

Mehrkriterielle Optimierung des Schaltablaufs von Automatikgetrieben

Von der Fakultät für Maschinenbau, Elektrotechnik und Wirtschaftsingenieurwesen der Brandenburgischen Technischen Universität zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Sebastian Kahlbau

geboren am 09.12.1980 in Anklam

Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. Peter Steinberg
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. habil. Dieter Bestle
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann
Tag der mündlichen Prüfung:	21. Februar 2013

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand in meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Technische Mechanik und Fahrzeugdynamik der BTU Cottbus in einem Kooperationsprojekt mit der IAV GmbH.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Dieter Bestle, welcher in seiner Rolle als Doktorvater durch seine Anregungen und Förderung entscheidenden Einfluss auf das Gelingen dieser Arbeit hatte. Durch sein überdurchschnittlich engagiertes wissenschaftliches Arbeiten hat er mich stets motiviert, in meiner Arbeit eigene Grenzen auszuloten.

Mein weiterer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Steinberg vom Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik und Antriebe der BTU Cottbus für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission und Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann vom Fachgebiet für Mess- und Diagnosetechnik der TU-Berlin für das Zweitgutachten. Prof. Gühmann steht mir ferner seit der Betreuung meiner Diplomarbeit immer wieder mit gutem Rat und mittlerweile auch als wissenschaftlicher Kooperationspartner zur Seite.

Ohne die Einsicht in die Notwendigkeit der Systematisierung und Automatisierung der Getriebeapplikation wäre diese Arbeit nicht entstanden. Hier bedanke ich mich besonders bei Dr.-Ing. Thieß-Magnus Wolter, Dr.-Ing. Klaus von Räden und Prof. Dr.-Ing. Burghardt Voß, welche die Kooperation mit der BTU Cottbus seitens der IAV GmbH eingeleitet und stets gefördert haben.

All meinen tollen Kollegen in der IAV möchte ich auch meinen Dank aussprechen. Dies betrifft ganz besonders Dr.-Ing. Felix Matthies und Dr. Frank Mertins. Es ist mir eine Ehre, mit Euch zusammen arbeiten zu dürfen.

Ohne meine Studenten Sven Roland, Robert Konstanz, Mirco Bonin, Robert Zidek und Andreas Wurm wäre diese Arbeit ebenfalls kaum denkbar gewesen. Auch bei Euch möchte ich mich recht herzlich bedanken. Zusammen haben wir es geschafft, Eure herausragenden Abschlussarbeiten zu ermöglichen.

Zu guter Letzt bedanke ich mich bei meinen Eltern für ihre Unterstützung und ihr Verständnis. Gleiches gilt für meine Freunde, von denen ich meinen Korrekturlesern Simone und Stephan zu besonderem Dank verpflichtet bin.

Kurzfassung

Die steigende Zahl von Motor-Getriebekombinationen auf dem Fahrzeugmarkt und die wachsende Komplexität und Vielfalt von Funktionen in den Fahrzeugsteuergeräten verursachen eine ständige Erhöhung des Aufwands für die Getriebeabstimmung. Bei diesem als Getriebeapplikation bezeichneten Vorgang verstellt ein Versuchingenieur die Parameter der Getriebesteuerung bis die subjektive Beurteilung der Schaltqualität seinen Erwartungen entspricht. Dieser Prozess findet heute meist im aufwändigen Fahrversuch auf öffentlichen Straßen unter kaum reproduzierbaren Bedingungen statt.

Eine effiziente Möglichkeit, den steigenden Applikationsaufwand zu bewältigen, stellt die Automatisierung des Applikationsprozesses dar. Die vorliegende Arbeit leistet durch die detaillierte Analyse des Schaltablaufs von Automatikgetrieben, die Festlegung neuer Beurteilungskriterien und die Entwicklung eines effizienten, automatisierten Applikationsprozesses dazu einen Beitrag. Herkömmlich wird die Schaltqualität anhand von zusammenfassenden, oft subjektiven Noten beurteilt, wodurch allerdings der Bezug zu den Ursachen für Beeinträchtigungen verloren geht. Daher wird in der Arbeit ein mehrkriterieller Ansatz verfolgt, bei dem verschiedene Phasen des Beschleunigungsübergangs identifiziert werden sowie Schaltzeit und Verschleiß als objektive Kriterien eingehen. Insbesondere wird Diskomfort als Abweichung von einem idealen Beschleunigungsübergang definiert, der sich aus einer einfachen Schwingungsbetrachtung ableiten lässt. Basierend auf Diskomfort und Schaltzeit als zwei zu minimierenden Kriterien wird ein bi-kriterielles Optimierungsproblem formuliert und mit Hilfe eines mehrkriteriellen genetischen Algorithmus gelöst. Dabei wird die Widersprüchlichkeit der beiden Kriterien deutlich, weshalb optimale Parameter der Getriebesteuerung nicht eindeutig, sondern immer Kompromisslösungen sind.

Es wird gezeigt, dass die relevanten Schaltablaufparameter mit einer Sensitivitätsanalyse gefunden werden können, um den Aufwand der Optimierung zu reduzieren. Eine weitere Effizienzsteigerung wird durch die Anwendung eines ersatzmodellgestützten Optimierungsalgorithmus erzielt. Am Ende der Arbeit kann gezeigt werden, dass sich Schaltungen mit dem vorgeschlagenen automatisierten Prozess teilweise besser abstimmen lassen als durch eine klassische, manuelle Applikation. Die Zukunft einer automatisierten Applikation am Prüfstand und am Simulationsmodell erscheint somit möglich.

Abstract

The increasing number of power train variants and the growing complexity and diversity of functions of control software for automatic transmissions lead to a rising calibration effort. During transmission calibration, a test driver typically adjusts parameters of the shift control algorithms until his subjective assessment of the shift quality satisfies his requirements. Today this process is mainly executed on the road under poorly reproducible conditions.

An efficient way to cope with the challenge of rising calibration efforts is to automate the calibration process. The present thesis contributes to this by defining new shift quality criteria and developing an efficient automated calibration process. Conventionally shift quality is assessed on the basis of summarized, subjective grades. By this, however, the connection between cause and effect of poor shift quality is lost. Therefore, in this thesis, a multi-objective approach is applied, which identifies different phases of the shift event and considers shift time and wear out as additional criteria. In particular, discomfort is defined as a deviation from an ideal acceleration transition which can be derived from a simple vibration analysis. Based on discomfort and shift time a bi-criterion optimization problem is defined and solved by a multi-objective genetic algorithm. Therefore the solution of the problem is not unique but always a set of trade-offs between the two conflicting criteria.

It is shown that relevant parameters of the shift control may be identified by sensitivity analysis in order to reduce the complexity of the optimization problem. A further increase of efficiency is achieved by using a surrogate model based optimization algorithm. At the end of this thesis it is shown that results of the proposed automated process partly outperform those of the classic manual calibration process. Future transmission calibration may therefore be carried out automatically on test rigs and with simulation models.

Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis der wichtigsten Formelzeichen und Abkürzungen		IV
1	Einleitung	1
1.1	Getriebeapplikation in der Automobilindustrie.....	3
1.2	Ziel und Aufbau der Arbeit	5
2	Stand der Technik	7
2.1	Grundlagen von Automatikgetrieben	7
2.2	Klassifizierung von Schaltungen im Automatikgetriebe	10
2.3	Stand der Technik der Schaltqualitätsbeurteilung.....	12
2.4	Grundlagen der Mehrkriterienoptimierung.....	14
2.5	Mathematische Ersatzmodellierung in der Getriebeapplikation	16
	2.5.1 Das Kriging-Verfahren zur Ersatzmodellbildung.....	18
	2.5.2 Versuchsplanung mit dem Latin Hypercube Sampling	21
3	Analyse von Überschneidungsschaltungen in Automatikgetrieben	22
3.1	Analyse von gemessenen Schaltvorgängen	22
	3.1.1 Zug-Hoch-Schaltung	23
	3.1.2 Zug-Rück-Schaltung.....	26
3.2	Minimalmodell zur Analyse von Schaltvorgängen	28
	3.2.1 Getriebe- und Fahrzeugmodell	28
	3.2.2 Modellierung eines gesteuerten Schaltablaufs	32
3.3	Simulation von Schaltvorgängen mit einem Getriebeminimalmodell.....	33
	3.3.1 Zug-Hoch-Schaltung	33
	3.3.2 Zug-Rück-Schaltung.....	36
4	Kriterien zur objektiven Bewertung der Schaltqualität	38
4.1	Komfortkriterien	38

