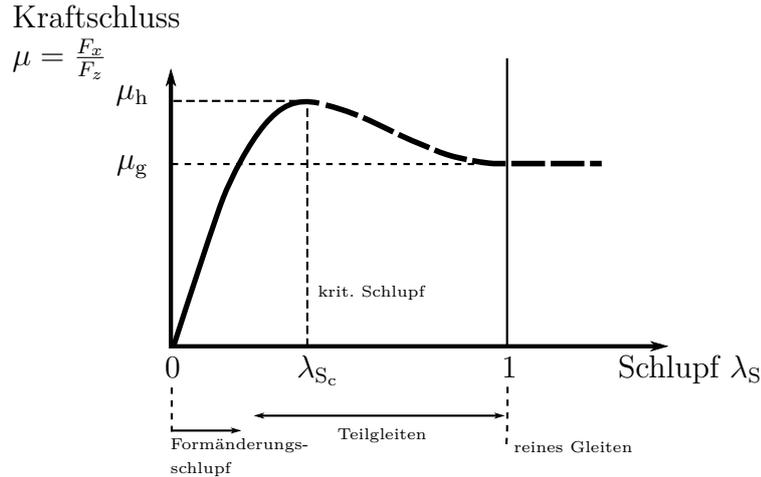


Abbildung 4.13: Kraftschluss-Schlupf-Kurve [Mit03, Goo13]

Die maximal übertragbare Antriebskraft durch Kraftschluss für ein heckgetriebenes Fahrzeug auf einem Rollenprüfstand ergibt sich aus den Bewegungsgleichungen unter Vernachlässigung des Einflusses der rotatorischen Trägheiten um die  $y$ -Achse  $\Theta_{RH}\ddot{\varphi}_H$  nach einigen Umformungen zu

$$F_{xH, \max, \text{Rolle}} = \mu_h F_{zH} = \mu_h \left( m_{Fzg} \gamma \frac{l_V}{l} + F_{Fess} \frac{h_{Fess}}{l} \right) = \mu_h \left( m_{Fzg} \gamma \frac{l_V}{l} + \frac{M_{SW}}{r} \frac{h_{Fess}}{l} \right). \quad (4.26)$$

Aus den Gleichungen geht hervor, dass die maximal übertragbare Kraft zwischen angetriebenen Rädern und dem Rollenkörper von der Fesselungshöhe des Fahrzeugs und der Lage des Fahrzeugschwerpunkts abhängig ist. Wird das Kraftschlusspotential der Räder durch die Antriebskraft überschritten, beginnen die Räder durchzudrehen. Der Grund dafür ist das charakteristische Verhalten des Reibungskoeffizienten von Reifen bei Schlupf, zu sehen in Abbildung 4.13 anhand der Kraftschluss-Schlupf-Kurve. Steigt der Schlupf über den kritischen Schlupf  $\lambda_{Sc}$ , verringert sich der Reibungskoeffizient  $\mu$  [BNP87]. Der Effekt verstärkt sich dadurch selbst. Um die Beschichtung der Rollenoberfläche nicht zu schädigen, muss dies zwingend vermieden werden. Hieraus ergibt sich die Anforderung, dass die Antriebskraft  $F_A$  stets kleiner als die von der Normalkraft  $F_{zH}$  und dem Kraftschlussbeiwert  $\mu_h$  abhängige, maximal übertragbare Kraft  $F_{xH \max}$  sein muss:

$$F_{xH, \max} = \mu_h F_{zH} \geq F_A \quad (4.27)$$

Die Antriebskraft  $F_A$  ist abhängig vom Antriebsmoment  $M_{Mot}$ , der Gesamtübersetzung des Antriebsstrangs  $i$ , dem wirksamen Radhalbmesser<sup>8</sup>  $r_{dyn}$  sowie gegebenenfalls der Wandlerüberhöhung und dynamischen Effekten. Das Ergebnis aus Gleichung (4.26) zeigt Abbildung 4.14. Die eingezeich-

<sup>8</sup>Der dynamische oder auch wirksame Radhalbmesser wird aus dem Abrollumfang bestimmt. Er ist der während des Fahrbetriebs wirksame Reifenradius und ist im Fahrbetrieb höher als der statische Rollradius, der als Abstand zwischen Aufstandsfläche und Radmitte definiert ist [Mat87]. Nach DIN 70020 wird der zugrunde liegende Abrollumfang bei 60 km/h Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt.

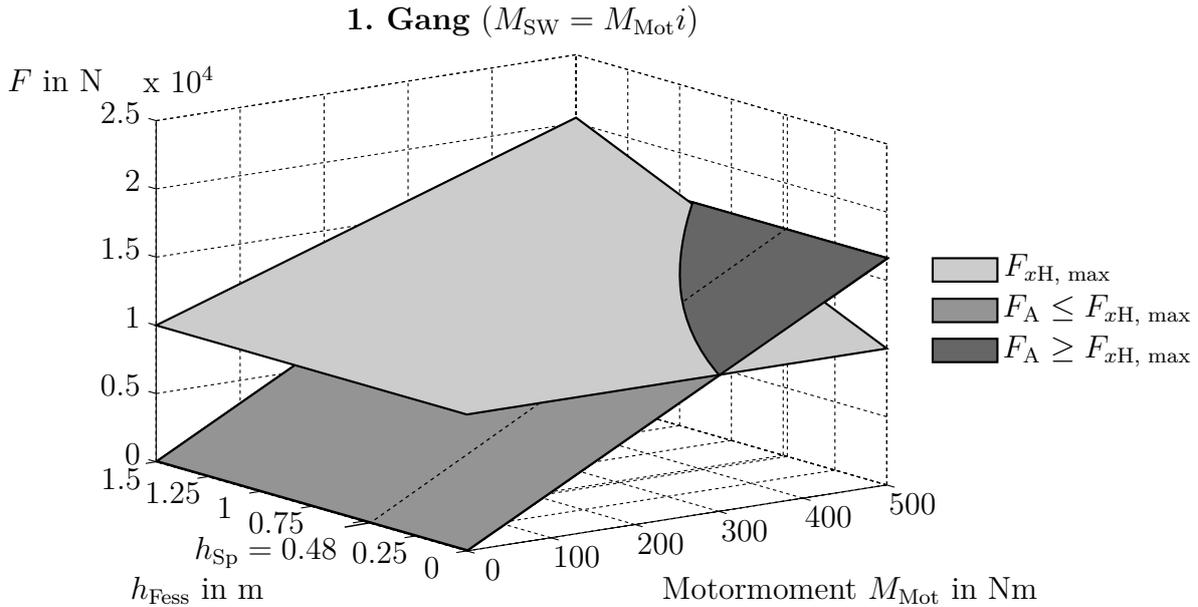


Abbildung 4.14: Auf dem Rollenprüfstand maximal übertragbare Antriebskraft an den Antriebsrädern  $F_{xH, max}$  und aus dem Antriebsmoment errechnete Antriebskraft  $F_A$ . Ohne Berücksichtigung der Wandlerüberhöhung und dynamischer Effekte für Fahrzeugdaten eines viertürigen Oberklasse-Coupés [Goo13].

nete Fläche  $F_A$  entspricht der Antriebskraft für das zu Grunde liegende Fahrzeug, unter Vernachlässigung der Wandlerüberhöhung und dynamischer Effekte. Für die Berechnung wird ein Kraftschlussbeiwert von  $\mu_h = 1,2$  angenommen. Nach [Mit03] ist dies die Obergrenze für Reifen auf trockener Fahrbahn. Mit steigender Fesselungshöhe erhöht sich bei dynamischen Fahrmanövern die Achslast auf dem Prüfstand. Für eine Fesselungshöhe auf Schwerpunktshöhe des Fahrzeugs  $h_{Sp} = 0,48$  m ergibt sich nach Gleichungen (4.22) und (4.26) auf dem Prüfstand die gleiche Achslast wie im Straßenversuch. Einschränkungen des fahrbaren Bereichs ergeben sich nach dieser Rechnung für den betrachteten Versuchsträger nur für eine Fesselungshöhe kleiner  $0,95$  m. Die Vernachlässigung der dynamischen Effekte und der Wandlerüberhöhung ist allerdings nur bedingt zulässig. Der Messgrößenverlauf des Seitenwellenmoments in Abbildung 4.11 zeigt eine deutliche Überhöhung der ersten Schwingungsamplitude gegenüber dem sich nach Abklingen der Schwingungen ergebenden Wert. Dies schränkt den zulässigen Betriebsbereich weiter ein. Wird ein Faktor von  $1,5$  angenommen um dynamische Effekte und die Wandlerüberhöhung beim Anfahren zu berücksichtigen, ergibt sich der in Abbildung 4.15 gezeigte zulässige Betriebsbereich. Die Berechnungen zeigen, dass der Betriebsbereich für dynamische Fahrmanöver auf dem Rollenprüfstand eingeschränkt ist. Für real durchgeführte Prüfstandsversuche muss der fahrbare Bereich durch einen Sicherheitsabstand weiter eingeschränkt werden. Insbesondere für Anfahrversuche von Fahrzeugen mit Drehmomentwandler und hoher Antriebsleistung sind Rollenprüfstände daher nur bedingt geeignet.

Im zulässigen Betriebsbereich beeinflussen der *Rollenkörper und dessen Oberfläche* maßgeblich die

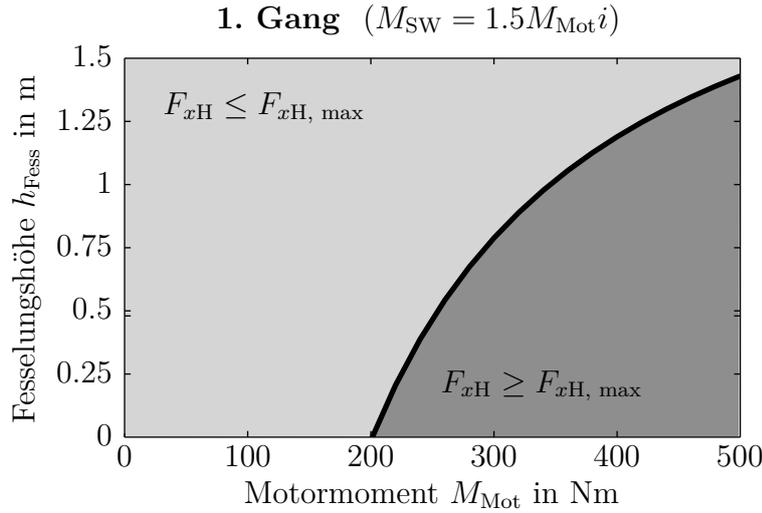


Abbildung 4.15: Bei Berücksichtigung dynamischer Effekte sich ergebende maximal übertragbare Antriebsmomente, in Abhängigkeit der Fesselungshöhe, für Fahrzeugdaten eines viertürigen Oberklasse-Coupés [Goo13].

Eignung von Rollenprüfständen zur Abbildung eines straßennahen, dynamischen Antriebsstrangverhaltens. Die Rollenoberfläche beeinflusst die Dämpfung, die Massenträgheit des Rollkörpers die Frequenz von rotatorischen Schwingungen des Antriebsstrangs. Auf dem Rollenprüfstand wird durch den Antriebsstrang statt der Fahrzeugmasse die Masse des Rollkörpers beschleunigt. Idealerweise entspricht daher die Summe der Massenträgheiten aller Rollkörper, inklusive der angetriebenen Räder  $\Theta_{Rolle}$ , exakt der wirksamen rotatorischen Trägheit auf Abtriebsseite des Antriebsstrangs im Straßenversuch  $\Theta_{Fzg}$ . Die am Abtrieb des Antriebsstrangs wirksame rotatorische Trägheit  $\Theta_{Ab}$  lässt sich aus der Fahrzeugmasse  $m_{Fzg}$ , dem dynamischen Rollradius der Räder  $r_{dyn}$ , dem Radius der Rollen  $r_{Rolle}$ , der Massenträgheit der Räder  $\sum \Theta_{Ri}$  der angetriebenen Achse(n) und der Trägheit von Rollen inkl. Belastungsmaschinen<sup>9</sup>  $\sum \Theta_{Rolle i}$  berechnen<sup>10</sup>:

$$\text{Wirksame Massenträgheit im Straßenversuch} \quad \Theta_{Ab} \hat{=} \Theta_{Fzg} = m_{Fzg} \cdot r_{dyn}^2 + \sum \Theta_{Ri} \quad (4.28)$$

$$\text{Wirksame Massenträgheit auf Rollenprüfstand} \quad \Theta_{Ab} \hat{=} \Theta_{Rolle} = \sum \left( \frac{r_{dyn}}{r_{Rolle}} \right)^2 \Theta_{Rolle i} + \sum \Theta_{Ri} \quad (4.29)$$

Der Einfluss der wirksamen rotatorischen Trägheit auf die erste Eigenfrequenz des Antriebsstrangs lässt sich mittels des bereits in Abschnitt 4.3 eingeführten, Zwei-Massen-Schwinger-Modells ermitteln [PK12].

<sup>9</sup>Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Rollenprüfstände haben keine Übersetzung zwischen Rollkörper und Belastungsmaschine, sie sind direkt mit einer Welle verbunden.

<sup>10</sup>Der Index  $i = 1 : 4$  bezeichnet im weiteren Verlauf jeweils eines angetriebenen Räder.

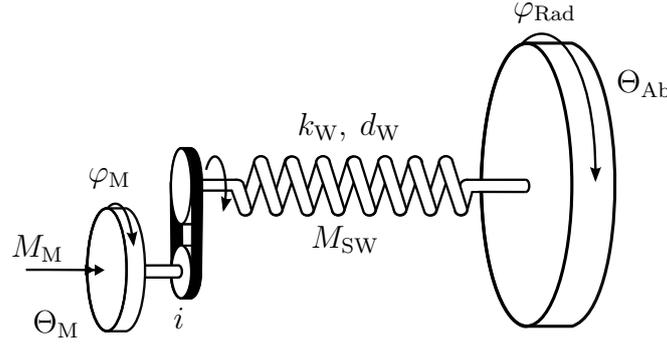


Abbildung 4.16: Zwei-Massen-Schwinger-Modell, als Grundlage der Untersuchung der Sensitivität des Einflusses der Rollträgheitsmomente auf die Eigenfrequenz von Antriebsstrangschwingungen.

Aus den Bewegungsgleichungen des Zwei-Massen-Schwinger-Modells

$$\text{Freiheitsgrad Antriebsseite} \quad \Theta_{\text{Mot}} \ddot{\varphi}_{\text{Mot}} = M_{\text{Mot}} - M_{\text{SW}} i \quad (4.30)$$

$$\text{Freiheitsgrad Abtriebsseite} \quad \Theta_{\text{Ab}} \ddot{\varphi}_{\text{Fzg}} = M_{\text{SW}} \quad (4.31)$$

$$\text{Feder-/Dämpferelement} \quad M_{\text{SW}} = d_w \left( \frac{\dot{\varphi}_{\text{Mot}}}{i} - \dot{\varphi}_{\text{Fzg}} \right) + k_w \left( \frac{\varphi_{\text{Mot}}}{i} - \varphi_{\text{Fzg}} \right) \quad (4.32)$$

ergibt sich das charakteristische Polynom zur Bestimmung der Eigenkreisfrequenzen des Modells zu

$$P(s) = s^2 \left( s^2 + \frac{\Theta_{\text{Ab}} + \Theta_{\text{Mot}} i^2}{\Theta_{\text{Ab}} \Theta_{\text{Mot}} i^2} d_w s + \frac{\Theta_{\text{Ab}} + \Theta_{\text{Mot}} i^2}{\Theta_{\text{Ab}} \Theta_{\text{Mot}} i^2} k_w \right) \stackrel{!}{=} 0. \quad (4.33)$$

Die aus dem charakteristischen Polynom ermittelten Nullstellen sind die Eigenkreisfrequenzen des Antriebsstrangs:  $s_{1,2} = 0$ , da das System ungesichert ist und

$$s_{3,4} = \underbrace{-\frac{1}{2} \left( \frac{d_w}{\Theta_{\text{Mot}} i^2} + \frac{d_w}{\Theta_{\text{Ab}}} \right)}_{D\omega_0} \pm \underbrace{\frac{1}{2} \sqrt{\left( \frac{d_w}{\Theta_{\text{Mot}} i^2} + \frac{d_w}{\Theta_{\text{Ab}}} \right)^2 - 4 \left( \frac{k_w}{\Theta_{\text{Mot}} i^2} + \frac{k_w}{\Theta_{\text{Ab}}} \right)}}_{\omega_0 \sqrt{D^2 - 1}}. \quad (4.34)$$

Der Dämpfungsgrad und die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz des Systems ergeben sich daraus zu

$$D = \frac{d_w}{2 \sqrt{\frac{\Theta_{\text{Ab}} \Theta_{\text{Mot}} i^2}{\Theta_{\text{Ab}} + \Theta_{\text{Mot}} i^2}}} \quad (4.35)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\Theta_{\text{Ab}} + \Theta_{\text{Mot}} i^2}{\Theta_{\text{Ab}} \Theta_{\text{Mot}} i^2} k_w}. \quad (4.36)$$

Die wirksamen Massenträgheiten  $\Theta_{\text{Mot}}$  und  $\Theta_{\text{Fzg}}$  bzw.  $\Theta_{\text{Rolle}}$  sind vergleichsweise einfach aus Konstruktionsdaten zu ermitteln. Eine Bestimmung der im Fahrbetrieb wirksamen Ersatzsteifigkeit  $k_w$  aus Konstruktionsdaten ist auf Grund der Vielzahl der an der Momentenübertragung beteiligten

Komponenten nicht trivial. Hierzu ist die Schätzung der Ersatzsteifigkeit auf Basis von Messdaten eine effiziente Alternative. Für ein viertüriges Oberklasse-Coupé zeigt Tabelle 4.1 Modellparameter, die dem realen Antriebsstrangverhalten entsprechen. Um zu den Ergebnissen zu gelangen, wird zunächst anhand von Straßenmessungen die von der eingelegten Gangstufe  $g$  abhängige ungedämpfte Eigenkreisfrequenz der Antriebsstrangschwingungen  $\omega_{0_g}$  mittels dem in Abschnitt 4.3 eingeführten Vorgehen bestimmt. Durch Umstellen von Gleichung (4.36) lässt sich dann die gangabhängige Ersatzsteifigkeit durch

$$k_{w_g} = \omega_{0_g}^2 \frac{\Theta_{Ab} \Theta_{Mot} i_g^2}{\Theta_{Ab} + \Theta_{Mot} i_g^2} \tag{4.37}$$

bestimmen. Die Auswirkung einer Änderung der wirksamen Massenträgheit am Abtrieb des untersuchten Antriebsstrangs für die Gänge 2, 3 und 4 zeigt Abbildung 4.17. In der Darstellung sind neben dem im Straßenversuch wirksamen Massenträgheitsmoment am Abtrieb von ca. 209 kgm<sup>2</sup> die Trägheiten von zwei unterschiedlichen, realen Prüfständen gekennzeichnet.

Mit  $\Theta_{ATS}$  ist die abtriebsseitig wirksame Massenträgheit bei Verwendung eines in Abschnitt 4.5 beschriebenen Antriebsstrangprüfstands bezeichnet. Im Bereich von abtriebsseitig wirkenden Massenträgheiten größer 100 kgm<sup>2</sup> ändert sich die Eigenfrequenz nicht signifikant. Der Antriebsstrangprüfstand, an dem Belastungsmaschinen formschlüssig mit dem Abtrieb verbunden sind, hat durch die vergleichsweise niedrige Massenträgheit von 20 kgm<sup>2</sup> eine im Vergleich zum Straßenverhalten deutlich zu hohe mechanische Eigenfrequenz. Für Antriebsstrangprüfstände ergibt sich hieraus die Notwendigkeit, eine entsprechende Regelung der Belastungsmaschinen die Eigenfrequenz des Gesamtsystems abzusenken. Für Rollenprüfstände mit entsprechend hoher Massenträgheit der Rollenkörper ist die konventionelle Regelungsart der Einstellung eines geschwindigkeitsproportionalen Bremsmoments hinreichend um ein dem Straßenversuch entsprechendes Schwingungsverhalten zu gewährleisten.

Tabelle 4.1: Aus Messdaten durch Parameterschätzung und aus Konstruktionsdaten ermittelte Antriebsstrangparameter eines viertürigen Oberklasse-Coupés

Gang	$\Theta_{Fzg}$ in kgm <sup>2</sup>	$\Theta_{Mot}$ in kgm <sup>2</sup>	$i_g^2 = i_D^2 \cdot i_{G_g}^2$	$f_0 = \frac{\omega_{0_g}}{2\pi}$ in Hz	$k_{w_g}$ in $\frac{kg}{s^2}$
2			7,10	~ 3,25	~ 9357
3	209,15	0,5	4,76	~ 4,37	~ 8107
4			3,39	~ 5,42	~ 6490

An die *Belastungseinheiten* von Rollenprüfständen, deren Rollen eine der Fahrzeugmasse entsprechende rotatorische Massenträgheit haben, ergibt sich daher lediglich die Forderung, dass die Bremsleistung höher sein muss als die Antriebsleistung des zu testenden Fahrzeugs. Bei Rollen-

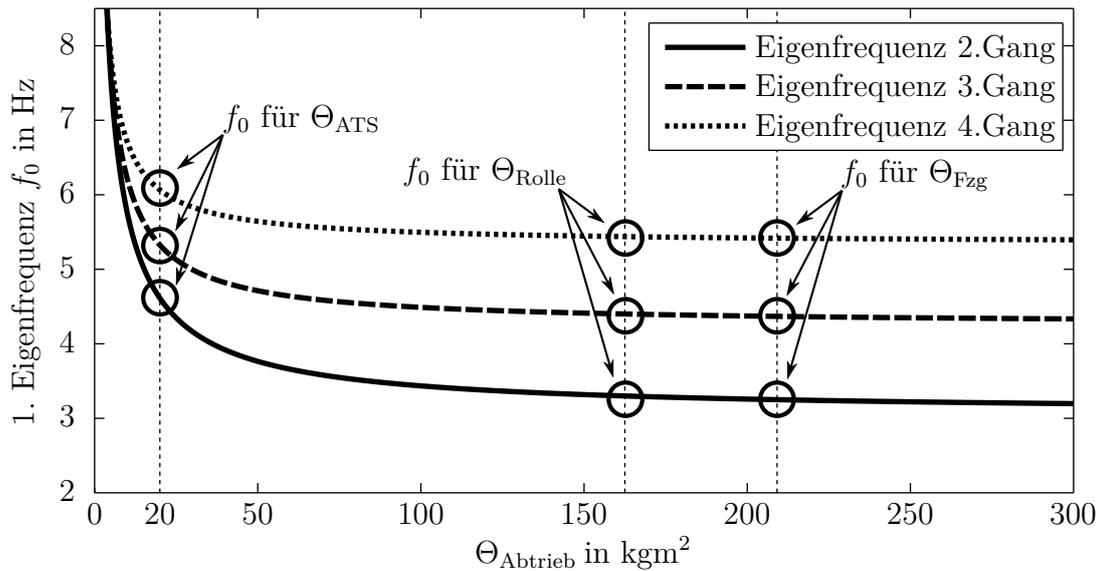


Abbildung 4.17: Einfluss der abtriebsseitig wirksamen Massenträgheit auf die ungedämpfte erste Eigenfrequenz eines Antriebsstrangs für ein viertüriges Oberklasse-Coupé.

prüfständen mit Rollen von kleinerer Massenträgheit müssen die Rollen durch eine Regelung und hinreichend dimensionierte Belastungsmaschinen in der Lage sein, die mechanische Eigenfrequenz des Gesamtsystems so zu verschieben, dass sie der des Antriebsstrangs im Straßenversuch entspricht (vgl. Abschnitt 4.5).

Sind die in diesem Abschnitt untersuchten Randbedingungen vom Prüfstandskonzept erfüllt, kann auf Rollenprüfständen ein straßennahes Antriebsstrangverhalten für dynamische Fahrmanöver gewährleistet werden. Eine im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte messtechnische Validierung eines real existierenden Rollenprüfstands durch Tip-In-Fahrmanöver zeigte jedoch kein dem Straßenversuch entsprechendes Antriebsstrangverhalten (vgl. Abbildung 4.11). Grund hierfür ist das Fesselungssystem des verwendeten Prüfstands, das eine zu niedrige Steifigkeit aufweist. Das Übertragungsverhalten der Fesselung wirkt sich so auf das Antriebsstrangverhalten aus.

Vorteilhaft bei Verwendung von Rollenprüfständen, gegenüber den im folgenden Kapitel untersuchten Antriebsstrangprüfständen, sind kurze Rüstzeiten. Demgegenüber stehen für die Optimierung dynamischer Fahrmanöver einige Nachteile. Der reibkraftschlüssige Kontakt zwischen Reifen und Rolle kann den fahrbaren Betriebsbereich bei dynamischen Fahrmanövern, insbesondere bei leistungsstarken Fahrzeugen, stark einschränken. Darüber hinaus können sich die Reifen bei automatisierter Durchführung von dynamischen Versuchsabläufen stark erhitzen. Dies muss in der Prüflaufüberwachung berücksichtigt werden.

## 4.5 Untersuchung von Antriebsstrangprüfständen

Im Gegensatz zu Rollenprüfständen ist der Prüfling auf einem Antriebsstrangprüfstand form-schlüssig mit den elektrischen Belastungsmaschinen verbunden. Die gängigsten Konfigurationen für Aufbauten inklusive Verbrennungsmotor zeigt Abbildung 4.18. Sämtliche leistungsübertragenden Komponenten des Antriebsstrangs, bis hin zur Radnabe<sup>11</sup>, werden real aufgebaut. Um Reaktionskräfte abzustützen, muss eine Motorlagerung aufgebaut werden; für Antriebsstränge heckgetriebener Fahrzeuge zusätzlich der Hinterachsschemel.

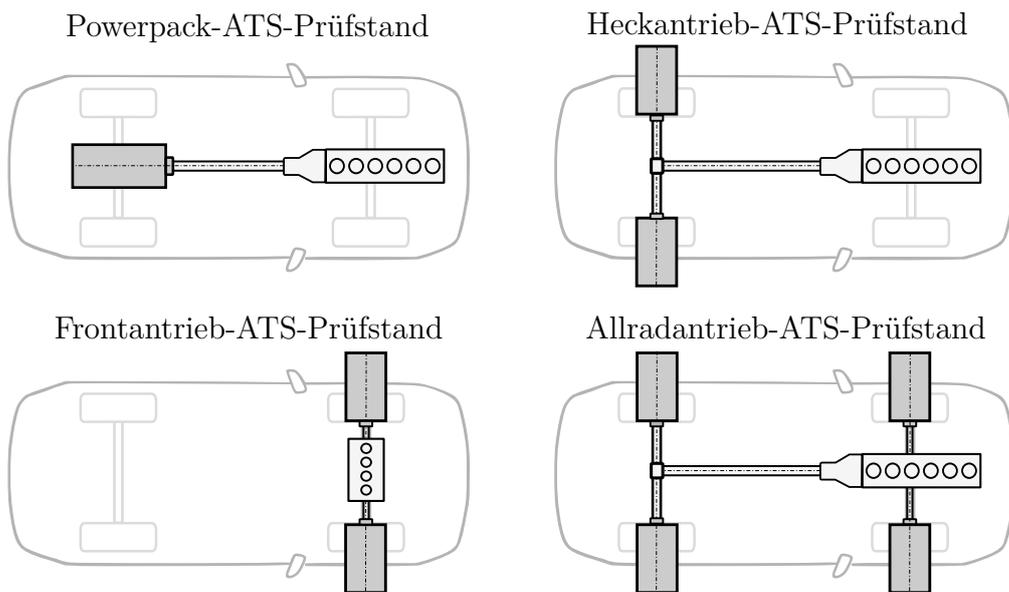


Abbildung 4.18: Unterschiedliche ATS-Prüfstandskonfigurationen in Anlehnung an [DPS09].

Die mechanische Eigenfrequenz des auf einem ATS-Prüfstand<sup>12</sup> aufgebauten Antriebsstrangs ist, bedingt durch die im Vergleich zur Fahrzeugträgheit niedrige wirksame rotatorische Massenträgheit am Abtrieb, deutlich höher als im Straßenversuch (vgl. Abschnitt 4.4, Abbildung 4.17). Um dennoch eine dem Straßenversuch entsprechende Eigenfrequenz zu gewährleisten, ist daher eine modellbasierte Regelung der Belastungsmaschinen notwendig.

Die Prüfung der Eignung zweier existierender Antriebsstrangprüfstände zur Fahrbarkeitsoptimierung wird im Rahmen dieser Arbeit anhand von Straßen- und Prüfstandsversuchen durchgeführt und im weiteren Verlauf dieses Abschnitts erläutert. Die verwendeten Prüfstände unterscheiden sich hinsichtlich der verbauten Belastungseinheiten, der Abtastfrequenz der digitalen Regelung und der verwendeten Simulationsmodelle zur Sollwertberechnung. Wie in Abschnitt 4.2 erläutert, eignet sich das Tip-In-Fahrmanöver zur messtechnischen Untersuchung einer straßennahen Abbildung der für die Fahrbarkeit relevanten ersten Eigenfrequenz des Antriebsstrangs. Als Be-

<sup>11</sup>Beim „Powerpack-ATS-Prüfstand“ bis zum Hinterachsgetriebe

<sup>12</sup>Abkürzung ATS-Prüfstand entspricht Antriebsstrangprüfstand

wertungsgrundlage für straßennahes Antriebsstrangverhalten werden die in Abschnitt 4.3 vorgestellten Kennwerte verwendet. Diese werden maßgeblich von der modellbasierten Regelung der Belastungsmaschinen und dem zur Straßenlastsimulation verwendeten Regelungsverfahren beeinflusst. Basierend auf [Bau11a] und [Bau11b] werden in den beiden folgenden Unterabschnitten zunächst die Regelungskonzepte der Straßenlastsimulation mit und ohne Radschlupf vorgestellt und durch Messungen von Tip-In-Fahrmanövern hinsichtlich der straßennahen Abbildung von Lastwechseln validiert<sup>13</sup>.

### Straßenlastsimulation ohne Radschlupf

Das nach [Bau11a] als *klassische Straßenlastsimulation* bezeichnete Regelungsverfahren für einen Antriebsstrangprüfstand basiert auf der Bewegungsgleichung des Fahrzeugschwerpunktes in Längsrichtung:

$$m_{\text{Fzg}} a_{\text{Fzg}} = \underbrace{F_{\text{A}}}_{\text{Antriebskraft}} - \underbrace{F_{\text{R}}}_{\text{Rollwiderstand}} - \underbrace{F_{\text{L}}}_{\text{Luftwiderstand}} - \underbrace{F_{\text{St}}}_{\text{Steigungswiderstand}} \quad (4.38)$$

Zur Berechnung von Luft- und Rollwiderstandskräften wird ein Polynomansatz in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit verwendet.

$$F_{\text{Wid}} = F_{\text{R}} + F_{\text{L}} = R_0 + R_1 v_{\text{Fzg}} + R_2 v_{\text{Fzg}}^2 \quad (4.39)$$

Die Koeffizienten dieser Gleichung werden durch Regression auf das Ergebnis von Ausrollversuchen, durchgeführt auf einer Versuchsstrecke bestimmt. Der Steigungswiderstand berechnet sich aus der Fahrzeugmasse  $m_{\text{Fzg}}$ , der Erdbeschleunigung  $\gamma$  und dem Steigungswinkel  $\zeta$ , welcher in der Prüflaufsteuerung vorgegeben werden kann, zu

$$F_{\text{St}} = m_{\text{Fzg}} \gamma \sin(\zeta). \quad (4.40)$$

Um die Antriebskraft  $F_{\text{A}}$  zu bestimmen, werden die Momente in den Kopplungen der Seitenwellen an die Belastungsmaschinen gemessen. Aus der Summe der Antriebsmomente  $M_{\text{SW}}$  wird die Antriebskraft durch

$$F_{\text{A}} = \frac{M_{\text{SW}}}{r_{\text{dyn}}} \quad (4.41)$$

berechnet. Während des Prüflaufs wird in einem echtzeitfähigen Rechensystem<sup>14</sup> die Fahrzeugbeschleunigung  $\hat{a}_{\text{Fzg}}$  durch Gleichung (4.38) berechnet. Die Fahrzeuggeschwindigkeit  $\hat{v}_{\text{Fzg}}$  wird durch numerische Integration der Längsbeschleunigung  $\hat{a}_{\text{Fzg}}$  bestimmt.

---

<sup>13</sup>Prüfstandsautomatisierung und -regelung sind entwickelt und aufgebaut von der Firma Kristl, Seibt & Co.

<sup>14</sup>Die Anforderung an das Rechensystem besteht darin, die notwendige Berechnung des Simulationsmodells innerhalb der definierten Zeitschrittweite durchzuführen.

Mittels des dynamischen Rollradius  $r_{\text{dyn}}$  wird durch

$$n_{\text{Soll}} = \frac{\hat{v}_{\text{Fzg}}}{2\pi r_{\text{dyn}}} \quad (4.42)$$

die Solldrehzahl der Belastungsmaschinen berechnet. Durch die Berücksichtigung der abtriebsseitig wirkenden Massenträgheit ermöglicht die beschriebene Straßenlastsimulation, dass die erste Eigenfrequenz des Antriebsstrangs im Prüfstandsversuch dem Straßenversuch entspricht. Radschlupf hingegen, welcher für das Dämpfungsverhalten von Schwingungen des Antriebsstrangs eine Haupteinflussgröße darstellt, wird in der beschriebenen Simulation nicht berücksichtigt. Die einzige Möglichkeit einer Einflussnahme auf das Dämpfungsverhalten des Antriebsstrangs liegt daher in der Parametrierung der Drehzahlregelung der Belastungsmaschinen.

Zur Untersuchung des Einflusses der Drehzahlregelung auf das Dämpfungsverhalten wird im Rahmen dieser Arbeit ein Simulationsmodell in MATLAB-Simulink verwendet. Die wesentlichen Komponenten des Simulationsmodells zeigt das Signalflussbild in Abbildung 4.19. Das Modell ist untergliedert in die Umsetzung der beschriebenen Straßenlastsimulation, eine Nachbildung des Verhaltens der Belastungsmaschinen inklusive ihrer Drehzahlregelung und ein Modell des Antriebsstrangs. Der Übersichtlichkeit halber ist nur eine der beiden Belastungsmaschinen im Signalflussbild dargestellt. Zur Abbildung des Antriebsstrangverhaltens wird ein hybrides Zustandsraummodell mit Spieloperator verwendet. Grundlage des Modells ist ein Zwei-Massen-Schwingermodell gemäß Abbildung 4.16. Die Gleichungen des Modells werden in [Pil11, PK12] näher beschrieben.

Der Drehzahlregler der Belastungsmaschine ist als PID-Regler mit Störgrößenaufschaltung ausgeführt. Die Reglerparameter der Drehzahlregelung des verwendeten Prüfstands sind nicht bekannt. Daher werden diese durch einen numerischen Optimierungsalgorithmus bestimmt. Eingangsgrößen des Modells zur Parameterschätzung sind Messungen des durch die Seitenwellen übertragenen Moments  $M_{\text{SW}}$  und der Solldrehzahl der Belastungsmaschinen  $n_{\text{Soll}}$  während Tip-In-Fahrmanövern. Als Gütemaß dient die quadratische Abweichung zwischen der gemessenen Regelabweichung  $e$  und der durch die Simulation errechneten Regelabweichung  $e_{\text{sim}}$ . Die Parametergrenzen, die Initialwerte sowie das Ergebnis der Parameteroptimierung zeigt Tabelle 4.2. Als Übertragungsfunktion der Belastungsmaschine wird ein PT1-Übertragungsglied angenommen. Die Signale Regelabweichung  $e$  und der Ausgang des Differenzierers innerhalb des PID-Reglers werden durch ein PT1-Übertragungsglied gefiltert. Für die numerische Optimierung wird der in [SBK10] beschriebene Partikelschwarmalgorithmus verwendet. Aus der Tabelle ist ersichtlich, dass der Wert des I-Anteils des Reglers  $k_{\text{I}}$  als sehr gering optimiert wird. Dies ist bedingt durch das integrierende Streckenverhalten.