4.2	Kriterien für Sportlichkeit.....	44
4.3	Verschleiß und Kupplungstemperatur.....	45
4.4	Implementierung von Algorithmen zur Bewertung der Schaltqualität.....	46
4.5	Vergleich verschiedener Kriterien anhand von Messungen.....	51
5	Entwicklung eines automatisierten Applikationsprozesses am Minimalmodell	54
5.1	Formulierung des Applikationsprozesses als mehrkriterielles Optimierungsproblem.....	54
5.2	Mehrkriterielle Optimierung einer Zug-Hoch-Schaltung.....	56
5.3	Sensitivitätsanalyse zur Unterstützung der Auswahl geeigneter Entwurfsparameter.....	59
5.3.1	Das Morris-Verfahren.....	59
5.3.2	Parameterauswahl durch Sensitivitätsanalyse für die Optimierung einer Zug-Hoch-Schaltung.....	61
5.4	Ersatzmodellgestützte Optimierung zur Reduktion des Simulationsaufwands.....	65
5.4.1	Ersatzmodellgestütztes Optimierungsverfahren EMMA.....	65
5.4.2	Anwendung auf die Optimierung einer Zug-Hoch-Schaltung.....	70
6	Anwendung des Applikationsprozesses auf ein detailliertes Fahrzeugmodell	74
6.1	Modell des Gesamtfahrzeugs mit Getriebesteuerung.....	74
6.2	Parametrisierung des Schaltablaufs mit Expertenwissen.....	77
6.3	Mehrkriterielle Optimierung einer 2-3 Zug-Hoch-Schaltung.....	78
6.4	Parameterauswahl mit Sensitivitätsanalyse für die Optimierung.....	79
6.5	Optimierung mit Ersatzmodell.....	82
7	Automatisierte Applikation im Fahrzeug	85
7.1	Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung.....	85
7.2	Berücksichtigung von verrauschten Kriterienwerten.....	87

7.3	Optimierungsergebnisse und Vergleich mit Datenstand des Applikateurs.....	90
8	Optimaler Schaltablauf	93
8.1	Optimaler Beschleunigungsübergang	94
8.2	Realisierung des optimalen Beschleunigungsübergangs am Minimalmodell.....	99
9	Zusammenfassung und Ausblick	104
	Anhang – Erwartete Verbesserung eines normalverteilten Funktionswertes	107
	Literaturverzeichnis	110
	Abbildungsverzeichnis	120
	Tabellenverzeichnis	125

Verzeichnis der wichtigsten Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
a	m/s^2	Längsbeschleunigung
a_j	-	Koeffizienten der Basisfunktionen des Kriging-Ansatzes
a_I	m/s^2	Idealverlauf der Längsbeschleunigung
Δa_I	m/s^2	Abweichung vom Idealverlauf der Längsbeschleunigung
A	m^2	Reibfläche der Kupplung
A_d	m^2	Oberfläche der Kupplungsscheiben
B^*	-	Orientierungsmatrix des Morris-Verfahrens
C_d	$J/kg\ ^\circ C$	Wärmekapazität der Kupplung
d	-	Abstand zweier Punkte
D	m/s^3	Diskomfort
e_i	-	Elementareffekt
E	-	Erwartungswert
E_{Hi}	-	Abschätzung des Haupteffektes durch das Morris-Verfahren
E_{Vi}	-	Varianz des Effektes beim Morris-Verfahren
E	-	Matrix möglicher Elementareffekte beim Morris-Verfahren
\mathbf{f}	-	Vektorkriterium
\hat{f}	-	Schätzung des Kriging-Modells
f_{\min}	-	Minimum bisher gefundener Kriterienwerte
f^R	-	Prozentuales Verhältnis der Kriterienwertspanne zum max. Wert
F_N	N	Anpresskraft in der Kupplung
F_Z	N	Zugkraft
\mathbf{g}	-	Vektor der Gleichungsnebenbedingungen
g	-	Korrelationsfunktion des Abstandes zweier Punkte des Kriging-Ansatzes
G_{cur}	-	Istgang
G_{tar}	-	Zielgang
\mathbf{h}	-	Vektor der Ungleichungsnebenbedingungen
i	-	Zählvariable der Iterationsschritte

i_1, i_2	-	Übersetzungen der Gänge
I	-	Verbesserung
j_{neg}	m/s^3	Negativer Ruck während Momentenübergabe in ZHS
j_{neg1}	m/s^3	Erster negativer Ruck während Synchronisationsphase in ZRS
j_{neg2}	m/s^3	Zweiter negativer Ruck während Momentenübergabe in ZRS
j_{pos}	m/s^3	Positiver Ruck während Synchronisationsphase in ZHS bzw. während Momentenübergabe in ZRS
j_{sync}	m/s^3	Synchronschlag während Synchronisationsphase in ZHS
J_I	$kg\ m^2$	Motorträgheitsmoment
J_O	$kg\ m^2$	Fahrzeugträgheitsmoment
l_j	-	Basisfunktionen des Kriging-Ansatzes
l	-	Anzahl der Iterationen in jeweiliger Suche des EMMA-Verfahrens
k	-	Anzahl der Parameter
m	kg	Masse
m_d	kg	Masse der Kupplungsscheiben
n	-	Drehzahl, Anzahl der Kupplungsscheiben, Anzahl der Stichproben
n_{dr}	1/min	Abtriebsdrehzahl des Getriebes
n_{eng}	1/min	Motordrehzahl
n_{tu}	1/min	Turbinendrehzahl des Wandlers
n_{ZHS}, n_{ZRS}	1/min	Maximale Schlupfdrehzahl des Flare
p	-	Parameter
\mathbf{p}	-	Parametervektor
$\mathbf{p}^u, \mathbf{p}^o$	-	Vektoren der unteren und oberen Parameterschranken
\mathbf{p}^*	-	Unzulässige Parametersätze
P	-	Parameterraum
P	W	Leistung
$p_{C\ old}, p_{C\ new}$	bar	Hydraulischer Druck der alten/ neuen Kupplung
q	-	Anzahl von Parameterwerten aus der Menge Q beim Morris-Verfahren, Parameter des Kriging-Modells
Q	-	Menge der möglichen Parameter beim Morris-Verfahren
r	-	Gewünschte Anzahl von Elementareffekten beim Morris-Verfahren
r_a, r_i	m	äußerer/ innerer Radius der Kupplung
r_i	-	Korrelation zweier Fehlerterme des Kriging-Ansatzes
r_m	m	mittlerer Reibradius der Kupplung
R	-	Korrelationsmatrix der Fehlerterme des Kriging-Ansatzes
s	-	Weg

s^2	-	Unsicherheit der Schätzung des Kriging-Modells
S	-	Varianz
t	s	Zeit
$t^{(0)}$	s	Startpunkt der Schaltung
$t^{(f0)}$	s	Startpunkt des Flare
$t^{(pre)}$	s	Endpunkt der Pre-Shift-Phase
$t^{(post)}$	s	Ende der Post-Shift-Phase
$t^{(T)}$	s	Endpunkt der Momentenübergabe
$t^{(v0)}, t^{(v1)}$	s	Beginn und Ende des Verspanners
$t^{(\omega)}$	s	Endpunkt der Synchronisation
Δt_{del}	s	Schaltverzugszeit
Δt_{shift}	s	Schaltzeit
Δt_{TP}	s	Dauer der Momentenübergabe
Δt_{SP}	s	Dauer der Synchronisation
T_{C1}, T_{C2}	Nm	Kupplungsmoment der ersten/ zweiten Kupplung
T_{Cap}	Nm	Kupplungskapazität
T_{eng}	Nm	gemessenes Motormoment
T_{ER}	Nm	Motoreingriff
T_I	Nm	simuliertes Motormoment
T_O	Nm	Fahrwiderstandsmoment
v	m/s	Geschwindigkeit
V	-	Variationskoeffizient
WEI	-	Gewichtete Erwartete Verbesserung
WEI^*	-	Ersatzkriterium für WEI
W_{dis}	J	Dissipationsenergie
W_F	J	Dissipationsenergie während des Flare

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	-	Wärmeübergangskoeffizient
α, β, γ	-	Parameter der Gewichtungsfunktion für EMMA
Δ	-	Parametervariation zur Berechnung eines Elementareffekts
ε	-	Fehlerterm des Kriging-Ansatzes
ϑ_C	$^{\circ}C$	Kupplungstemperatur

ϑ_0	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur des Ölkreislaufs im Getriebe
θ	-	Parameter des Kriging-Modells
κ	-	Maximaler Ruck des idealen Beschleunigungsübergangs
μ	-	Mittelwert, Reibbeiwert
ξ	-	Übergangsparameter des idealen Beschleunigungsübergangs
σ^2	-	Varianz der Fehlerterme beim Kriging
σ_i	-	Äußere Straffunktion
Φ	-	Verteilungsfunktion der Standardnormalverteilung
Φ	-	Ersatzgütefunktion
ω	-	Gewichtungsfaktor bzw. Gewichtungsfunktion, Eigenfrequenz
$\omega_I, \dot{\omega}_I$	$\text{rad/s}, \text{rad/s}^2$	Getriebeeingangswinkelgeschwindigkeit und - beschleunigung
$\omega_O, \dot{\omega}_O$	$\text{rad/s}, \text{rad/s}^2$	Getriebeausgangswinkelgeschwindigkeit und - beschleunigung
$\Delta\omega$	rad/s	Kupplungsschlupf

Abkürzungen

API	<u>A</u> pplication <u>P</u> rogramming <u>I</u> nterface
ASG	<u>A</u> utomatisiertes <u>S</u> chaltgetriebe
AT	<u>A</u> utomatic <u>T</u> ransmission (Stufenautomatgetriebe)
ATZ	<u>A</u> utomobil <u>t</u> echnische <u>Z</u> eitschrift
BIOS	<u>B</u> asic <u>I</u> nput <u>O</u> utput <u>S</u> ystem
CAN	<u>C</u> ontroller <u>A</u> rea <u>N</u> etwork
DACE	<u>D</u> esign and <u>A</u> nalysis of <u>C</u> omputer <u>E</u> xperiments
DoE	<u>D</u> esign of <u>E</u> xperiment
DKG	<u>D</u> oppel <u>k</u> upplungsgetriebe
ECU	<u>E</u> ngine <u>C</u> ontroller <u>U</u> nit
EFAST	<u>E</u> xtended <u>F</u> ourier <u>A</u> mplitude <u>S</u> ensitivity <u>T</u> esting
EMMA	<u>E</u> nhanced <u>M</u> odelbased <u>M</u> ultiobjective Optimization <u>A</u> lgorithm
HiL	<u>H</u> ardware- <u>i</u> n-the- <u>L</u> oop
MDF	<u>M</u> easurement <u>D</u> ata <u>F</u> ormat
MiL	<u>M</u> odel- <u>i</u> n-the- <u>L</u> oop
NAFTA	<u>N</u> orth <u>A</u> merican <u>F</u> ree <u>T</u> rade <u>A</u> greement
NSGA-II	<u>N</u> on Dominated <u>S</u> orting <u>G</u> enetic <u>A</u> lgorithm, 2nd Version
OAT	<u>O</u> ne- <u>a</u> t-a- <u>T</u> ime
RBF	<u>R</u> adiale <u>B</u> asis <u>F</u> unktionen
SHS	<u>S</u> chub- <u>H</u> och- <u>S</u> chaltung

SiL	<u>S</u> oftware- <u>i</u> n-the- <u>L</u> oop
SP	<u>S</u> ynchronisation <u>P</u> hase
SRS	<u>S</u> chub- <u>R</u> ück- <u>S</u> chaltung
TP	<u>T</u> orque <u>P</u> hase
TCU	<u>T</u> ransmission <u>C</u> ontrol <u>U</u> nit
VDI	<u>V</u> erein <u>D</u> eutscher <u>I</u> ngenieur <u>e</u>
VDV	<u>V</u> ibration <u>D</u> ose <u>V</u> alue
Velodyn	<u>V</u> ehicle <u>L</u> ongitudinal <u>D</u> ynamics
VKM	<u>V</u> erbrennung <u>s</u> kr <u>a</u> ft <u>m</u> aschine
ZF	<u>Z</u> ahnradfabrik <u>F</u> riedrichshafen
ZHS	<u>Z</u> ug- <u>H</u> och- <u>S</u> chaltung
ZRS	<u>Z</u> ug- <u>R</u> ück- <u>S</u> chaltung

1 Einleitung

Die Gesamtzahl von Automobilen auf der Erde hat nach GEO (2011) im Jahre 2010 die Grenze von einer Milliarde überschritten. Angesichts einer Weltbevölkerung von ca. sieben Milliarden Menschen wird der Drang des Individuums nach Mobilität offensichtlich. Diese Automobilität des modernen Menschen ist heute überwiegend durch den Verbrennungsmotor im Verbund mit einem Getriebe geprägt. Auch in Zukunft wird das Getriebe an Bedeutung im klassischen Antriebsstrang gewinnen. So geht die Studie von IHS (2012) von einer signifikanten Steigerung der Verkaufszahlen von Personenkraftwagen mit Getrieben bis 2019 aus, siehe Abb. 1.1.

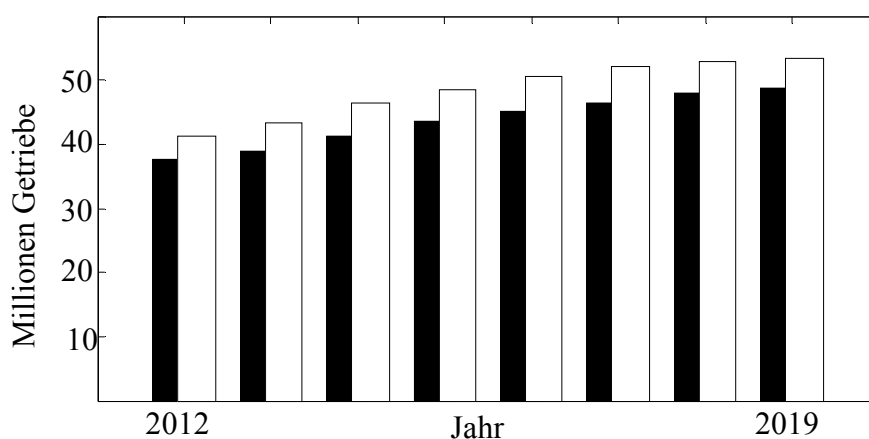


Abb. 1.1 Entwicklung der jährlichen Verkaufszahlen in Millionen von manuellen (weiß) und Automatikgetrieben (schwarz) bis 2019 nach IHS (2012)

Die aufgeführten Zahlen erscheinen selbst dann noch realistisch, wenn die Wachstumsraten der Alternative zum klassischen Antriebsstrang, der Elektromobilität (z.B. in Deutschland als Innovationsmotor der Automobilindustrie oder China als absatzstärkstem Markt), den gesteckten Zielen entsprechen. So ist man in Deutschland von dem Zwischenziel von 100 000 zugelassenen Elektrofahrzeugen im Jahre 2014 mit gerade einmal 4541 Fahrzeugen am 01. Januar 2012 und einem Wachstum von 6,7% in 2011, wobei Hybridfahrzeuge mit berücksichtigt sind, noch sehr weit entfernt, siehe KBA (2012). Für China prognostiziert die Studie von MCKINSEY (2012) eine Wettbewerbsfähigkeit des Elektroautos erst für die Zeit nach dem Jahre 2020. Des Weiteren müssen die Prophezeiungen des unmittelbar bevorstehenden Endes des Erdölzeitalters und damit des klassischen Antriebsstrangs stark bezweifelt werden, da z.B. Experten der Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe die Überschreitung des Erdölfördermaximums (Peak Oil) weiter in die Zukunft verschieben, weil sich immer neue Ölquellen erschließen lassen, siehe BUJALSKI (2012). Für die weitere Förderung aus z.B. Ölsanden wird dort bereits von Peak Oil 2 und einem Fördermaximum im Jahre 2030 gespro

chen. Unabhängig von fossilen Rohstoffen kann Biosprit aus nachwachsenden Ressourcen die Zukunft des klassischen Antriebsstrangs weiter sichern.