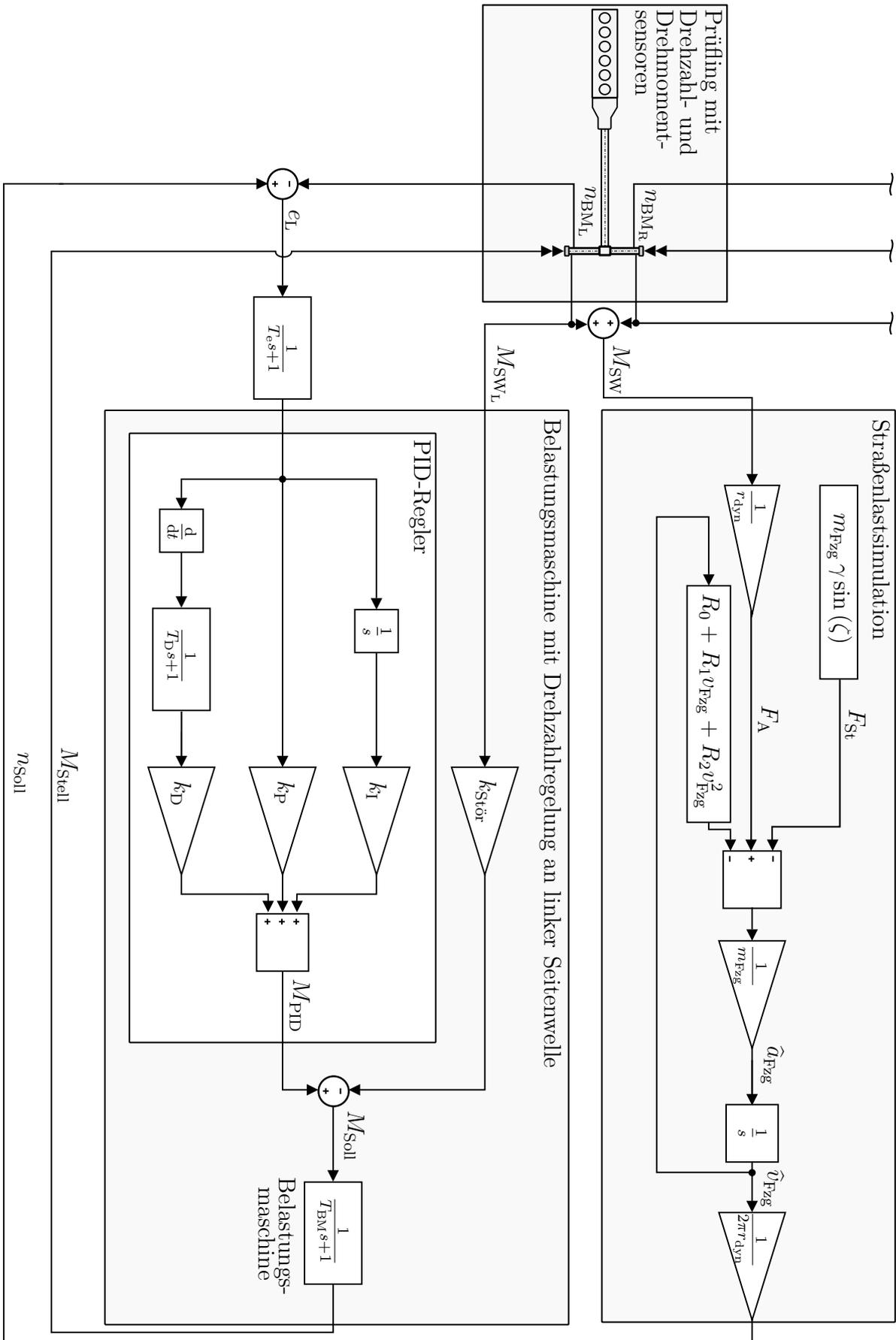


Abbildung 4.19: Signalflussbild eines Antriebsstrangsprüfstands mit klassischer Straßenlastsimulation. In dem erstellten Simulationsmodell des Prüfstands wird der Prüfling durch einen Zwei-Massen-Schwinger abgebildet.

Tabelle 4.2: Ergebnisse der Partikelschwarmoptimierung (Abkürzung PSO) zur Parameteridentifikation des Belastungsmaschinen- und Regelungsmodells.

Parameter	Bezeichnung	Initialwert	Parametergrenzen	PSO-Ergebnis
$k_P$	proportionale Verstärkung	20	$0 < k_P < 200$	14,4255
$k_I$	integrale Verstärkung	0	$0 < k_I < 15$	0,0365
$k_D$	differenzierende Verstärkung	5	$0 < k_D < 20$	0,6335
$k_{\text{Stör}}$	Störgrößenmultiplikator	1	$0,4 < k_{\text{Stör}} < 2,1$	1,0005
$1/T_{\text{BM}}$	Filterparameter BM	230	$0 < 1/T_{\text{BM}} < 350$	244,8231
$1/T_{e \text{ Filter}}$	Filterparameter für $e_{L,R}$	30	$0 < 1/T_{e \text{ Filter}} < 250$	16,0608
$1/T_{D \text{ Filter}}$	Filterparameter D-Anteil	10	$0 < 1/T_{D \text{ Filter}} < 45$	17,3323

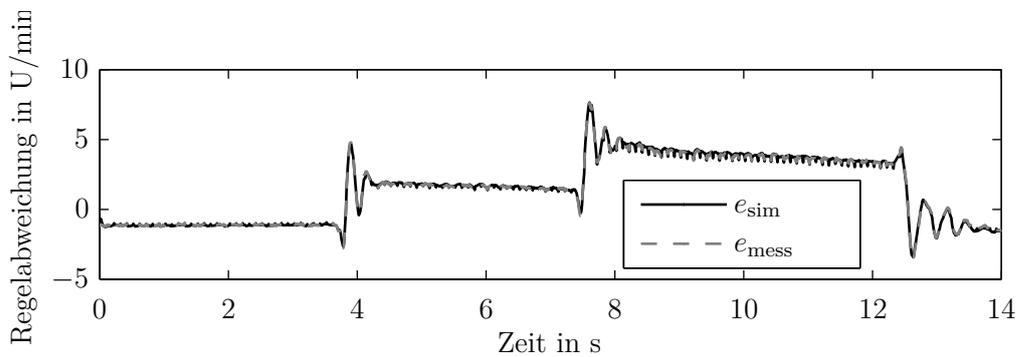


Abbildung 4.20: Validierung des Modells der Belastungsmaschinen inklusive Regelung und Straßenlastsimulation, anhand der Regelabweichung infolge von Tip-In-Fahrmanövern. Versuchsträger: Antriebsstrang aus einer heckgetriebenen Reiselimousine mit Achtzylinder-Benzinmotor und 9-Gang Stufenautomatgetriebe. Die Fahrmanöver wurden durch Fahrpedalwertsprünge von 0 % auf 25 % gefolgt von einem Fahrpedalwertsprung auf 40 % und einem Back-Out auf 0 % Fahrpedalwert gefahren.

Einen Vergleich zwischen gemessener Regelabweichung  $e_{\text{mess}}$  und der Simulation mit den eingeführten Komponenten des Prüfstands und den geschätzten Parametern zeigt Abbildung 4.20. Die Übereinstimmung mit der Messung ist insbesondere im für die angestrebten Untersuchungen relevanten Bereich der Antriebsstrangschwingungen sehr gut.

Eine Validierung des Gesamtmodells zeigt Abbildung 4.21. Eingang des Gesamtmodells ist das Motormoment  $M_{\text{Mot}}$ . Für das dargestellte Tip-In-Fahrmanöver ist die Modellgenauigkeit für den Fahrpedalwertsprung in positiver Richtung hinreichend. Die Abbildung des Back-Outs durch das Modell ist unzureichend. Dies ist maßgeblich auf das Verhalten der Wandlerüberbrückungskupplung zurückzuführen, die im Modell des Antriebsstrangs nicht berücksichtigt wird. Der Vergleich von Abbildungen 4.20 und 4.21 zeigt, dass Abweichungen zwischen Modell und Messung hauptsächlich durch die Vereinfachungen bei der Modellierung des Antriebsstrangs verursacht sind. Das Prüfstandsverhalten selbst ist hinreichend gut abgebildet. Zur Untersuchung des Einflusses der

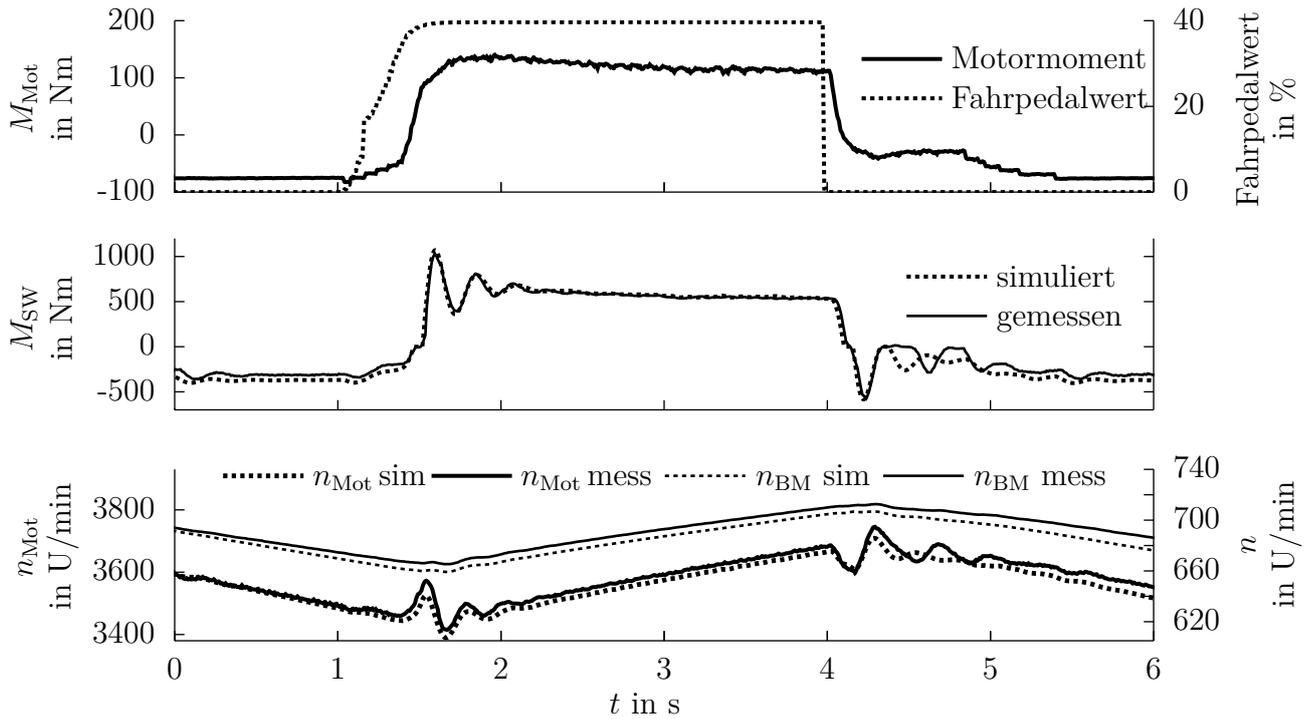


Abbildung 4.21: Validierung des Prüfstandsmodells inklusive Versuchsträger. Tip-In-Fahrmanöver mit nachfolgendem Back-Out, Fahrpedalwertsprung von 0% auf 40%. Versuchsträger: Antriebsstrang aus einer heckgetriebenen Reiselimousine, mit Achtzylinder-Benzinmotor.

Reglerparameter auf die Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen bei Tip-In-Fahrmanövern genügt das erstellte Modell.

Zur Analyse des Einflusses der Reglerparameter wird ein Lastwechselmanöver, ausgelöst durch einen Pedalwertsprung von 0% auf 40% Pedalwert, bei einer Motordrehzahl von 3500 U/min im dritten Gang, betrachtet. Die Stellmomente des P-, I- und D-Anteils während eines Lastwechsels mit der in Tabelle 4.2 gezeigten Parametrierung des Drehzahlreglers zeigt Abbildung 4.22. Bedingt durch die Wirkung der Störgrößenaufschaltung ist gegenüber dem gesamten von der Belastungsmaschine gestellten Moment der durch die Regleranteile verursachte Teil des Sollmoments gering. Der größte Anteil am Stellmoment resultiert aus dem P-Anteil. Während des Ausschwingvorgangs des Antriebsstrangs wird das Stellmoment darüber hinaus signifikant durch den D-Anteil beeinflusst. Erwartungsgemäß hat der I-Anteil für die betrachteten Zeiträume keinen nennenswerten Einfluss auf das Stellmoment. Es wird daher im weiteren Verlauf nur der Einfluss von P-, und D-Anteil auf das Antriebsstrangverhalten untersucht.

Mittels des Prüfstands- und Antriebsstrangmodells wird nun die Sensitivität der Reglerparameter der Prüfstands-drehzahlregelung untersucht. Die Auswirkung einer prozentualen Variation des P-Anteils der Prüfstands-drehzahlregelung auf das Lastwechselverhalten zeigt Abbildung 4.23. Anhand der Verläufe wird der große Einfluss des Proportionalitätsfaktors der Drehzahlregelung auf

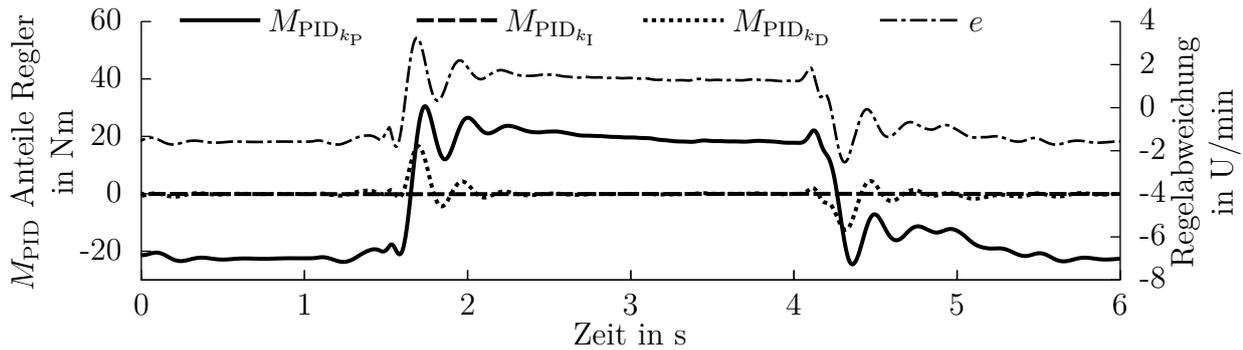


Abbildung 4.22: Sollmoment aus P-, I- und D-Anteil der Drehzahlregelung von Belastungsmaschinen während eines Tip-In-Fahrmanövers mit Fahrpedalzustellung 0% auf 40%, bei einer Motordrehzahl von 3500 U/min. Versuchssträger: Antriebsstrang aus einer heckgetriebenen Reiselimousine, mit Achtzylinder-Benzinmotor und 9-Gang Stufenautomatgetriebe.

Tabelle 4.3: Lastwechselkennwerte bei Veränderung des Proportionalitätsfaktors der Prüfstands-Drehzahlregelung.

Parameter	$0,5 \cdot k_P$	$1 \cdot k_P$	$1,5 \cdot k_P$	$2 \cdot k_P$	$2,5 \cdot k_P$	$3 \cdot k_P$
$f_0$ in Hz	3,99	3,92	3,86	3,83	3,86	3,93
$D$	0,2405	0,2236	0,189	0,1454	0,1069	0,0816
$G_{\text{fit}}$ in %	91,41	96,12	94,19	90,98	89,63	89,64

das Dämpfungsverhalten von Antriebsstrangschwingungen deutlich. Während sich die Frequenz der Schwingung kaum ändert, verringert sich die Dämpfung der Schwingung mit steigendem Proportionalitätsfaktor. Die Kennwerte Frequenz und Dämpfungsgrad der dargestellten Messgrößenverläufe (vgl. Abschnitt 4.3) in Tabelle 4.3 bestätigen dies.

Eine Variation des D-Anteils bei einem P-Anteil auf Ursprungsniveau hat ebenfalls eine Auswirkung auf das Dämpfungsverhalten. Das Ergebnis einer solchen Variation zeigt Tabelle 4.4. Der Einfluss des D-Anteils auf die Dämpfung der Antriebsstrangschwingungen ist bei prozentual gleicher Verstellung jedoch geringer als der des P-Anteils.

Die Untersuchung zeigt, dass anhand der Parametrierung des P- und D-Anteils der Drehzahlregelung eines Antriebsstrangprüfstands die Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen beeinflusst wird. Mittels der Regleranteile kann so, auch ohne Verwendung eines Modells des Radschlupfes, eine straßennahe Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen für das betrachtete Fahrmanöver eingestellt werden. Für Seitenwellenmomente, die Radumfangskräfte verursachen, durch welche der Schlupf  $\lambda_S$  den kritischen Schlupf  $\lambda_{S_c}$  (vgl. Abbildung 4.13) eines Reifens übersteigt, kann durch dieses Konzept allerdings kein straßennahes Antriebsstrangverhalten gewährleistet werden. Zur messtechnischen Prüfung der Eignung des Prüfstandskonzepts werden Ergebnisse von Fahrzeugversuchen und Prüfstandsversuchen einander gegenübergestellt. Einen direkten Vergleich der

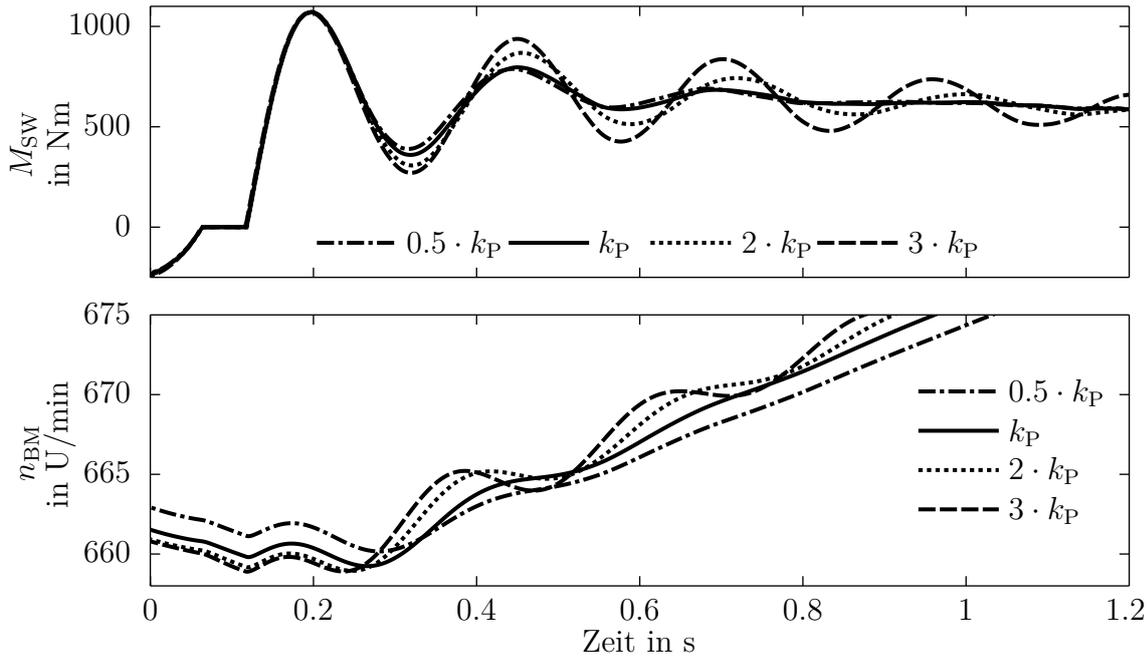


Abbildung 4.23: Einfluss des P-Anteils der Drehzahlregelung der Belastungsmaschinen während eines Lastwechsels, ausgelöst durch ein Tip-In-Fahrmanöver mit Fahrpedalzustellung von 0 % auf 40 %, bei einer Motordrehzahl von 3500 U/min. Antriebsstrang aus einer heckgetriebene Reiselimousine mit Achtzylinder-Benzinmotor und 9-Gang Stufenautomatgetriebe.

Tabelle 4.4: Lastwechselkennwerte bei Veränderung des D-Anteils der Prüfstands-Drehzahlregelung

Parameter	$0,5 \cdot k_D$	$1 \cdot k_D$	$1,5 \cdot k_D$	$2 \cdot k_D$	$2,5 \cdot k_D$	$3 \cdot k_D$
$f_0$ in Hz	3,93	3,92	3,92	3,93	3,94	3,96
$D$	0,2457	0,2236	0,2013	0,1819	0,1653	0,1516
Fit in %	95,34	96,12	95,44	94,69	94,08	93,69

Tip-In-Fahrmanöver zeigt Abbildung 4.24. Um möglichst hohe Antriebsstrangschwingungen zu provozieren, sind die Komfortfunktionen, welche Lastwechselphänomene vermeiden, deaktiviert. Auf dem Prüfstand kann keine dem Fahrversuch entsprechende Längsbeschleunigung erfasst werden. Diese wird daher aus den Messungen der Seitenwellenmomente und der aus der Drehzahl der Belastungsmaschinen berechneten Fahrzeuggeschwindigkeit  $\hat{v}_{Fzg}$  durch

$$\hat{a}_{Fzg} = \frac{1}{m_{Fzg}} \left( \frac{M_{SW}}{r_{dyn}} - R_0 - \hat{v}_{Fzg} R_1 - \hat{v}_{Fzg}^2 R_2 \right) \quad (4.43)$$

berechnet<sup>15</sup>. Der dargestellte Verlauf des Motormoments, mit dem das jeweilige System beim Tip-In-Fahrmanöver angeregt wurde, stimmt sehr gut überein, was die Eignung der aufgenom-

<sup>15</sup>Der Algorithmus ist Anhang A.1 zu entnehmen.

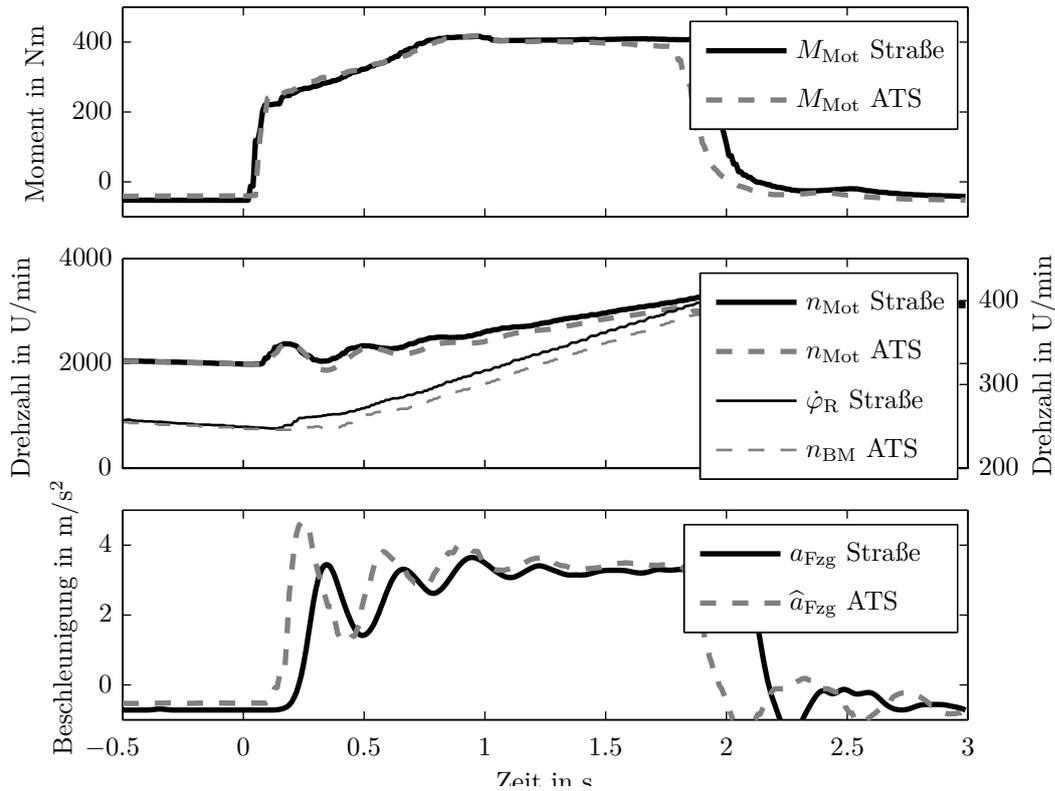


Abbildung 4.24: Vergleich des Lastwechselverhaltens bei deaktivierten Komfortfunktionen im Straßenversuch und auf einem Antriebsstrangprüfstand mit konventioneller Straßenlastsimulation. Pedalwertsprung von 0% auf 60% bei 2000 U/min Motordrehzahl im zweiten Gang. Kennwerte Straßenversuch:  $f_0 = 3,21$  Hz,  $D = 0,13$ . Kennwerte ATS-Prüfstand:  $f_0 = 3$  Hz,  $D = 0,152$ . Versuchsträger: heckgetriebene Reislimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor und 7-Gang Stufenautomatgetriebe.

menen Messungen für einen direkten Vergleich belegt. Die auf Basis der Fahrzeugbeschleunigung ermittelten Schwingungskennwerte für Frequenz  $f_0$  und Dämpfungsgrad  $D$  sind für die beiden dargestellten Verläufe nahezu identisch. Hinsichtlich der Simulation der Massenträgheit am Abtrieb des Prüfstands bestätigt dies, anhand der Frequenz der Antriebsstrangschwingungen, die Abbildung des straßennahen dynamischen Antriebsstrangverhaltens am Prüfstand. Hinsichtlich der Schwingungsdämpfung ist die Parametrierung der Reglerparameter am real aufgebauten Antriebsstrangprüfstand insofern korrekt, als der Dämpfungsgrad dem Straßenversuch entspricht. Bedingt durch den Radschlupf, der am Prüfstand nicht berücksichtigt wird, unterscheiden sich die Verläufe der Messgrößen der Fahrzeugbeschleunigung und der Raddrehzahl dennoch: Die Raddrehzahlen der angetriebenen Räder zeigen während des Beschleunigungsvorgangs eine durch den Schlupf bedingte Erhöhung im Straßenversuch. Des Weiteren fällt bei Betrachtung der Beschleunigungsverläufe die Phasenverschiebung zwischen den Messwertverläufen auf. Ursache hierfür ist, dass das Beschleunigungssignal im Straßenversuch durch das ESP-Steuergerät ermittelt wird, aber

in der Messung vom Motorsteuergerät aufgezeichnet wurde. Der Rohwert des Längsbeschleunigungssignals wird im ESP-Steuergerät zunächst durch einen Tiefpass gefiltert und anschließend über einen CAN-Bus an das Motorsteuergerät gesendet. Demgegenüber unterliegt das Längsbeschleunigungssignal welches am Prüfstand aus dem Seitenwellenmoment durch Gleichung (4.43) berechnet wird nicht dieser Phasenverschiebung. Frequenz und Dämpfung der Messwertverläufe stimmen überein, dennoch zeigt der aus den Seitenwellenmomenten berechnete Beschleunigungsverlauf des Prüfstandsversuchs eine höhere erste Amplitude. Eine mögliche Erklärung dafür ist ein kurzzeitiges Überschreiten des maximal möglichen Kraftschlusses  $F_{xH, \max}$  im Fahrversuch (vgl. Gleichung (4.27)).

Anhand der Gegenüberstellung der transienten Verläufe der Messgrößen kann nur ein kleiner Teil des gesamten, fahrbaren Betriebsbereichs des Fahrmanövers analysiert werden. Um den Einfluss von Drehzahl und Sprunghöhe des Pedalwertes beurteilen zu können, werden Tip-In-Fahrmanöver ausgelöst bei unterschiedlichen Motordrehzahlen durch unterschiedliche Fahrpedalwertzustellung, in unterschiedlichen Gängen gefahren. Eine Sichtung sämtlicher Lastwechsellmessungen durch einen Vergleich der transienten Messgrößenverläufe ist sehr langwierig und kaum systematisch durchführbar. Für alle gefahrenen Manöver werden daher in Abschnitt 4.3 eingeführte Kennwerte ermittelt. Abbildung 4.25 zeigt den Vergleich der Ergebnisse von Versuchen auf dem Antriebsstrangprüfstand mit konventioneller Straßenlastsimulation und dem Straßenversuch. Über den gesamten Bereich stimmt die Frequenz der Antriebsstrangschwingungen sehr gut überein. Dies gilt ebenso für den Dämpfungsgrad. Lediglich der Schwingungskennwert  $\text{RMS}_{\text{nMot}}$  nimmt für die auf dem Antriebsstrangprüfstand gefahrenen Tip-In-Fahrmanöver aufgrund der höheren Amplitude der ersten Halbwelle der Antriebsstrangschwingung über den gesamten Bereich größere Werte an.

Insgesamt bestätigen die durchgeführten Versuche die Erkenntnisse, die bereits aus den Simulationsergebnissen ermittelt wurden. Eine weitere Verbesserung der Übereinstimmung des dynamischen Antriebsstrangverhaltens zwischen Prüfstands- und Fahrversuch kann durch die Erweiterung der Prüfstandsregelung um ein Radmodell zur Abbildung des Schlupfs erzielt werden. Ein Antriebsstrangprüfstandskonzept, welches diese Erweiterung beinhaltet, wird im folgendem Abschnitt dargestellt und auf Eignung zur straßennahen Abbildung des Antriebsstrangschwingungsverhalten analysiert.

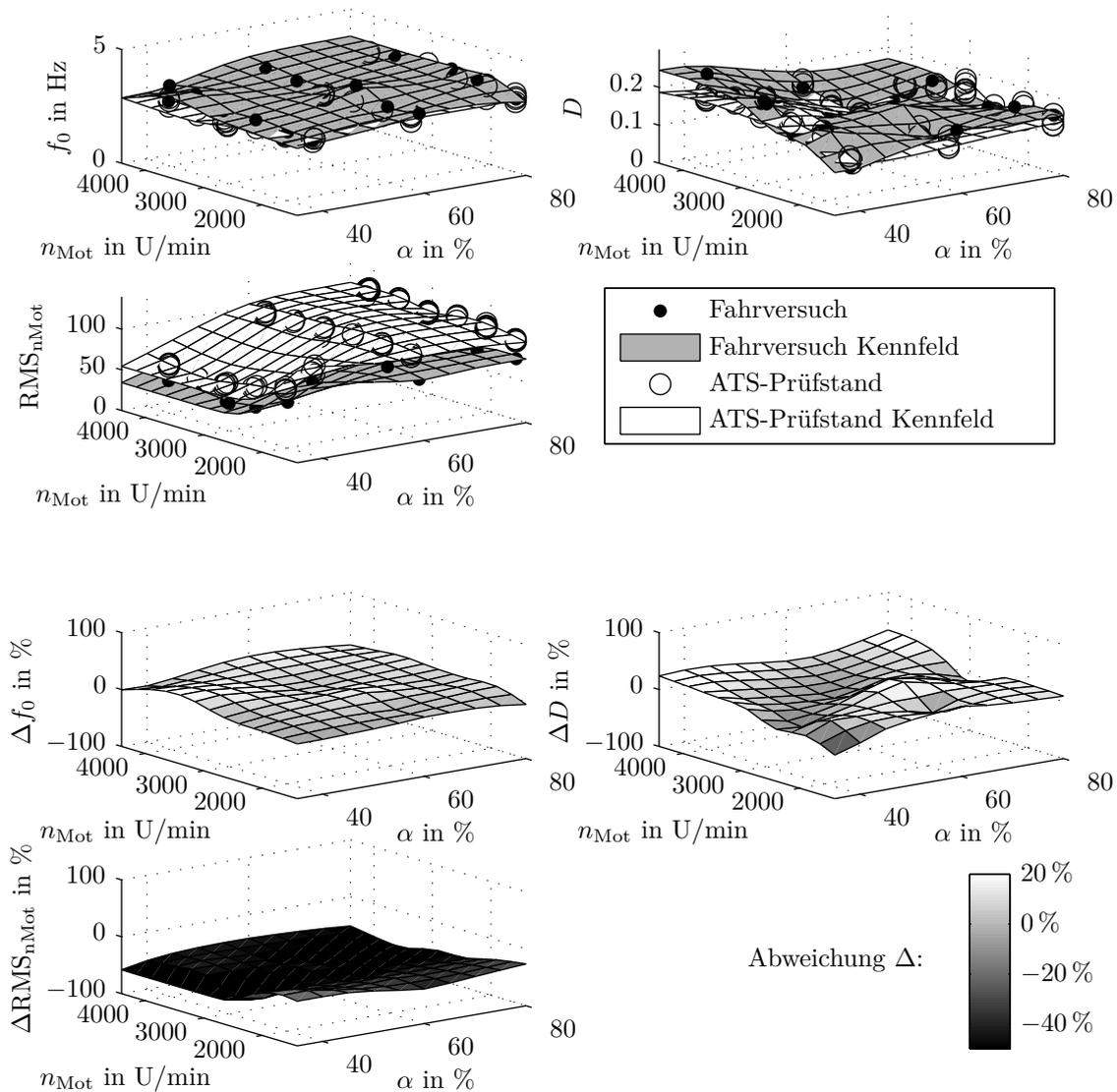


Abbildung 4.25: Vergleich des Lastwechselverhaltens bei deaktivierten Komfortfunktionen im Straßenversuch und auf einem Antriebsstrangprüfstand mit Straßenlastsimulation ohne Radschlupf anhand von Kennwerten. Mittlere Abweichung:  $\overline{\Delta f_0} = 9,24\%$ ,  $\overline{\Delta D} = 9,70\%$ ,  $\overline{\Delta RMS_{nMot}} = -45,07\%$ . Mittlere Abweichung des Betrags:  $|\overline{\Delta f_0}| = 9,53\%$ ,  $|\overline{\Delta D}| = 12,45\%$ ,  $|\overline{\Delta RMS_{nMot}}| = 45,07\%$  Versuchsträger: heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor und 7-Gang Stufenautomatgetriebe.

## Straßenlastsimulation mit Radschlupf

Während die Straßenlastsimulation ohne Radschlupf sämtliche von der Umwelt auf den Antriebsstrang wirkenden Momente auf einen Freiheitsgrad zurückführt, handelt es sich bei der um Radschlupf erweiterten Simulation um eine Mehrkörpersimulation. Den Aufbau des Simulationsmodells inklusive der Belastungsmaschinen zeigt Abbildung 4.28. Als Modelleingänge dienen, ebenso wie bei der konventionellen Straßenlastsimulation aus dem vorherigen Abschnitt, Messungen der Momente in den Kopplungen der Seitenwellen an die Belastungsmaschinen. Für jedes Rad wird in einem separaten Radmodell eine Solldrehzahl berechnet, die durch die Drehzahlregelung der jeweiligen Belastungsmaschine umgesetzt wird. Das für diese Arbeit verwendete Verfahren zur Simulation des Radeinflusses auf die Längsdynamik nach [Bau11a, Bau11b] beinhaltet neben der Simulation des Rad- und Reifenverhaltens eine sogenannte Trägheitskompensation. Diese ermöglicht die Simulation des Verhaltens eines Rades mit definiertem Massenträgheitsmoment, unabhängig von der tatsächlichen, mechanischen Massenträgheit der Belastungsmaschine, wie dies in anderen, neuartigen Regelungskonzepten mit Reifenschlupfsimulation erforderlich ist [Bau11a, Bau11b]. Dazu wird bereits innerhalb des Radmodells das Übertragungsverhalten des Drehzahlreglers sowie der Belastungsmaschine inklusive Frequenzumrichter berücksichtigt. Das Radmodell ist hergeleitet von der Bewegungsdifferentialgleichung eines Rades im Fahrzeugbetrieb.

$$\Theta_{R_i} \ddot{\varphi}_{R_i} = M_{SW_i} - F_{x_i} r_{\text{dyn}} - F_{R_i} r_{\text{dyn}} \quad (4.44)$$

$$\ddot{\varphi}_{R_i} = \frac{1}{\Theta_{R_i}} (M_{SW_i} - F_{x_i} r_{\text{dyn}} - F_{R_i} r_{\text{dyn}}) \quad (4.45)$$

$$\dot{\varphi}_{R_i} = \int \frac{1}{\Theta_{R_i}} (M_{SW_i} - F_{x_i} r_{\text{dyn}} - F_{R_i} r_{\text{dyn}}) dt \quad (4.46)$$

Für die Erläuterung des Prinzips der Trägheitskompensation wird zunächst die effektiv im Straßenversuch zwischen Fahrbahn und Rad wirkende Kraft  $F_x$  und der Einfluss der durch Reibung und Walkarbeit verursachten Kraft  $F_R$  vernachlässigt. Ziel des Vorgehens ist es, das Übertragungsverhalten von Seitenwellenmoment  $M_{SW_i}$  zur Drehzahl eines frei drehenden Rades  $\dot{\varphi}_{R_i}$  mit der Massenträgheit  $\Theta_R$  zu realisieren. Aus Gleichung (4.46) ergibt sich das zu erreichende Übertragungsfunktion im Laplace-Bereich zu

$$\frac{\dot{\varphi}_{R_i}(s)}{M_{SW_i}(s)} = \frac{1}{\Theta_{R_i} s}. \quad (4.47)$$

Am Prüfstand befindet sich eine Belastungsmaschine mit einem vom Fahrzeug-Rad abweichenden Trägheitsmoment  $\Theta_{BM}$ . Diese Belastungsmaschine kann ein Luftspaltpmoment  $M_{LS}$  einstellen (vgl. Abbildung 4.26). Der Drallsatz aus Gleichung (4.47) wird am Prüfstand als Modell zur Berechnung der Solldrehzahl der Drehzahlregelung der Belastungsmaschine genutzt. Die sich ergebende Übertragungsfunktion (4.48) unterscheidet sich jedoch um die Dynamik des Regelkreises  $G_{DR}$  von

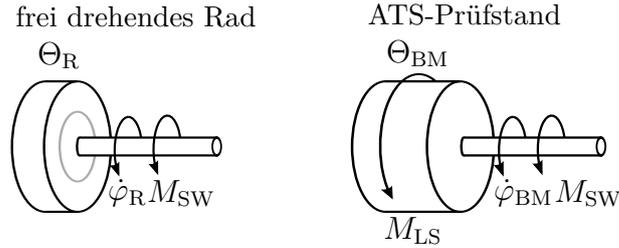


Abbildung 4.26: Wunschkonfiguration gegenüber dem Verhältnis am Prüfstand (mit geringfügigen Änderungen entnommen aus [Bau11a])

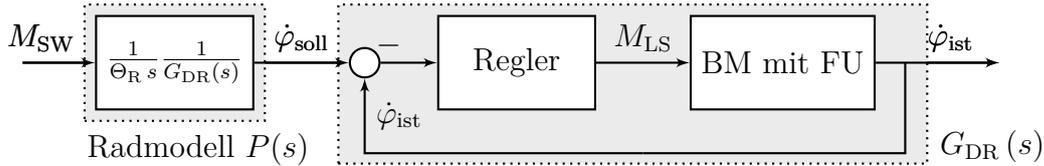


Abbildung 4.27: Methode zur Trägheitskompensation durch Berücksichtigung der Dynamik der Drehzahlregelung im Radmodell (mit geringfügigen Änderungen entnommen aus [Bau11a])

der Übertragungsfunktion des frei drehenden Rades.

$$\frac{\dot{\varphi}_{\text{BM}_i}(s)}{M_{\text{SW}_i}(s)} = \frac{1}{\Theta_{\text{R}_i} s} G_{\text{DR}}(s) \quad (4.48)$$

Die Istzahl kann der Sollzahl am Prüfstand nur mit der durch den Regelkreis  $G_{\text{DR}}(s)$  bestimmten Dynamik nachgeführt werden. Durch Erweiterung des Drallsatzes des frei drehenden Rades (Gleichung (4.47)) um den Kehrwert der Übertragungsfunktion des Drehzahlregelkreises wird dies kompensiert.

$$P(s) = \frac{\dot{\varphi}_{\text{BM}_i}(s)}{M_{\text{SW}_i}(s)} = \frac{1}{\Theta_{\text{R}_i} s} \frac{1}{G_{\text{DR}}(s)} \quad (4.49)$$

Wird der Drehzahlregelkreis so ausgeführt, dass das Übertragungsverhalten näherungsweise einem Verzögerungsglied erster Ordnung entspricht:

$$G_{\text{DR}}(s) = \frac{b_0}{s + a_0} \quad (4.50)$$

So ergibt sich die Übertragungsfunktion des Radmodells  $P(s)$  zu

$$P(s) = \frac{1}{\Theta_{\text{R}_i} s} \frac{1}{G_{\text{DR}}(s)} = \frac{1}{\Theta_{\text{R}_i} s} \frac{s + a_0}{b_0} = \frac{1}{\Theta_{\text{R}_i} b_0} + \frac{a_0}{\Theta_{\text{R}_i} b_0} \frac{1}{s} \quad (4.51)$$

Die Struktur dieser Übertragungsfunktion  $P(s)$  entspricht einem PI-Regler [Bau11a]. Eine Invertierung von  $G_{\text{DR}}(s)$  ohne die beschriebene Berücksichtigung des Drallsatzes wäre nicht realisierbar [Bau11a]. Die Bildung der Inverse von  $G_{\text{DR}}(s)$  wird erst durch den Polüberschuss des Drallsatzes

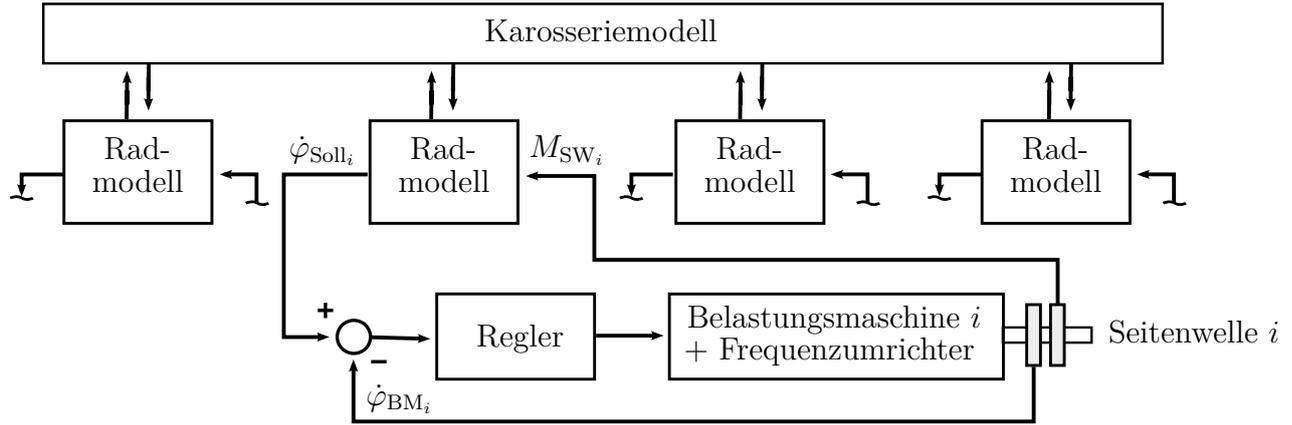


Abbildung 4.28: Regelungskonzept eines Antriebsstrangprüfstands mit um Radschlupf erweiterter Straßenlastsimulation nach [Bau11a, Bau11b].

möglich [Bau11a]. Grundlegend muss zur Realisierbarkeit dieses Kompensationsreglers der Drehzahlregelkreis  $G_{DR}(s)$  und seine Inverse  $\frac{1}{G_{DR}(s)}$  stabil sein und darf maximal einen Polüberschuss von 1 haben [Lun10].