Auch die weltweite Finanzkrise im Jahre 2009 hat insbesondere die deutsche Automobilindustrie mit Rekordzahlen im Jahre 2011 bewältigt, um nun trotz Eurokrise weiteres Wachstum in China und mittelfristig in Indien und weiteren Schwellenländern zu generieren, siehe VDA (2012), KBA (2012). Insbesondere Indien ist aufgrund der Entwicklung seines Bruttoinlandsproduktes nach GEO (2011) kurz davor, ein starkes Wachstum der Fahrzeugverkäufe zu erleben. Betrachtet man also die Fakten, so erscheint der Siegeszug des Verbrennungsmotors mit Getriebe vor 2020 kein Ende zu nehmen. Falls sich dann die Elektromobilität als Alternative herausstellt, so zeigt z.B. WAGNER (2011), dass Getriebe auch im elektrifizierten Antriebsstrang ihren Platz finden werden, um dann Elektromotoren in optimalen Betriebspunkten zu betreiben.

Seinen Anteil am wachsenden Gesamtgetriebeaufkommen wird das Automatikgetriebe dabei aufgrund der steigenden Kundenanforderungen bzgl. Effizienz und Sportlichkeit bei gleichzeitigem Komfort des Antriebsstrangs weiter verteidigen, siehe Abb. 1.1. Durch die automatische Wahl des Schaltpunktes durch das Getriebe kann der Verbrennungsmotor häufiger und länger in effizienten Betriebspunkten gefahren werden. Zusätzlich nimmt das Automatikgetriebe dem Fahrer den mühseligen manuellen Schaltvorgang ab und führt diesen schneller und komfortabler durch, als es selbst geübte Fahrer manuell vermögen. Ermöglicht wird diese Überlegenheit von Automatikgetrieben gegenüber manuellen Getrieben heutzutage von einer komplexen Steuerung und Regelung durch das Getriebesteuergerät (TCU). Dieses bestimmt, wann und wie zwischen den Gangstufen gewechselt wird, siehe auch REIF (2007).

Für eine optimale Funktionsweise der Getriebe und um das gewünschte Fahrverhalten zu erreichen muss dieselbe Getriebesteuerung für verschiedene Fahrzeugvarianten abgestimmt werden. Dieser Vorgang der Abstimmung bzw. Kalibrierung wird im deutschen Sprachraum häufig etwas missverständlich als Applikation bezeichnet. Der sogenannte Applikationsingenieur bzw. Applikateur legt dabei fest, wie sich das Getriebe innerhalb seiner konstruktiven Grenzen und innerhalb der Funktionsgrenzen der Getriebesteuerungssoftware verhält. Die Qualität des Fahrzeugs ist somit entscheidend vom Prozess der Applikation abhängig.

1.1 Getriebeapplikation in der Automobilindustrie

Allgemein versteht man in der Automobilindustrie unter dem Begriff Applikation einen Vorgang, bei dem alle Parameter bestimmter Funktionen für verschiedene Betriebspunkte einer Fahrzeugvariante abgestimmt und abschließend als Serienstand gespeichert werden. Neben der Schaltablaufapplikation, welche das Fahrzeugverhalten während des Schaltvorgangs bestimmt, wird für die Abstimmung von Automatikgetrieben zusätzlich eine Schaltpunktauslegung vorgenommen. Hierbei werden die Schaltpunkte des Getriebes festgelegt und somit, wann das Getriebe schaltet. Diese Schaltzeitpunkte sind neben der grundlegenden Auslegung des Fahrzeugs (komfortabel, sportlich, etc.) abhängig vom Momentenwunsch des Fahrers (Stellung des Fahrpedals), der Geschwindigkeit und evtl. von einem durch den Fahrer festgelegten Schaltprogramm. Zu diesen Schaltprogrammen gehören z.B. Sportprogramme, bei denen der Schaltpunkt so ausgelegt wird, dass möglichst viel Leistung zur Verfügung steht, oder Schaltprogramme, welche den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeuges senken, da sie den Verbrennungsmotor in verbrauchsoptimalen Drehzahlbereichen betreiben.

In der Schaltablaufapplikation werden alle für den Schaltablauf relevanten Parameter der elektronischen Getriebesteuerung und Getrieberegulierung angepasst. Die zu applizierenden Parameter bestimmen in Form von Kennwerten, Kennlinien und Kennfeldern das Verhalten der Getriebefunktionen und somit, wie das Getriebe schaltet. Es existieren für die Applikation in der Regel bereits Datenbanken, aus denen dem zu applizierenden Fahrzeugtypen verwandte Datensätze ähnlicher oder älterer Fahrzeugvarianten entnommen werden können. Diese dienen als Basis für die fahrzeugspezifische Variation der Steuerparameter. Für die weitere Abstimmung fährt der Applikateur im Fahrversuch Betriebspunkte verschiedener Schaltungen für unterschiedliche Temperaturen, Drehzahlen und Drehmomente mit verschiedenen Schaltprogrammen an. Anhand gemessener Zeitverläufe von u.a. Kupplungsdrücken und Drehzahlen und seiner subjektiven Bewertung justiert der Applikateur dann die Parameter. In der Regel werden anschließend die Parameter für nicht angefahrne Betriebspunkte interpoliert. Dieser Vorgang wird so oft wiederholt, bis die gestellten Anforderungen als erfüllt angesehen werden.

Somit lässt sich der klassische Applikationsprozess als Optimierungsstrategie, wie in Abb. 1.2 dargestellt, verstehen. Hierbei wird die Abweichung der vom Applikateur subjektiv bewerteten Schaltqualität S von seiner Erwartung E über das Verstellen der Parameter P der Getriebesteuerung minimiert. Dem Applikateur stehen dabei Applikationssysteme zur Verfügung, welche ihm den schreibenden und lesenden Zugriff auf das Steuergerät ermöglichen. Die

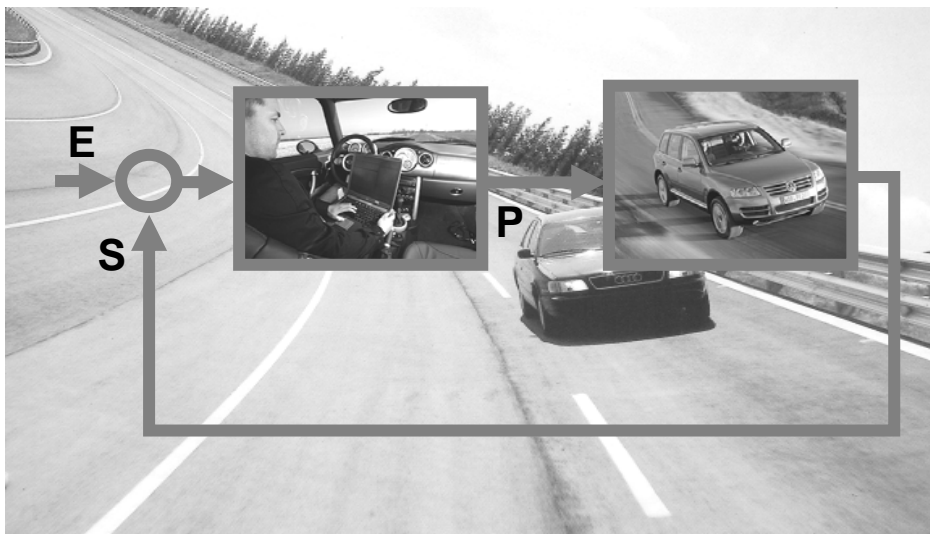


Abb. 1.2 Applikationsprozess im Straßenversuch

größte Herausforderung für Applikationssysteme besteht in dem schreibenden Zugriff auf Parameter eines laufenden Programmcodes, siehe auch BORGEEEST (2010) und ZIMMERMANN u.a. (2007). Zusätzlich ermöglichen diese PC-Tools die visuelle Darstellung der relevanten Größen, die Verwaltung von Datensätzen und den Download der Getriebefunktionen mit aktueller Bedatung auf das Steuergerät (auch „Flashen“ genannt). Die Applikation wird meist auf öffentlichen Straßen im Prototyp oder im sogenannten Technikträger (ein älteres Fahrzeug oder eine ältere Fahrzeugvariante mit abzustimmendem neuem Antriebsstrang) durchgeführt. Diese manuelle Vorgehensweise der Abstimmung einzelner Varianten in aufwändigen Straßenversuchen verursacht einen immensen Personal-, Zeit- und somit Kostenaufwand. Der Erfolg des Prozesses ist des Weiteren fast vollständig von der durch Erfahrung und Intuition geprägten Arbeit einzelner Applikateure bzw. des Applikationsteams abhängig. Zusätzlich verstärkt sich der Aufwand durch die Schwierigkeiten beim Transfer von Informationen über die Getriebesteuerung vom Funktionsentwickler zum Applikateur, siehe auch REIF (2007), welcher somit aufwändige Untersuchungen, häufig durch Versuch und Irrtum geprägt, durchführen muss.

Diese Probleme haben zu Bestrebungen in Richtung einer Automatisierung des Applikationsprozesses geführt. Der Fokus liegt hierbei meist auf der Schaltablaufapplikation, welche den höchsten Applikationsaufwand erfordert. Unter Anderem wurden von HAGERODT (2003) und später von BAGOT (2008) erste Ansätze zur Automatisierung dargelegt. Diese verläuft bei diesen beiden repräsentativen Veröffentlichungen über eine Objektivierung der Schaltqualität, einer Parametrierung des Schaltablaufs und einer Verbesserung der ermittelten objektiven Kriterien mit automatischen Optimierungsstrategien. Trotz der zahlreichen weiteren Be-

mühungen von z.B. BÖHL (2007) oder ALTENSTRASSER u.a. (2009) konnte sich die automatisierte Getriebeapplikation noch nicht in der Praxis durchsetzen. Selbst die objektive Schaltungsbewertung mit entsprechenden Werkzeugen als Vorstufe zum automatisierten Prozess hat die subjektiven Bewertungen der Applikateure noch nicht abgelöst, so dass die manuelle Applikation noch immer den Stand der Technik darstellt.

1.2 Ziel und Aufbau der Arbeit

Aus den vorangehenden Ausführungen gehen die zukünftigen Herausforderungen der Getriebeapplikation in Form der steigenden Anzahl von Automatikgetrieben mit immer komplexer werdenden Steuerungen hervor. Zusätzlich steigt der Applikationsaufwand durch die fortschreitende Individualisierung des Automobils, welches in größer werdender Variantenvielfalt angeboten wird, siehe z.B. WESTEN (2011). Der klassische Applikationsprozess ist diesen Herausforderungen aufgrund seiner vollständigen Abhängigkeit vom Applikateur bereits kurz- bis mittelfristig nicht mehr gewachsen und es ergibt sich ein Handlungsbedarf bei der Weiterentwicklung der Prozesse. Die Automatisierung von Teilen der Schaltablaufapplikation und das Vorverlagern (Frontloading) der Aufwände vom Fahrzeug über den Rollen- und Getriebeprüfstand bis in Hardware-in-the-Loop- (HiL), Software-in-the-Loop- (SiL) und Model-in-the-Loop (MiL) Umgebungen können hierzu den entscheidenden Beitrag leisten. Dabei werden schrittweise die realen, teuren Komponenten des Fahrzeuges durch virtuelle Modelle ersetzt, welche mit sehr viel geringeren Kosten evaluiert werden können.

In dieser Arbeit wird zunächst in Kap. 2 basierend auf dem Stand der Technik abgeleitet, wo die Schwächen der bestehenden Ansätze zur Automatisierung liegen. Um eine gewisse Unabhängigkeit von diesen Strategien zu erlangen, wird ein grundlegendes physikalisches Verständnis des Schaltvorgangs in Automatikgetrieben über die Analyse von Messungen und Simulationen an einem erstellten Minimalmodell in Kap. 3 gewonnen. Aus dem Systemverständnis lassen sich dann geeignete objektive, physikalische Kriterien für die Schaltqualität in Kap. 4 ableiten. Um diese erfolgreich zu identifizieren und zu analysieren, wird das Werkzeug Evalshift entwickelt.

Mit einer Parametrierung des Schaltablaufs des Minimalmodells aus Kap. 3 kann anschließend in Kap. 5 die Schaltablaufapplikation einer Zug-Hoch-Schaltung als mehrkriterielles Optimierungsproblem formuliert werden. Schaltqualität bildet dann basierend auf den hergeleiteten Kriterien immer einen Kompromiss zwischen Komfort und Sportlichkeit. Die Lösung der Optimierungsaufgabe wird mit einem genetischen Algorithmus durchgeführt, welcher

kaum Vorwissen, dafür aber sehr viele Systemevaluationen für die Konvergenz zu einem Optimum benötigt. Um diese Anzahl von teuren Systemevaluationen zu verringern, wird die Menge zu verstellender Parameter durch Konzentration auf relevante Parameter mit hohem Einfluss auf die Schaltqualität reduziert. Zur Identifizierung dieser reichen das Wissen und die Erfahrung der Funktionsentwickler und Applikateure oft nicht aus, so dass die Auswahl durch eine Sensitivitätsanalyse unterstützt wird.

Zusätzlich kann das fehlende Vorwissen im Optimierungsproblem durch ein mathematisches Ersatzmodell des Systems ersetzt werden. An diesem können Optimierungen sehr schnell mit minimalen Kosten durchgeführt werden. Hierfür wird der existierende Algorithmus EMMA zur dynamischen ersatzmodellgestützten Optimierung (siehe STÖCKER (2007)) weiterentwickelt und auf das bestehende Problem angepasst. Zur Validierung des so entstandenen Prozesses wird dieser auf ein reales Fahrzeug in Kap. 7 angewendet und die Ergebnisse des automatisierten Prozesses werden mit einer Applikateursabstimmung anhand der in Kap. 4 definierten Kriterien und des Zeitaufwands verglichen. Zuvor wird jedoch im Sinne des Frontloadings der gesamte Prozess am detaillierten Modell des Fahrzeugs in Kap. 6 durchgeführt. So können vor teuren Fahrzeugversuchen relevante Parameter über Sensitivitätsanalysen im Modell gefunden und der Ablauf der Optimierung getestet werden, um zusätzlich die Effizienz der Methoden zur Reduzierung der Systemevaluationen aufzuzeigen.

Auch wenn man sich mit der Frage nach der optimalen Schaltung u.a. bereits in NATURWISSENSCHAFTEN (1928) beschäftigt hat, so steht doch eine befriedigende Antwort noch aus. Kap. 8 versucht daher, einen optimalen Beschleunigungsverlauf einer Schaltung herzuleiten und simuliert diesen am Minimalmodell. Die Simulation macht durch die einfache Vorgabe der Steuergrößen des Schaltablaufs einen Vorschlag für eine optimale Vorsteuerung des Schaltablaufs von Automatikgetrieben, welche den Applikationsaufwand weiter senken kann.

2 Stand der Technik

Im Folgenden werden Grundlagen zur Formulierung und Lösung von Optimierungsaufgaben in der automatisierten Getriebeapplikation dargelegt. Dazu gehören zunächst einige fundamentale Betrachtungen zu Getrieben im Allgemeinen und zu Automatikgetrieben im Besonderen. Anschließend wird der Stand der Technik bei der Schaltqualitätsbeurteilung besprochen und ein entsprechender Handlungsbedarf für die Entwicklung geeigneter Kriterien benannt. Nach den Grundlagen der mehrkriteriellen Optimierung und des in dieser Arbeit verwendeten genetischen Optimierungsalgorithmus wird das Kapitel mit den in der Schaltablaufapplikation bekannten Methoden zur Ersatzmodellbildung abgeschlossen.