Mittels der Trägheitskompensation wird ermöglicht Belastungsmaschinen einzusetzen, die ein deutlich höheres Massenträgheitsmoment als die simulierten Räder haben [Bau11b]. Das erlaubt unter anderem die Verwendung von Asynchronmaschinen, die preiswerter sind und günstigere Eigenschaften im Fehlerfall aufweisen als beispielsweise Synchronmaschinen [Bau11b]. Zur Berechnung der zwischen Reifen und Fahrbahn wirkenden Kraft  $F_x$ , wird eine vereinfachte Form des mathematischen Reifenmodells zur Berechnung der Längskraft nach Pacejka verwendet [Pac06]. Abhängig von der Radaufstandskraft  $F_z$  und dem Schlupf eines Rades

$$\lambda_S = \frac{\dot{\varphi}_R r_{\text{dyn}} - v_{Fz_g}}{\max(v_{Fz_g}, v_{\text{low}})} \quad (4.52)$$

berechnet sich die Kraft zu

$$F_x = F_z \cdot D_p \cdot \sin(C_p \cdot \arctan(B_p \cdot \lambda_S)). \quad (4.53)$$

Durch die Parameter  $B_p$ ,  $C_p$  und  $D_p$  wird die Kraftschluss-Schlupf-Kurve eines Reifens abgebildet (vgl. Abbildung 4.13). In der Definition des Schlupfs in Gleichung (4.52) wird, entgegen der gebräuchlichen Definition (vgl. Gleichung (4.20)), nicht explizit zwischen Brems- und Antriebschlupf unterschieden. Für die Simulation ist dies vorteilhaft, da der Schlupf nach dieser Definition im Antriebsfall positive Werte annimmt und beim Bremsen negative. Um eine Division durch Null beim Anfahren zu vermeiden, wird der Parameter  $v_{\text{low}}$  eingeführt. Die Wahl des Parameters hat allerdings lediglich bei Versuchsabläufen Relevanz die den Stillstand des Fahrzeugs beinhalten.

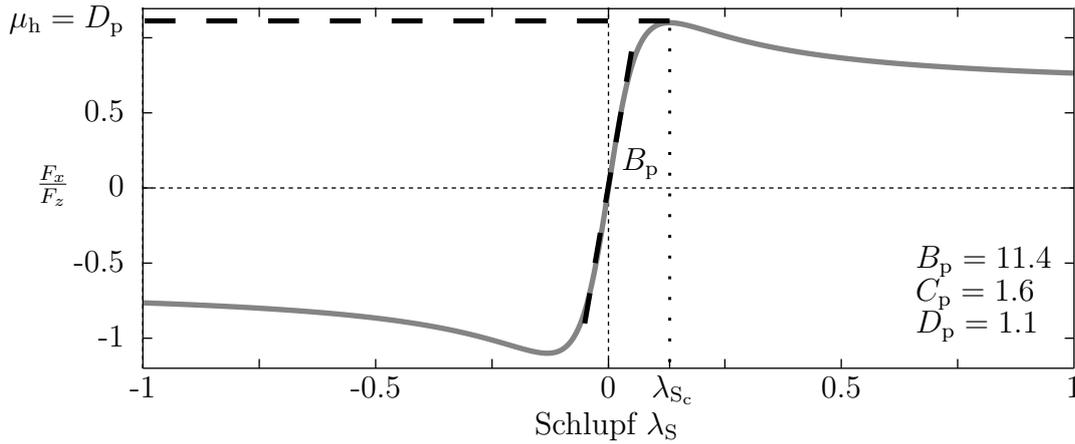


Abbildung 4.29: Kraftschluss-Schlupf-Kurve nach der einfachsten Form der „Pacejka Magic Formula“ (Gleichung (4.53)) [Goo13].

Für jede Fahrbahn-Reifenkombination müssen die Parameter aus Gleichung (4.53) empirisch durch Versuche bestimmt werden. Gegenüber physikalischen Modellen mit vielen Freiheitsgraden ist das gewählte empirische Modell bei häufig wechselnden Versuchsträgern vorteilhaft, denn die niedrige Parameteranzahl senkt den Aufwand der Parametrierung. Das verwendete empirische Modell hat lediglich drei freie Parameter  $B_p$ ,  $C_p$  und  $D_p$ , deren Einfluss in Abbildung 4.29 dargestellt wird. Durch den Parameter  $D_p$  wird der maximale Kraftschlussbeiwert  $\mu_h$  definiert. Der zugehörige Schlupf  $\lambda_{Sc}$  wird auch als kritischer Schlupf bezeichnet, da der Kraftschlussbeiwert ab Erreichen dieses Schlupfwertes sinkt<sup>16</sup>. Die Form der Kurve ist definiert durch den Parameter  $C_p$ . Er variiert bei Verwendung des empirischen Modells für die Übertragung von Seiten- und Umfangskräften im Reifen-Fahrbahnkontakt. Für die hier notwendige Berechnung der Umfangskraft bei Geradeausfahrt liegt dieser nach [BNP87] bei ca. 1,65. Mittels des Koeffizienten  $B_p$  wird die Steigung der Kurve im unterkritischen Schlupfbereich  $|\lambda_S| < \pm\lambda_{Sc}$  definiert, die großen Einfluss auf die Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen hat. Grundvoraussetzung für die Verwendung eines Reifenmodells in einer Echtzeitsimulation am Prüfstand ist eine hohe Frequenz in der Berechnung der Reifensimulation und eine hohe Abtastfrequenz der Prüfstandsregelung [Bau11b]. Der Prüfstand zur Durchführung der Versuche im Rahmen dieser Arbeit arbeitet mit einer Abtastfrequenz von 10 kHz. Den Einfluss der einzelnen Parameter auf das Lastwechselverhalten gibt Anhang B wieder.

Neben der zwischen Reifen und Fahrbahn wirkenden Kraft werden im Radmodell der Rollwiderstand und optional ein Bremsmoment berücksichtigt. Für die Abbildung des Rollwiderstandes wird ein Polynom verwendet.

$$F_R = c_0 + c_1 |\hat{v}_{Fzg}| + c_2 \hat{v}_{Fzg}^2 \quad (4.54)$$

<sup>16</sup>Der kritische Schlupf kann durch Bestimmung des Maximums der Pacejka Magic Formula ermittelt werden:

$$\frac{dF_x}{d\lambda_S} = F_z D_p \cos(C_p \arctan(B_p \lambda_S)) C_p \frac{1}{1+(B_p \lambda_S)^2} \stackrel{!}{=} 0 \quad \rightarrow \quad \lambda_{Sc} = \frac{1}{B_p} \tan \frac{\pi}{2C} = 0,131$$

Im Karosseriemodell werden die als Eingänge der Radmodelle notwendige Fahrzeuggeschwindigkeit  $\hat{v}_{\text{Fzg}}$  sowie die Radaufstandskräfte der vier Räder  $F_{z_i}$  berechnet. Zur Berechnung der Fahrzeuggeschwindigkeit wird das Integral der Bewegungsgleichung des Schwerpunktes eines Fahrzeugs in Längsrichtung

$$m_{\text{Fzg}} \dot{v}_{\text{Fzg}} = \sum_{i=1}^4 F_{x_i} - \frac{1}{2} c_w A \rho v_{\text{Fzg}}^2 \text{sgn}(v_{\text{Fzg}}) - F_{\text{R}} - m_{\text{Fzg}} \gamma \sin(\zeta) \quad (4.55)$$

gebildet.

$$\hat{v}_{\text{Fzg}} = \int \dot{v}_{\text{Fzg}} dt \quad (4.56)$$

Hierbei werden die aus den Radmodellen errechneten Antriebskräfte der Räder  $F_{x_i}$ , der Luftwiderstand und eine vorgegebene Steigung berücksichtigt. In einem weiteren Teilmodell zur Berechnung der Radaufstandskräfte  $F_{z_i}$  wird die Beschleunigung des Fahrzeugschwerpunktes als Eingang verwendet. Die Berechnung der Radlast eines jeden Hinterrades bei Geradeausfahrt erfolgt durch

$$F_{z\text{H}} = \frac{1}{2} \left( \underbrace{m_{\text{Fzg}} \gamma \left( \frac{l_{\text{V}}}{l_{\text{V}} + l_{\text{H}}} \cos(\zeta) + \frac{h_{\text{Sp}}}{l_{\text{V}} + l_{\text{H}}} \sin(\zeta) \right)}_{\text{stat. Achslast bei Steigung}} + \underbrace{m_{\text{Fzg}} a_{\text{Fzg}} \frac{h_{\text{Sp}}}{l_{\text{V}} + l_{\text{H}}}}_{\text{dyn. Achslast}} - \underbrace{\frac{1}{2} c_{\text{auf,H}} \rho A}_{\text{Auftrieb}} \right). \quad (4.57)$$

Für die Berechnung der Radlast der Vorderräder negiert sich der Anteil der dynamischen Achslast

$$F_{z\text{V}} = \frac{1}{2} \left( \underbrace{m_{\text{Fzg}} \gamma \left( \frac{l_{\text{V}}}{l_{\text{V}} + l_{\text{H}}} \cos(\zeta) + \frac{h_{\text{Sp}}}{l_{\text{V}} + l_{\text{H}}} \sin(\zeta) \right)}_{\text{stat. Achslast bei Steigung}} - \underbrace{m_{\text{Fzg}} a_{\text{Fzg}} \frac{h_{\text{Sp}}}{l_{\text{V}} + l_{\text{H}}}}_{\text{dyn. Achslast}} - \underbrace{\frac{1}{2} c_{\text{auf,V}} \rho A}_{\text{Auftrieb}} \right). \quad (4.58)$$

Die geometrischen Maße Abstand Schwerpunkt zu Vorderachse  $l_{\text{V}}$ , Abstand Schwerpunkt zu Hinterachse  $l_{\text{H}}$  und Höhe des Schwerpunkts  $h_{\text{Sp}}$  stellt Abbildung 4.12 dar. Der Einfluss der Trägheitsmomente der um die  $y$ -Achse beschleunigten Komponenten wird bei diesem Prüfstandskonzept, ebenso wie bei den Untersuchungen in Abschnitt 4.4, vernachlässigt. Für unterkritischen Schlupfbereich ist dies zulässig [Mit03, Hak11]. Die wesentlichen Komponenten inklusive der wichtigsten Signalflüsse für die Hinterräder eines Fahrzeuges an diesem Prüfstandskonzept stellt Abbildung 4.30 dar.

Zur Validierung von Prüfstands- und Regelungskonzept werden Messungen von Tip-In-Fahrmanövern im Fahrversuch auf der Straße und in Prüfstandsversuchen durchgeführt. Im Unterschied zu den vorherigen Versuchen kann auf dem verwendeten Prüfstand ein Gesamtfahrzeug inklusive Karosserie betrieben werden. Dies erhöht die Vergleichbarkeit der Versuche, da sowohl auf der Teststrecke als auch auf dem Prüfstand für die Versuche ohne Ausbau des Antriebsstrangs exakt

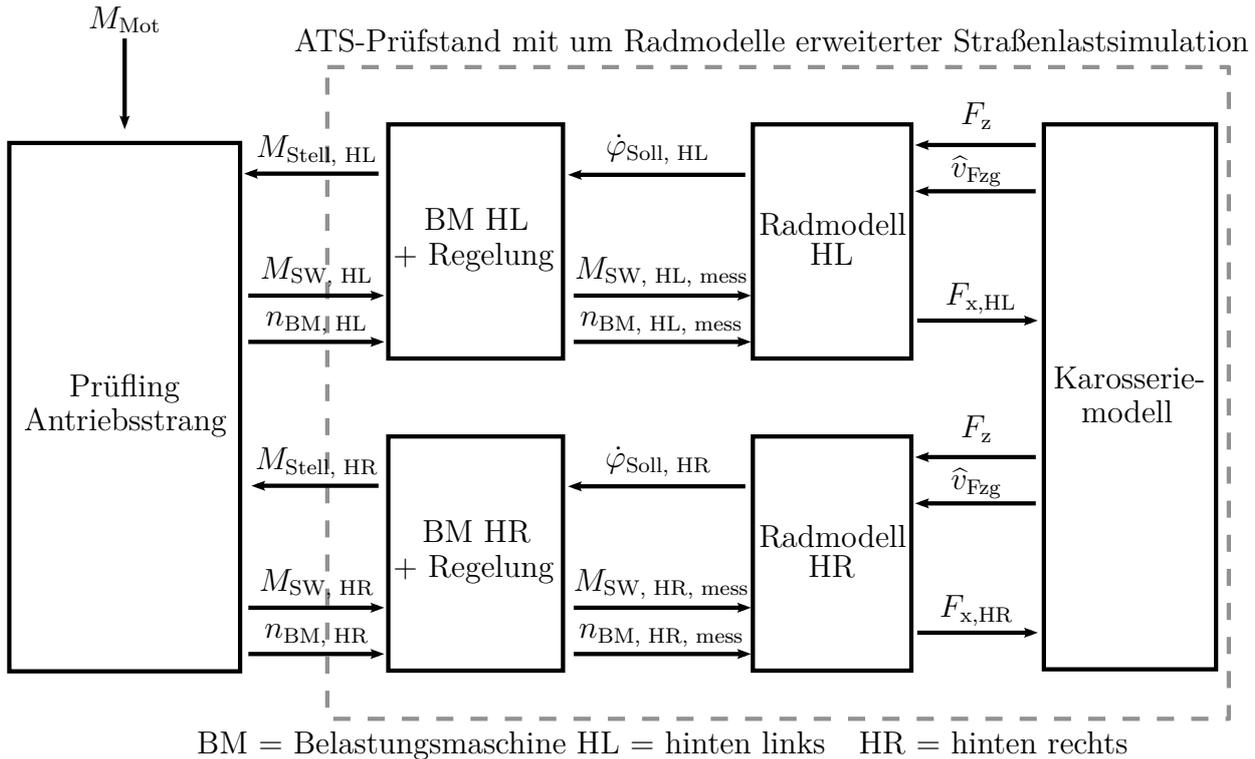


Abbildung 4.30: Schema der um Radmodelle und Radaufstandskräfte erweiterten Straßenlastsimulation für die Hinterräder eines Fahrzeugs [Goo13].

der selbe Versuchsträger verwendet werden kann. Um die Aussagekraft der Versuche weiter zu erhöhen, wird vor Durchführung der Versuche das Fahrzeug mit zusätzlicher Messtechnik ausgestattet. Diese ermöglicht die Messung des durch die Seitenwellen übertragenen Moments im Fahrversuch auf der Straße. Aus der Summe dieser Seitenwellenmomente wird mittels Gleichung (4.43) sowohl für die Fahrversuche als auch für die Prüfstandsversuche die Fahrzeuglängsbeschleunigung errechnet<sup>17</sup>.

Als Versuchsträger wird ein frontgetriebenes viertüriges Mittelklasse-Coupé mit Vierzylinder-Dieselmotor und Doppelkupplungsgetriebe verwendet. Die notwendigen Parameter des Karosseriemodells werden mit Hilfe bekannter Konstruktionsdaten des Fahrzeugs ermittelt. Die Bestimmung der Parameter der empirischen Radmodelle  $B_p$ ,  $C_p$  und  $D_p$  erfolgt iterativ anhand von Messdaten des Lastwechselerhaltens im Straßenversuch. Zur Erleichterung der Einstellung der Parameter am Prüfstand wird deren Sensitivität im Vorfeld auf Basis eines Simulationsmodells des Gesamtsystems Prüfstand und Antriebsstrang untersucht. Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse sind Anhang B zu entnehmen.

Einen Vergleich transienter Messgrößen eines Lastwechsels zwischen Straßen- und Prüfstandsversuch bei deaktivierten Komfortfunktionen zeigt Abbildung 4.31. Auf dem Prüfstand wird das

<sup>17</sup>Dies ist im Fahrversuch immer dann zulässig, wenn keine Bremse im Eingriff ist und die das Fahrzeug antreibende oder verzögernde Längskraft nur durch das Seitenwellenmoment abgestützt wird.

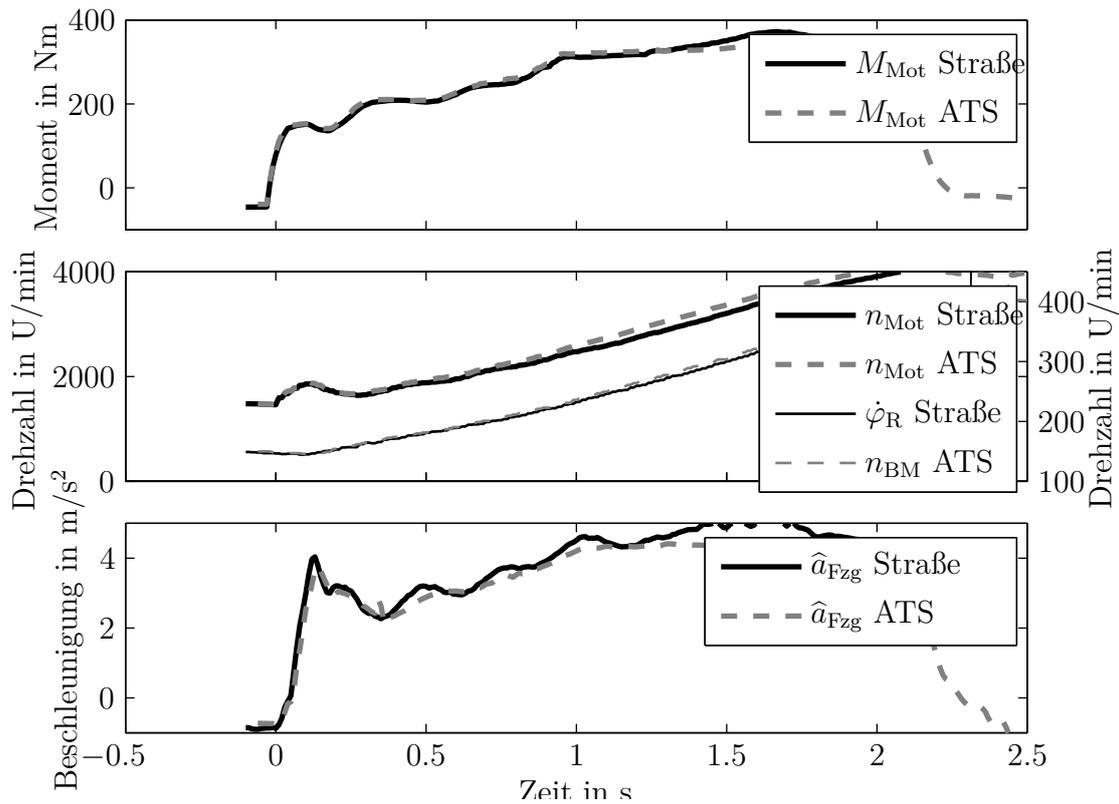


Abbildung 4.31: Vergleich des Lastwechselverhaltens bei deaktivierten Komfortfunktionen im Straßenversuch und auf einem Antriebsstrangprüfstand mit um Radmodelle erweiterter Straßenlastsimulation. Fahrpedalwertsprung von 0% auf 75% bei 1500 U/min Motordrehzahl im zweiten Gang. Versuchsträger ist ein frontgetriebenes viertüriges Mittelklasse-Coupé, mit Vierzylinder-Dieselmotor und Doppelkupplungsgetriebe.

Straßenverhalten des Antriebsstrangs nahezu exakt wiedergegeben. Im Vergleich zu den vorhergehenden Versuchen ohne Radschlupf (vgl. Abbildung 4.24) fällt auf, dass das Modell des Reifenschlupfs die gewünschte Auswirkung hat. Die Abweichung der Raddrehzahl zwischen Prüfstands- und Straßenversuch sowie eine Überhöhung der ersten Amplitude im Beschleunigungsverlauf ist nicht zu beobachten.

Das Übertragungsverhalten von Motormoment zu Längsbeschleunigung des Versuchsträgers ist nichtlinear. Dies ist sichtbar an dem Schwingungsverhalten der Längsbeschleunigungsmessung. Verursacht wird dieses Verhalten durch die Anfahrkupplung des verbauten Doppelkupplungsgetriebes. Deren Übertragungsverhalten entspricht nicht dem des in vorherigen Versuchen verbauten Trilok-Wandlers. Die Intensität der Antriebsstrangschwingungen ist so niedrig, dass durch eine Übertragungsfunktion mit Verzögerung zweiter Ordnung das Übertragungsverhalten des verbauten Antriebsstrangs nicht ermittelt werden kann. Daher können Algorithmen zur Bestimmung der Frequenz und des Dämpfungsgrades der Antriebsstrangschwingungen (vgl. Abschnitt 4.3), nicht

verwendet werden. Für einen objektiv messbaren Vergleich der zahlreichen gefahrenen Motor-drehzahl-Momentensprung-Kombinationen, werden die robusten Kennwerte  $\text{RMS}_{\text{nMot}}$  (Intensität der Antriebsstrangschwingungen),  $J_{\text{max}}$  (maximaler Ruck) und  $T_{\text{dyn}}$  (dynamischer Verlauf des Antriebsmomentenaufbau) verwendet (vgl. Abschnitt 4.3).

Das Ergebnis der Kennwertermittlung zeigt Abbildung 4.32 für sämtliche gefahrenen Tip-In-Fahrmanöver im zweiten Gang. Über den gesamten Bereich zeigen die Kennwerte, dass keine signifikante Abweichung zwischen dem Antriebsstrangverhalten auf der Straße und dem Prüfstand existiert. Insbesondere die in Versuchen ohne Modelle des Radschlupfs zu beobachtende Erhöhung des Schwingungskennwertes  $\text{RMS}_{\text{nMot}}$  ist nicht vorhanden. Die Möglichkeit einer exakten Abbildung des fahrbarkeitsrelevanten Antriebsstrangverhaltens auf dem Prüfstand ist für das untersuchte Konzept somit erwiesen.

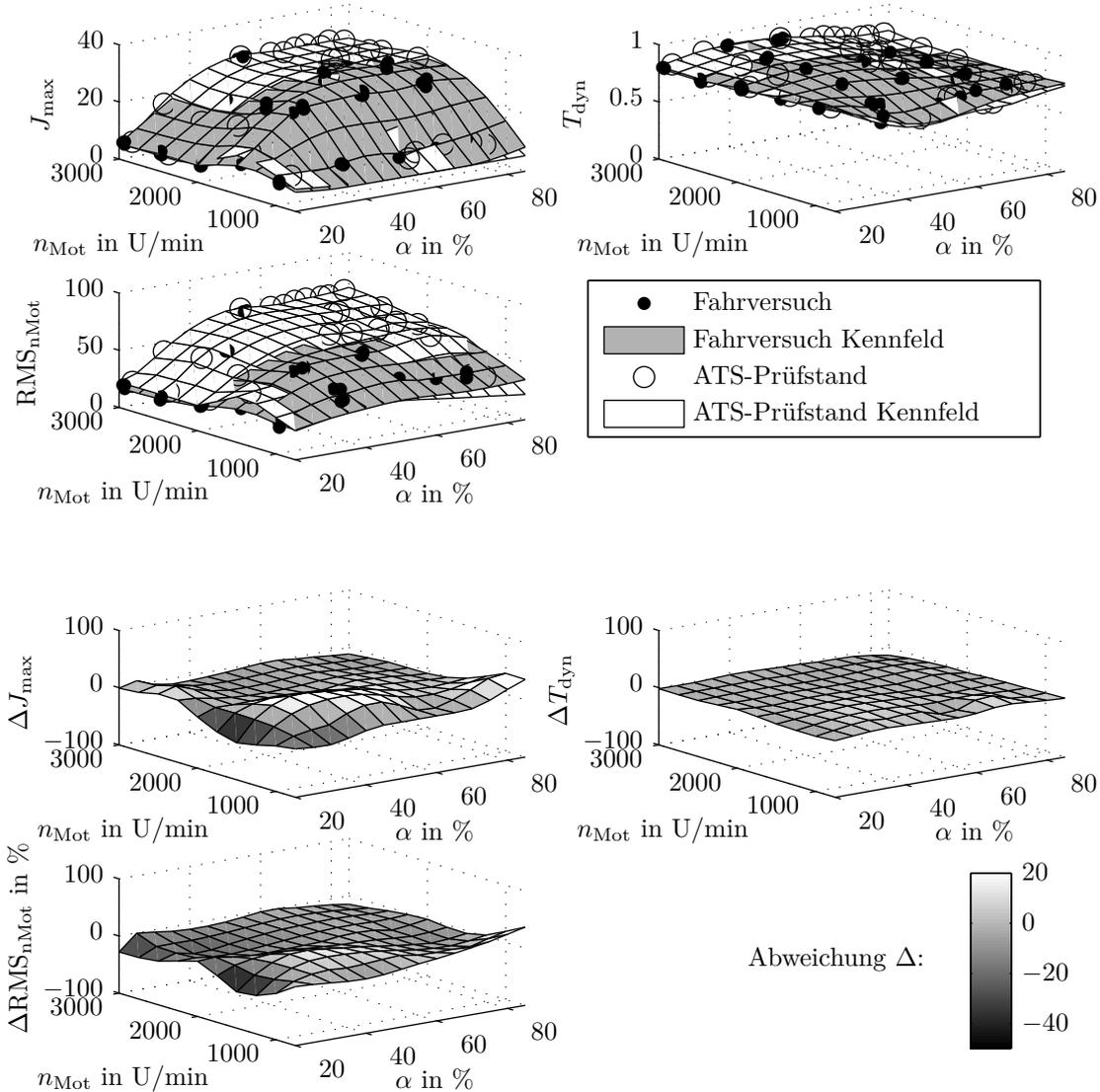


Abbildung 4.32: Vergleich der Kennwerte des Lastwechselverhaltens bei deaktivierten Komfortfunktionen im zweiten Gang bei Straßenversuchen gegenüber einem Antriebsstrangprüfstand Straßenlastsimulation mit Radschlupf. Mittlere Abweichung:  $\overline{\Delta J_{\max}} = 3,04\%$ ,  $\overline{\Delta T_{\text{dyn}}} = 0,79\%$ ,  $\overline{\Delta \text{RMS}_{n\text{Mot}}} = -3,43\%$ . Mittlere Abweichung des Betrags:  $|\overline{\Delta J_{\max}}| = 9,09\%$ ,  $|\overline{\Delta T_{\text{dyn}}}| = 2,76\%$ ,  $|\overline{\Delta \text{RMS}_{n\text{Mot}}}| = 8,50\%$ . Versuchsträger ist ein frontgetriebenes viertüriges Mittelklasse-Coupé, mit Vierzylinder-Dieselmotor und Doppelkupplungsgetriebe.

## 5 Optimierung von Zughochschaltungen mittels empirischer Modellansätze

Im Rahmen dieser Arbeit wurden zahlreiche Versuche zur modellbasierten Optimierung des Gangwechsels auf einem Antriebsstrangprüfstand durchgeführt<sup>1</sup>. Die Ergebnisse dieser Versuche werden in dem folgenden Abschnitt vorgestellt.

Der Gangwechsel eines Stufenautomatgetriebes wird durch hydraulischen Druck an Lamellenkupplungen und -bremsen aktuiert<sup>2</sup>. Aufgabe von Gangwechseln ist die Synchronisation der Getriebeeingangsdrehzahl mit dem Drehzahlniveau des Zielgangs. Der Vorgang wird auch als Kupplungswechsel bezeichnet. Die Parametrierung der Druckansteuerung der beteiligten Schaltelemente ist Aufgabe der Applikation des Kupplungswechsels. Zur Unterstützung der Drehzahl-synchronisierung kann während der Schaltung zusätzlich ein Antriebsmomenteneingriff erfolgen. Dabei wird das Antriebsmoment von Motor- und/oder elektrischer Antriebsmaschine während des Kupplungswechsels durch das Getriebe vorgegeben. Die Formung dieses Eingriffs ist ebenfalls Gegenstand der Applikation des Kupplungswechsels.

Abhängig vom Vorzeichen des Getriebeeingangsmoments  $M_{Ge}$  und der Änderung der Übersetzung vom ursprünglich eingelegten Gang  $i_{alt}$ , zur Übersetzung des Zielgangs  $i_{neu}$ , werden vier Schaltungsarten unterschieden. Diese sind in Abbildung 5.1 dargestellt. Gemäß der Ansteuerung der Schaltelemente lassen sie sich wiederum in zwei Kategorien unterteilen: Überhöhungsschaltungen und Freigabeschaltungen. Bei Überhöhungsschaltungen findet die Änderung der Drehzahl entgegen dem Antriebsmoment statt. Demgegenüber wird bei einer Freigabeschaltung die Änderung der Drehzahl durch das Getriebeeingangsmoment unterstützt. In diesem Abschnitt werden Anwendungsbeispiele der Applikation von Zughochschaltungen beschrieben. Die verwendete Getriebesteuerung stellt hierfür im Wesentlichen 18 Applikationsparameter zur Verfügung. Neben der großen Anzahl von Parametern erschweren Wechselwirkungen der Applikationsparameter untereinander die Applikationsaufgabe zusätzlich.

In diesem Kapitel wird die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Methode zur Optimierung dyna-

---

<sup>1</sup>Für die Versuche wurden Prototypen eines 9-Gang-Stufenautomatgetriebes, angetrieben durch einen V8 Ottomotor mit 4,6 Liter Hubraum, verwendet.

<sup>2</sup>Lamellenbremsen können Drehmoment am Getriebegehäuse abstützen. Lamellenkupplungen ermöglichen die Übertragung von Moment zwischen den Planetenradsätzen. Die Wirkprinzipien der beiden Schaltelemente sind gleich, daher wird im Folgenden auf eine Unterscheidung verzichtet und der Begriff Kupplung synonym verwendet.

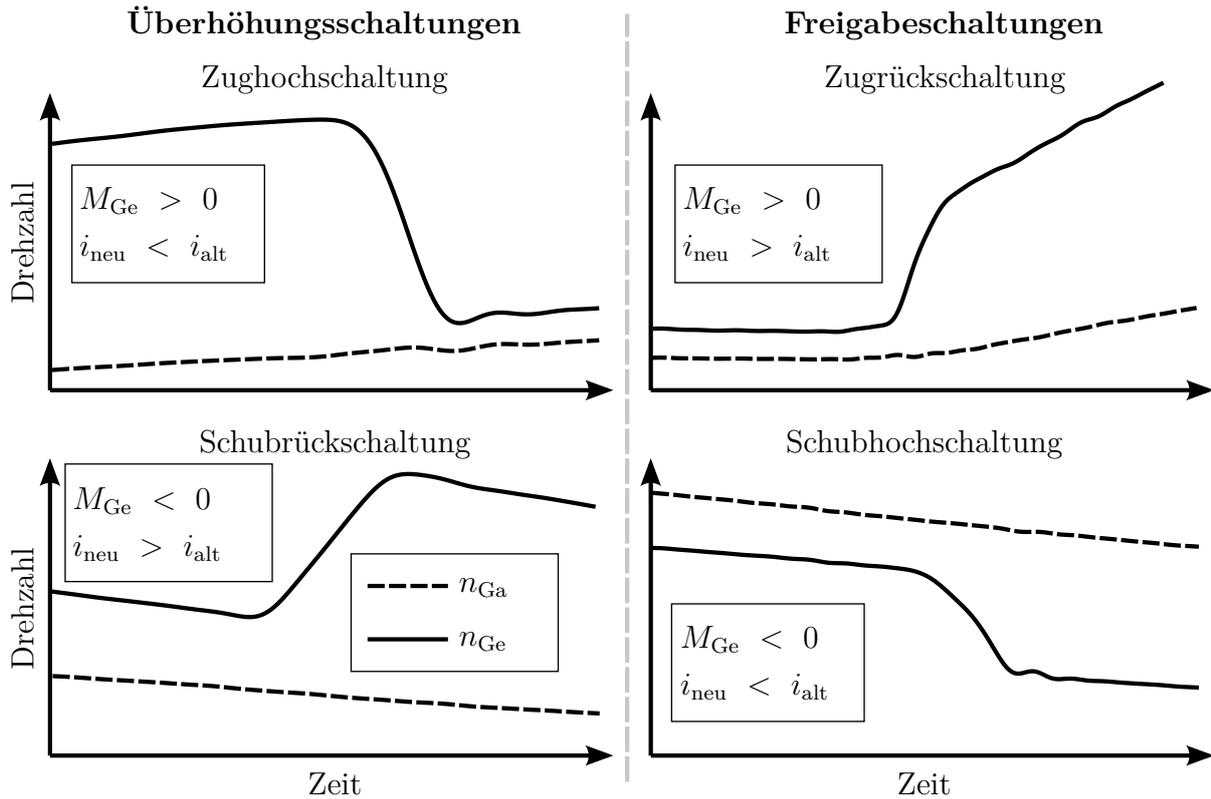


Abbildung 5.1: Signalverläufe von Getriebeingangsdrehzahl  $n_{Ge}$  und Getriebeausgangsdrehzahl  $n_{Ga}$  für die vier Schaltungsarten von Stufenautomatgetrieben

mischer Fahrmanöver auf die Applikation des Kupplungswechsels bei Zughochschaltungen angewendet. Zunächst erläutert Abschnitt 5.1 die zur Verfügung stehenden Applikationsparameter des Kupplungswechsels. Anschließend werden fahrmanöverspezifische Kennwerte für Zughochschaltungen in Abschnitt 5.2 beschrieben. Darauf aufbauend zeigt Abschnitt 5.3 die Modellbildung der Kennwerte in Abhängigkeit von 8 Applikationsparametern des Kupplungswechsels. Die Zughochschaltungen werden dabei immer bei gleichem Getriebeeingangsmoment und gleicher Getriebeeingangsdrehzahl ausgelöst. Basierend auf diesen Ergebnissen zeigt Abschnitt 5.4 die Identifikation eines Modells, welches den Einfluss von Getriebeeingangsmoment, Getriebeeingangsdrehzahl und 6 Applikationsparametern des Kupplungswechsels abbildet. Mit diesem Modell wird eine Optimierung der Applikationsparameter durchgeführt und das Ergebnis validiert.

## 5.1 Applikationsparameter für Zughochschaltungen

Für Zughochschaltungen stellen die Steuererätfunktionen des betrachteten Stufenautomatgetriebes im Wesentlichen die in Abbildung 5.2 dargestellten Applikationsparameter zur Verfügung. Diese sind teils als Skalare, teils als Kennlinien oder Kennfelder in Abhängigkeit von Getriebeeingangsmoment, Getriebeeingangsdrehzahl oder der Getriebeöltemperatur im Getriebesteuergerät

hinterlegt. Zusätzlich wird in der Applikation das gewählte Fahrprogramm berücksichtigt.

Der grundlegende Ablauf einer Zughochschaltung lässt sich in die Füllphase, die Lastübernahme, die Drehzahlangleichung und das volle Zuschalten unterteilen [Gru10]. Während der *Füllphase* wird die Leitung vom elektrisch gesteuerten Ventil bis zur zuschaltenden Kupplung mit Hydrauliköl gefüllt. Währenddessen wird der Druck am abschaltenden Schaltelement auf ein Niveau gesenkt, bei dem das anliegende Getriebeeingangsmoment gerade noch übertragen wird. In der darauffolgenden Phase der *Lastübernahme* (auch Überschneidungsphase) beginnt nach Überwinden der Kraft der Rückdrückfeder die zuschaltende Kupplung durch eine Druckerhöhung Moment zu übertragen, während gleichzeitig der Druck an der abschaltenden Kupplung weiter abgesenkt wird. Nach Abschluss der Lastübernahme überträgt die abschaltende Kupplung kein Moment mehr.

Während der darauffolgenden *Drehzahlangleichung* wird der Ansteuerdruck des zuschaltenden Schaltelements geregelt. Der in der Darstellung als  $P_9$  bezeichnete Ansteuerdruck lässt sich daher nur indirekt über die Führungsgröße des Reglers, dem Soll-Überhöhungsmoment, einstellen. Zur Drehzahlangleichung muss die zuschaltende Kupplung ein höheres Moment übertragen, als der Antrieb zur Verfügung stellt. Dieses *Überhöhungsmoment*  $M_{Ue}$ , welches die Drehzahlangleichung bewirkt, ist gleich der Differenz von Getriebeeingangsmoment  $M_{Ge}$  und dem durch die zuschaltende Kupplung  $M_{zK}$  übertragenen Moment.

$$M_{Ue} = M_{Ge} - M_{zK} \quad (5.1)$$

Das übertragene Moment der rutschenden, zuschaltenden Kupplung  $M_{zK}$  wird abhängig vom Druck  $P_9$ , der Lamellenzahl  $z_1$ , dem Reibwert  $\mu$ , dem mittleren Reibradius  $r_m$  und der Fläche der Kupplung  $A_k$  durch

$$M_{zK} = z_1 \cdot \mu \cdot r_m \cdot A_k \cdot P_9 \quad (5.2)$$

berechnet [Gru10]. Aus Gleichungen (5.1) und (5.2) wird während der Drehzahlangleichung das Überhöhungsmoment berechnet und auf das parametrierbare Soll-Überhöhungsmoment geregelt. Um den Leistungseintrag in die Reibelemente der zuschaltenden Kupplung zu verkleinern und eine gleichmäßige Beschleunigung des Fahrzeugs zu begünstigen, kann das Getriebeeingangsmoment  $M_{Ge}$  während des Drehzahlangleichs verringert werden. Das Getriebebesteuergerät fordert dies über eine CAN-Schnittstelle bei der Motorsteuerung an. Allgemein wird dieser Vorgang als *Motoreingriff* bezeichnet. Der für ein gleichbleibendes Überhöhungsmoment  $M_{Ue}$  notwendige Ansteuerdruck  $P_9$  wird durch den Motoreingriff herabgesetzt (vgl. Gleichungen (5.1) und (5.2)).

Über die Parameter  $P_{14}$  bis  $P_{18}$  wird der vom Getriebebesteuergerät angeforderte Motormomenteneingriff definiert. Das Folgeverhalten unterschiedlicher Verbrennungskraftmaschinen variiert in der Praxis. Haupteinflussfaktoren hierfür sind das Brennverfahren, die Zylinderanzahl, die Luftstrecke

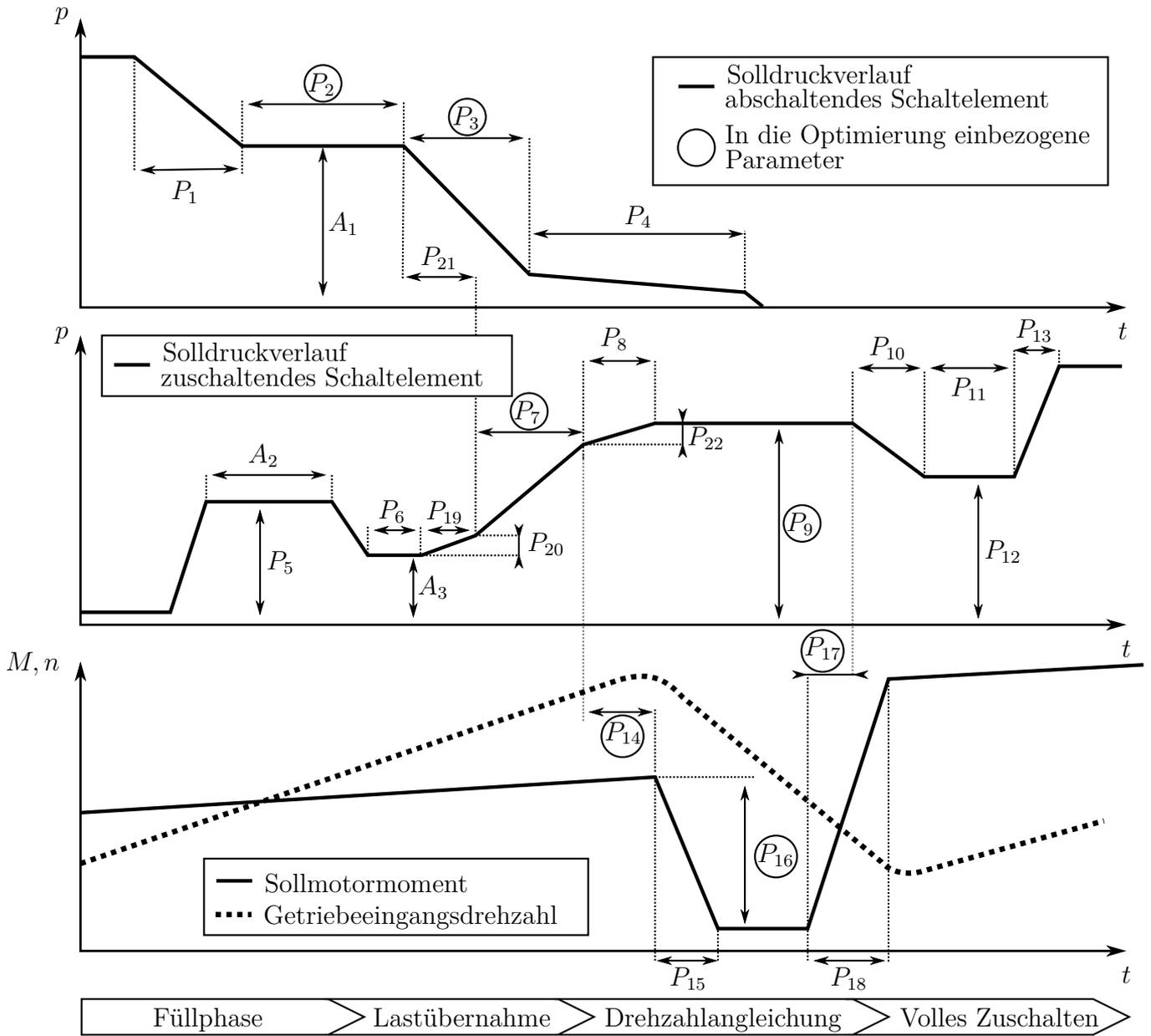


Abbildung 5.2: Schematische Darstellung der Applikationsparameter, der Ansteuerungsverläufe und der getriebeeingangsseitigen Drehzahl einer Zughochschaltung

und bei Ottomotoren die Grenzen des Zündwinkelverzugs<sup>3</sup>. Das Folgeverhalten während des Motormomenteneingriffs hat eine hohe Sensitivität bezüglich der Schaltqualität [FGK<sup>+</sup>12]. Zielführend ist daher eine Parametrierung des Motormomenteneingriffs für jede Motor-Getriebekombination. Dies führt zu einem hohen Aufwand in der Getriebeapplikation.

Am Ende der Drehzahlangleichung ist die Differenzdrehzahl der zuschaltenden Kupplung gleich Null. Dieser Zeitpunkt wird auch als Synchronpunkt bezeichnet. Durch eine Druckerhöhung am Schaltelement wird dann der Übergang von Gleitreibung zu Haftreibung bewirkt. Dieser Vorgang wird als *volles Zuschalten* bezeichnet. Damit dieser Übergang keine Schwingungen im Antriebsstrang anregt, wird die Druckansteuerung durch Applikationsparameter  $P_{10}$  bis  $P_{13}$  angepasst.

Zum Ausgleich von Fertigungstoleranzen und Alterung der Schaltelemente werden die Parameter  $A_1$ ,  $A_2$  und  $A_3$  während des Fahrbetriebs durch Adaptionalgorithmen optimiert. Um eine Verfälschung der Messergebnisse durch diese Parameteränderungen während der Laufzeit des Versuchs auszuschließen, sind während sämtlicher im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen die Adaptionalgorithmen deaktiviert. Zu Beginn jedes Versuchs werden die Lernwerte innerhalb des Getriebesteuergerätes auf die bereits vorher durch die Algorithmen bestimmten Festwerte eingestellt.

## 5.2 Auswahl und Definition von Kennwerten für Zughochschaltungen

In Abschnitt 3.3 werden allgemeine Kennwerte dynamischer Fahrmanöver eingeführt. Unterschiedliche dynamische Fahrmanöver erfordern darüber hinaus fahrmanöverspezifische Kennwerte, um eine Optimierungsaufgabe präzise zu formulieren und damit zu lösen.

Für Zughochschaltungen wird im Folgenden eine Kombination aus Kennwerten definiert. Sie beschreibt vollständig die für eine Optimierung wichtigsten Zielgrößen eines Kupplungswechsels. So kann die Agilität, der Komfort sowie die mechanische Beanspruchung des Getriebes für jeden Kupplungswechsel objektiv bewertet werden.

Neben den in Abschnitt 3.3.3 bereits vorgestellten allgemeinen Komfortkennwerten, werden in der Literatur für Zughochschaltungen fahrmanöverspezifische Komfortkennwerte auf Basis bestimmter Charakteristika im Signalverlauf der Längsbeschleunigung vorgeschlagen. Dies sind im einzelnen

---

<sup>3</sup>Das bestmögliche Folgeverhalten wird bei einem Ottomotor dadurch erreicht, dass bei gleichbleibender Luftfüllung der Zylinder das geforderte Moment ausschließlich durch Variation des Zündwinkels gestellt wird. Für den Momentenaufbau durch frühere Zündung ist der mögliche Verstellbereich durch die Klopfgrenze limitiert. Für den Momentenabbau durch spätere Zündung sind Maximaltemperaturen von Bauteilen, an welchen das Abgas vorbeiströmt, der begrenzende Faktor. Um ein Moment außerhalb dieser Grenzen darzustellen, muss die Luftfüllung der Zylinder über die Drosselklappe und/oder die Ladedruckregelung variiert werden.

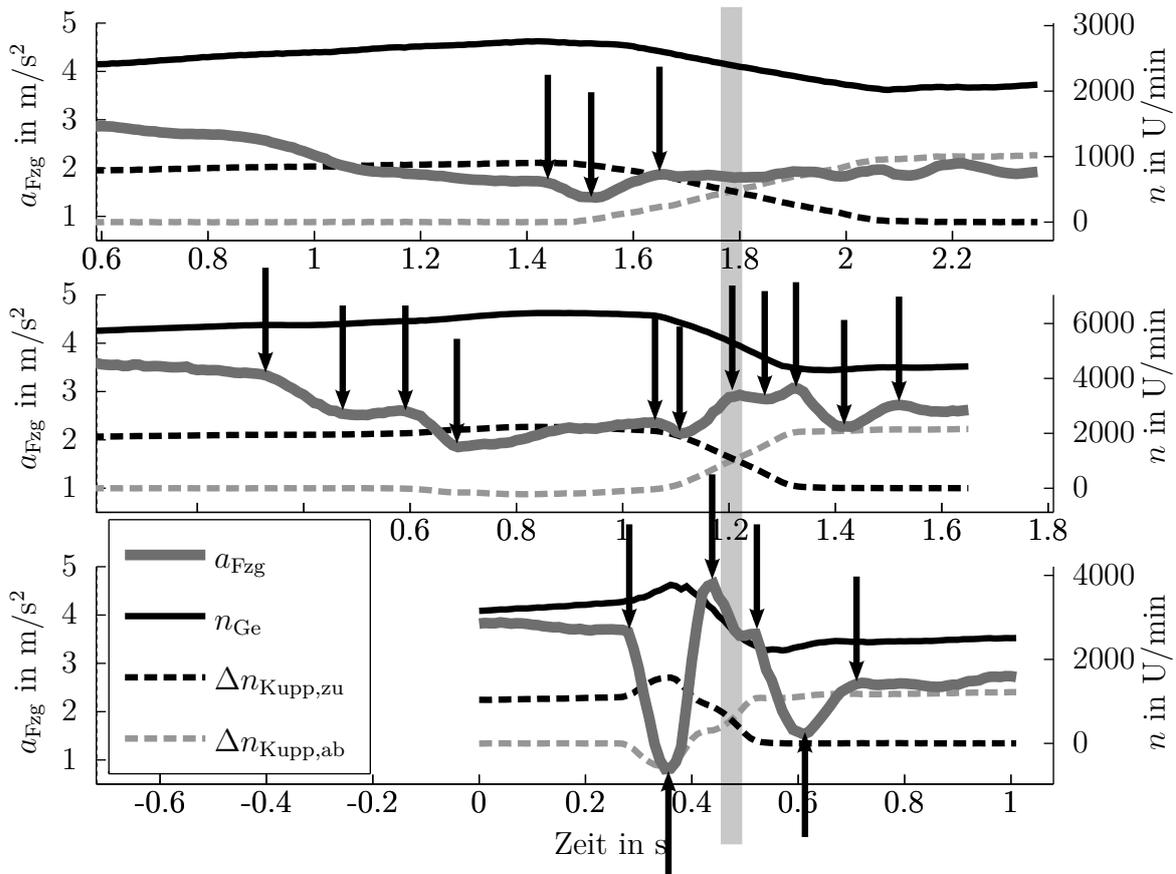


Abbildung 5.3: Extrema in der Längsbeschleunigung von drei Zughochschaltungen, mit jeweils unterschiedlicher Applikation der Druckansteuerung der Schaltelemente [Lüp14].

- die Berechnung der Differenz zwischen zwei markanten Signalwerten im Verlauf der Längsbeschleunigung ( $a(t_2) - a(t_1)$ ) (zum Beispiel Spitze-Spitze-Wert, Schnellfüllschlag oder Synchroschlag) [Alv09] [Böh07] [Geb00] [Hag03] [Hua08] [KKAG09] [Löf00] [Ste07],
- der Gradient im Signalverlauf der Längsbeschleunigung zwischen zwei charakteristischen Zeitpunkten  $\frac{a(t_2) - a(t_1)}{t_2 - t_1}$  [Alv09] [Böh07] [Geb00] [Hag03] [Hua08] [KKAG09] [Löf00],
- die Differenz zwischen zwei charakteristischen Werten aus dem Signalverlauf der Ableitung der Längsbeschleunigung. ( $\dot{a}(t_2) - \dot{a}(t_1)$ ) [Geb00].

Die genannten Kennwerte werden im Rahmen dieser Arbeit zum Teil umgesetzt und auf Versuchsergebnisse angewendet. Dabei hat sich herausgestellt, dass die vorgeschlagenen Kennwerte nicht robust sind. Abbildung 5.3 verdeutlicht den Grund anhand dreier unterschiedlicher Zughochschaltungen. In der Abbildung sind jeweils die Längsbeschleunigung  $a_{Fzg}$ , die Getriebeeingangsdrehzahl  $n_{Ge}$  sowie die Differenzdrehzahlen der Schaltelemente  $\Delta n_{Kupp,zu/ab}$  dargestellt. Zur besseren Vergleichbarkeit der Schaltungen sind die Zeitvektoren in der Darstellung so gewählt,

dass die Kreuzungspunkte der Differenzdrehzahlen der Kupplungen übereinander liegen. Extrema im Signalverlauf der Längsbeschleunigung, die als charakteristische Punkte in mehreren Arbeiten vorgeschlagen werden [Hag03][Böh07][Alv09], sind durch Pfeile markiert. Anhand der Signalverläufe kann kein Charakteristikum ausgemacht werden, das bei allen Signalverläufen existiert. Entsprechend sind Kennwerte, deren Definition auf diesen Charakteristika beruhen, nicht robust. Sie können nur auf Schaltungen, die bestimmte Bedingungen erfüllen, angewendet werden.

Um für alle Schaltungen innerhalb eines Versuches solche Kennwerte zu ermitteln, müsste in der Versuchsplanung ein Variationsbereich von Applikationsparametern gewählt werden, der gewährleistet, dass die in der Kennwertdefinition verankerten charakteristischen Punkte nicht verschwinden. Eine solche Anpassung von Versuchsplänen an die Kennwertdefinition ist schwer möglich, da dazu das Versuchsergebnis bereits im Vorfeld bekannt sein müsste. Im Rahmen der in dieser Arbeit durchgeführten Versuche werden Kennwerte auf Basis von Extrema daher nicht verwendet.

Aufgrund seiner allgemeingültigen Formulierung wird als Maß des Komforts der bereits in Abschnitt 3.3.3 eingeführte Kennwert  $RMS^4$  verwendet. Der Kennwert wird jeweils für die Getriebeausgangsdrehzahl ( $RMS_{n_{ab}}$ ) und die gefilterte Längsbeschleunigung ( $RMS_{a_w}$ ) während der Zughochschaltung ermittelt.

Zur möglichst vollständigen Beschreibung von Zughochschaltungen wird ergänzend mindestens ein Kennwert als Maß der Agilität benötigt. Dadurch wird der Zielkonflikt zwischen Agilität und Komfort messbar. Im weiteren Verlauf wird dazu die Schaltdauer  $t_s$  verwendet. Sie wird definiert als die Zeitdauer, während der Steuererätfunktionen aktiv sind, die den Kupplungswechsel steuern bzw. regeln. Der Kennwert ist robust und durch einfache Algorithmen aus Messdaten zu ermitteln.

Neben den Kennwerten zur Beurteilung von Komfort und Agilität sind für die Applikation des Kupplungswechsels Kennwerte zur Bewertung der mechanischen Beanspruchung des Getriebes notwendig. Während des Kupplungswechsels entsteht durch Reibleistung ein Wärmeeintrag in die nasslaufenden Lamellenkupplungen. Auf dem Getriebesteuergerät wird die Einhaltung der Grenzwerte des spezifischen Wärmeeintrags überwacht. Ein in einer Steuererätfunktion implementiertes Modell berechnet dazu den Wärmeeintrag und bezieht diesen auf den maximal zulässigen Wärmeeintrag. Das Ergebnis dieser Berechnung steht nach Abschluss eines Kupplungswechsels als Kennwert zur Verfügung. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird dieser Wert als  $Q_w$  bezeichnet. Er darf zwischen 0 und 100% liegen. Für jede Optimierung des Kupplungswechsels ist die Einhaltung dieser Grenze eine zu erfüllende Nebenbedingung.

Unerwünschte Störungen im Ablauf einer Schaltung können Einfluss auf Komfort, Agilität und mechanische Beanspruchung haben. Daher sollten sie durch einen oder mehrere Kennwerte de-

---

<sup>4</sup>Die Werte des Kennwertes RMS sind durch seine Definition sehr niedrig. Zur besseren Lesbarkeit werden diese in den folgenden Darstellungen mit dem Faktor 100 multipliziert.

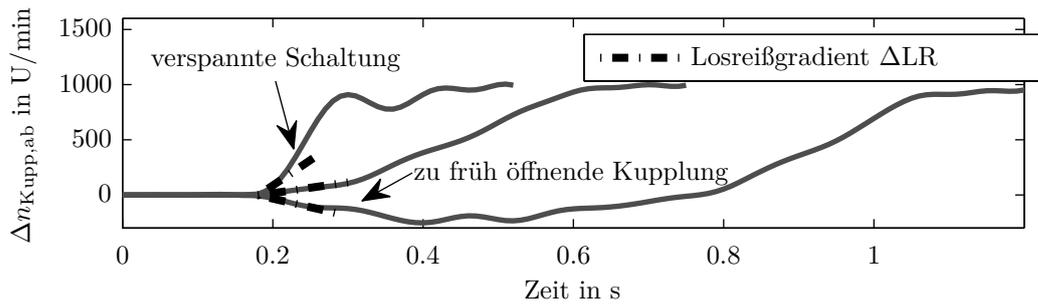


Abbildung 5.4: Darstellung der Differenzdrehzahlen des abschaltenden Schaltelements dreier Zughochschaltungen vom zweiten in den dritten Gang. Der Losreißgradient  $\Delta LR$  wird aus dem Gradienten der Differenzdrehzahlen nach dem Übergang der Kupplung vom Haften ( $\Delta n_{Kupp,ab} = 0$ ) zum Gleiten ( $\Delta n_{Kupp,ab} \neq 0$ ) bestimmt [Lüp14].

tektiert und vermieden werden. Hervorgerufen werden solche Störungen durch ein ungenaues Motormomentensignal oder eine ungünstige Applikation. In [FGK<sup>+</sup>12] werden drei wesentliche Störungen unterschieden:

- Die abschaltende Kupplung überträgt noch Moment, obwohl die zuschaltende Kupplung bereits das volle Moment übertragen kann, auch als Verspannen bezeichnet.
- Das Ende des Motormomenteneingriffs findet nicht genau am Synchronpunkt beim vollen Zuschalten statt. Dies ruft Schwingungen des Antriebsstrangs hervor.
- Die abschaltende Kupplung öffnet zu früh. Dies wird von den Fahrzeuginsassen als unangenehm empfunden, da die Motordrehzahl ohne entsprechenden Geschwindigkeitszuwachs des Fahrzeugs steigt.

Tritt die zweite der genannten Störungen auf, werden Antriebsstrangschwingungen hervorgerufen, die sich auf den Kennwert  $RMS_{a_w}$  auswirken, die Störung kann somit mittels des Kennwerts detektiert werden. Ein zu frühes öffnen der abschaltenden Kupplung sowie ein Verspannen der Schaltelemente hingegen wird weder durch  $RMS_{a_w}$  noch durch die Schaltdauer  $t_s$  erfasst. Daher ist ein zusätzlicher Kennwert zur Detektion dieser Störungen notwendig. Der im Folgenden als Losreißgradient  $\Delta LR$  bezeichnete Kennwert ermöglicht die Detektion der unerwünschten Störungen im Schaltablauf [Lüp14]. Der Kennwert wird anhand der Differenzdrehzahl der beiden Kupplungshälften des abschaltenden Schaltelements ermittelt. Abbildung 5.4 zeigt zur Verdeutlichung der Funktionsweise den Verlauf der Differenzdrehzahlen des abschaltenden Schaltelements  $\Delta n_{Kupp, ab}$  für drei unterschiedliche Zughochschaltungen vom zweiten in den dritten Gang. Eine der Schaltungen ist störungsfrei, eine verspannt und bei einer Schaltung öffnet die abschaltende Kupplung zu früh, was eine unerwünschte Erhöhung der Motordrehzahl zur Folge hat. Anhand des Losreißgradienten werden die Störungen detektiert. Ein hoher Wert des Losreißgradienten zeigt, dass die entsprechende Schaltung verspannt ist. Negative Werte des Losreißgradienten zeigen, dass die

Motordrehzahl kurzzeitig entgegen dem eigentlichen Ziel ansteigt.

Die Kombination der Kennwerte  $\text{RMS}_{a_w}$ , Schaltdauer  $t_s$ , Wärmeeintrag  $Q_w$  und Losreißgradient  $\Delta\text{LR}$  ermöglicht, die wichtigsten Eigenschaften einer Zughochschaltung objektiv zu bewerten. Mittels der Kennwerte kann ein Optimierungsziel formuliert werden, das die Anforderungen an die Zielgrößen Komfort, Agilität und mechanische Beanspruchung für Zughochschaltungen eines Automatgetriebes beschreibt.

## 5.3 Modellbildung lokaler Modelle

Ein lokales Modell verfügt nur über Applikationsparameter als Eingänge, der Betriebspunkt selbst bleibt während des Versuchs konstant und wird nicht variiert (vgl. Abschnitt 3.4). Ein Betriebspunkt wird für Zughochschaltungen im Rahmen dieser Arbeit durch die Getriebeeingangsdrehzahl und das Getriebeeingangsmoment bei Auslösung der Schaltung definiert. Dies sind die Randbedingungen mit dem größten Einfluss auf den Schaltablauf. Gegenstand der im Folgenden beschriebenen Modellbildung sind Schaltungen vom zweiten in den dritten Gang, ausgelöst bei 200 Nm Getriebeeingangsmoment und einer Getriebeeingangsdrehzahl von 2000 U/min.

Grundlage der Identifikation der empirischen Modelle ist ein Versuchsplan für 8 Applikationsparameter. Die Auswahl der Applikationsparameter wird zum Stand der Untersuchungen nur auf Basis von Erfahrung und Überlegungen zur Physik des Kupplungswechsels getroffen. Von fachkundigen Mitarbeitern werden die 8 Applikationsparameter  $P_2, P_3, P_7, P_9, P_{14}, P_{16}, P_{17}$  und  $P_{18}$  als sensitiv bezüglich der subjektiv empfundenen Schaltqualität beurteilt (vgl. Abbildung 5.2). Die Grenzen des Versuchsraums in Form von zulässigen Parameterstellungen sind unter Berücksichtigung möglicher Bauteilschäden definiert. Die 1000 Versuchspunkte sind durch einen Algorithmus<sup>5</sup> raumfüllend aus einem Kandidatengitter ausgewählt. Das Versuchsergebnis stellt eine sehr umfangreiche Datenbasis dar. Für ein Polynommodell zweiter Ordnung reichen bereits 45, für ein Polynommodell dritter Ordnung 165 Versuchspunkte aus, um ein eindeutig bestimmtes Gleichungssystem zur Berechnung der Regressoren zu erstellen. Die verbleibenden Versuchspunkte werden zur Minimierung des Einflusses von Rauschen und Messungenauigkeiten verwendet. Durch die in Abschnitt 3.2 gezeigte, automatisierte Versuchsdurchführung werden in kurzer Zeit viele Versuchspunkte gefahren. Die Versuche werden über Nacht automatisiert gefahren. Zusätzliche Versuchspunkte stellen daher einen sehr begrenzten Aufwand dar. Dementsprechend wurden sämtliche Versuche im Rahmen dieser Arbeit mit einem sehr hohen Punktüberhang gefahren.

---

<sup>5</sup>S-optimale Versuchsplanung mittels der Software „AVL CAMEO“.

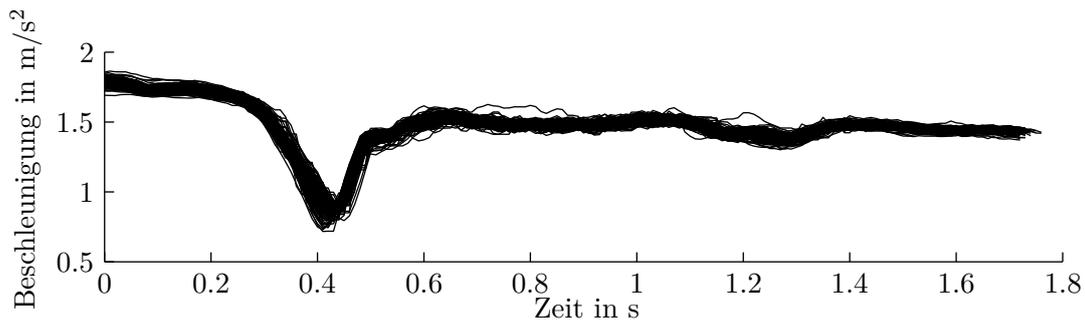


Abbildung 5.5: Kurvenschar des Beschleunigungsverlaufs aller Wiederholpunkte

Tabelle 5.1: Statistik der Wiederholpunkte

Kennwert	Mittelwert $\bar{y}_{wh}$	Standardabweichung $s$	Varianz $s^2$	Variationskoeffizient $v$
$RMS_{n_{ab}}$	2,96 $Umin^{-1}$	0,2006	0,0403	6,75 %
$RMS_{a_w}$	8,80 $m/s^2$	0,5850	0,3423	6,65 %
$t_s$	1,20 s	0,0165	2,7349e-004	1,38 %
$\Delta_{LR}$	1,54e+003 $Umin^{-1}s^{-1}$	187,9282	3,5317e+004	12,20 %
$Q_w$	8,97 %	0,1706	0,0291	1,90 %

### 5.3.1 Analyse der Wiederholpunkte

Um die Streuung der Messergebnisse und eventuelle Drifts durch Temperaturänderungen oder Bauteilalterung zu identifizieren, werden innerhalb des Versuchs 100 Schaltungen mit gleicher Parametereinstellung gefahren. Diese sind systematisch über den gesamten Versuchszeitraum verteilt. Den Verlauf der Beschleunigung während dieser Schaltungen zeigt Abbildung 5.5. Der durch die Kurvenschar gezeichnete Verlauf zeigt keine auffälligen Ausreißer.

Eine genauere Analyse der Wiederholpunkte ermöglichen die im vorherigen Abschnitt beschriebenen Kennwerte. Die Verteilung der Kennwerte für die innerhalb des Tests gefahrenen Wiederholpunkte zeigt Abbildung 5.6. Die durchgezogene Linie gibt jeweils den Mittelwert der Kennwerte an, die grau gestrichelte Linie ist das Ergebnis der Regression einer Geraden auf die Messwerte. Eine deutliche Abweichung der Geraden vom Mittelwert würde auf einen linearen Drift hinweisen. Dies ist für den dargestellten Versuch nicht der Fall.

Für die Wiederholpunkte ergeben sich die statistischen Werte in Tabelle 5.1. Die geringste Streuung und somit die höchste Reproduzierbarkeit weist die Schaltdauer auf. Der Variationskoeffizient der beiden Schwingungskennwerte  $RMS_{a_w}$  und  $RMS_{n_{ab}}$  ist deutlich höher als der der Schaltdauer  $t_s$ . Der Variationskoeffizient zeigt, dass sich die Streuung der beiden RMS-Kennwerte untereinander nicht unterscheidet. Dies ist zu erwarten, da die Kennwerte  $RMS_{a_w}$  und  $RMS_{n_{ab}}$ , wie in Abschnitt 3.3.3 gezeigt, linear korreliert sind. Die Streuung wird also durch Prozessrauschen und nicht durch Messrauschen verursacht da die Varianz der Kennwerte trotz Verwendung unterschied-

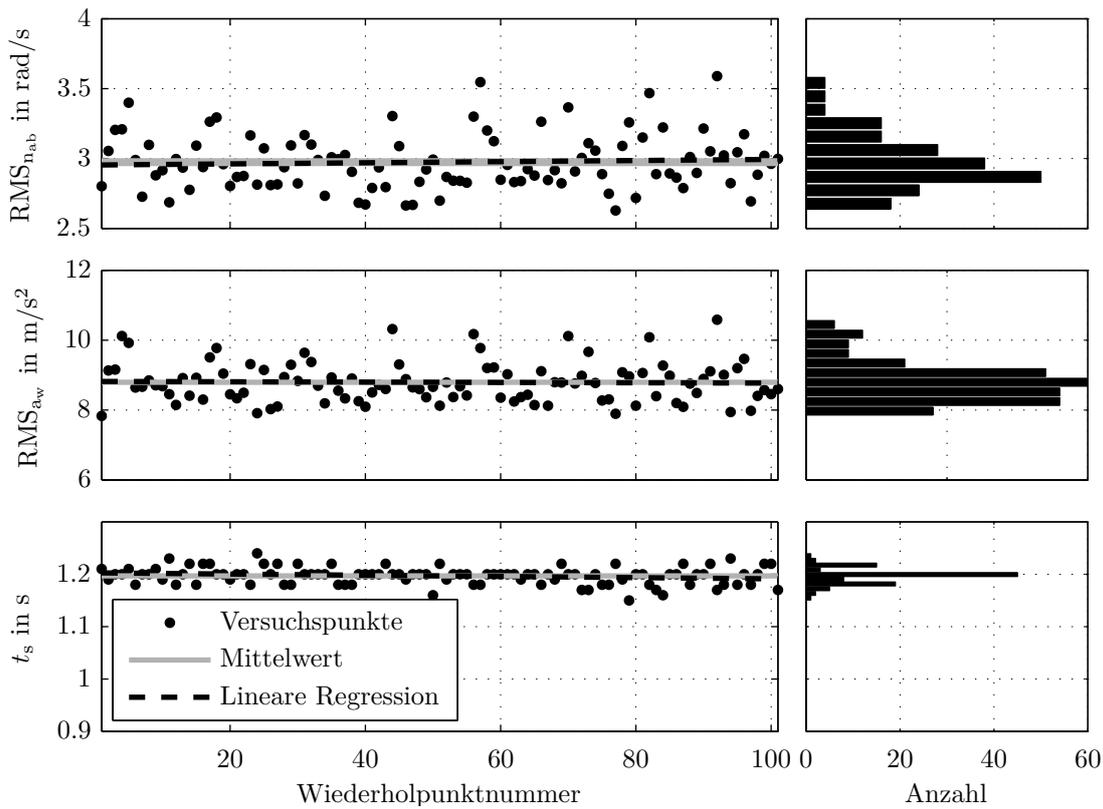


Abbildung 5.6: Kennwerte der Wiederholpunkte

licher Sensoren und Messverfahren gleich ist.

Eine hohe Streuung weisen die Ergebnisse des Losreißgradienten  $\Delta_{LR}$  auf. Dies ist sowohl durch ein real existierendes Prozessrauschen als auch durch den Algorithmus zur Kennwertermittlung bedingt. Das Prozessrauschen wird durch den Übergang von der Haft- in die Gleitreibung des öffnenden Schaltelements verursacht. Dieser unterliegt einer hohen Temperaturabhängigkeit. Einflussgrößen sind sowohl die Getriebeöltemperatur als auch die Oberflächentemperatur der Reibbeläge. Insbesondere die Oberflächentemperatur ist nicht messbar, daher muss das Prozessrauschen als gegeben akzeptiert werden. Ein verstärkender Faktor für das Rauschen des Kennwerts ist die notwendige Bestimmung der Ableitung des Drehzahlsignals in der Kennwertermittlung. Für Optimierungen wird der Kennwert nur als Nebenbedingung, nicht als Zielgröße genutzt. In der Definition der Nebenbedingung wird das Messrauschen durch Herabsetzung des Grenzwerts um einen dem Messrauschen entsprechenden Sicherheitsfaktor berücksichtigt.

### 5.3.2 Modellbildung

Abbildung 5.7 zeigt die Kennwerte der 1000 gefahrenen Versuchspunkte ohne Wiederholpunkte sowie deren Verteilung als Histogramm. Während die Kennwerte zur Beurteilung des Schwin-

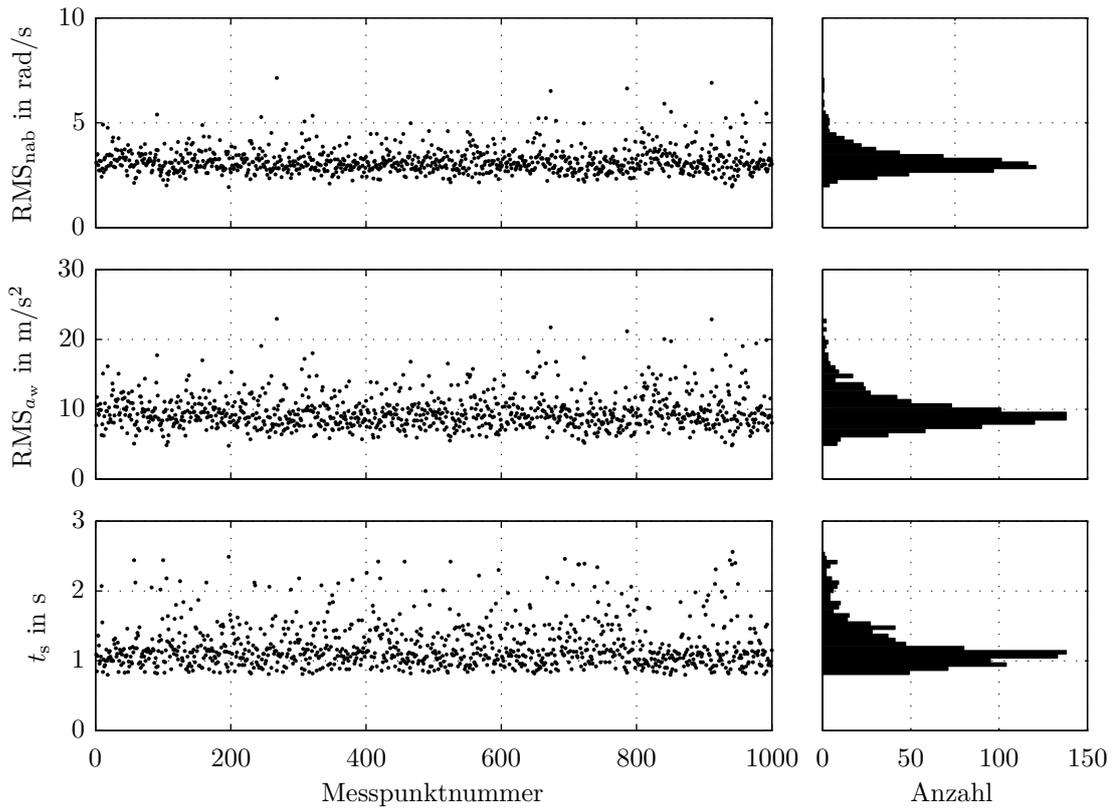


Abbildung 5.7: Kennwertergebnis für 1000 Zughochschaltungen vom zweiten in den dritten Gang, ausgelöst bei 2000 U/min Getriebeeingangsdrehzahl und 200 Nm sowie Verstellung von 8 Parametern

gungskomforts nahezu symmetrisch verteilt sind, weist die Verteilung der Schaltdauer eine positive Schiefe auf. Um dies zu korrigieren, wird zur Erhöhung der Modellgüte vor der Modellbildung die Schiefe der Messdaten durch eine Transformation reduziert (vgl. Tabelle 5.2)[Lin10]. Aus den 1000 gefahrenen Schaltungen werden zufällig 100 Validierungspunkte ausgewählt. Diese dienen ausschließlich der Validierung der Modelle und werden somit zur Parameterschätzung nicht verwendet. Schritte, die zur Modellbildung vorgenommen werden, zeigt Tabelle 5.2, exemplarisch am Beispiel der Identifikation eines Polynommodells zweiter Ordnung für den Kennwert Schaltdauer. Das Ergebnis wird in Form von Gütemaßen dargestellt. Das Gütemaß  $\text{NRMSE}_{\text{res}}$  wird anhand der Modellresiduen bestimmt.  $\text{NRMSE}_{\text{val}}$  wird aus den 100 Validierungspunkten ermittelt. Durch Gegenüberstellung der beiden Gütemaße wird die Vorhersagegenauigkeit des Modells beurteilt. Zusätzlich ist in der Tabelle das Gütemaß  $R_{\text{pred}}^2$ , der mittlere quadratische Fehler der Modellresiduen  $\text{MSE}_{\text{res}}$  und der Validierungspunkte  $\text{MSE}_{\text{val}}$  sowie deren Quotient  $F_{\text{val} \rightarrow \text{res}}$  aufgeführt.