2.1 Grundlagen von Automatikgetrieben

Zur Erweiterung des beschränkten Drehzahlbandes und Drehmomentenbereichs des Verbrennungsmotors ist das Getriebe seit jeher Bestandteil des Automobils. In Abb. 2.1a ist dies am Zugkraftdiagramm eines Verbrennungsmotors (VKM) dargestellt. Das Getriebe approximiert dabei die gewünschte Zugkrafthyperbel $F_Z(v)$ konstanter Leistung mit mehreren Gangstufen entsprechend Abb. 2.1b. Die Zugkrafthyperbel konstanter Leistung ergibt sich nach der Kraftschlussgrenze (bei Vernachlässigung der Triebstrangverluste) aus dem Zusammenhang zwischen der Zugkraft F_Z , der Leistung $P = F_Z v = konst.$ und der Fahrzeuggeschwindigkeit v :

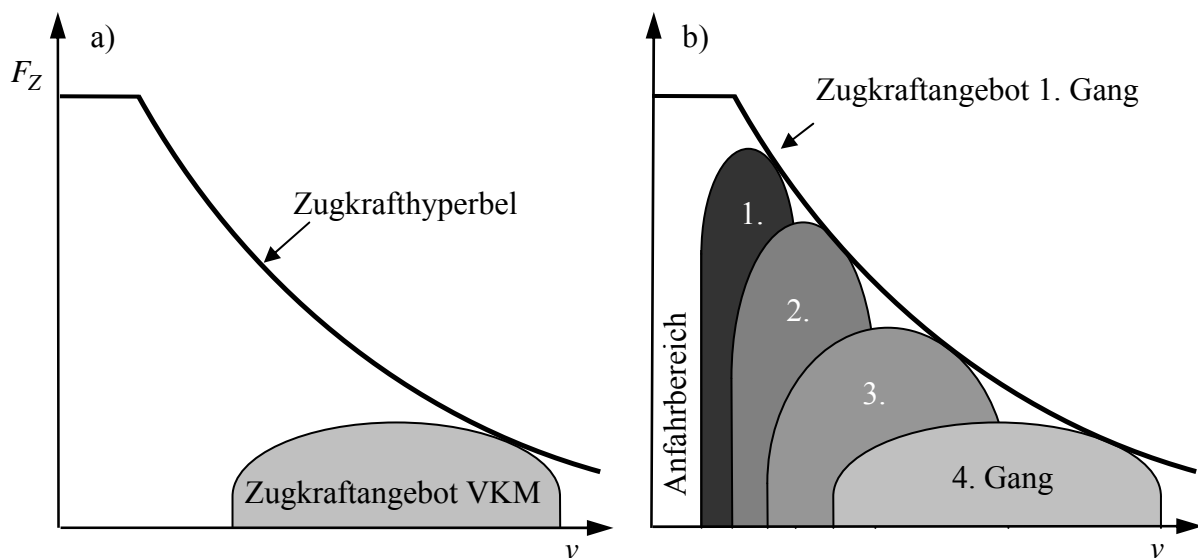


Abb. 2.1 Approximation der gewünschten Zugkrafthyperbel durch eine VKM a) ohne und b) mit 4-stufigem Getriebe nach BASSHUYSEN u.a. (2002)

$$F_Z = \frac{P}{v} \quad (2.1)$$

Die Auslegung der Übersetzungen richtet sich nach der gewünschten Approximation einer vorgegebenen Zugkraft. Maßgeblich für den Fahrkomfort in Automobilen ist somit auch immer das Getriebe.

Existierten bis in die 30er Jahre des 20. Jh. noch ausschließlich manuelle Getriebe, so wurde 1939 in den fahrkomfortorientierten USA das erste Stufenautomatgetriebe (AT) mit vier Gängen von General Motors vorgestellt, siehe NAUNHEIMER u.a. (2007). Grundlegend arbeiten auch heutige Stufenautomaten noch nach demselben Prinzip: Als Anfahrelement dient ein hydrodynamischer Drehmomentenwandler. Die Gangstufen werden über die Verschaltung von Planetenradsätzen realisiert. Zum Festhalten der einzelnen Sonnen, Planeten, Hohlräder und Stege dienten damals noch Bandbremsen. Den Stand der Technik bilden heute hydraulische Lamellenkupplungen und -bremsen. Zum Gangwechsel wird die Kupplung oder Bremse des alten Gangs abgeschaltet und die des neuen Gangs zugeschaltet. In Abb. 2.2 ist der Aufbau und Kraftfluss des 8-Gang Stufenautomaten 8HP von ZF nach dem Wandler schematisch dargestellt. Die Bremsen und Kupplungen A-E realisieren dabei je nach Zustand 8 Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang mit den 4 verbauten Radsätzen RS1 bis RS4. Von den Radsätzen sind jeweils von unten nach oben die Sonne, die Planeten und das Hohlrad zu sehen. Im ersten Gang sind nach Tab. 2-1 die Bremsen A, B und die Kupplung C geschlossen. Über A und B werden Sonne und Hohlrad von Radsatz RS1 fixiert und damit auch dessen Planeten, welcher das Hohlrad von RS4 festhält. Gleichzeitig wird über C die Sonne von RS4 und damit auch dessen Planet angetrieben, welcher den Abtrieb bildet. Für eine Schaltung in den zweiten Gang wird dann Kupplung C geöffnet und Kupplung E geschlossen, Tab. 2-1, wodurch die Sonne von RS4 seine Drehzahl ändert.

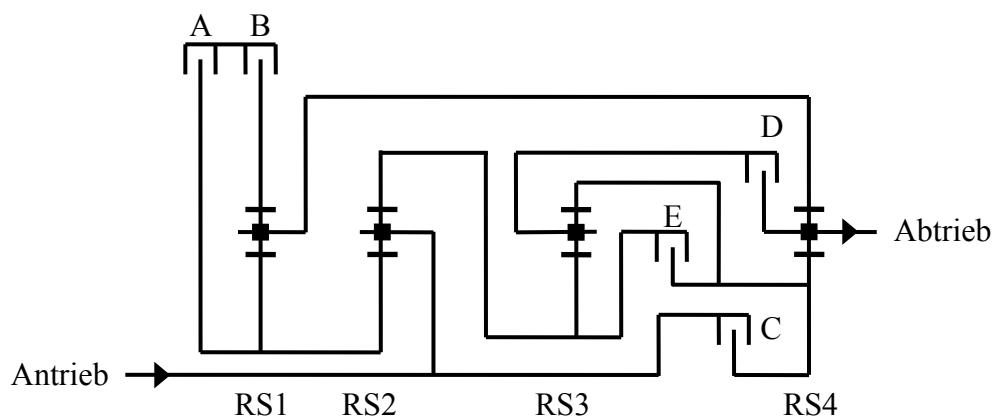


Abb. 2.2 Schematischer Aufbau und Kraftfluss eines 8-Gang Stufenautomatgetriebes (ZF 8 HP) nach WAGNER u.a. (2007)

Auch heute dominieren Stufenautomaten noch den weltweiten Automatikgetriebemarkt, siehe MARTIN u.a. (2009). Aufgrund der geringen Effizienz des Wandler und des im Allgemeinen wenig sportlichen Schaltverhaltens hat man jedoch auf Basis von automatisierten Handschaltgetrieben (ASG) nach neuen Lösungen gesucht. Das 2003 von VW vorgestellte Doppelkupplungsgetriebe (DKG) vermeidet die nachteilige Zugkraftunterbrechung von ASGs während des Gangwechsels durch Überschneidungsschaltungen zwischen den geraden und ungeraden Gängen, welche sich auf den zwei Wellen des Getriebes befinden. Hierbei ist der neue Gang auf der jeweils anderen Welle im Getriebe bereits voreingelegt, siehe SCHREIBER u.a. (2003). Der schematische Aufbau eines DKG ist in Abb. 2.3 zu sehen. Über die erste Kupplung (K1) wird bei eingelegtem erstem Gang angefahren. Nach dem Anfahren ist die K1 geschlossen und der zweite Gang ist auf der zweiten Welle voreingelegt, so dass für eine Schaltung vom ersten in den zweiten Gang nur die erste Kupplung geöffnet und die zweite Kupplung (K2) geschlossen werden muss.