Das hohe  $R_{\text{pred}}^2$  des Modells der Schaltdauer zeigt die sehr gute Vorhersagegenauigkeit des Modells. Diese Aussage wird durch den nahezu gleichen NRMSE der Validierungspunkte und der Modellresiduen gestützt. Von den durchgeführten Schritten zur Modellbildung erhöhen insbesondere die

Tabelle 5.2: Durchgeführte Schritte zur Modellbildung für den Kennwert  $t_s$ , durch ein Polynommodell 2. Ordnung. Endergebnis ist ein Polynommodell mit 26 Regressoren.

Schritt	$R_{\text{pred}}^2$	NRMSE <sub>res</sub>	NRMSE <sub>val</sub>	MSE <sub>res</sub>	MSE <sub>val</sub>	$F_{\text{val} \rightarrow \text{res}}$
Initial	0,9507	3,65 %	2,79 %	0,0043	0,0024	1,78
Ausreißer entfernt	0,9694	2,88 %	3,09 %	0,0019	0,0021	0,90
Transformation	0,9845	2,06 %	2,40 %	0,0010	0,0012	0,77
Termabwahl	0,9848	2,09 %	2,33 %	0,0010	0,0012	0,82

invers quadratische Transformation der Modellausgangsgröße und die Entfernung von Ausreißern die Modellgüte.

Neben Polynommodellen zweiter Ordnung werden weitere Modelle erstellt. Abbildung 5.8 stellt Ergebnisse für Polynommodelle zweiter und dritter Ordnung, sowie für ein lokales Modellnetz, zusammengesetzt aus Polynommodellen zweiter Ordnung und vorgeschalteter Gültigkeitsfunktion, gegenüber.

Die Modelle der Schaltdauer  $t_s$  und des Schwingungskennwertes  $\text{RMS}_{a_w}$  haben eine sehr gute Vorhersagegenauigkeit. Das zeigt der niedrige NRMSE<sub>val</sub> der Validierungspunkte. Der Quotient der Wurzel der mittleren quadratischen Fehler von Residuen und Validierungspunkten  $F_{\text{val} \rightarrow \text{res}}$  verdeutlicht, dass die Modelle in der Lage sind Messpunkte, die nicht zur Modellidentifikation beigetragen haben, mit ähnlicher Varianz vorherzusagen, wie die Punkte, die zur Schätzung der Modellparameter verwendet wurden (vgl. Abschnitt 3.4.3).

Der auffallend niedrige Wert von  $F_{\text{val} \rightarrow \text{res}} = \text{MSE}_{\text{res}}/\text{MSE}_{\text{val}}$  des Polynommodells dritter Ordnung für den Kennwert  $t_s$  könnte auf eine Überanpassung (Overfitting) hindeuten. Eine Erhöhung der Modellordnung wirkt sich hier also negativ aus. Mit einer Erhöhung der Modellordnung verbessert sich zwar  $R_{\text{pred}}^2$ , die Vorhersage der Validierungspunkte verschlechtert sich allerdings. Die Erhöhung der Modellordnung wirkt sich hier also negativ aus.

Die Gütemaße  $R_{\text{pred}}^2$  und NRMSE<sub>val</sub> der Modelle des Kennwertes Losreißgradient  $\Delta_{\text{LR}}$  sind vergleichsweise niedrig. Gründe für die niedrige Modellgüte sind vermutlich, die durch Rauschen verursachte starke Streuung der Messwerte, welche die Analyse der Wiederholpunkte des Kennwertes  $\Delta_{\text{LR}}$  gezeigt hat, und das nichtlineare Übertragungsverhalten der Reibbeläge der Kupplungen.

Des Weiteren fällt auf, dass das Modell des Kennwertes  $\text{RMS}_{a_w}$  eine bessere Vorhersagegenauigkeit hat als das Modell des Kennwertes  $\text{RMS}_{n_{ab}}$ , trotz gleicher Streuung der Wiederholpunkte. Laut der Untersuchung von Abschnitt 3.3.3 korrelieren die beiden Kennwerte stark. Eine erneute Prüfung dieses Ergebnisses anhand des hier diskutierten Versuchs bestätigt die lineare Korrelation. Der Pearson'sche Korrelationskoeffizient zwischen den beiden Kennwerten ist  $r_{\text{RMS}_{n_{ab}}\text{RMS}_{a_w}} = 0,9222$ . Die Kennwerte sind stark linear jedoch nicht perfekt korreliert, ansonsten wäre die Modellgüte

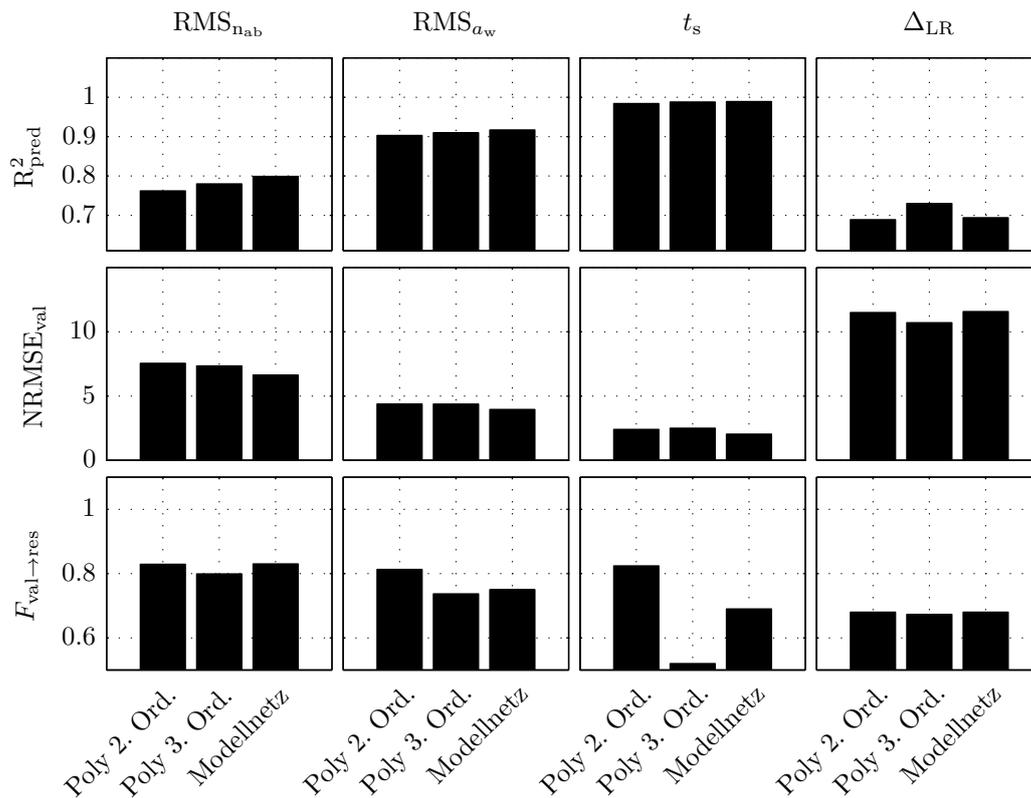


Abbildung 5.8: Vergleich der erzielten Modellgüte bei Modellierung der Kennwerte in Abhängigkeit der 8 Applikationsparameter.

gleich<sup>6</sup>. Anzunehmen ist, dass der Zusammenhang zwischen Parametervariation und Kennwert für  $\text{RMS}_{aw}$  etwas weniger komplex ist als für  $\text{RMS}_{nab}$ . Die Längsbeschleunigung als Grundlage von  $\text{RMS}_{aw}$  wird im Prüfstandsversuch aus dem Seitenwellenmoment berechnet. Eine Variation der Druckansteuerung der Schaltelemente hat auf das Seitenwellenmoment einen direkteren Einfluss als auf die Getriebeausgangsdrehzahl, denn die Änderung der Getriebeausgangsdrehzahl wird durch das Seitenwellenmoment verursacht. Dieser Zusammenhang geht aus den Bewegungsgleichungen eines Fahrzeuges hervor [Goo13]. Ein Modell des Kennwertes  $\text{RMS}_{nab}$  muss diesen Zusammenhang zusätzlich abbilden. Da diese Modellierungsaufgabe anspruchsvoller ist, wird die Vorhersagegenauigkeit bei gleichem Modellansatz für  $\text{RMS}_{nab}$  niedriger als für  $\text{RMS}_{aw}$ .

Die verschiedenen Modellansätze unterscheiden sich untereinander kaum hinsichtlich ihrer Vorhersagegenauigkeit. Eine Verwendung von Polynommodellen an Stelle der lokalen Modellnetze hat den Vorteil einer leichteren Interpretierbarkeit der Modelle. So können bspw. die Regressoren der Polynommodelle zur Analyse der Sensitivität der Applikationsparameter auf die Kennwerte verwendet werden.

<sup>6</sup>Eine mögliche Auswirkung von Skalierungseffekten auf die Bestimmung der Gütemaße aufgrund unterschiedlicher Wertebereiche der Kennwerte wurde geprüft und ist nicht ursächlich für die Unterschiede.

## 5.4 Modellbildung und Optimierung mittels globaler Modelle

Für einen einzelnen Betriebspunkt können, wie in vorherigem Abschnitt gezeigt, Modelle sehr hoher Vorhersagegenauigkeit identifiziert werden. Werden die Randbedingungen, die den Betriebspunkt definieren, ebenfalls in die Versuchsplanung einbezogen und als weitere Eingänge der Modellbildung der Kennwerte berücksichtigt, so kann mit diesem Modell eine Schaltung über den gesamten möglichen Betriebsbereich optimiert werden.

Zur Identifikation eines globalen Modells werden neben den Applikationsparametern die Getriebeeingangsdrehzahl, bei der die Schaltung ausgelöst wird, und das Getriebeeingangsmoment als Variationsgrößen im Versuch berücksichtigt. Im Gegensatz zum vorhergehenden Abschnitt, bei dem die Applikation des Motoreingriffs ebenfalls Teil des Versuchs war, ist Ziel dieses Versuchs ausschließlich die Optimierung der Ansteuerung der Kupplungen. Für die Optimierung werden aus diesem Grund die sechs Applikationsparameter  $P_3$ ,  $P_6$ ,  $P_7$ ,  $P_8$ ,  $P_{21}$  und  $P_{22}$  verwendet. Mit Getriebeeingangsdrehzahl und Getriebeeingangsmoment ergeben sich für den Versuch in Summe acht Variationsgrößen. Für ein Polynommodell dritter Ordnung mit 8 Eingangsgrößen sind zur Bestimmung der Modellparameter mindestens 165 Messpunkte notwendig. Da vor Durchführung der Messungen kein Vorwissen über geeignete Modellansätze zur globalen Modellierung einer Zughochschaltung vorliegt, wird ein raumfüllender Versuchsplan mit 800 Punkten erstellt<sup>7</sup>. Neben Polynommodellen können mit diesem Versuchsergebnis auch Modelle identifiziert werden, die auf eine homogene Verteilung der Punkte im Versuchsraum angewiesen sind, wie beispielsweise Modellnetze (vgl. Abschnitt 3.4). Der effiziente Versuchsablauf (vgl. Abschnitt 3.2) ermöglicht, eine große Anzahl an Versuchspunkten bei geringem Mehraufwand zu fahren.

### 5.4.1 Analyse der Wiederholpunkte

Während des Versuchs werden 80 Wiederholpunkte, systematisch über den Versuchszeitraum verteilt und bei gleicher Parametereinstellung gefahren. Diese Schaltungen sind bei 3750 U/min und 220 Nm Getriebeeingangsmoment ausgelöst. Abbildung 5.9 zeigt die Verteilung der Kennwerte für die Wiederholpunkte. Über den Versuchszeitraum ist kein signifikanter linearer Drift der Kennwerte an diesem Wiederholpunkt zu erkennen. Dies deutet darauf hin, dass sich das Systemverhalten über die Zeit nicht systematisch verändert. Die Statistik der Wiederholpunkte zeigt Tabelle 5.3. Anhand des Variationskoeffizienten ist ersichtlich, dass die Streuung der Messungen dem vorhergehenden Versuch (vgl. Abschnitt 5.3) entspricht. Dementsprechend hat sich das Gesamtsystem hinsichtlich der Streuung zwischen den Versuchen nicht verändert.

<sup>7</sup>S-optimale Versuchsplanung mittels der Software „AVL CAMEO“.

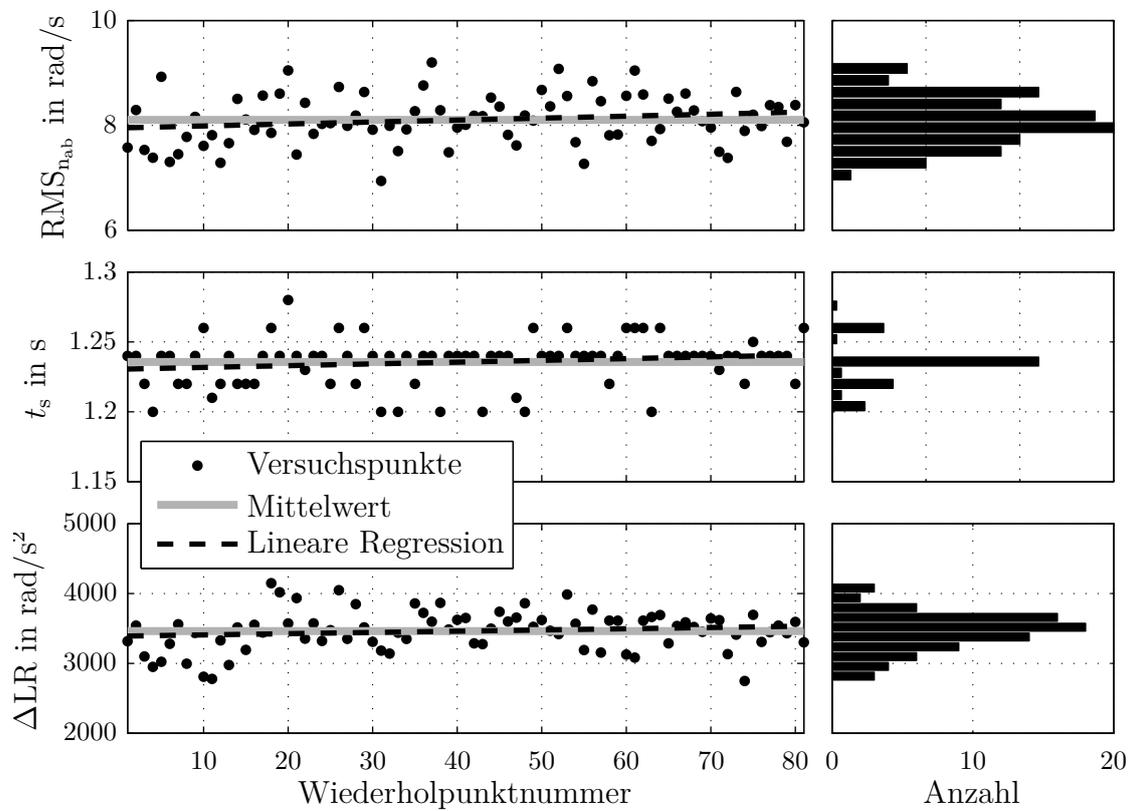


Abbildung 5.9: Kennwerte der 80 Wiederholpunkte des Versuchs zur Optimierung einer Zughochschaltung über den gesamten Betriebsbereich.

Tabelle 5.3: Statistik der Wiederholpunkte des Versuchs zur Optimierung einer Zughochschaltung über den gesamten Betriebsbereich.

Kennwert	Mittelwert	Standardabweichung $\sigma$	Varianz $\sigma^2$	Variationskoeffizient
$RMS_{n_{ab}}$	8,1047	0,4818	0,2321	5,9443 %
$RMS_{a_w}$	22,7622	1,5932	2,5383	6,9994 %
$t_s$	1,2357	0,0170	2,8735e-004	1,3718 %
$\Delta_{LR}$	3,4622e+003	286,7359	8,2217e+004	8,2819 %
$Q_w$	30,8395	0,4862	0,2364	1,5766 %

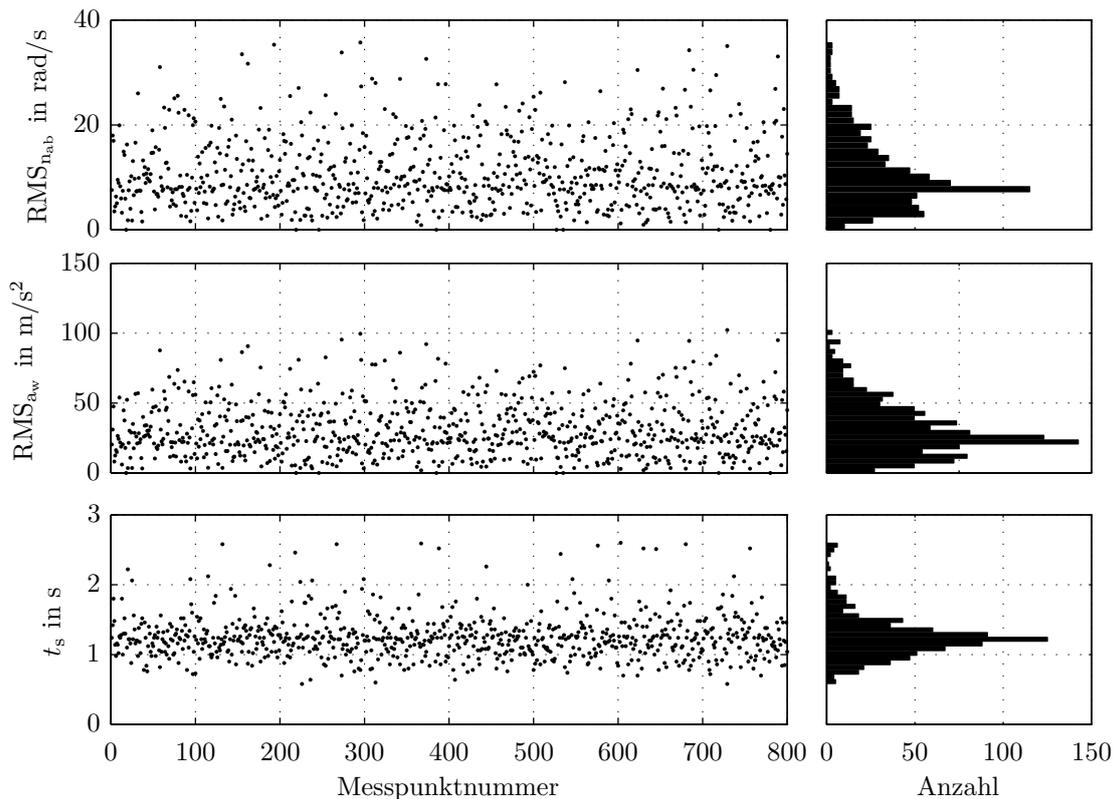


Abbildung 5.10: Kennwertergebnis für 800 Zughochschaltungen vom zweiten in den dritten Gang bei Verstellung von 6 Parametern und Variation von Drehzahl und Getriebeeingangsmoment bei Einleitung der Schaltung

### 5.4.2 Modellbildung

Das Versuchsergebnis in Form von Kennwerten und deren Verteilung als Histogramm zeigt Abbildung 5.10. Die Verteilung des Kennwertes Schaltdauer  $t_s$  ist symmetrisch. Die Verteilung der Kennwerte  $\text{RMS}_{\text{nab}}$  und  $\text{RMS}_{\text{aw}}$  weist eine Schiefe in Richtung niedriger Werte auf. Für jeden Kennwert werden Polynommodelle 3. Ordnung identifiziert. Die Gütemaße der Modelle zeigt Tabelle 5.4. Bei allen identifizierten Modellen fallen die Gütemaße der Validierungspunkte deutlich schlechter aus als die der Modellresiduen. Grund dafür ist, dass sich durch die Wahl eines vergleichsweise großen Versuchsraums zum Teil ungünstige Parametereinstellungen ergeben, die zum Abbruch eines Schaltvorgangs führen können. Dabei wird der Druck am zuschaltenden Schaltelement sprunghaft auf Arbeitsdruckniveau geschaltet. Durch diesen Schaltungsabbruch wird das Zielübersetzungsverhältnis erreicht, ohne dass durch eine durchgehende oder verspannte Schaltung ein Schaden am Getriebe entsteht. Der Schaltkomfort wird durch einen Schaltungsabbruch allerdings stark beeinträchtigt. Für die Modellbildung können diese Messungen nicht verwendet werden, denn das Schaltverhalten entspricht nicht dem eigentlichen, interessierenden Übertragungsverhalten des Systems. In der Modellbildung werden Messungen mit Schaltungsabbrüchen

Tabelle 5.4: Gütemaße der identifizierten Polynommodelle 3. Ordnung

Kennwert	$R^2_{\text{pred}}$	$\text{NRMSE}_{\text{res}}$	$\text{NRMSE}_{\text{val}}$	$\text{MSE}_{\text{res}}$	$\text{MSE}_{\text{val}}$	$F_{\text{val} \rightarrow \text{res}}$
$\text{RMS}_{\text{nab}}$	0,85	5,99 %	13,2 %	4,77	21,42	0,22
$\text{RMS}_{\text{aw}}$	0,87	5,55 %	11,96 %	34,62	149,71	0,23
$t_s$	0,90	3,15 %	9,34 %	0,007	0,057	0,12
$Q_w$	0,98	1,84 %	4,19 %	5,12	4,19	1,22

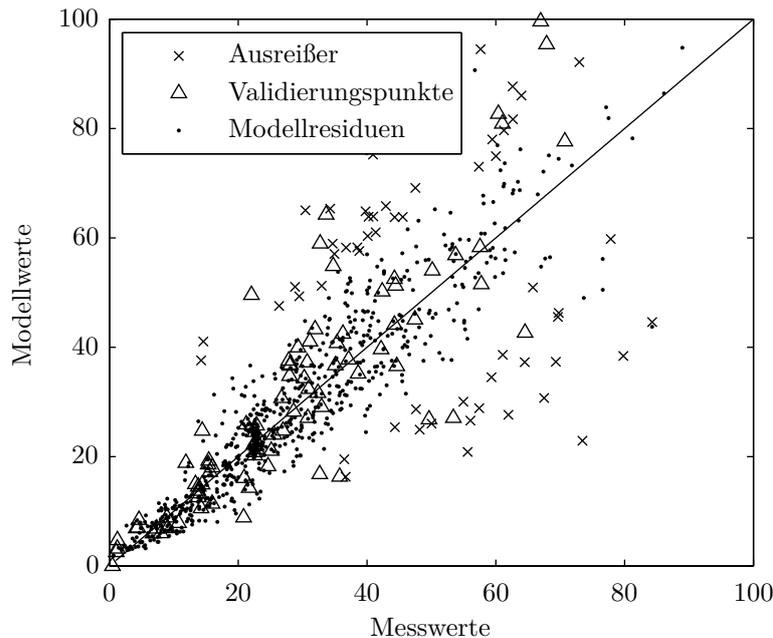


Abbildung 5.11: Modellresiduen, Validierungspunkte und entfernte Ausreißer für das Polynommodell 3. Ordnung des Kennwertes  $\text{RMS}_{\text{nab}}$ .

als Ausreißer erkannt. Diese tragen dann nicht zur Identifikation der Modellparameter bei und beeinflussen daher die Aussagekräftigkeit der Modelle nicht. Die Validierungspunkte hingegen enthalten Messungen mit Schaltabbrüchen, da sie zufällig aus der Menge aller Versuchsergebnisse ausgewählt werden. Der große Unterschied im Systemverhalten führt dazu, dass die Gütemaße der Validierungspunkte deutlich schlechter ausfallen, als die der Modellresiduen. Abbildung 5.11 zeigt diesbezüglich eine Gegenüberstellung von Mess- mit Modellwerten für den Kennwert  $\text{RMS}_{\text{nab}}$ . Wie die Abbildung zeigt, werden Validierungspunkte für hohe Werte von  $\text{RMS}_{\text{nab}}$  nur unzureichend durch das Modell vorhergesagt. Dies ist allerdings für die Optimierung nicht relevant, da alle Validierungspunkte, die im Zielbereich der Optimierung bei den niedrigen Werten liegen, deutlich besser vorhergesagt werden. Im interessierenden Bereich, in welchem der Kennwert  $\text{RMS}_{\text{nab}}$  niedrige Werte annimmt, ist die Vorhersagegenauigkeit des Modells sehr gut.

### 5.4.3 Optimierung

Das Ziel, die durch den Schaltvorgang hervorgerufenen Schwingungen zu minimieren, wird als Optimierungsproblem wie folgt formuliert.

$$\underline{p} = \underset{P_3, \dots, P_{22}}{\operatorname{argmin}} (\operatorname{RMS}_{n_{ab}}(P_3, P_6, P_7, P_8, P_{21}, P_{22}, n_{Ge}, M_{Ge})) \quad (5.3)$$

unter Einhaltung der Nebenbedingungen

$$\Delta_{LR} > 250 \operatorname{rad/s}^2$$

$$Q_w < 85 \%$$

$$t_S < 1,7 \operatorname{s}$$

$$\underline{A} \cdot (P_3, P_6, P_7, P_8, P_{21}, P_{22}, n_{Ge}, M_{Ge})^T \leq \underline{b} \quad (5.4)$$

An 31 zuvor festgelegten Betriebspunkten wird die Optimierung der Applikationsparameter durchgeführt. Abbildung 5.12 zeigt die durch die Getriebeeingangsdrehzahl und Getriebeeingangsmoment bei Schaltungsauslösung definierten Betriebspunkte. Für jeden dieser 31 Betriebspunkte wird eine optimale Parameterkombination durch ein globales Optimierungsverfahren mit anschließender lokaler Optimierung bestimmt (vgl. Abschnitt 3.5). Die verwendeten Algorithmen sind ein genetischer Algorithmus und ein Gradientenabstiegsverfahren. Zur Prüfung, ob die Schaltungen dem durch die Optimierung vorhergesagten Ergebnis entsprechen, wird ein Validierungstest durchgeführt. Mittels des Optimierungsergebnisses werden die Skalare, Kennlinien und Kennfelder des Steuergerätes parametrisiert und mit diesen Daten Schaltungen an den 31 Betriebspunkten gefahren. Das Ergebnis dieses Validierungstests zeigt Abbildung 5.13 für die Kennwerte  $\operatorname{RMS}_{n_{ab}}$  und  $t_s$ . Für das durch das Modell vorhergesagte Ergebnis sind durch graue Balken das Vertrauens- sowie das Vorhersageintervall eingezeichnet. Die 90 % und 95 % Konfidenzintervalle in dunkelgrau und hellgrau geben abhängig von der Stelle im Versuchsraum den Bereich an, welcher mit der entsprechenden Wahrscheinlichkeit den wahren Wert der Messung überdeckt [Kro14].

Die Validierung zeigt, dass die Methode zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver erfolgreich auf Zughochschaltungen angewendet werden kann. Durch die identifizierten Modelle wird das reale Systemverhalten so gut beschrieben, dass mit Optimierungsalgorithmen eine Applikation der Steuergerätefunktionen berechnet werden kann. So können mit vergleichsweise wenig Aufwand Optimierungen hinsichtlich unterschiedlicher Zielgrößen durchgeführt werden und somit beispielsweise auch effizient verschiedene Applikationen für unterschiedliche Fahrprogramme oder Fahrzeugvarianten erstellt werden.

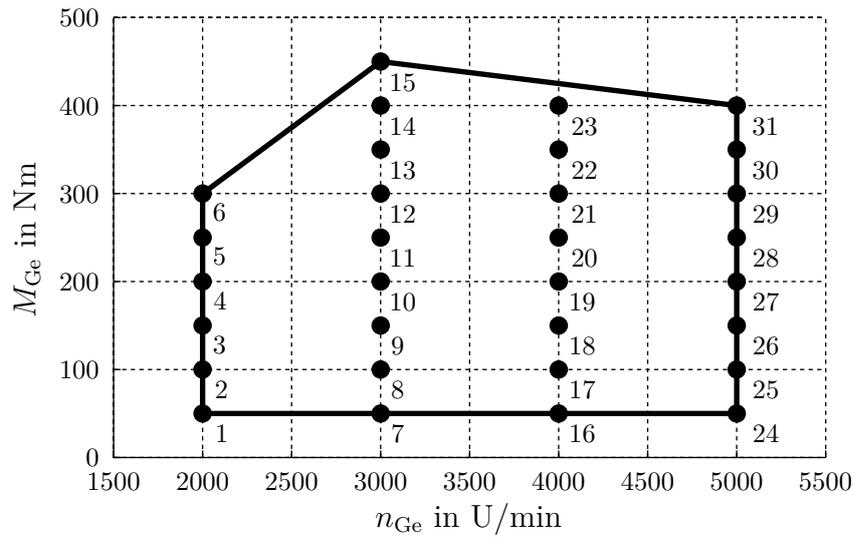


Abbildung 5.12: Betriebspunkte, für die eine Optimierung der Applikationsparameter durchgeführt wird

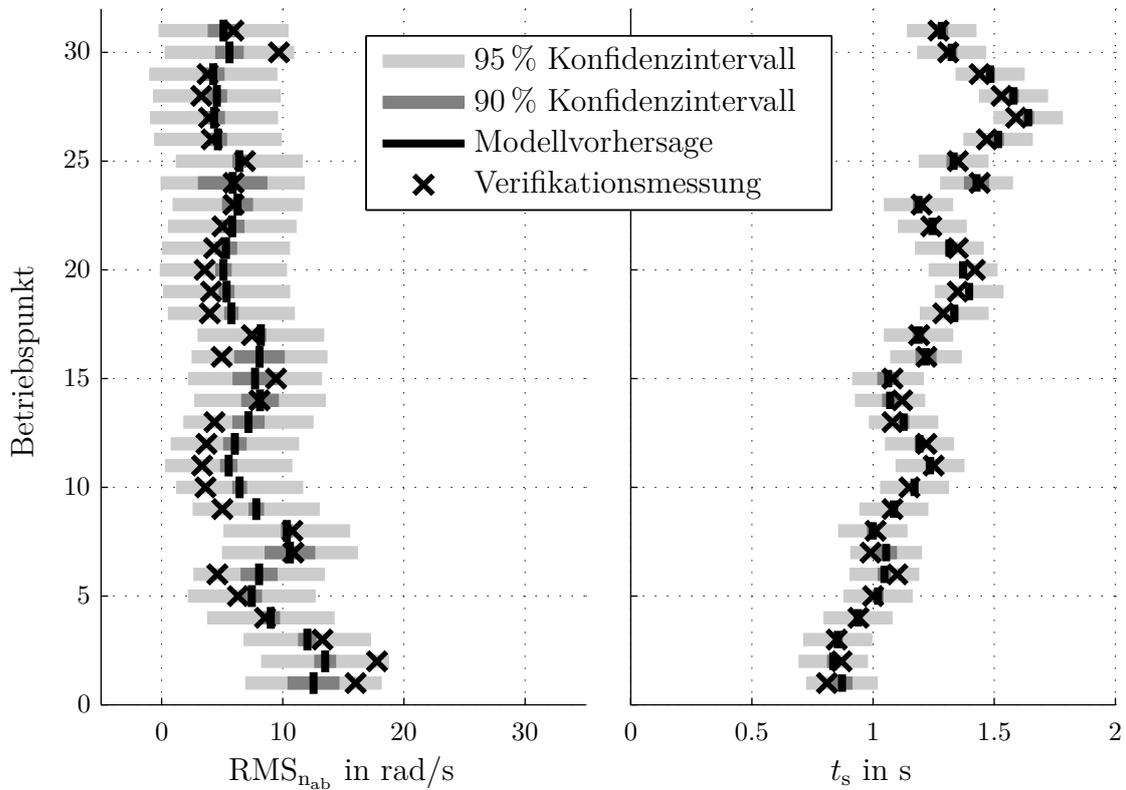


Abbildung 5.13: Validierung des Optimierungsergebnisses für die 31 optimierten Betriebspunkte

## 6 Optimierung von Lastwechselmanövern mittels empirischer Modellansätze

Zur Steigerung des Fahrkomforts wird bei sprunghaften Fahrpedalzustellungen aus dem Schubetrieb, sogenannten Tip-In-Fahrmanövern, der Verlauf des Fahrerwunschemoments so angepasst, dass komfortmindernde Effekte, wie das Ruckeln oder der Lastwechselschlag (vgl. Abschnitt 4.2), minimiert werden. Die entsprechende Steuergerätefunktion wird Lastschlagdämpfung genannt (vgl. Abbildung 2.2). Sie wird für unterschiedliche Fahrzeugvarianten und Fahrprogramme individuell parametrisiert. Aufgabe des Entwicklungsingenieurs ist, für jedes Fahrprogramm eine Applikation zu definieren, die den Kompromiss zwischen Komfort und Agilität passend zur Fahrzeugvariante erzielt. Folgendes Anwendungsbeispiel zeigt eine erfolgreiche Anwendung der Methode zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver für die Applikation der Lastschlagdämpfung.

### 6.1 Applikationsparameter für Lastwechselmanöver

Eingang der Lastschlagdämpfungsfunktion ist das vom Fahrer geforderte Antriebsmoment. Ausgang der Funktion ist ein geformter Verlauf des Sollantriebsmoments (vgl. Abschnitt 2). Die Funktion erlaubt unterschiedliche Möglichkeiten einer Formung des Sollantriebsmoments. In Absprache mit erfahrenen Applikationsingenieuren wurde eine für die Versuchsdurchführung geeignete Grundbedatung erstellt. Schematisch zeigt Abbildung 6.1 das Übertragungsverhalten der Steuergerätefunktion mit dieser Grundbedatung. Durch die zur Optimierung ausgewählten Applikationsparameter  $P_1$  bis  $P_4$  wird die Formung des Sollantriebsmoments in zwei Phasen definiert. Die Höhe des Momentes, bei welchem die Formung beginnt, wird durch den Parameter  $P_1$  definiert. Für die Zeitdauer  $P_3$  folgt eine Gerade mit der Steigung  $P_2$ . Ziel dieser ersten Phase ist, eine für den Fahrer möglichst nicht spürbare Umlage der Zahnspiele des Antriebsstrangs zu gewährleisten. Nach Ablauf der Zeit  $P_3$  wird das Moment für die Zeitdauer  $P_4$  bis zur Erreichung des aktuellen Fahrerwunschemoments erhöht. Ziel dieser Phase ist, einen dem Fahrzeug entsprechenden Kompromiss zwischen Komfort und Agilität zu erreichen.

Ein Betriebspunkt wird für das Lastwechselmanöver durch die Motordrehzahl zum Zeitpunkt der Fahrpedalzustellung und dem Fahrpedalwert während des Lastwechsels definiert. Diese beiden Größen sind die Randbedingungen mit dem höchsten Einfluss auf das dynamische Verhalten

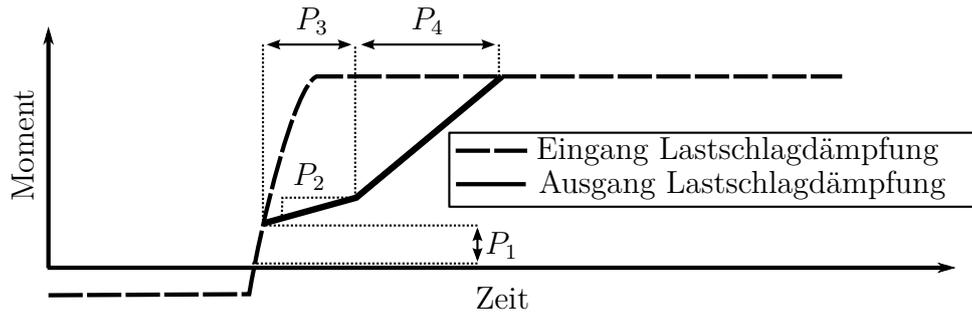


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung des Übertragungsverhalten, der Steuergerätefunktion Lastschlagdämpfung, in Abhängigkeit der zur Optimierung ausgewählten Applikationsparameter.

während des Lastwechsels. Daher sind die Applikationsparameter der Steuergerätefunktion als Kennfelder über Motordrehzahl und Fahrpedalanforderung hinterlegt. So kann durch Applikation das Lastwechselverhalten in Abhängigkeit dieser Randbedingungen gezielt angepasst werden.

## 6.2 Auswahl und Definition von Kennwerten für Lastwechselmanöver

Für die Modellbildung und anschließende Optimierung werden die in Abschnitt 4.3 eingeführten Kennwerte

- maximaler Ruck während des Lastwechselmanövers  $J_{\max}$ ,
- Wurzel des quadratischen Mittelwerts der gefilterten Motordrehzahl  $\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}$ ,
- und der Kennwert zur Beurteilung der Dynamik des Antriebsmomentenaufbaus  $T_{\text{dyn}}$

verwendet. Abbildung 6.2 zeigt die zur Kennwertbildung genutzten Signale und verdeutlicht die Kennwertbildung anhand eines der gefahrenen Lastwechselmanöver.

Die gewählten Kennwerte sind für jeden Lastwechsel, unabhängig von der Applikation der Lastschlagdämpfung und dem Betriebspunkt, bestimmbar (vgl. Abschnitt 4.3). Damit kann jedes innerhalb des Versuchs gefahrene Lastwechselmanöver zur Modellbildung oder Validierung verwendet werden. Durch die Kombination der drei Kennwerte wird eine hohe Aussagekraft zur Beurteilung und Optimierung des Lastwechselverhaltens erzielt.

Der Schwingungskomfort wird mit Hilfe des Kennwerts  $\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}$  quantifiziert. Zur Bewertung der Zielgröße Komfort ist der Kennwert  $\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}$  bei Lastwechseln allerdings nicht ausreichend. Er ermöglicht keine Beurteilung, ob die Umlage der Zahnspiele der spielbehafteten Übersetzungen hinreichend sanft ist. Ist die Relativgeschwindigkeit beim Auftreffen der Zahnflanken aufeinander zu hoch, resultiert daraus ein spürbarer Ruck durch das plötzliche Abbremsen der Massenträgheit des Motors (vgl. Abschnitt 4.2). Bewertet wird dieser Ruck mit dem Kennwert  $J_{\max}$ . Um den

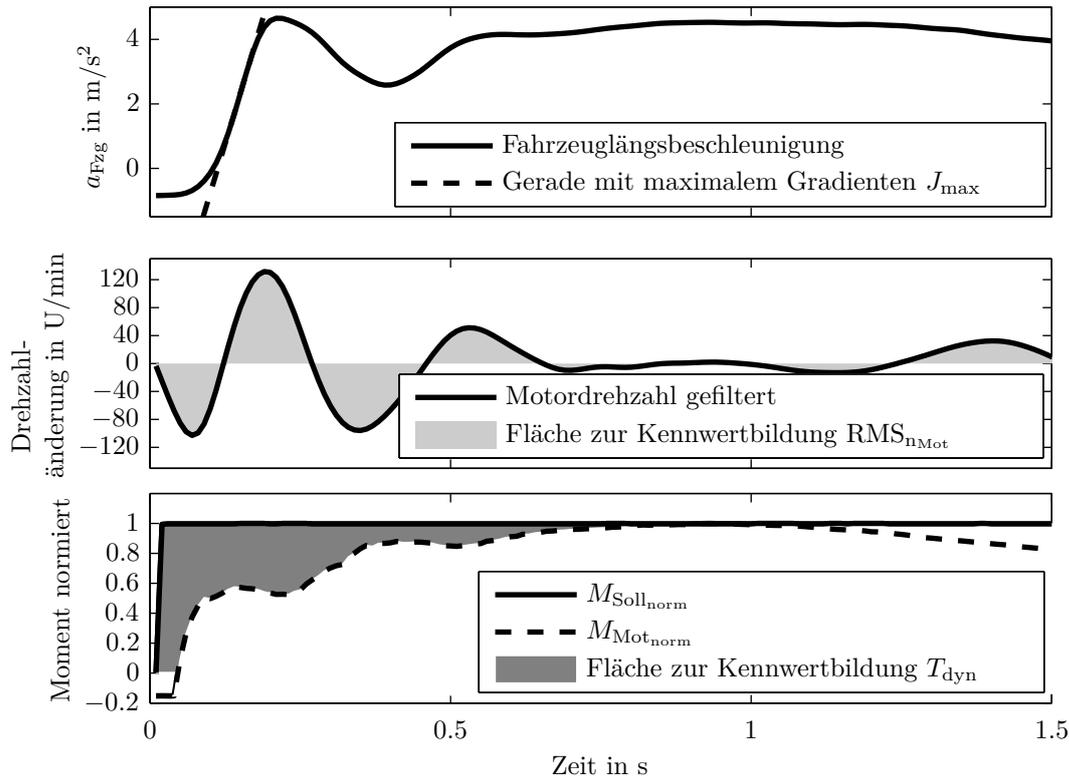


Abbildung 6.2: Kennwerte für Lastwechselmanöver als Grundlage der Modellbildung. Signalverläufe eines Lastwechsels durch sprunghafte Fahrpedalzustellung von 0 auf 71 %, bei 2400 U/min, gefahren im zweiten Gang. Versuchsträger ist ein frontgetriebenes viertüriges Mittelklasse-Coupé, mit Doppelkupplungsgetriebe.

Komfort während Lastwechseln zu beurteilen, werden die beiden Kennwerte  $RMS_{nMot}$  und  $J_{max}$  in Kombination genutzt.

Zur Beschreibung der Zielgröße Agilität wird der Kennwert  $T_{dyn}$  genutzt. Dieser wird durch das Integral der Differenz des normierten Fahrerwunschloments  $M_{Soll_{norm}}$  und des normierten Motorloments  $M_{Mot_{norm}}$  gebildet. Das Ergebnis entspricht der in Abbildung 6.2 dunkelgrau eingefärbten Fläche und skaliert zwischen 0 und 1 (vgl. Abschnitt 4.3).

### 6.3 Versuchsplanung und -durchführung

Für die 4 Applikationsparameter sowie die Motordrehzahl und den Fahrpedalwert wird ein Versuchsraum, basierend auf Sachkenntnis von Applikationsingenieuren, festgelegt. Vor Durchführung der Versuche ist nicht bekannt, mit welchem empirischen Modellansatz der Zusammenhang zwischen Applikationsparametern und Kennwerten am besten beschrieben wird. Ein auf einen Modellansatz zugeschnittener, optimaler Versuchsplan bietet hier daher keinen Vorteil. Um in

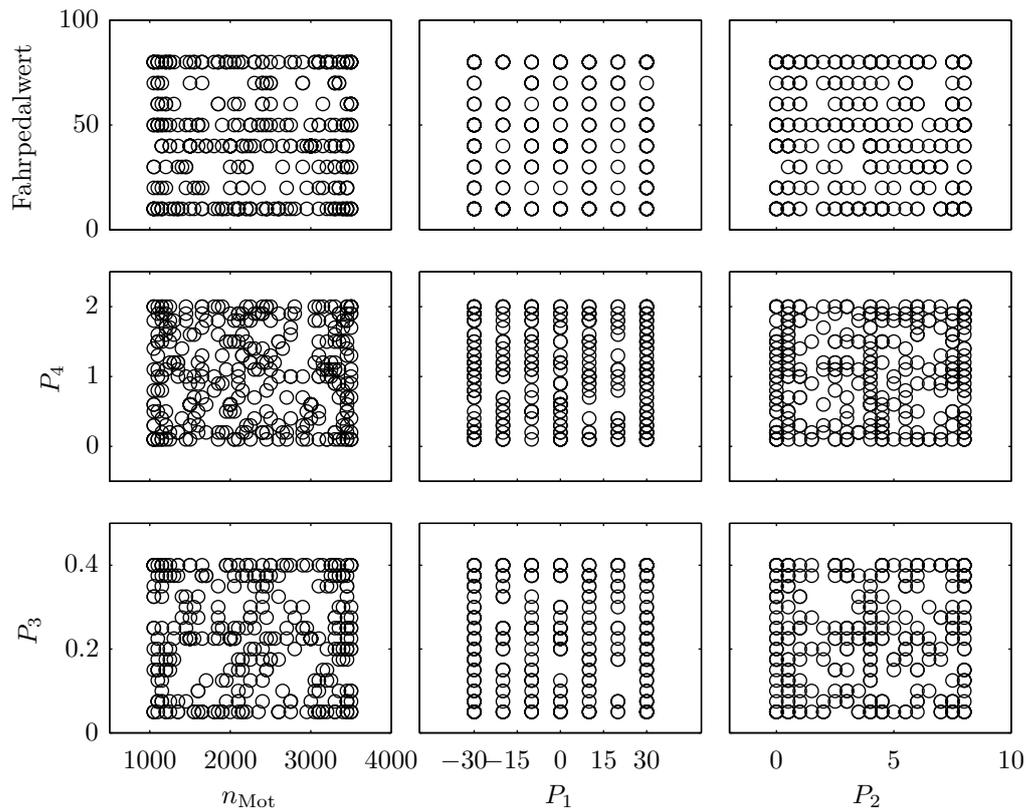


Abbildung 6.3: Verteilung der Versuchspunkte des Lastwechselversuchs als Grundlage der Modellbildung

der Modellwahl möglichst flexibel zu sein, wird ein raumfüllender Versuchsplanungsalgorithmus verwendet. Das Versuchsergebnis ist dann geeignet, um unterschiedliche Modellansätze zu testen (vgl. Abschnitt 3.1).

Aus einem Kandidatengitter mit  $10^6$  möglichen Kombinationen der 6 Variationsgrößen wird ein Versuchsplan mit 325 Versuchspunkten erstellt<sup>1</sup>. Abbildung 6.3 stellt den Versuchsplan in Form zweidimensionaler Projektionen dar. Jeder Punkt in der Darstellung entspricht einem Versuchspunkt. Um die Wiederholbarkeit der Versuche sowie Änderungen im Systemverhalten während der Laufzeit feststellen zu können, werden über den Versuch verteilt jeweils 10 Wiederholpunkte an drei Betriebspunkten gefahren.

Als Versuchsträger wird ein frontgetriebenes viertüriges Mittelklasse-Coupé mit Doppelkupplungsgetriebe verwendet. Prüfumgebung ist ein Antriebsstrangprüfstand mit um Radschlupf erweiterter Straßenlastsimulation (vgl. Abschnitt 4.5). Gemäß des in Abschnitt 3.2 beschriebenen Ablaufs wird der Versuch komplett automatisiert durchgeführt. Ergebnis der Versuchsdurchführung sind transiente Signalverläufe der aufgezeichneten Messgrößen. Abbildung 6.4 zeigt den

<sup>1</sup>S-optimale Versuchsplanung mittels der Software „AVL CAMEO“.

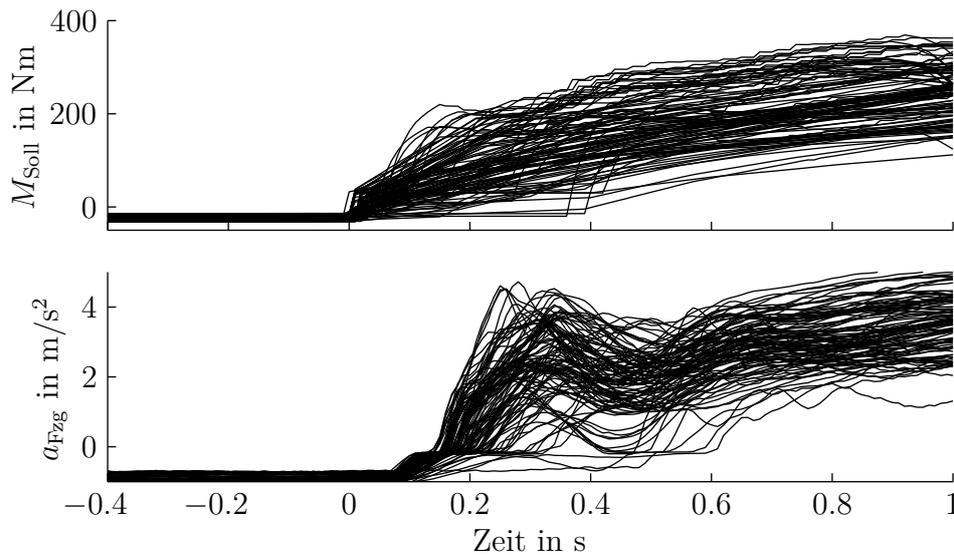


Abbildung 6.4: Kurvenschar aus Sollmotormoment (Ausgang der Lastschlagdämpfung) und der Längsbeschleunigung von 107 Lastwechseln, die während des Versuchs mit Fahrpedalwerten größer 70 % gefahren sind.

durch die automatisierte Parameterverstellung variierten, transienten Verlauf des Sollmotormoments und die daraus resultierende Längsbeschleunigung als Kurvenschar. Die Darstellung zeigt sämtliche Lastwechsel, die mit einer Fahrpedalforderung größer 70 % gefahren sind. Die großen Unterschiede zwischen den einzelnen Messgrößenverläufen zeigen den großen Einfluss der Applikationsänderungen auf den resultierenden, transienten Verlauf der Längsbeschleunigung.

## 6.4 Modellbildung und Optimierung mittels globaler Modelle

### 6.4.1 Analyse der Wiederholpunkte

Für die Wiederholpunkte, welche jeweils 10 mal an 3 Betriebspunkten gefahren wurden, zeigt Tabelle 6.1 eine statistische Auswertung. Den kleinsten Variationskoeffizient weisen die Wiederholpunkte des Kennwerts  $T_{\text{dyn}}$  auf. Dies ist nachvollziehbar, da die Messgrößen für die Bestimmung des Kennwertes durch die Steuergerätesoftware generiert werden. Sie werden daher nicht direkt durch Messrauschen im eigentlichen Sinne beeinflusst, da die Messgrößen  $M_{\text{Soll}}$  und  $M_{\text{Mot}}$  durch Software generiert sind<sup>2</sup>. Erwartungsgemäß ist der Variationskoeffizient der Wiederholpunkte des Kennwertes maximaler Ruck  $J_{\text{max}}$  deutlich höher. Das Signal, aus dem der Kennwert gebildet wird, unterliegt Messrauschen. Dieses wird durch Bildung der Ableitung verstärkt. Den höchsten

<sup>2</sup>Das Fahrerwunschemoment wird auf Basis der Fahrpedalzustellung berechnet, das Motormoment wird durch ein Modell berechnet, das auf dem Motorsteuergerät hinterlegt ist. Das Modellergebnis wird indirekt durch Messrauschen auf den Modelleingängen dieses Modells beeinflusst.

Tabelle 6.1: Statistik der Wiederholpunkte des Versuchs. Wiederholpunkt 1: 10 Lastwechsel bei 1500 U/min Pedalwertsprung auf 40 %, Wiederholpunkt 2: 10 Lastwechsel bei 2000 U/min Pedalwertsprung auf 40 %, Wiederholpunkt 3: 10 Lastwechsel bei 1500 U/min Pedalwertsprung auf 40%.

Kennwert	Mittelwert	Standardabweichung $\sigma$	Varianz $\sigma^2$	Variationskoeffizient
$T_{\text{dyn}}$ Wiederholpunkt 1	0,61	0,014	2,06e-004	2,35 %
$T_{\text{dyn}}$ Wiederholpunkt 2	0,63	0,01	1,06e-004	1,62 %
$T_{\text{dyn}}$ Wiederholpunkt 3	0,62	0,007	6,05e-005	1,24 %
$J_{\text{max}}$ Wiederholpunkt 1	25,36	0,89	0,79	3,52 %
$J_{\text{max}}$ Wiederholpunkt 2	29,17	1,10	1,21	3,77 %
$J_{\text{max}}$ Wiederholpunkt 3	22,48	0,87	0,76	3,88 %
$\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}$ Wiederholpunkt 1	21,88	3,41	11,63	15,59 %
$\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}$ Wiederholpunkt 2	26,5852	2,02	4,10	7,62 %
$\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}$ Wiederholpunkt 3	23,5753	2,62	6,90	11,14 %

Variationskoeffizient haben die Wiederholpunkte des Kennwertes  $\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}$ . Ursächlich dafür ist vermutlich eine Verstärkung von Mess- und Prozessrauschen durch das Integral der Messgröße  $n_{\text{Mot}}$  bei Ermittlung des Kennwertes.

### 6.4.2 Modellbildung

Das Ergebnis der Kennwertbestimmung des Versuchs stellt Abbildung 6.5 dar. Aus den insgesamt 325 gefahrenen Lastwechselmanövern werden 30 Validierungspunkte zufällig ausgewählt. Diese dienen ausschließlich der Ermittlung der Gütemaße  $\text{NRMSE}_{\text{val}}$  und  $F_{\text{val} \rightarrow \text{res}}$ .

Zur Modellbildung werden drei verschiedene Modellansätze verwendet. Polynommodelle zweiter und dritter Ordnung sowie ein lokales Modellnetz, zusammengesetzt aus Polynommodellen zweiter Ordnung und Gültigkeitsfunktionen (vgl. Abschnitt 3.4). Analog der in Abschnitt 5.3.2 gezeigten Schritte erfolgt bei der Modellbildung zunächst eine Entfernung von Ausreißern. Anschließend wird geprüft, ob eine Transformation der Modellausgangsgröße eine positive Auswirkung auf die Gütemaße hat und nicht signifikante Terme der Polynommodelle entfernt.

Das Ergebnis der Modellbildung zeigt Abbildung 6.6 in Form von Gütemaßen. Die höchste Vorhersagegenauigkeit haben Modelle des Kennwertes  $T_{\text{dyn}}$ . Beim Modellnetz deutet der niedrige Wert von  $F_{\text{val} \rightarrow \text{res}}$  auf eine Überanpassung hin. Für die Optimierung wird daher, trotz der besseren Gütemaße des Modellnetzes, das Polynom dritter Ordnung verwendet.

Die Gütemaße der beiden Komfortkennwerte  $J_{\text{max}}$  und  $\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}$  zeigen, dass das Modellnetz das Systemverhalten am besten abbildet. Aufgrund des höheren Messrauschens, das die Analyse der Wiederholpunkte gezeigt hatte, sind die Gütemaße  $\text{R}^2_{\text{pred}}$  und  $\text{NRMSE}_{\text{val}}$  erwartungsgemäß

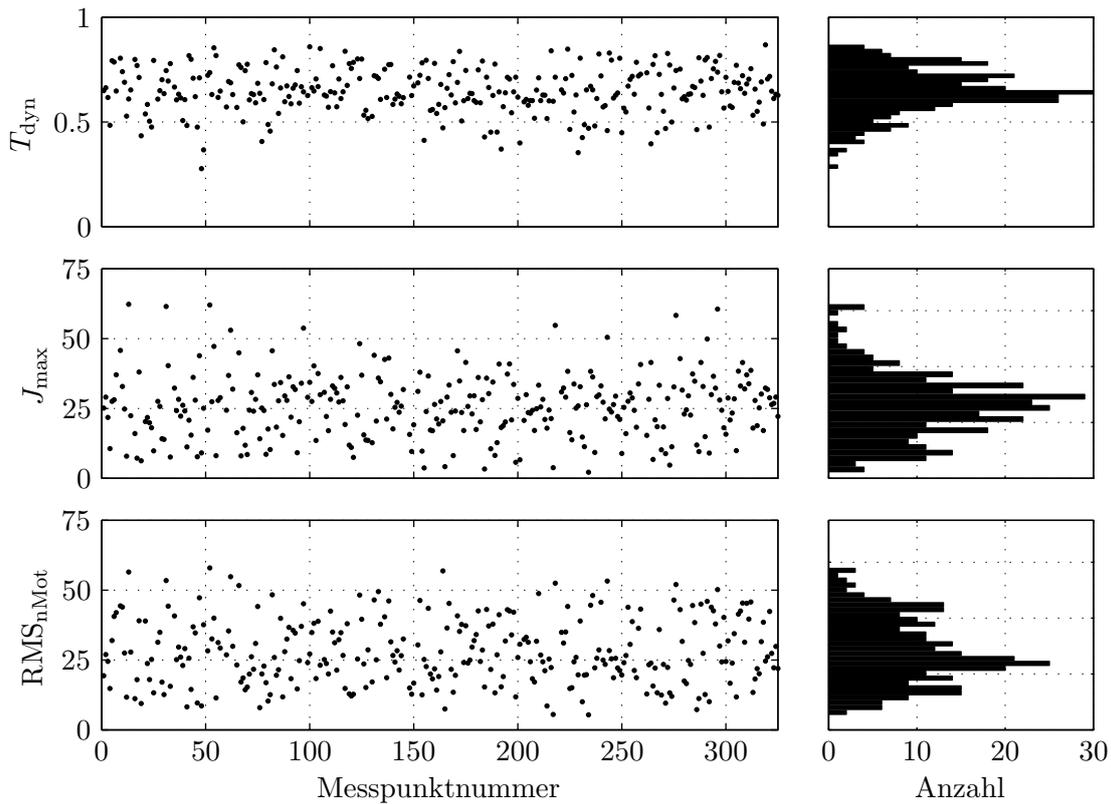


Abbildung 6.5: Kennwerte der 325 Versuchs- und Validierungspunkte

schlechter als für den Kennwert  $T_{\text{dyn}}$ . Dass dies kein mangelnder Erklärungsgehalt der Modelle darstellt, zeigt das Gütemaß  $F_{\text{val} \rightarrow \text{res}}$ . Die Modelle sagen die Validierungspunkte mit gleicher Varianz vorher wie die Residuen. Sie können also die Versuchspunkte, die zum Schätzen eines Modells verwendet wurden, gleich gut reproduzieren wie die Validierungspunkte vorhersagen.

### 6.4.3 Optimierung mit Nebenbedingungen

Für die Problemstellung der Optimierung des Lastwechselverhaltens hinsichtlich der Zielgrößen Komfort und Agilität existieren zwei Möglichkeiten der Zielformulierung. Eine multikriterielle Optimierung sowie die Optimierung einer der Zielgrößen mit zusätzlichen Nebenbedingungen (vgl. Abschnitt 3.5). Die Optimierung mit Nebenbedingungen bietet für den Anwendungsfall den Vorteil, dass durch die Nebenbedingungen ein gewünschtes charakteristisches Fahrzeugverhalten vorgegeben werden kann. Dieses kann durch Messungen eines Vergleichsfahrzeugs oder wie in diesem Fall durch Messungen des Ist-Stands des Fahrzeugs ermittelt werden. Vor der Optimierung wurden diejenigen Betriebspunkte, für die eine Optimierung durchgeführt wird, gefahren und die Kennwerte  $J_{\text{max}}$ ,  $\text{RMS}_{\text{nMot}}$  ermittelt. Damit ist der Ist-Stand der Zielgröße Komfort bekannt und kann als Nebenbedingung verwendet werden.

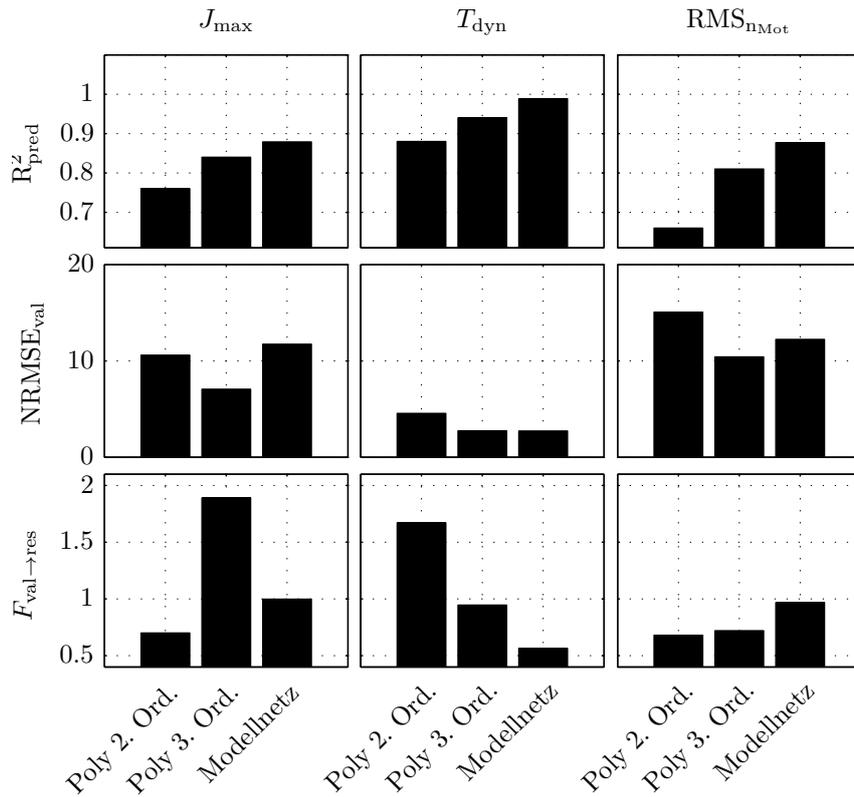


Abbildung 6.6: Vergleich der erstellten Modelle zur Abbildung der Lastwechselkennwerte

Durch die Optimierung soll die Zielgröße Agilität, unter der durch Nebenbedingungen sicherzustellenden Einhaltung eines gleichbleibenden Komforts, verbessert werden. Das Optimierungsziel ist die Minimierung des Kennwertes  $T_{\text{dyn}}$ , unter Einhaltung der betriebspunktabhängigen Grenzen  $J_{\max}$ ,  $\text{Grenze}(\alpha, n_{\text{Mot}})$  und  $\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}$ ,  $\text{Grenze}(\alpha, n_{\text{Mot}})$  der Komfortkennwerte sowie der Versuchsraumgrenzen.

$$\underline{p} = \underset{P_{1 \dots 4}}{\text{argmin}} (T_{\text{dyn}}(P_{1 \dots 4}, n_{\text{Mot}}, \alpha)) \quad (6.1)$$

unter Einhaltung der Nebenbedingungen

$$J_{\max} < J_{\max, \text{Grenze}}(\alpha, n_{\text{Mot}})$$

$$\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}} < \text{RMS}_{n_{\text{Mot}}, \text{Grenze}}(\alpha, n_{\text{Mot}})$$

$$\underline{A} \cdot (P_{1 \dots 4}, n_{\text{Mot}}, \alpha)^T \leq \underline{b}$$

An 20 Betriebspunkten wird jeweils eine optimale Parameterkombination durch ein globales Optimierungsverfahren mit anschließender lokaler Optimierung durch ein Gradientenabstiegsverfahren bestimmt (vgl. Abschnitt 3.5). Ergebnis sind Werte der Applikationsparameter für jeden Betriebspunkt, die das Optimierungsziel möglichst gut erreichen. Anhand dieser Werte werden

die Kennfelder der Applikationsparameter definiert und entsprechend parametrisiert. Als Maß für die Zielerreichung werden dann Validierungsmessungen mit dieser optimierten Applikation durchgeführt.

Abbildung 6.7 zeigt das Ergebnis der Optimierung und stellt die Modellvorhersage und Validierungsmessungen für diese optimierte Applikation gegenüber. Die Abweichungen zwischen Modellvorhersage und den Validierungsmessungen entsprechen den Erwartungen aus der Analyse der Wiederholpunkte und des Vertrauensbereichs der Modelle. Die Validierung zeigt insbesondere die erwünschte Fahrpedalabhängigkeit der Komfortkennwerte.

Mittels der identifizierten Modelle können durch Optimierung gezielt Applikationen erstellt werden, die ein bestimmtes charakteristisches Fahrzeugverhalten erzeugen. Dies kann zur Applikation unterschiedlicher Fahrprogramme genutzt werden. Im Straßenversuch können diese dann erprobt und der dem Fahrzeug am besten entsprechende Applikationsstand ausgewählt werden.

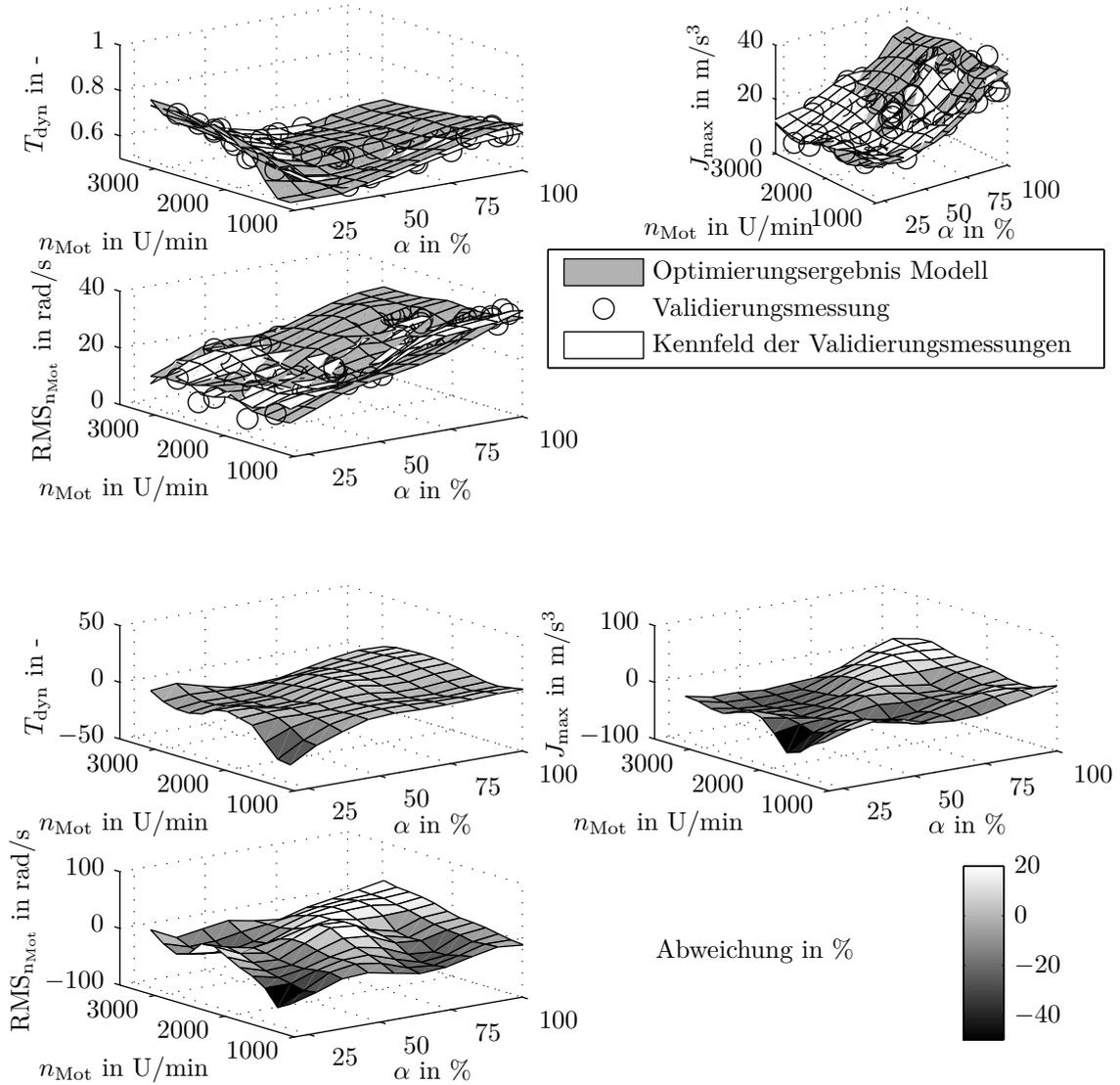


Abbildung 6.7: Durch Optimierung erzielte Kennwerte. Gegenüberstellung von Modellvorhersage und Validierungsmessungen. Betrag der mittleren Abweichung:  $T_{\text{dyn}}$ : 4,38 %,  $J_{\text{max}}$ : 12,50 %,  $\text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}$ : 13,74 %

## 7 Zusammenfassung

Inhalt der vorliegenden Arbeit ist die Darstellung einer systematischen, modellbasierten Methode zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver auf Prüfständen. Die hier aufgezeigte Vorgehensweise erleichtert die Applikation von Steuergeräteparametern und ermöglicht die objektive Beurteilung des Ergebnisses hinsichtlich der Zielgrößen Agilität, Komfort und mechanische Beanspruchung. Das Vorgehen baut auf Methoden der statistischen Versuchsplanung auf, für die auf kommerzielle Software-Werkzeuge zurückgegriffen werden kann. Zusammen mit dem im Rahmen dieser Arbeit eigens für dynamische Fahrmanöver entwickelten Software-Werkzeug wird so auch Entwicklungsingenieuren ohne fundierte Kenntnisse in Programmierung und Modellbildung die Anwendung der Methodik ermöglicht. Das erhöht die Akzeptanz und Nutzungsbereitschaft für diese modellbasierten Methoden in der Fahrzeugentwicklung.

Die Verwendung von Motorprüfständen und modellbasierten Methoden zur stationären Motoroptimierung ist bereits gängige Praxis. Zahlreiche erfolgreiche Anwendungen statischer, empirischer Modellansätze belegen deren Potenzial zur Verringerung des Versuchsaufwands und zur modellbasierten Optimierung. Demgegenüber wird die Applikation von Steuergerätefunktionen zur Steuerung und Regelung der Aktorik des Antriebsstrangs während dynamischer Fahrmanöver größtenteils iterativ in Fahrversuchen durchgeführt. Dies bildet die Grundlage der Motivation zu dieser Arbeit. Das erreichte Ziel ist eine Übertragung der modellbasierten Methoden der Motorentwicklung auf die Applikation dynamischer Fahrmanöver. Grundlegend sind hierfür Prüfstandskonzepte, die ein dem Fahrversuch entsprechendes Antriebsstrangverhalten gewährleisten, sowie Kennwerte, die es ermöglichen, die Zielgrößen dynamischer Fahrmanöver objektiv aus Messdaten zu ermitteln. Durch Kennwerte wird das ursprünglich dynamische Übertragungsverhalten der Fahrmanöver auf statisches Übertragungsverhalten zurückgeführt. Diese skalaren Kennwerte ermöglichen damit die Verwendung statischer, empirischer Modelle.

Für die Fahrmanövererkennung und Kennwertermittlung wird eine allgemeine Vorgehensweise zur Programmierung von Algorithmen vorgestellt sowie die Eigenschaften von Kennwerten und Algorithmen zur Kennwertbestimmung näher erläutert. Bereits existierende Kennwerte zur objektiven Beurteilung des subjektiven, menschlichen Empfindens werden gegenübergestellt. Die Untersuchung zeigt eine lineare Korrelation aller Komfortkennwerte untereinander. Damit wird eine nahezu gleiche Aussagekraft der Komfortkennwerte hinsichtlich des menschlichen Komfortempfindens nachgewiesen.

Auf Basis von Fahrversuchen werden wesentliche Anforderungen an ein für dynamische Fahrmanöver geeignetes Prüfstandskonzept identifiziert. Es werden sowohl Rollen- als auch Antriebsstrangprüfstände mit Hilfe von Simulationsmodellen sowie Fahr- und Prüfstandsversuchen untersucht. Aus der Analyse geht hervor, dass Rollenprüfstände unter bestimmten Bedingungen für dynamische Fahrmanöver geeignet sind. Antriebsstrangprüfstände sind jedoch sowohl hinsichtlich des zulässigen Betriebsbereichs als auch in Bezug auf den Automatisierungsgrad das leistungsfähigere Konzept. Insbesondere dynamische Fahrmanöver bei hoher Antriebsleistung und -übersetzung sind auf Rollenprüfständen nicht darstellbar. Der Antriebsstrangprüfstand mit Simulation des Radschlupfs zeigt eine nahezu exakte Abbildung der Antriebsstrangdynamik des Fahrversuchs und eignet sich damit für dynamische Fahrmanöver.

Die modellbasierte Methode zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver wird mittels eines Antriebsstrangprüfstands erfolgreich auf Zughochschaltungen und Lastwechselmanöver angewendet. Die Anwendungsbeispiele zeigen, dass empirische, statische Modelle in der Lage sind, die Abhängigkeit der fahrmanöverspezifischen Kennwerte von den Applikationsparametern und den wesentlichen Randbedingungen, beispielsweise Motormoment und Motordrehzahl, abzubilden. Auf Basis der Modelle werden Optimierungen der Applikationsparameter durchgeführt. Am Beispiel der Lastwechselmanöver werden Applikationsparameter unter Verwendung von Nebenbedingungen, die einer Vermessung des ursprünglichen Fahrzeugverhaltens entstammen, optimiert. Dies wird genutzt, um das charakteristische Verhalten der ursprünglichen Applikation zu erhalten und somit die Agilität bei gleichbleibendem Komfort zu verbessern. Das Anwendungsbeispiel zeigt, dass mittels der identifizierten Modelle durch Optimierung gezielt Applikationen erstellt werden können, die ein erwünschtes charakteristisches Fahrzeugverhalten erzeugen.

Die in dieser Arbeit durchgeführten Optimierungen zeigen, dass die entwickelte Methode das Potenzial besitzt, sowohl die Effizienz als auch die Qualität des Ergebnisses des Applikationsprozesses dynamischer Fahrmanöver zu steigern.