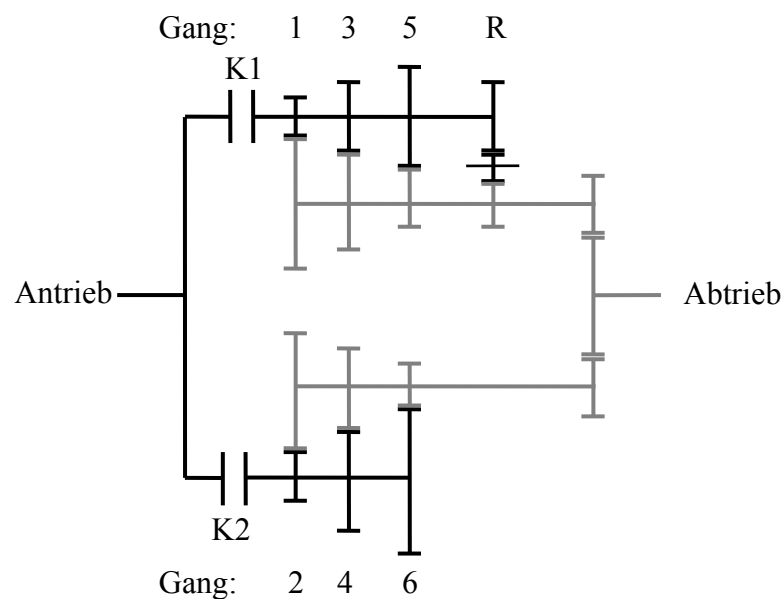


Abb. 2.3 Schematischer Aufbau eines Doppelkupplungsgetriebes nach SCHREIBER u.a. (2003)

Die drastisch verkürzten Schaltzeiten und die hohe Effizienz durch den Verzicht auf den Wandler als Anfahrlement haben entscheidend zu der starken Marktdurchdringung von Doppelkupplungsgetrieben, insbesondere bei sportlichen und kleinen Fahrzeugen, beigetragen. Parallel führten die objektiv sehr guten Eigenschaften von DKGs zu einem Entwicklungssprung bei Stufenautomaten, welche heute den Wandler meist nur noch als Anfahrlement nutzen und danach über eine Wandlerüberbrückungskupplung den Motor starr mit dem Getriebeeingang verbinden. Auch sind die Schaltzeiten von ATs mittlerweile vergleichbar mit denen von DKGs. Zusätzlich bieten ATs höhere Laufleistungen und mehr Komfort, weshalb

Fahrzeuge der Premiumklasse fast ausschließlich mit Stufenautomaten ausgestattet sind. Ein recht launiger, aber dennoch repräsentativer Vergleich von Getriebevarianten findet sich bei STOCKMAR (2010). Von WAGNER u.a. (2007) wird ein Achtgang Stufenautomatgetriebe mit seinen Effizienzgewinnen im Vergleich zu den Vorgängermodellen vorgestellt.

2.2 Klassifizierung von Schaltungen im Automatikgetriebe

Wie im vorherigen Abschnitt bereits angedeutet, wird sowohl beim DKG als auch beim AT für Einfachsaltungen die Kupplung des alten Gangs geöffnet und die des Neuen geschlossen. Dies wird in der Schaltlogik eines 8-Gang ATs in Tab. 2-1 deutlich. Zu sehen sind die jeweils aktiven, also geschlossenen Kupplungen und Bremsen der jeweiligen Gänge 1-8 und des Rückwärtsgangs R.

Tab. 2-1 Schaltlogik eines 8-Gang Stufenautomaten (ZF 8 HP) nach WAGNER u.a. (2007)

Gang	Bremsen		Kupplung		
	A	B	C	D	E
1	●	●	●		
2	●	●			●
3		●	●		●
4		●		●	●
5		●	●	●	
6			●	●	●
7	●		●	●	
8	●			●	●
R	●	●		●	

In Abb. 2.4 und Abb. 2.5 sind die Kupplungsmomente und Motor- und Synchrodrehzahlen schematisch für eine ZHS bzw. eine ZRS dargestellt. Während der Schaltungen findet eine Überschneidung der Momente der alten und der neuen Kupplung $T_{C\ old}$ und $T_{C\ new}$ statt. Dazu senkt man das Moment der alten Kupplung und erhöht das der neuen Kupplung. Zusätzlich wird die Motordrehzahl n_{eng} von der alten Synchrodrehzahl $i_{old}n_{dr}$ auf die des neuen Gangs $i_{new}n_{dr}$ bei als gegeben angenommener Abtriebsdrehzahl n_{dr} abhängig von den Übersetzungen i_{old} , i_{new} synchronisiert. Diese beiden Vorgänge laufen in jeder Schaltung, je nach Art, in unterschiedlicher Reihenfolge ab. Insgesamt existieren vier Schaltungsarten, welche sich in zwei Untergruppen gliedern lassen.

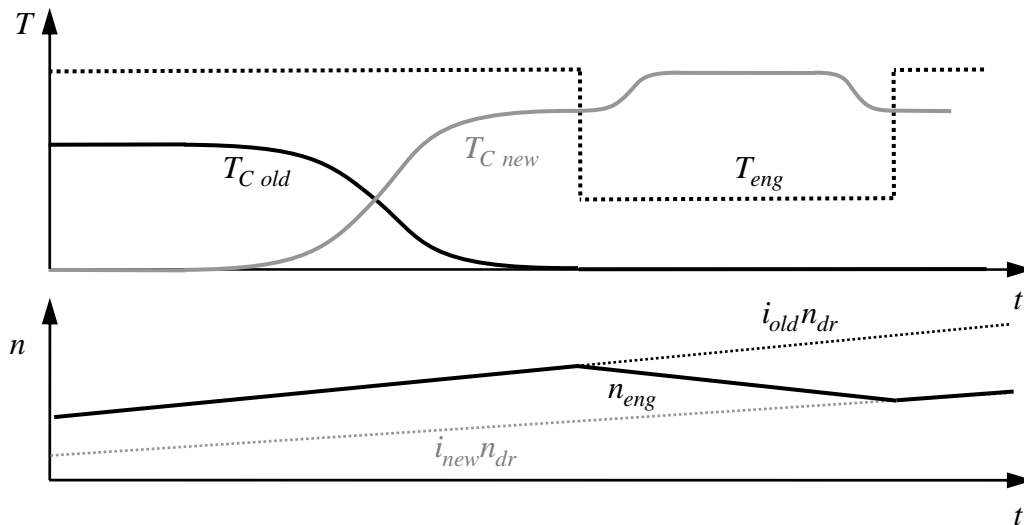


Abb. 2.4 Idealisierte Kupplungs- und Motormomente sowie Motordrehzahl für Überhöhungs-schaltungen

Zu den Überhöhungsschaltungen, auch aktive Schaltungen genannt, gehören die Zug-Hoch-Schaltung (ZHS) und die Schub-Rück-Schaltung (SRS). Zug und Schub sind durch ein positives und negatives Motormoment charakterisiert. Bei diesen beiden Schaltungen zeigt der Motordrehzahlgradient bei geöffneter Kupplung nicht in die Richtung der Synchrondrehzahl des neuen Gangs, also der Motordrehzahl nach der Schaltung. Erst durch aktiven Motoreingriff oder das Gegenmoment der neuen schleifenden Kupplung (auch Kupplungsüberhöhung genannt) kann die Motordrehzahl synchronisiert werden. Bei aktiven Schaltungen finden erst die Momentenübergabe und dann die Synchronisierung mit Hilfe eines Motormomenteneingriffs statt. Um zugkraftunterbrechungsfrei schalten zu können, ist diese Reihenfolge unvermeidbar.