## Literaturverzeichnis

- [Alv09] ALVERMANN, Gunther: *Virtuelle Getriebeabstimmung*, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, Diss., 2009
- [Bau11a] BAUER, Robert: Neues Regelkonzept für die dynamische Antriebsstrangprüfung. In: MOSCHNIK, S. (Hrsg.): *SSRP 2011*. Graz : Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik der Technischen Universität Graz, 2011, S. 104–116
- [Bau11b] BAUER, Robert: New Methodology for Dynamic Drive Train Testing. In: ARAI (Hrsg.): *SIAT 2011 Proceedings: Symposium on International Automotive Technology*. Pune : ARAI, 2011, S. 1–6
- [Ben98] BENCKER, R: *Simulationstechnische und experimentelle Untersuchung von Lastwechselphänomenen an Fahrzeugen mit Standardantrieb*, Technische Universität Dresden, Diss., 1998
- [Böh07] BÖHL, Jens: *Effiziente Abstimmung von Automatikgetrieben*, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, Diss., 2007
- [Bir13] BIRKHOFF, Jörg-Michael: *Komfortobjektivierung und funktionale Bewertung als Methoden zur Unterstützung der Entwicklung des Wiederstartsystems in parallelen Hybridantrieben*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2013
- [BNP87] BAKKER, E. ; NYBORG, L. ; PACEJKA, H. B.: Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies. In: *SAE Technical Paper* (1987), Nr. 870421, S. 1–15
- [BRS00] BIERMANN, J. W. ; REITZ, A. ; SCHUMACHER, T.: The Clonk Phenomenon - a Load Change Reaction to be Balanced in Terms of Comfort and Engine Response. In: *Proceedings from the 28th FISITA 2000 World Automotive Congress* (2000)
- [BS11] BRAESS, H.H. ; SEIFFERT, U.: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Vieweg+Teubner Verlag, 2011
- [BSEA08] BAGOT, Benoit ; SCHMIDT, Andreas ; EBNER, Thomas ; ALTENSTRASSER, Harald: Modellbasierte Methodik zur automatisierten Schaltqualitätsoptimierung von Automatikgetrieben. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 110 (2008), Nr. 05, S. 404–410

- [CBB<sup>+</sup>10] CONFALONIERI, R. ; BELLOCCHI, G. ; BREGAGLIA, S. ; DONATELLI, M. ; ACUTISA, M.: Comparison of sensitivity analysis techniques: A case study with the rice model WARM. In: *Ecological Modelling* 221 (2010), S. 1897–1906
- [Cel98] CELMINS, A: The Method of Gauss in 1799. In: *Statistical Science* 13 (1998), Nr. 2, S. 123–135
- [Cre07] CREWE, C. M.: Development tools and techniques for automated transmissions. In: *SAE Technical Paper* (2007), Nr. 2007-01-2571
- [DGWJ05] D’ANNA, T. ; GOVINDSWAMY, K. ; WOLTER, F. ; JANSSEN, P.: Aspects of Shift Quality With Emphasis on Powertrain Integration and Vehicle Sensitivity. In: *SAE Technical Paper Number 2005-01-2303* (2005)
- [DPS09] DOHMEN, Hans-Peter ; PFEIFFER, Klaus ; SCHYR, Christian: *Die Bibliothek der Technik*. Bd. 317: *Antriebsstrangprüftechnik: Vom stationären Komponententest zum fahrmanöverbasierten Testen*. Verlag Moderne Industrie, 2009
- [Dra98] DRAPER, Norman P.: *Applied Regression Analysis*. Wiley and Sons, 1998
- [Düs11] DÜSER, Tobias: *Fahrzeugrollenprüfstände: Von der Zertifizierung bis hin zur mechatronischen Entwicklungsplattform*. München : Verl. Moderne Industrie, 2011
- [EH74] ECCLESTON, J.A. ; HEDAYAT, A: On the theory of connected signs: Characterization and optimality. In: *The Annals of Statistics* 2 (1974), Nr. 6, S. 1238–1255
- [Fan94] FAN, Jun: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu Längsschwingungen von Pkw (Ruckeln)*. Aachen : Shaker, 1994 (Berichte aus der Fahrzeugtechnik)
- [FGK<sup>+</sup>12] FISCHER, R ; GUNTER, J ; KÜCÜKAY, F ; NAJORK, R ; POLLAK, B: *Das Getriebebuch*. Springer, 2012
- [Gau09] GAUSS, K. F.: *Theoria motus corporum coelestium in sectionibus conicis solem ambientium*. (Theorie der Bewegung der Himmelskörper, die in Kegelschnitten die Sonne umlaufen). (1809)
- [Geb00] GEBERT, Jürgen: *Fortschrittsberichte VDI.Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik*. Bd. Nr.424: *Adaptive Parametervariation bei Getriebesteuerungen zur Optimierung des Schaltkomforts*. Düsseldorf : VDI, 2000
- [Get09] GETREUER, Pascal: Writing Fast MATLAB Code. In: *MATLAB File Exchange* <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/5685-writing-fast-matlab-code> (2009)
- [GHSS04] GROSS ; HAUGER ; SCHNELL ; SCHRÖDER: *Technische Mechanik 3*. Springer, 2004

- [Goo13] GOOS, Jan-Christoph: Messdatengestützte simulative Untersuchung der Eignung von Prüfständen zur straßennahen Abbildung von Lastwechseln, TU Darmstadt, Masterthesis. (2013)
- [Gru10] GRUHLE, Wolf-Dieter: Steuerung und Regelung von Automatikgetrieben. In: ISERMANN, R (Hrsg.): *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe*, Vieweg+Teubner Verlag, 2010, S. 288–305
- [Hag98] HAGERODT, Bernd: *Untersuchungen zu Lastwechselreaktionen frontgetriebener Personenkraftwagen*, RWTH Aachen, Diss., 1998
- [Hag03] HAGERODT, Arnd: *Automatisierte Optimierung des Schaltkomforts von Automatikgetrieben*, Institut für Fahrzeugtechnik TU Braunschweig, Diss., 2003
- [Hak11] HAKEN, Karl-Ludwig: *Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik*. München : Carl Hanser, 2011
- [Har14] HARTMANN, B: *Lokale Modellnetze zur Identifikation und Versuchsplanung nichtlinearer Systeme*, Universität Siegen, Diss., 2014
- [HK01] HAGERODT, Arnd ; KÜÇÜKAY, PROF. DR.-ING. FERIT: Automatisierte Schaltkomfortabstimmung bei Pkw mit Stufenautomaten. In: VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.): *VDI-Berichte* Bd. 1610, 2001, S. 167–185
- [Hür07] HÜRSMANN, A: *Methodenentwicklung zur virtuellen Auslegung von Lastwechselphänomenen in Pkw*, Universität München, Diss., 2007
- [HT91] HROVAT, D. ; TOBLER, W.E.: Bond graph model of automotive powertrains. In: *Journal of the Franklin Institute* (1991)
- [Hua08] HUARD, Eveline-Johanna: *Kundenorientierte Objektivierung des Schaltkomforts zur Anwendung in der Simulation*, TU Braunschweig, Diss., 2008
- [IM11] ISERMANN, Rolf ; MÜNCHHOF, Marco: *Identification of Dynamic Systems*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011
- [Kah13] KAHLBAU, S: *Mehrkriterielle Optimierung des Schalablaufs von Automatikgetrieben*, Brandenburgische Technische Universität, Diss., 2013
- [KHB11] KRAUSE, Matthias ; HAVERKORT, Glenn ; BECK, Ralf: Werkzeuge und Methoden zur effizienten Getriebeapplikation. In: *ATZextra* (2011), Nr. 5, S. 58–63
- [Kie74] KIEFER, J: General equivalence theory for optimum designs (Approximate theory). In: *The Annals of Statistics* 2 (1974), Nr. 5, S. 849–879

- [Kie14] KIEFT, Natasha: *Evaluation of Different Design Space Description Methods for Analysing Combustion Engine Operation Limits*, Leiden, Diss., 2014
- [KK07] KASSEL, Tobias ; KÜÇÜKAY, PROF. DR.-ING. FERIT: Anforderungsoptimierung für Getriebe und Komponenten. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* (2007), Nr. 9, S. 812–819
- [KKAG09] KÜÇÜKAY, PROF. DR.-ING. FERIT ; KASSEL, Tobias ; ALVERMANN, Gunther ; GARTUNG, Thorsten: Effiziente Abstimmung von automatisch schaltenden Getrieben auf dem Rollenprüfstand. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* (2009), Nr. 3, S. 216–223
- [KLZ12] KOKALJ, Gerhard ; LEWIS, Jeff ; ZACH, Christoph: Innovation – Significant reduction of powertrain calibration effort in production programs - Automated calibration of driveability on chassis dyno and powertrain testbed. In: *8th International Conference on Automotive Engineering (ICAE-8)* Bd. 8, 2012, S. 1–11
- [Koh05] KOHN, Wolfgang: *Statistik: Datenanalyse und Wahrscheinlichkeitsrechnung*. Springer, 2005
- [Kro14] KRONTHALER, Frank: *Statistik angewandt*. Springer, 2014
- [KRS09] KIRSCHSTEIN, Stefan ; REMELHE, Filipe ; STOLZE, Bernd: *Efficient Transmission Application by using modern offline Tools*. Berlin, 2009
- [Las07] LASCHET, Andreas: *Haus der Technik Fachbuch*. Bd. 79: *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik IV: Schwingungen - NVH-Optimierung - Komplette Systemabstimmung - Akustische Beurteilung*. Expert-Verlag, 2007
- [Leg05] LEGENDRE, A.M.: *Nouvelles méthodes pour la détermination des orbites de comètes*. (1805)
- [Lin10] LINSSEN, René: *Modellbasierte Analyse und Optimierung von Dieselmotoren*, RWTH Aachen, Diss., 2010
- [Lju01] LJUNG, Lennart: *Prediction Error Estimation Methods*. Linköping, 2001
- [Löf00] LÖFFLER, Jürgen: *Optimierungsverfahren zur adaptiven Steuerung von Fahrzeugantrieben*, Universität Stuttgart, Diss., 2000
- [Lüp14] LÜPKES, Klaus: *Erarbeitung und Anwendung von Methoden zur modellbasierten Applikation von Parametern der Kupplungsansteuerung in Automatikgetrieben von hybriden Antriebssträngen*, TU Darmstadt, Masterthesis. (2014)
- [LS98] LIST, Helmut O. ; SCHOEGGL, Peter: *Objective Evaluation of Vehicle Driveability*.

SAE Technical Paper Number 980204

- [LSF98] LIST, Helmut ; SCHÖGGL, Peter ; FRAIDL, Günter Karl: Objektive Beurteilung des subjektiven Fahrempfindens. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* (1998), Nr. 4, S. 274–280
- [Lun10] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 1*. Bd. 8. Springer, 2010
- [Mar13] MARKERT, R: *Strukturodynamik*. Shaker, 2013
- [Mat87] MATSCHINSKY, Wolfgang: *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Springer, 1987
- [Mey90] MEYER, B: *Objektorientierte Softwareentwicklung*. Hanser, 1990
- [Mit03] MITSCHKE, M.: *Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer, 2003
- [MMAC09] MYERS, R.H. ; MONTGOMERY, D.C. ; ANDERSON-COOK, C.M.: *Response Surface Methodology - Process and Product Optimization Using Designed Experiments*. John Wiley & Sons, 2009
- [Mon09] MONTGOMERY, D.C.: *Design and Analysis of Experiments*. Bd. 7. Wiley, 2009
- [Nau02] NAUMANN, Tino: *Wissensbasierte Optimierungsstrategien für elektronische Steuergeräte an Common-Rail-Dieselmotoren*, Technische Universität Berlin, Diss., 2002
- [Nel97] NELLES, O: LOLIMOT - Lokale, lineare Modelle zur Identifikation nichtlinearer, dynamischer Systeme. In: *at - Automatisierungstechnik* 45 (1997), Nr. 4, S. 163–174
- [Nel01] NELLES, O: *Nonlinear System Identification*. Springer, 2001
- [Nel14] NELLES, O: Axes-Oblique Partitioning Strategies for Local Model Networks. In: *IFAC Symposium on System Identification* (2014)
- [NJBS06] NEHLEN, Markus ; JEDICKE, Frank ; BOGNER, Erik ; SCHÖGGL, Peter: Fahrbarkeitsuntersuchungen auf dem Rollenprüfstand. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 108 (2006), Nr. 05, S. 376–381
- [NM92] NGUYEN, Nam-Ky ; MILLER, Alan J.: A review of some exchange algorithms for constructing discrete D-optimal designs. In: *Computational Statistics and Data Analysis* 14 (1992), S. 489–498
- [NW06] NOCEDAL, J. ; WRIGHT, S.J.: *Numerical Optimization*. Springer, 2006
- [Pac06] PACEJKA, H. B.: *Tyre and vehicle dynamics*. Band 2,. Butterworth-Heinemann, 2006
- [Pil11] PILLAS, J.: *Entwicklung einer modellbasierten Applikationsmethode für PKW-Antriebsstrangregelungen*, TU Darmstadt, Diplomarbeit, 2011

- [PK12] PILLAS, J. ; KIRSCHBAUM, F.: Model based calibration of a load change reaction minimizing control function using hybrid state space models. In: *12. Internationales Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik* (2012)
- [RBSK99] REITZ, A. ; BERMAN, J.-W.M ; SCHUMACHER, T. ; KELLY, P.: Spezielle Prüfstände zur Untersuchung von NVH-Phänomenen des Antriebstrangs. In: *8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (1999), S. 1–17
- [Rei90] REIK, W.: Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen. (1990)
- [Rei07] REIF, Konrad: *Automobilelektronik*. Vieweg, 2007
- [Rob14] ROBERT BOSCH GMBH (HRSG.): *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 2014
- [SBK10] SAUERMAN, R. ; BOJA, D. ; KIRSCHBAUM, F.: Particle Swarm Optimization for Automotive Model-Based Calibration. In: *Advances in Automotive Control*, IFAC, Elsevier, 2010 (IFAC proceedings volumes), S. 733–738
- [Sch02] SCHUMACHER, Thomas: *Schriftenreihe Automobiltechnik Aachen*. Bd. 62: *Optimierung des Lastwechselverhaltens bei einem Pkw mit Frontantrieb*. 2002
- [Sha60] SHAH, K.R.: Optimality criteria for incomplete block designs. In: *Annals of Mathematical Statistics* 31 (1960), S. 791–794
- [SK03] STUHLER, Harald ; KRUSE, Thomas: Parametrierung von Motorsteuerungen. In: ISERMANN, Rolf (Hrsg.): *Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren*, Springer-Verlag, 2003, S. 23–38
- [SS89] SÖDERSTRÖM, Torsten ; STOICA, Petre: *Prentice Hall International series in systems and control engineering*. Bd. 33: *System Identification*. Prentice Hall, 1989
- [Ste07] STEFFEN, Björn: Reproduzierbare Schaltpunkte und automatisierte Applikation von Pkw-Getrieben. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* (2007), Nr. 7-8, S. 632–638
- [TN03] TÖPFER, S ; NELLES, O: Polynommodelle, Kennfelder und neuronale Netze. In: *Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren*, Isermann, R., 2003, S. 103–119
- [VBE<sup>+</sup>09] VÖGL, Rainer ; BOGNER, Erik ; EBNER, Thomas ; TERRA, Tom Dein D. ; VITALE, Gianluca: Innovative Anwendung des Rollenprüfstands für die Fahrbarkeitsabstimmung. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 111 (2009), Nr. 11, S. 13–20
- [VDI99] VDI: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörperschwingungen. In: *VDI 2057* (1999)

- [WR11] WALLENTOWITZ, Henning ; REIF, Konrad: *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik: Grundlagen, Komponenten, Systeme*. Vieweg + Teubner, 2011
- [YPK11] YOO, Jaegon ; PFEIFFER, Klaus ; KANG, Koo-Tae: *Front Loading NVH Test on the Highly Dynamic Powertrain Test Bed*. SAE International, 2011
- [Zel09] ZELLER, Peter ; ZELLER, Peter (Hrsg.): *Handbuch Fahrzeugakustik*. Vieweg+Teubner Verlag, 2009
- [Zit99] ZITZLER, E: *Evolutionary Algorithms for Multiobjective Optimization: Methods and Applications*, ETH Zürich, Diss., 1999

## Abbildungsverzeichnis

2.1	Frequenzbewertungskurve zur Beurteilung des negativen Einflusses von Schwingungen der Beschleunigung auf das Wohlbefinden eines sitzenden Menschen, mit Schwingungsübertragung über die Rückenlehne in Fahrtrichtung [VDI99]. . . . .	5
2.2	Wesentliche Steuergerätefunktionen zur Beeinflussung des Übertragungsverhaltens von Fahreranforderung bis Leistungsbereitstellung am Rad . . . . .	7
3.1	Gesamtsystem dynamischer Fahrmanöver mit statischem Übertragungsverhalten. Das ursprünglich dynamische Übertragungsverhalten wird durch charakteristische Kennwerte des Dynamikverhaltens in statisches Übertragungsverhalten überführt.	11
3.2	Applikationsprozess zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver mittels statistischer Versuchsplanung. . . . .	12
3.3	Mögliche Formulierungen für Optimierungsprobleme zweier Zielgrößen $z_1$ und $z_2$ . .	14
3.4	Linear beschränkter zweidimensionaler Versuchsraum [Lin10]. . . . .	18
3.5	Prinzip der Varianzminimierung bei Ermittlung der Koeffizienten eines Polynoms erster Ordnung durch einen optimalen Versuchsplan. Die Lage der Messpunkte in Darstellung b) minimiert den Einfluss von Messungenauigkeit [Har14]. . . . .	20
3.6	Verteilung von 20 Versuchspunkten aus 106 Kandidatenpunkten in einem zweidimensionalen Versuchsraum durch D-, V-, und S-optimale Versuchsplanung. . . . .	21
3.7	Versuchsdurchführung mit automatisierter Verstellung von Steuergeräteparametern und anschließender Fahrmanöverdurchführung auf einem Antriebsstrangprüfstand.	22
3.8	Anwendung eines Algorithmus zur Erkennung von Hochschaltungen bei positivem Motormoment. Minimalbeispiel zur Darstellung der Vorgehensweise zur Fahrmanövererkennung. . . . .	24
3.9	Erkennung von Lastwechselfahrmanövern durch einen Algorithmus. . . . .	26
3.10	Zwei Lastwechsel mit gleicher, sprunghafter Zustellung des Fahrpedals, bei gleicher Motordrehzahl, mit unterschiedlichen Applikationsständen. Die in obiger Achse markierten charakteristischen Punkte sind im unteren Signalverlauf nicht vorhanden. Ein Kennwert, der diese charakteristischen Punkte verwendet, kann für den unteren Signalverlauf kein plausibles Ergebnis ermitteln. . . . .	27

3.11	Gesamtsystem dynamischer Fahrmanöver mit statischem Übertragungsverhalten und Erweiterung um ein Subjektivierungsmodell. Das Subjektivierungsmodell erhöht die Komplexität des Übertragungsverhaltens, verglichen mit dem Gesamtsystem ohne Subjektivierungsmodell. . . . .	28
3.12	Rohwert und gefilterte Längsbeschleunigung während einer Zughochschaltung vom zweiten in den dritten Gang. Die Ansteuerung der Schaltelemente beginnt bei $t = 0$ und endet mit dem Ende des dargestellten Zeitbereichs. Die Filterung erfolgte durch Bandpassfilter mit unterschiedlichen Grenzfrequenzen. Ein Kennwert, errechnet aus der zwischen 1,25-10 Hz gefilterten Beschleunigung, bewertet insbesondere auch den Zeitbereich zwischen 0-0,7 s als komfortsenkend. Dieser beinhaltet allerdings keine spürbaren Schwingungen. . . . .	31
3.13	Vergleich von Kennwerten untereinander. Die Kennwerte werden berechnet aus der gefilterten Längsbeschleunigung während 3220 Zughochschaltungen. . . . .	33
3.14	Modellstruktur eines neuronalen Netzes mit einer verdeckten Schicht [Nel01]. . . . .	36
3.15	Struktur eines Neurons [Nel01]. . . . .	36
3.16	Aufbau von Multilayer-Perceptron-Neuronen (a) und Neuronen basierend auf radialen Basisfunktionen (b) [Nel01]. . . . .	37
3.17	Lokales Modellnetz nach [Nel01]. . . . .	38
3.18	Ergebnis der Schätzung von Parametern eines Polynommodells. . . . .	41
3.19	Normalverteilungsgraph der Residuen des Beispiels aus Abbildung 3.18. Der Graph stellt die kumulative Wahrscheinlichkeit der Residuen dar. Die Gerade entsteht durch lineare Regression der Datenpunkte zwischen 0,25 und 0,75. Bei Normalverteilung der Residuen bilden die Datenpunkte eine Gerade. . . . .	41
3.20	Hat-Matrix des Beispiels aus Abbildung 3.18. Die Darstellung zeigt den Einfluss der Messungen $y_i$ auf ihre Vorhersagen $\hat{y}_i$ . . . . .	44
3.21	Versuchsplanung und Messergebnisse zur Schätzung und Validierung eines Polynommodells Ordnung 2, für das Versuchspunkte V-optimal verteilt wurden. Die Validierungspunkte sind per Latin-Hypercube-Sampling verteilt [MMAC09]. Die dargestellte Fläche entspricht dem Polynom 3. Ordnung, mit welchem Messungen als Grundlage des Anwendungsbeispiels generiert werden. . . . .	46
3.22	Eindimensionales Optimierungsproblem mit einem lokalen und einem globalen Minimum. . . . .	48
4.1	Systematik von Prüfumgebungen der Antriebsstrangentwicklung zur Applikation von Steuergeräten. Die markierten Prüfumgebungen werden mittels der im Rahmen dieser Arbeit gezeigten Methoden zur Optimierung dynamischer Fahrmanöver nutzbar. . . . .	50

- 
- 4.2 Messschrieb eines durch ein Tip-In-Fahrmanöver hervorgerufenen Lastwechsels mit nachfolgendem Back-Out, aufgenommen während eines Straßenversuchs im dritten Gang, Gesamtübersetzung 4,69. Versuchsträger ist ein frontgetriebener Kompaktvan mit Vierzylinder-Dieselmotor und Handschaltgetriebe. Komfortfunktionen sind deaktiviert. Definierte Pedalwertzustellung von 0% auf 60% des Fahrpedals im dritten Gang zum Zeitpunkt  $t = 0$ . . . . . 55
- 4.3 Messschrieb eines durch ein Tip-In-Fahrmanöver hervorgerufenen Lastwechsels mit nachfolgendem Back-Out, aufgenommen während eines Straßenversuchs im dritten Gang, Gesamtübersetzung 6,35. Versuchsträger ist ein frontgetriebenes Mittelklasse-Coupé mit Vierzylinder-Dieselmotor und Doppelkupplungsgetriebe. Komfortfunktionen sind deaktiviert. Definierte Pedalwertzustellung von 0% auf 55% des Fahrpedals bei  $t = 0$ . Die Nichtlinearität wird durch Schlupf der Anfahrkupplung hervorgerufen. . . . . 56
- 4.4 Messschrieb eines durch ein Tip-In-Fahrmanöver hervorgerufenen Lastwechsels, aufgenommen während eines Straßenversuchs im zweiten Gang, Gesamtübersetzung 8,06. Versuchsträger ist eine heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor und Wandlerautomatgetriebe. Komfortfunktionen sind deaktiviert. Definierte Pedalwertzustellung von 0% auf 40% des Fahrpedals im zweiten Gang zum Zeitpunkt  $t = 0$ . . . . . 56
- 4.5 Prinzipskizze der Modellierung des Antriebsstrangs durch einen Zwei-Massen-Schwinger. . . . . 59
- 4.6 Vergleich der beiden Ansätze zur Bestimmung von Frequenz und Dämpfungsgrad einer oszillierenden Längsbeschleunigung nach einem Lastwechsel hervorgerufen durch ein Tip-In-Fahrmanöver. Für die sprunghafte Zustellung von Motormoment funktionieren beide Ansätze gleich gut. Versuchsträger: heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor. Fahrpedalwertsprung von 0% auf 40% (entspricht 200Nm Motormoment) im zweiten Gang. Ergebnis von Algorithmus A.4:  $f_0 = 3,17$  Hz,  $D = 0,127$ ; Ergebnis von Algorithmus A.3:  $f_s = 3,02$  Hz,  $D = 0,113$ . 60
- 4.7 Vergleich der beiden Ansätze zur Bestimmung von Frequenz und Dämpfungsgrad einer oszillierenden Längsbeschleunigung nach einem Lastwechsel hervorgerufen durch ein Tip-In-Fahrmanöver. Für den dargestellten Motormomentenaufbau kann die Dämpfung aus Minima und Maxima nur unzureichend bestimmt werden. Versuchsträger: heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor. Fahrpedalwertsprung von 0% auf 60% im zweiten Gang. Ergebnis von Algorithmus A.4:  $f_0 = 3,4884$  Hz,  $D = 0,03$ ; Ergebnis von Algorithmus A.3:  $f_s = 3,24$  Hz,  $D = 0,1659$ . 61

4.8	Bestimmung des Kennwertes RMS zur Quantifizierung der Intensität von Antriebsstrangschwingungen und des maximalen Rucks $J_{\max}$ . Fahrpedalwertsprung von 0% auf 20% im zweiten Gang bei 2000 U/min. Versuchsträger: heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor und Stufenautomatgetriebe. . . . .	63
4.9	Fläche als Grundlage der Berechnung des Tip-In-Fahrmanöver-Kennwertes $T_{\text{dyn}}$ . Versuchsträger: frontgetriebenes Mittelklasse-Coupé, mit Vierzylinder-Dieselmotor und Doppelkupplungsgetriebe. . . . .	64
4.10	Verschiedene Konfigurationen von Rollenprüfständen (in Anlehnung an Düser [Düs11])	66
4.11	Vergleich des Lastwechselverhaltens zwischen einem Rollenprüfstand mit spielbehafteter Fahrzeugfesselung an den Abschleppösen eines Fahrzeugs und dem Straßenversuch. Tip-In bei 2000 U/min Zustellung von 20% Fahrpedalwert, Versuchsträger ist ein viertüriges Oberklasse-Coupé, mit Vierzylinder-Dieselmotor und Stufenautomatgetriebe. . . . .	68
4.12	Kinematik eines Fahrzeugs auf Straße und Rollenprüfstand [Goo13]. . . . .	70
4.13	Kraftschluss-Schlupf-Kurve [Mit03, Goo13] . . . . .	71
4.14	Auf dem Rollenprüfstand maximal übertragbare Antriebskraft an den Antriebsrädern $F_{xH, \max}$ und aus dem Antriebsmoment errechnete Antriebskraft $F_A$ . Ohne Berücksichtigung der Wandlerüberhöhung und dynamischer Effekte für Fahrzeugdaten eines viertürigen Oberklasse-Coupés [Goo13]. . . . .	72
4.15	Bei Berücksichtigung dynamischer Effekte sich ergebende maximal übertragbare Antriebsmomente, in Abhängigkeit der Fesselungshöhe, für Fahrzeugdaten eines viertürigen Oberklasse-Coupés [Goo13]. . . . .	73
4.16	Zwei-Massen-Schwinger-Modell, als Grundlage der Untersuchung der Sensitivität des Einflusses der Rollenträgheitsmomente auf die Eigenfrequenz von Antriebsstrangschwingungen. . . . .	74
4.17	Einfluss der abtriebsseitig wirksamen Massenträgheit auf die ungedämpfte erste Eigenfrequenz eines Antriebsstrangs für ein viertüriges Oberklasse-Coupé. . . . .	76
4.18	Unterschiedliche ATS-Prüfstandskonfigurationen in Anlehnung an [DPS09]. . . . .	77
4.19	Signalflussbild eines Antriebsstrangsprüfstands mit klassischer Straßenlastsimulation. In dem erstellten Simulationsmodell des Prüfstands wird der Prüfling durch einen Zwei-Massen-Schwinger abgebildet. . . . .	80
4.20	Validierung des Modells der Belastungsmaschinen inklusive Regelung und Straßenlastsimulation, anhand der Regelabweichung infolge von Tip-In-Fahrmanövern. Versuchsträger: Antriebsstrang aus einer heckgetriebenen Reiselimousine mit Achtzylinder-Benzinmotor und 9-Gang Stufenautomatgetriebe. Die Fahrmanöver wurden durch Fahrpedalwertsprünge von 0% auf 25% gefolgt von einem Fahrpedalwertsprung auf 40% und einem Back-Out auf 0% Fahrpedalwert gefahren. . . . .	81

4.21 Validierung des Prüfstandsmodells inklusive Versuchsträger. Tip-In-Fahrmanöver mit nachfolgendem Back-Out, Fahrpedalwertsprung von 0 % auf 40 %. Versuchsträger: Antriebsstrang aus einer heckgetriebenen Reiselimousine, mit Achtzylinder-Benzinmotor. . . . .	82
4.22 Sollmoment aus P-, I- und D-Anteil der Drehzahlregelung von Belastungsmaschinen während eines Tip-In-Fahrmanövers mit Fahrpedalzustellung 0 % auf 40 %, bei einer Motordrehzahl von 3500 U/min. Versuchsträger: Antriebsstrang aus einer heckgetriebenen Reiselimousine, mit Achtzylinder-Benzinmotor und 9-Gang Stufenautomatgetriebe. . . . .	83
4.23 Einfluss des P-Anteils der Drehzahlregelung der Belastungsmaschinen während eines Lastwechsels, ausgelöst durch ein Tip-In-Fahrmanöver mit Fahrpedalzustellung von 0 % auf 40 %, bei einer Motordrehzahl von 3500 U/min. Antriebsstrang aus einer heckgetriebene Reiselimousine mit Achtzylinder-Benzinmotor und 9-Gang Stufenautomatgetriebe. . . . .	84
4.24 Vergleich des Lastwechselerhaltens bei deaktivierten Komfortfunktionen im Straßenversuch und auf einem Antriebsstrangprüfstand mit konventioneller Straßenlastsimulation. Pedalwertsprung von 0% auf 60% bei 2000 U/min Motordrehzahl im zweiten Gang. Kennwerte Straßenversuch: $f_0 = 3,21$ Hz, $D = 0,13$ . Kennwerte ATS-Prüfstand: $f_0 = 3$ Hz, $D = 0,152$ . Versuchsträger: heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor und 7-Gang Stufenautomatgetriebe. . . . .	85
4.25 Vergleich des Lastwechselerhaltens bei deaktivierten Komfortfunktionen im Straßenversuch und auf einem Antriebsstrangprüfstand mit Straßenlastsimulation ohne Radschlupf anhand von Kennwerten. Mittlere Abweichung: $\overline{\Delta f_0} = 9,24$ %, $\overline{\Delta D} = 9,70$ %, $\overline{\Delta \text{RMS}_{\text{nMot}}} = -45,07$ %. Mittlere Abweichung des Betrags: $ \overline{\Delta f_0}  = 9,53$ %, $ \overline{\Delta D}  = 12,45$ %, $ \overline{\Delta \text{RMS}_{\text{nMot}}}  = 45,07$ % Versuchsträger: heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor und 7-Gang Stufenautomatgetriebe. . . . .	87
4.26 Wunschkonfiguration gegenüber dem Verhältnis am Prüfstand (mit geringfügigen Änderungen entnommen aus [Bau11a]) . . . . .	89
4.27 Methode zur Trägheitskompensation durch Berücksichtigung der Dynamik der Drehzahlregelung im Radmodell (mit geringfügigen Änderungen entnommen aus [Bau11a])	89
4.28 Regelungskonzept eines Antriebsstrangprüfstands mit um Radschlupf erweiterter Straßenlastsimulation nach [Bau11a, Bau11b] . . . . .	90
4.29 Kraftschluss-Schlupf-Kurve nach Pacejkas Magic Formula . . . . .	91
4.30 Schema der um Radmodelle und Radaufstandskräfte erweiterten Straßenlastsimulation . . . . .	93

4.31	Vergleich des Lastwechselverhaltens bei deaktivierten Komfortfunktionen im Straßenversuch und auf einem Antriebsstrangprüfstand mit um Radmodelle erweiterter Straßenlastsimulation. Fahrpedalwertsprung von 0 % auf 75 % bei 1500 U/min Motordrehzahl im zweiten Gang. Versuchsträger ist ein frontgetriebenes viertüriges Mittelklasse-Coupé, mit Vierzylinder-Dieselmotor und Doppelkupplungsgetriebe. . . . .	94
4.32	Vergleich der Kennwerte des Lastwechselverhaltens bei deaktivierten Komfortfunktionen im zweiten Gang bei Straßenversuchen gegenüber einem Antriebsstrangprüfstand Straßenlastsimulation mit Radschlupf. Mittlere Abweichung: $\overline{\Delta J_{\max}} = 3,04\%$ , $\overline{\Delta T_{\text{dyn}}} = 0,79\%$ , $\overline{\Delta \text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}} = -3,43\%$ . Mittlere Abweichung des Betrags: $ \overline{\Delta J_{\max}}  = 9,09\%$ , $ \overline{\Delta T_{\text{dyn}}}  = 2,76\%$ , $ \overline{\Delta \text{RMS}_{n_{\text{Mot}}}}  = 8,50\%$ . Versuchsträger ist ein frontgetriebenes viertüriges Mittelklasse-Coupé, mit Vierzylinder-Dieselmotor und Doppelkupplungsgetriebe. . . . .	96
5.1	Signalverläufe von Getriebeingangsdrehzahl $n_{\text{Ge}}$ und Getriebeausgangsdrehzahl $n_{\text{Ga}}$ für die vier Schaltungsarten von Stufenautomatgetrieben . . . . .	98
5.2	Schematische Darstellung der Applikationsparameter, der Ansteuerungsverläufe und der getriebeeingangsseitigen Drehzahl einer Zughochschaltung . . . . .	100
5.3	Extrema in der Längsbeschleunigung von drei Zughochschaltungen, mit jeweils unterschiedlicher Applikation der Druckansteuerung der Schaltelemente [Lüp14]. . . . .	102
5.4	Darstellung der Differenzdrehzahlen des abschaltenden Schaltelements dreier Zughochschaltungen vom zweiten in den dritten Gang. Der Losreißgradient $\Delta \text{LR}$ wird aus dem Gradienten der Differenzdrehzahlen nach dem Übergang der Kupplung vom Haften ( $\Delta n_{\text{Kupp,ab}} = 0$ ) zum Gleiten ( $\Delta n_{\text{Kupp,ab}} \neq 0$ ) bestimmt [Lüp14]. . . . .	104
5.5	Kurvenschar des Beschleunigungsverlaufs aller Wiederholpunkte . . . . .	106
5.6	Kennwerte der Wiederholpunkte . . . . .	107
5.7	Kennwterergebnis für 1000 Zughochschaltungen vom zweiten in den dritten Gang, ausgelöst bei 2000 U/min Getriebeeingangsdrehzahl und 200 Nm sowie Verstellung von 8 Parametern . . . . .	108
5.8	Vergleich der erzielten Modellgüte bei Modellierung der Kennwerte in Abhängigkeit der 8 Applikationsparameter. . . . .	110
5.9	Kennwerte der 80 Wiederholpunkte des Versuchs zur Optimierung einer Zughochschaltung über den gesamten Betriebsbereich. . . . .	112
5.10	Kennwterergebnis für 800 Zughochschaltungen vom zweiten in den dritten Gang bei Verstellung von 6 Parametern und Variation von Drehzahl und Getriebeeingangsmoment bei Einleitung der Schaltung . . . . .	113
5.11	Modellresiduen, Validierungspunkte und entfernte Ausreißer für das Polynommodell 3. Ordnung des Kennwertes $\text{RMS}_{n_{\text{ab}}}$ . . . . .	114

5.12	Betriebspunkte, für die eine Optimierung der Applikationsparameter durchgeführt wird . . . . .	116
5.13	Validierung des Optimierungsergebnisses für die 31 optimierten Betriebspunkte . . . . .	116
6.1	Schematische Darstellung des Übertragungsverhalten, der Steuererätfunktion Lastschlagdämpfung, in Abhängigkeit der zur Optimierung ausgewählten Applikationsparameter. . . . .	118
6.2	Kennwerte für Lastwechselmanöver als Grundlage der Modellbildung. Signalverläufe eines Lastwechsels durch sprunghafte Fahrpedalzustellung von 0 auf 71 %, bei 2400 U/min, gefahren im zweiten Gang. Versuchsträger ist ein frontgetriebenes viertüriges Mittelklasse-Coupé, mit Doppelkupplungsgetriebe. . . . .	119
6.3	Verteilung der Versuchspunkte des Lastwechselversuchs als Grundlage der Modellbildung . . . . .	120
6.4	Kurvenschar aus Sollmotormoment (Ausgang der Lastschlagdämpfung) und der Längsbeschleunigung von 107 Lastwechseln, die während des Versuchs mit Fahrpedalwerten größer 70 % gefahren sind. . . . .	121
6.5	Kennwerte der 325 Versuchs- und Validierungspunkte . . . . .	123
6.6	Vergleich der erstellten Modelle zur Abbildung der Lastwechselkennwerte . . . . .	124
6.7	Durch Optimierung erzielte Kennwerte. Gegenüberstellung von Modellvorhersage und Validierungsmessungen. Betrag der mittleren Abweichung: $T_{\text{dyn}}$ : 4,38 %, $J_{\text{max}}$ : 12,50 %, $\text{RMS}_{\text{nMot}}$ : 13,74 % . . . . .	126
B.1	Kraftschluss-Schlupf-Kurve nach Pacejkas Magic Formula bei Variation des Koeffizienten $B_p$ . . . . .	157
B.2	Lastwechselreaktion am Prüfstand in Abhängigkeit des Reifenmodellkoeffizienten $B_p$	158
B.3	Kraftschluss-Schlupf-Kurve nach Pacejkas Magic Formula mit Variation des Koeffizienten $D_p$ . . . . .	158
B.4	Lastwechselreaktion am Prüfstand in Abhängigkeit des Reifenmodellkoeffizienten $D_p$	159

## Tabellenverzeichnis

2.1	Für eine Optimierung der Fahrbarkeit relevante Fahrmanöver und Fahrzustände mit Änderungen diskreter Zustände innerhalb des Antriebsstrangs . . . . .	6
3.1	Pearson'scher Korrelationskoeffizient $r_{xy}$ von Komfortkennwerten zur Beurteilung des Fahrkomforts, bestimmt aus 3220 Zughochschaltungen. Der Index $G_{a,std}$ , kennzeichnet standardisierte Komfortkennwerte auf Basis der Getriebeausgangsdrehzahl, der Index $a_{w,std}$ bezeichnet standardisierte Komfortkennwerte auf Basis der gefilterten Fahrzeuglängsbeschleunigung. . . . .	34
3.2	Gütemaße des Polynommodells 2. Ordnung. . . . .	47
4.1	Aus Messdaten durch Parameterschätzung und aus Konstruktionsdaten ermittelte Antriebsstrangparameter eines viertürigen Oberklasse-Coupés . . . . .	75
4.2	Ergebnisse der Partikelschwarmoptimierung (Abkürzung PSO) zur Parameteridentifikation des Belastungsmaschinen- und Regelungsmodells. . . . .	81
4.3	Lastwechselkennwerte bei Veränderung des Proportionalitätsfaktors der Prüfstands-Drehzahlregelung. . . . .	83
4.4	Lastwechselkennwerte bei Veränderung des D-Anteils der Prüfstands-Drehzahlregelung . . . . .	84
5.1	Statistik der Wiederholpunkte . . . . .	106
5.2	Durchgeführte Schritte zur Modellbildung für den Kennwert $t_s$ , durch ein Polynommodell 2. Ordnung. Endergebnis ist ein Polynommodell mit 26 Regressoren. .	109
5.3	Statistik der Wiederholpunkte des Versuchs zur Optimierung einer Zughochschaltung über den gesamten Betriebsbereich. . . . .	112
5.4	Gütemaße der identifizierten Polynommodelle 3. Ordnung . . . . .	114
6.1	Statistik der Wiederholpunkte des Versuchs. Wiederholpunkt 1: 10 Lastwechsel bei 1500 U/min Pedalwertsprung auf 40 %, Wiederholpunkt 2: 10 Lastwechsel bei 2000 U/min Pedalwertsprung auf 40 %, Wiederholpunkt 3: 10 Lastwechsel bei 1500 U/min Pedalwertsprung auf 40%. . . . .	122
B.1	Kennwerte des Lastwechselverhaltens in Abhängigkeit des Pacejka-Magic-Formelkoeffizienten $B_p$ . . . . .	157

B.2	Kennwerte des Lastwechselverhaltens in Abhängigkeit des Pacejka-Magic-Formelkoeffizienten $D_p$ . . . . .	158
C.1	Beschreibung der Applikationsparameter für eine Zughochschaltung . . . . .	160
D.1	Zur besseren Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse sind hier die Versuchsträger, die im Rahmen dieser Arbeit für Messungen genutzt wurden, aufgeführt . . . . .	161
E.1	Zusammenhang zwischen der Wahrnehmung von Schwingungen und dem Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung RMS. Anhaltswerte aus [VDI99] . . .	162

## A Algorithmen zur Kennwertermittlung aus Messdaten

Der Quellcode, auf welchem die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse basieren, ist in MATLAB 2011b entwickelt und getestet. Für die Erkennung von Minima und Maxima wird Code aus [Get09] verwendet.

### A.1 Berechnung der Fahrzeuglängsbeschleunigung aus der Summe der Seitenwellenmomente

```
1 function [ Long_Accel_calc ] = Berechne_aFzg_aus_MSW( v_Fzg,M_SW,vehicle_data )
2 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
3 % Funktion zur Berechnung der Längsbeschleunigung aus Messungen
4 % des Seitenwellenmomentes und der Ausrollkurve eines Fahrzeugs
5 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
6 % M_SW : double Vektor
7 % v_Fzg: double Vektor
8 % Vehicle_Data.m_fzg Fahrzeugmasse in kg
9 % Vehicle_Data.rdyn Reifenradius in m
10 % Vehicle_Data.R_null Koeffizient Ausrollkurve in N
11 % Vehicle_Data.R_eins Koeffizient Ausrollkurve in N/(km/h)
12 % Vehicle_Data.R_zwei Koeffizient Ausrollkurve in N/(km/h^2)
13 % Vehicle_Data.diff_ratio Übersetzung Differential in -
14 Long_Accel_calc = (1/vehicle_data.m_fzg)*...
15     ( M_SW/vehicle_data.rdyn...
16     -v_Fzg*vehicle_data.R_eins-(v_Fzg.^2)*vehicle_data.R_zwei - ...
17     vehicle_data.R_null );
18
19 end
```

### A.2 Erkennung von Lastwechseln ohne nachfolgende Rückschaltung

```
1 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
2 % Algorithmus zur Erkennung von TipIn ohne Rückschaltungen
3 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```

4 %vec_Fahrpedal: Vektor der Messung der Fahrpedalstellung in Prozent
5 %sca_Abtastzeit: Schrittweite der Messvektoren in s
6 %vec_Zeit: Zeitvektor der Messung
7 %vec_Gang: Messung des Gangsignals
8
9
10 % Die Ableitung des Fahrpedalrohsignals berechnen
11 ableitung_app = [0 ; diff(vec_Fahrpedal)];
12
13 % 100%/s auf die sample_time berechnen
14 Gradient_APP_Erkennung = 100*sca_Abtastzeit;
15
16 TipIn_temp = find(ableitung_app>Gradient_APP_Erkennung)-1;
17
18 % Immer nur ein TipIn in Manoeuver_Time Sekunden !
19 Manoeuver_Time = 3;
20
21 while sum(diff(vec_Zeit(TipIn_temp)) < Manoeuver_Time) ~=0
22     index_Ableitung_kleiner_Manoeuver_Time = ...
23         find(diff(vec_Zeit(TipIn_temp)) < Manoeuver_Time);
24
25     erster_index_Ableitung_kleiner_Manoeuver_Time = ...
26         index_Ableitung_kleiner_Manoeuver_Time(1);
27
28     TipIn_temp(erster_index_Ableitung_kleiner_Manoeuver_Time+1) = [];
29
30 end
31
32 TipIn = TipIn_temp;
33
34 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
35 % Punkte finden für die gilt dass der Gang für time_no_Gear_Changes
36 % nach dem TipIn konstant bleibt
37 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
38
39 time_no_Gear_Change = 4;
40 diff_Gear_State = [0 ; diff(vec_Gang)];
41
42 counter = 0;
43 for ee=1:length(TipIn)
44     try
45         if mean(diff_Gear_State(TipIn(ee):TipIn(ee)+...
46             round((time_no_Gear_Change/sca_Abtastzeit)))) == 0
47
48             counter = counter + 1;

```

```

49         TipIn_GangFixPoints(counter) = TipIn(ee);
50
51     end
52 catch exception
53     display(['Fehler bei Suche nach TipIn' ...
54            '(normalerweise bei TipIn am Ende von Messungen: '...
55            exception.message])
56
57 end
58
59 end

```

### A.3 Bestimmung der Frequenz und des Lehr'schen Dämpfungsmaßes von Antriebsstrangschwingungen, bei Lastwechseln aus Minima und Maxima des Beschleunigungsverlaufs

```

1 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
2 % Ermittlung der Frequenz und des Lehr'schen Dämpfungsmaßes von
3 % Antriebsstrangschwingungen eines Lastwechsels auf Basis von Minima
4 % und Maxima des Beschleunigungsverlaufs ab dem Nulldurchgang + 1.2 Sekunden
5 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
6 %Long_Accel_Local_raw: Messsignal Beschleunigung
7 %sca_Abtastzeit: Schrittweite der Messvektoren in s
8
9
10 % Die erste Eigenfrequenz des Antriebsstrangs liegt in
11 % jedem Fall unter 10Hz daher wird zunächst mit einem
12 % Tiefpassfilter Grenzfrequenz 10Hz gefiltert
13
14 % Butterworth Lowpass filter designed using FDESIGN.LOWPASS.
15 % All frequency values are in Hz.
16 Fs = 100; % Sampling Frequency
17 N = 10; % Order
18 Fc = 10; % Cutoff Frequency
19 % Construct an FDESIGN object and call its BUTTER method.
20 h = fdesign.lowpass('N,F3dB', N, Fc, Fs);
21 Hd = design(h, 'butter');
22 % Nach Transfer function
23 [num, den] = Hd.tf;
24
25 %Phasenneutral filtern
26 Long_Accel_cutoff_10Hz = filtfilt(num, den, Long_Accel_Local_raw);

```

```
27
28 % Punkt finden bei dem die Beschleunigung erstmalig
29 % positiv wird
30 zero_point = find( Long_Accel_cutoff_10Hz > 0 );
31 zero_point = zero_point(1);
32
33 % Festlegung der Zeit nach zero_point innerhalb welcher
34 % Minima und Maxima gesucht werden sollen
35 Base_Seconds = 1.2;
36
37 % Festlegung des Endpunktes innerhalb des
38 % Beschleunigungsvektors in welchem gesucht werden soll
39 end_point = zero_point + Base_Seconds / sca_Abtastzeit;
40
41
42 % Minima und Maxima innerhalb des Messdatenvektors herausfinden nach
43 indizes_Maxima = find(...
44     sign(Long_Accel_cutoff_10Hz(zero_point+1:end_point-1)-...
45     Long_Accel_cutoff_10Hz(zero_point:end_point-2)) ...
46     + sign(Long_Accel_cutoff_10Hz(zero_point+1:end_point-1)-...
47     Long_Accel_cutoff_10Hz(zero_point+2:end_point)) > 0) + 1 ...
48     + zero_point;
49 indizes_Minima = find(...
50     sign(Long_Accel_cutoff_10Hz(zero_point+1:end_point-1)-...
51     Long_Accel_cutoff_10Hz(zero_point:end_point-2)) ...
52     + sign(Long_Accel_cutoff_10Hz(zero_point+1:end_point-1)-...
53     Long_Accel_cutoff_10Hz(zero_point+2:end_point)) < 0) + 1 ...
54     + zero_point;
55
56 % Berechnung der Frequenz auf Basis der zeitlichen
57 % Abstände der Maxima von den Minima
58
59 %Prüfen und angleichen der Anzahl
60 if length(indizes_Maxima)>length(indizes_Minima)
61     % Falls mehr Maxima als Minima gefunden wurden
62     indizes_Maxima = indizes_Maxima(1:length(indizes_Minima));
63 elseif length(indizes_Minima)<length(indizes_Maxima)
64     % Falls mehr Minima als Maxima gefunden wurden
65
66     indizes_Minima = indizes_Minima(1:length(indizes_Maxima));
67 end
68
69 Zeitliche_Abstaende = (indizes_Minima-indizes_Maxima)*sca_Abtastzeit;
70
71 % Plausibilisierung des Ergebnisses:
```

```

72 % Geht man davon aus dass der erste Überschwinger im
73 % Beschleunigungsverlauf korrekt erkannt wird, ist vom
74 % ersten zeitlichen Abstand ausgehend eine Abweichung
75 % größer (angenommen) 40 Prozent unblausibel
76
77 Zeitliche_Abstaende = ...
78     Zeitliche_Abstaende(...
79     Zeitliche_Abstaende < Zeitliche_Abstaende(1)*1.4 & ...
80     Zeitliche_Abstaende > Zeitliche_Abstaende(1)*0.6);
81
82 % Mittelwertbildung und Abstand umrechnen in Hz
83 Kennwerte(ww).Frequenz_MiMa_Hz = 0.5/mean(Zeitliche_Abstaende);
84
85
86 % Für den Plot die plausibilisierten Maxima und Minima
87 % nehmen
88 Plausible_Minima = indizes_Minima(1:length(Zeitliche_Abstaende));
89 Plausible_Maxima = indizes_Maxima(1:length(Zeitliche_Abstaende));
90
91
92 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
93 % Bestimmung der Dämpfung auf Basis der Minima und Maxima
94 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
95
96 % Bestimmung des Lehr'schen Dämpfungsmaßes auf Basis der Maxima
97
98 Maxima_a = Long_Accel_cutoff_10Hz(Plausible_Maxima) - ...
99     Long_Accel_cutoff_10Hz(end_point);
100
101 logarithmisches_dekrement_Maxima = log(Maxima_a(1:end-1)./Maxima_a(2:end));
102
103
104 abklingkoeffizienten_Maxima = logarithmisches_dekrement_Maxima./...
105     (time_vector(Plausible_Maxima(2:end))-...
106     (time_vector(Plausible_Maxima(1:end-1))))';
107
108
109 abklingkoeffizient_Maxima_mean = mean(mean([abklingkoeffizienten_Maxima]));
110
111 Abklingkurve_Maxima = Long_Accel_cutoff_10Hz(end) + Maxima_a(1) * ...
112     exp(-abklingkoeffizient_Maxima_mean*...
113     (time_vector(Plausible_Maxima(1):end)-time_vector(Plausible_Maxima(1))));
114
115
116

```

```

117 % Bestimmung des Lehr'schen Dämpfungsmaßes auf Basis der Minima
118
119 Minima_a = Long_Accel_cutoff_10Hz(Plausible_Minima) - ...
120     Long_Accel_cutoff_10Hz(end_point);
121
122 logarithmisches_dekrement_Minima = log(Minima_a(2:end)./Minima_a(1:end-1));
123
124
125 abklingkoeffizienten_Minima = logarithmisches_dekrement_Minima./...
126     (time_vector(Plausible_Minima(2:end))-...
127     (time_vector(Plausible_Minima(1:end-1))))';
128
129
130 abklingkoeffizient_Minima_mean = mean(mean([abklingkoeffizienten_Minima]));
131
132 Abklingkurve_Minima = Long_Accel_cutoff_10Hz(end_point) + Minima_a(1) * ...
133     exp(abklingkoeffizient_Minima_mean*...
134     (time_vector(Plausible_Minima(1):end)-time_vector(Plausible_Minima(1))));
135
136
137 % Geschätzt weil es bestimmt wird über wd nicht über w0 ! Auf Abweichung in
138 % Arbeit eingehen über sqrt(1-D^2)
139 Kennwerte(ww).Daempfung_MiMa = ...
140     mean(...
141     [abs(abklingkoeffizient_Minima_mean) abklingkoeffizient_Maxima_mean])...
142     /(2*pi*Kennwerte(ww).Frequenz_MiMa_Hz);

```

#### A.4 Bestimmung der Frequenz und des Lehr'schen Dämpfungsmaßes von Antriebsstrangschwingungen bei Lastwechseln, anhand der Schätzung der Koeffizienten einer Übertragungsfunktion mit Verzögerung zweiter Ordnung

```

1 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
2 % Ermittlung der Frequenz von Antriebsstrangschwingungen nach Lastwechseln
3 % durch Schätzen der Koeffizienten einer Übertragungsfunktion
4 % mit Verzögerung zweiter Ordnung
5 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
6 %Long_Accel_Local_raw: Messsignal Beschleunigung
7 %Eng_Trq_local: Messsignal Motormoment
8 %time_vector: Messsignal Zeitvektor
9 %sca_Abtastzeit: Schrittweite der Messvektoren in s
10

```

```

11
12 % Punkt finden bei dem die Beschleunigung erstmalig positiv wird
13 zero_point = find( Long_Accel_Local > 0);
14 zero_point = zero_point(1);
15
16 % Ermittlung der Frequenz für Base_Seconds ab TipIn
17 Base_Seconds = 1.2;
18 end_point = zero_point + Base_Seconds /sca_Abtastzeit;
19
20 % Als Eingang wird das Motormoment definiert, als Ausgang
21 % die Längsbeschleunigung
22 Eingangsvektor = Eng_Trq_local(zero_point:end_point);
23 Ausgangsvektor = Long_Accel_Local_raw(zero_point:end_point);
24 Zeitvektor = time_vector(zero_point:end_point);
25
26 % System Identification Toolbox notwendig
27 modell_pt2=idproc('P2U'); %Die Transfer Function definieren : PT2
28
29 % Die Koeffizienten des PT2 fitten
30 Modell_Lastwechsel=...
31     pem(iddata(Ausgangsvektor,Eingangsvektor,sca_Abtastzeit),modell_pt2);
32
33
34 % Den Fit-Wert berechnen:
35 [Modellausgang_aus_compare,Kennwerte(ww).fit_modell,~]=...
36     compare(iddata(Ausgangsvektor,Eingangsvektor,sca_Abtastzeit),...
37     Modell_Lastwechsel);
38
39 Frequenz_rad_ungedaempft=1/Modell_Lastwechsel.Tw.value;
40
41 % Die LW Kennwerte daraus berechnen
42 Kennwerte(ww).Frequenz_Hz_PT2=...
43     (1/(2*pi))*Frequenz_rad_ungedaempft...
44     *sqrt(1-Modell_Lastwechsel.Zeta.value^2);
45
46 Kennwerte(ww).Daempfungsgad_PT2=Modell_Lastwechsel.Zeta.value;

```

## A.5 Bestimmung des Kennwertes RMS auf Basis der Motordrehzahl für Lastwechsel

```

1
2 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
3 % Bestimmung von RMS

```

```
4 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
5 %sca_Abtastzeit: Schrittweite der Messvektoren in s
6 %Eng_Spd_Unfiltd: Messvektor Motordrehzahl
7 %TipInPoint_local: Ort des Lastwechselbeginns innerhalb des
8 %Messdatenvektors
9
10
11 % Zeitfenster ab Tip-In in welchem der Kennwert berechnet wird
12 Base_Seconds = 1.2;
13
14
15 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
16 % Filter Design
17 % Berechnung der Frequenzanteile zwischen 2 und 10 Hz im Verlauf der
18 % Motordrehzahl für den übergebenen Lastwechsel
19 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
20
21 % Abtastfrequenz
22 Fs = 1/sca_Abtastzeit; % Sampling Frequency
23
24 Fstop1 = 0.1; % First Stopband Frequency
25 Fpass1 = 2; % First Passband Frequency
26 Fpass2 = 10; % Second Passband Frequency
27 Fstop2 = 16; % Second Stopband Frequency
28 Astop1 = 10; % First Stopband Attenuation (dB)
29 Apass = 1; % Passband Ripple (dB)
30 Astop2 = 20; % Second Stopband Attenuation (dB)
31 match = 'passband'; % Band to match exactly
32
33 % Construct an FDESIGN object and call its BUTTER method.
34 h = fdesign.bandpass(Fstop1, Fpass1, Fpass2, Fstop2, Astop1, Apass, ...
35     Astop2, Fs);
36 Hd = design(h, 'butter', 'MatchExactly', match);
37
38 % Nach Transfer function
39 [num, den] = Hd.tf;
40 Eng_Spd_detrended = detrend(Eng_Spd_Unfiltd_local);
41 Eng_Spd_filtered = filtfilt(num,den,Eng_Spd_detrended);
42
43 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
44 % Berechnung Analog VDI Richtlinie 2057
45 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
46 Kennwerte(ww).RMS = ...
47     sqrt(...
48     (1/(length(...
```

```

49 Eng_Spd_filtered(TipInPoint_local:...
50 TipInPoint_local+Base_Seconds/sca_Abtastzeit ))*sca_Abtastzeit)...
51 *trapez((sca_Abtastzeit:sca_Abtastzeit:length(...
52 Eng_Spd_filtered(...
53 TipInPoint_local:TipInPoint_local+Base_Seconds/sca_Abtastzeit ))*...
54 sca_Abtastzeit),...
55 Eng_Spd_filtered(TipInPoint_local:TipInPoint_local+Base_Seconds/...
56 sca_Abtastzeit).^2));

```

## A.6 Bestimmung des maximalen Ruck

```

1 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
2 % Ermittlung von J_max
3 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
4 % Ermittlung des Kennwertes J_max
5 % Basis ist Base_seconds Sekunden nach Einleitung eines Lastwechsel
6 %sca_Abtastzeit: Schrittweite der Messvektoren in s
7 %Long_Accel_Local_raw: Gefiltertes Messsignal Beschleunigung
8
9 % Die Ableitung des gefilterten Signals berechnen
10 derivative_Beschleunigung_x =diff(Long_Accel_Local)/sca_Abtastzeit;
11 derivative_Beschleunigung_x = [0 ; derivative_Beschleunigung_x];
12
13 % Den größten Gradienten herausfinden
14 [Ruck_Unfiltd ruck_point] = max(derivative_Beschleunigung_x);

```

## A.7 Bestimmung des Lastwechselkennwertes für den Motormomentenaufbau

```

1
2 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
3 % Erkennen von T_dyn
4 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
5 % Berechnung des T_dyn Kennwertes, der Kennwert kann Werte zwischen
6 % 0 und 1 annehmen
7 % Basis ist Base_seconds Sekunden nach Einleitung eines Lastwechsel
8 %sca_Abtastzeit: Schrittweite der Messvektoren in s
9 %Eng_Trq_local: Messvektor Motormoment
10 %TipInPoint_local: Ort des Lastwechselbeginns innerhalb des
11 %Messdatenvektors
12

```

```
13 try
14 Base_seconds = 1;
15 Point_End = TipInPoint_local + Base_seconds / ...
16             sca_Abtastzeit;
17
18 % Das Motormoment für die Base_seconds Sekunden berechnen und normieren
19 % Zunächst wird ein Offset für das Moment berechnet damit es bei 0 startet
20 Motormoment_Base_seconds = ...
21 Eng_Trq_local(TipInPoint_local:Point_End) + :::
22 abs(min(Eng_Trq_local(TipInPoint_local:Point_End)));
23
24 Motormoment_norm_Base_seconds = ...
25 Motormoment_Base_seconds/max(Motormoment_Base_seconds);
26
27 % Das APP_Char für Base_seconds normieren
28
29 APP_Char_normiert_Base_seconds = ...
30 APP_local(TipInPoint_local:Point_End)/...
31 max(APP_local(TipInPoint_local:Point_End));
32
33 % Zeitvektor definieren
34 time_vektor = 0:sca_Abtastzeit:(Base_seconds);
35
36 Kennwerte(ww).T_dyn = 1 - ...
37 (trapz(time_vektor,...
38 abs(APP_Char_normiert_Base_seconds-Motormoment_norm_Base_seconds))/Base_seconds) ;
39
40
41 catch errormessage
42
43 display(['Problem bei der Bestimmung von T_dyn: ' errormessage.message])
44
45 Kennwerte(ww).T_dyn = 0;
46
47 end
```

## A.8 Bandpassfilter zur Filterung der Längsbeschleunigung im komfortrelevanten Frequenzbereich zwischen 2 und 10 Hz

```
1 % sca_Abtastzeit: Schrittweite des Messvektors in s
2 % aFzg: Längsbeschleunigungssignal
3
4 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```

5 % Ermittlung der Frequenzanteile der Längsbeschleunigung
6 % zwischen 2 und 10 Hz
7 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
8 Fs = 1/sca_Abtastzeit; % Sampling Frequency
9
10 Fstop1 = 0.1; % First Stopband Frequency
11 Fpass1 = 2; % First Passband Frequency
12 Fpass2 = 10; % Second Passband Frequency
13 Fstop2 = 16; % Second Stopband Frequency
14 Astop1 = 10; % First Stopband Attenuation (dB)
15 Apass = 1; % Passband Ripple (dB)
16 Astop2 = 20; % Second Stopband Attenuation (dB)
17 match = 'passband'; % Band to match exactly
18
19 % Construct an FDESIGN object and call its BUTTER method.
20 h = fdesign.bandpass(Fstop1, Fpass1, Fpass2, Fstop2, Astop1, Apass, ...
21 Astop2, Fs);
22 Hd = design(h, 'butter', 'MatchExactly', match);
23
24 % Nach Transfer function
25 [num, den] = Hd.tf;
26 aFzg_filtered = filtfilt(num, den, aFzg);

```

## A.9 Kennwert RMS

```

1 %sca_Abtastzeit: Schrittweite der Messvektoren in s
2 %aFzg_filtered: Im Berech 2-10 Hz gefiltertes Signal
3
4 Kennwerte (ww).RMS = ...
5     100*sqrt((1/(length(aFzg_filtered) * sca_Abtastzeit)...
6     * trapz(...
7     (sca_Abtastzeit:sca_Abtastzeit:length(aFzg_filtered) * sca_Abtastzeit),...
8     aFzg_filtered.^2)));

```

## A.10 Kennwert des Überschwingens der Beschleunigung bei Lastwechseln

```

1 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
2 % Überschwingen der Beschleunigung erkennen
3 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
4 %Long_Accel_Local: Messsignal Beschleunigung
5 %sca_Abtastzeit: Schrittweite der Messvektoren in s

```

```
6
7 % Indizes der Maxima bestimmen
8 iMax = find(sign(Long_Accel_Local(2:end-1)-Long_Accel_Local(1:end-2)) ...
9     + sign(Long_Accel_Local(2:end-1)-Long_Accel_Local(3:end)) > 0) + 1;
10
11
12 % Indizes der Minimia bestimmen
13 iMin = find(sign(Long_Accel_Local(2:end-1)-Long_Accel_Local(1:end-2)) ...
14     + sign(Long_Accel_Local(2:end-1)-Long_Accel_Local(3:end)) < 0) + 1;
15
16 % Das Maxima mit dem höchsten Beschleunigungswert innerhalb der ersten
17 % 0.6 Sekunden nach dem Tip_In bestimmen
18 iMax_first_06second = iMax(iMax < round(1.6/sca_Abtastzeit));
19 [~, Index_maximum]=max(Long_Accel_Local(iMax_first_06second));
20 Point_Max_Ueberschwingen = iMax_first_06second(Index_maximum);
21
22
23 % Das Minimum nach dem identifizieren Maxpunkt finden
24 iMin_after_PointMax = iMin(iMin > Point_Max_Kick);
25 Point_Min_Ueberschwingen = iMin_after_PointMax(1);
26
27 % Den Kennwert berechnen
28 Kennwerte(ww).Ueberschwingen = ...
29     Long_Accel_Local(Point_Max_Ueberschwingen)...
30     -Long_Accel_Local(Point_Min_Ueberschwingen);
```

## B Sensitivitätsanalyse der Reifenmodellparameter der ATS-Fahrzeugsimulation bei Lastwechseln

Die Ergebnisse dieses Anhangs wurden mittels dem in Abschnitt 4.5 beschriebenen Simulationsmodell mit Radschlupf erstellt. Anhand der Tabellen und Abbildungen kann eine iterative Einstellung der Modellparameter des Radschlupfmodells erfolgen.

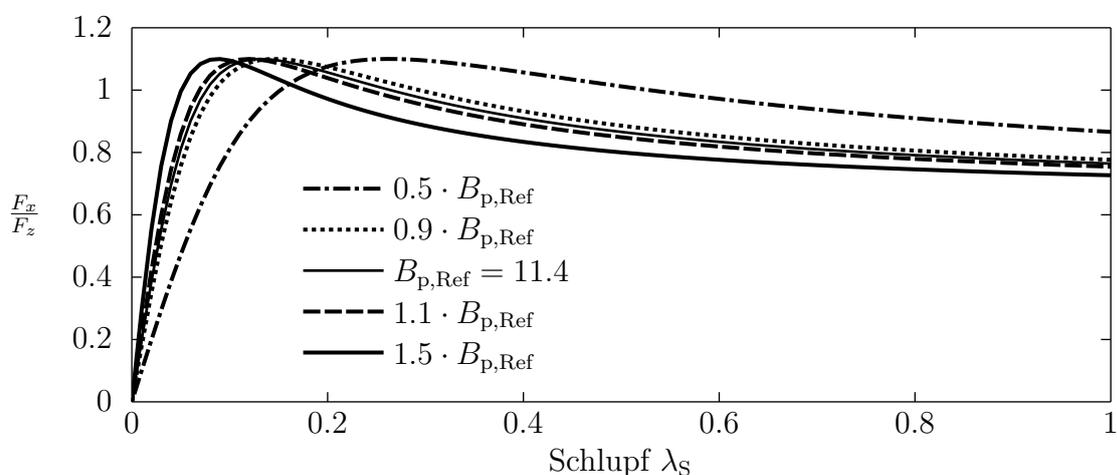


Abbildung B.1: Kraftschluss-Schlupf-Kurve nach Pacejkas Magic Formula bei Variation des Koeffizienten  $B_p$

Tabelle B.1: Kennwerte des Lastwechselverhaltens in Abhängigkeit des Pacejka-Magic-Formel-Koeffizienten  $B_p$

Parameter	Pacejka Magic Formula Koeffizient $B_p$										
	$B_{\text{Ref}} \cdot 0,5$	$B_{\text{Ref}} \cdot 0,6$	$B_{\text{Ref}} \cdot 0,7$	$B_{\text{Ref}} \cdot 0,8$	$B_{\text{Ref}} \cdot 0,9$	$B_{\text{Ref}} = 11,4$	$B_{\text{Ref}} \cdot 1,1$	$B_{\text{Ref}} \cdot 1,2$	$B_{\text{Ref}} \cdot 1,3$	$B_{\text{Ref}} \cdot 1,4$	$B_{\text{Ref}} \cdot 1,5$
$\omega_0$ in Hz	2,81	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80
$D$	0,251	0,212	0,185	0,165	0,149	0,136	0,126	0,117	0,110	0,104	0,099
Fit	90,41	91,25	91,91	92,44	92,87	93,24	93,54	93,79	94,014	94,21	94,37

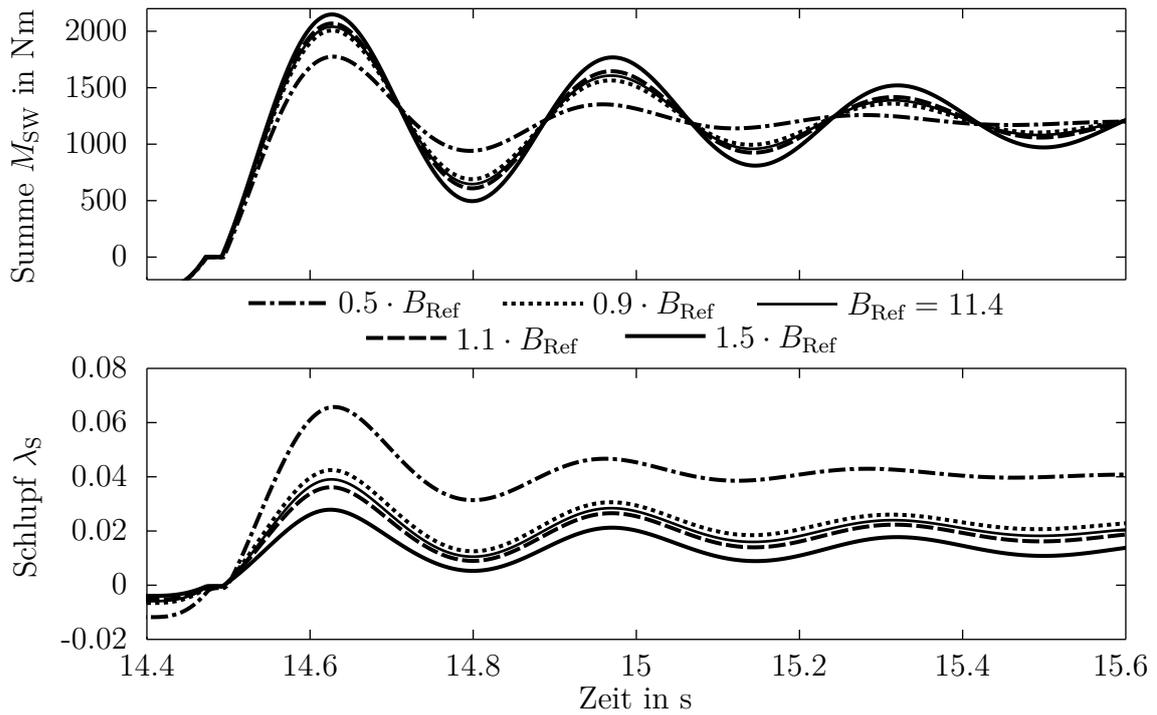


Abbildung B.2: Lastwechselreaktion am Prüfstand in Abhängigkeit des Reifenmodellkoeffizienten  $B_p$

Tabelle B.2: Kennwerte des Lastwechselverhaltens in Abhängigkeit des Pacejka-Magic-Formelkoeffizienten  $D_p$

Parameter	Pacejka Magic Formula Koeffizient $D_p$				
	$D_p = 0,8$	$D_p = 0,9$	$D_p = 1,0$	$D_{p-Ref} = 1,1$	$D_p = 1,2$
$f_0$ in Hz	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80
$D_p$	0,207	0,174	0,152	0,136	0,124
Fit	91,15	92,10	92,76	93,25	93,61

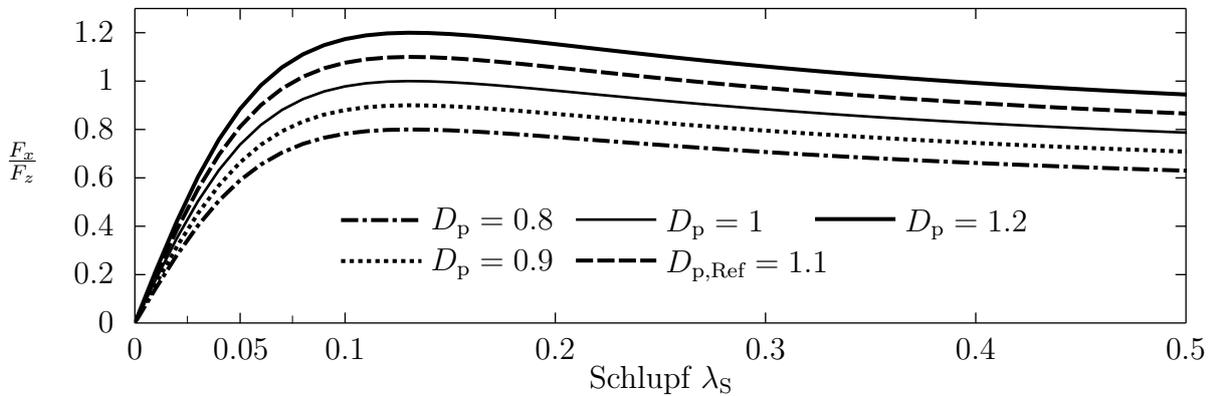


Abbildung B.3: Kraftschluss-Schlupf-Kurve nach Pacejkas Magic Formula mit Variation des Koeffizienten  $D_p$

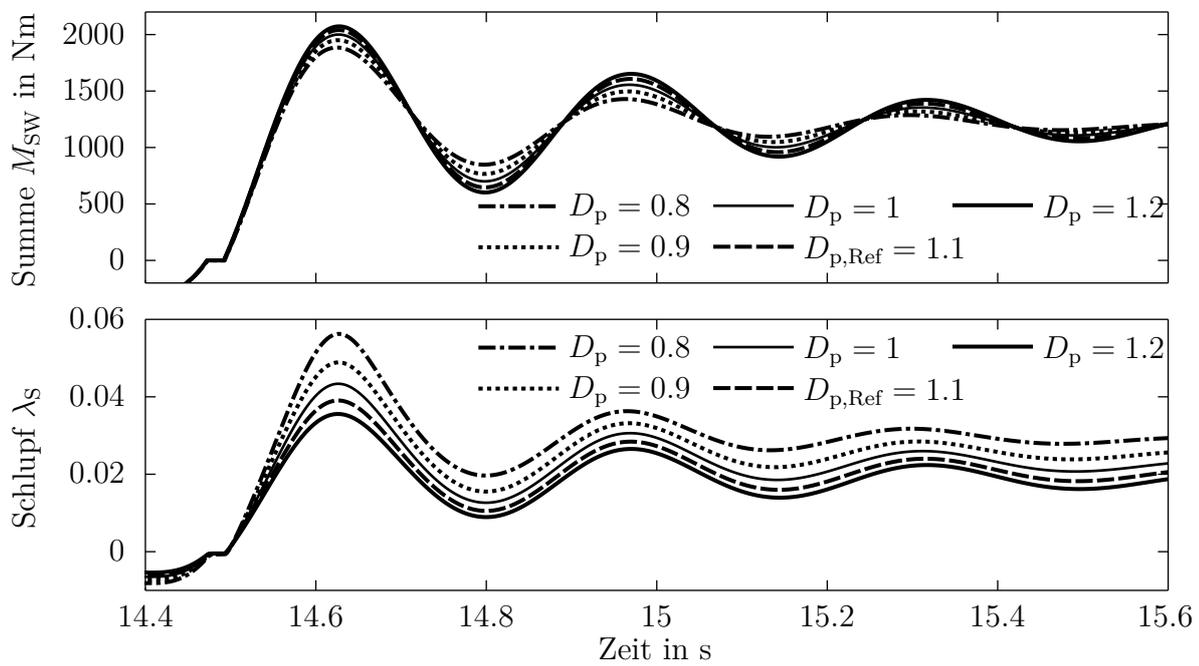


Abbildung B.4: Lastwechselreaktion am Prüfstand in Abhängigkeit des Reifenmodellkoeffizienten  $D_p$

## C Beschreibung der Applikationsparameter des Kupplungswechsels

Tabelle C.1: Beschreibung der Applikationsparameter für eine Zughochschaltung

Parameter	Beschreibung
$P_1$	Zeitdauer Halterampe
$P_2$	Zeitdauer Druckniveau konstant
$P_3$	Überschneidungszeit abschaltendes Schaltelement
$P_4$	Entleeren des abschaltenden Schaltelements
$A_1$	Haltedruck abschaltendes Schaltelement
$A_2$	Füllzeit zuschaltendes Schaltelement
$A_3$	Anlegedruck zuschaltendes Schaltelement
$P_5$	Druck während der Füllzeit des zuschaltenden Schaltelements
$P_6$	Zeitdauer während der der Anlegedruck angesteuert wird
$P_7$	Zeitdauer der Zuschaltrampe
$P_8$	Rampe von Haltedruck auf Überhöhungsdruck
$P_9$	Überhöhungsdruck zur Drehzahlsynchronisierung
$P_{10}$	Zeitdauer Rampe auf Mindestüberhöhungsmoment
$P_{11}$	Zeitdauer Mindestüberhöhungsmoment
$P_{12}$	Druck während Ausrundung Drehzahl
$P_{13}$	Zeitdauer volles Zuschalten
$P_{14}$	Relativer Zeitpunkt des Beginns des Motormomenteneingriffs
$P_{15}$	Zeitdauer Momentenrückzugsrampe
$P_{16}$	Eingriffstiefe Momentenrückzug
$P_{17}$	Relativer Zeitpunkt des Endes des Motormomenteneingriffs
$P_{18}$	Rampe bei Beendigung des Motormomenteneingriffs

## D Verwendete Versuchsfahrzeuge

Tabelle D.1: Zur besseren Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse sind hier die Versuchsträger, die im Rahmen dieser Arbeit für Messungen genutzt wurden, aufgeführt

Bezeichnung in Arbeit	Verkaufsbezeichnung	interne Produktbezeichnung
Frontgetriebener Kompaktvan mit Vierzylinder-Dieselmotor	Mercedes-Benz B180CDI	W246 OM651DE18LA
Frontgetriebenes viertüriges Mittelklasse-Coupé	Mercedes-Benz CLA220d	C117 OM651DE22LA
Heckgetriebene Reiselimousine mit Sechszylinder-Benzinmotor	Mercedes-Benz S400	W222 M276DELA30
Heckgetriebene Reiselimousine mit Achtzylinder-Benzinmotor	Mercedes-Benz S500	V222 M278DELA46
Heckgetriebene Reiselimousine mit hybridisiertem Antriebsstrang	Mercedes-Benz S500 Plug-In Hybrid	V222 P2-85
Viertüriges Oberklasse-Coupé mit Vierzylinder-Dieselmotor	Mercedes-Benz CLS 250 CDI	C218 OM651DE22LA

## E Tabellen

Tabelle E.1: Zusammenhang zwischen der Wahrnehmung von Schwingungen und dem Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung RMS. Anhaltswerte aus [VDI99]

Effektivwert RMS der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_w$	Beschreibung der Wahrnehmung
< 0,01	nicht spürbar
~0,015	Wahrnehmungsschwelle
< 0,02	gerade spürbar
< 0,08	gut spürbar
< 0,315	stark spürbar
> 0,315	sehr stark spürbar