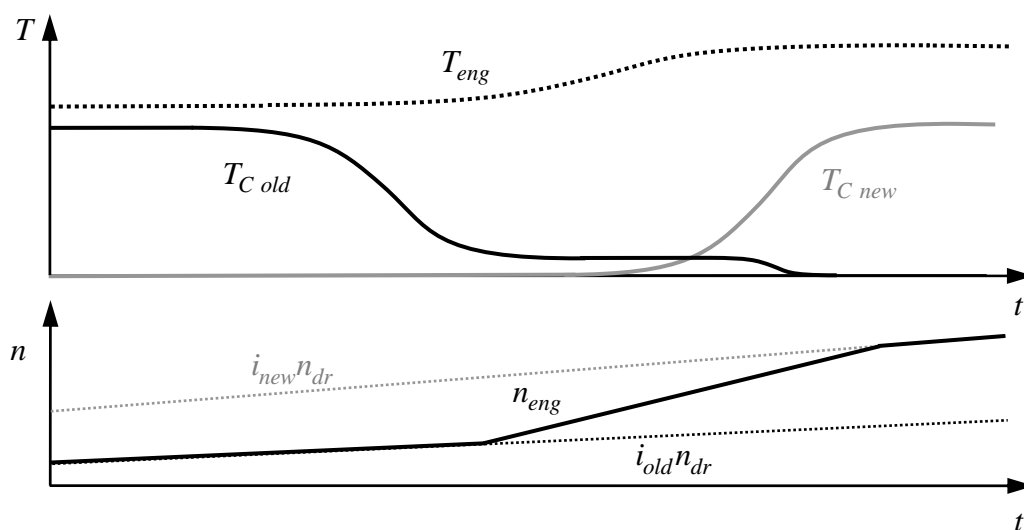


Abb. 2.5 Idealisierte Kupplungs- und Motormomente sowie Motordrehzahl für Freigabe-schaltungen

Für Freigabeschaltungen (passiv), also die verbleibende Zug-Rück-Schaltung (ZRS) und Schub-Hoch-Schaltung (SHS), gelten obige Betrachtungen umgekehrt. Der Motordrehzahlgradient zeigt bei geöffneter Kupplung in Richtung der neuen Synchrodrehzahl, so dass über zusätzliche Motoreingriffe oder Kupplungsüberhöhung die Synchronisation beschleunigt werden kann. Die nun umgekehrte Reihenfolge von Momentenübergabe und Synchronisation wird in Abb. 2.5 analog zu Abb. 2.4 anhand einer ZRS mit steigendem Motormoment deutlich. Hier wird zunächst die Motordrehzahl synchronisiert und anschließend wird das Kupplungsmoment übergeben.

2.3 Stand der Technik der Schaltqualitätsbeurteilung

Der mehrkriterielle Charakter von Schaltqualität wurde u.a. bereits in den früheren Arbeiten von HAGERODT (2003), BÖHL (2007), ALVERMANN (2008), BAGOT u.a. (2008) und LEWIS u.a. (2008) deutlich, indem unterschiedliche Kriterien für den Komfort und die Sportlichkeit von Schaltungen definiert werden. In KOCH (2001) wird zusätzlich die Dissipationsenergie in den Kupplungen als Kriterium besprochen. Die Ansätze zur Bewertung des Komforts basieren auf einer Analyse der Längsbeschleunigung und des Rucks als Ableitung der Längsbeschleunigung. So beziehen sich fast alle relevanten Veröffentlichungen auf die VDI Norm 2057 in VDI (2002), welche versucht, die Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen zu normieren. In dieser Norm wird der sogenannte VDV (Vibration Dose Value) eingeführt, welcher ein Maß für Schwingungen darstellt. Er ist als Integral der potenzierten Längsbeschleunigung $a(t)$ über den Schaltvorgang definiert:

$$VDV = \left(\int a(t)^4 dt \right)^{1/4}. \quad (2.2)$$

In den genannten Veröffentlichungen ist zu lesen, dass die Schaltung umso komfortabler sei, je geringer dieser Wert wäre. Bei genauer Betrachtung fällt jedoch auf, dass eine optimale Beschleunigung während einer Schaltung $a(t) \equiv 0$ wäre, da dies das Minimum des VDV ist. Somit würde auch die optimale Zugkraft während Schaltungen $F_Z(t) = 0$ sein. Für eigentlich zugkraftunterbrechungsfreie Schaltungen ($F_Z(t) \neq 0$) in Automatikgetrieben kann dies offensichtlich kein geeignetes Kriterium sein. Eine Frequenzbewertung der Längsbeschleunigung, meist eine Bandpassfilterung, kann diesen Fehler teilweise aufheben, da der Offset des Signals verschwindet. Diese Frequenzbewertung ist ebenfalls in der VDI-Norm 2057 dargelegt und wird bei HAGERODT (2003) auf das Schwingungsempfinden von Menschen auf einem Fahrersitz durch Probandenversuche erweitert. Als relevant stellt sich bei ihm ein Frequenzbereich zwischen ca. 2 Hz und 9 Hz heraus. Insbesondere KRAUSE u.a. (2011) verwenden einen frequenzbewerteten VDV als Komfortkriterium. Allerdings erfasst der VDV trotz einer Filterung nicht das Wesen des Längsbeschleunigungsverlaufs von Schaltungen und erscheint

insbesondere aufgrund seines Ursprungs, nämlich in der Bewertung des Risikos für Berufskrankheiten bei Werktätigen, die starken Schwingungen ausgesetzt sind, ungeeignet.

Um die Aussagekraft weiterer Kriterien zu untersuchen, korreliert man diese meist mit subjektiven Bewertungen von Probanden. In den genannten Veröffentlichungen von HAGERODT (2003), BÖHL (2007) und ALVERMANN (2008) erweist sich der während der Schaltung identifizierte Ruck als gut korrelierend mit Subjektivbewertungen. Die Ruckidentifikation erscheint zunächst als richtiger und natürlicher Ansatz, bietet jedoch erst entscheidende Aussagekraft, wenn man die physikalischen Ursachen des typischen Ruckverlaufs von Schaltungen berücksichtigt. Zu diesen Ursachen und der Vorgehensweise bei der Identifizierung von sehr unterschiedlichen Anzahlen des Rucks sind in den verschiedenen Arbeiten jedoch kaum Angaben zu finden. Bewertungen im Frequenzbereich werden z.B. von HAGERODT (2003) über Leistungsdichtespektren versucht. Bei ALVERMANN (2008) hingegen spielt dies bereits keine Rolle mehr. Grund hierfür ist letztlich wohl, dass Fourieranalysen die Probleme der Kennwertidentifizierung nur in den Frequenzbereich verlagern, diese jedoch nicht lösen und nur selten vereinfachen.

Für die Beurteilung der Sportlichkeit werden unterschiedliche Schaltzeiten herangezogen. Bei HAGERODT (2003), BÖHL (2007) und ALVERMANN (2008) werden zwei Schaltzeiten aufgezeigt. Die sog. Verzugs- oder Verzögerungszeit wird erwähnt, aber nicht explizit definiert. Grafisch lässt sich das Ende der Verzögerungszeit in den genannten Veröffentlichungen für ZHS als Ende der Momentenübergabe interpretieren. Da der Fahrer jedoch bereits in der Momentenübergabe die Schaltung wahrnimmt, sollte die Verzögerung von der Schaltanforderung bis zum Beginn der Momentenübergabe definiert werden und kann dann die sogenannte Schaltspontaneität bestimmen. Die Zeitspanne vom Auslösen der Schaltung bis zur erfolgten Synchronisation der neuen Kupplung wird als tatsächliche Schaltzeit identifiziert. Eine kürzere Schaltzeit bestimmt dabei ein sportlicheres Fahrverhalten.

Um aus den gewonnenen aussagekräftigen physikalischen Kennwerten Kriterien zu bilden, verknüpfen HAGERODT (2003), BÖHL (2007) und ALVERMANN (2008) sowie BAGOT u.a. (2008) und LEWIS u.a. (2008) die Kennwerte zu einzelnen Noten für die Schaltqualität nach der individuell definierten, sogenannten ATZ-Skala, siehe Tab. 2-2. Teilweise werden so alle Kennwerte zu einer einzelnen ATZ-Note (HAGERODT (2003)) oder zu je einer Note für Komfort und Sportlichkeit (ALVERMANN (2008)) verbunden. Hierbei werden Regressionsmodelle mit den physikalischen Kennwerten aus Probandenversuchen generiert. Dieses Vorgehen hat den Nachteil, dass der physikalische Zusammenhang zwischen Kennwerten und Schaltablauf verwischt. Des Weiteren verschwindet der mehrkriterielle Charakter des Prob-

lems. Somit können diese Noten kaum als Hilfsmittel für den Applikateur während seiner täglichen Arbeit dienen, sondern eignen sich eher für Abnahmefahrten. Hier hätte ein Notenmodell den Vorteil einer Aussage, wie gut oder schlecht eine Schaltung wirklich ist. Dieser Vorteil kann sich jedoch nur entfalten, wenn das Regressionsmodell und die Datenbasis aus den Probandenversuchen sehr gut sind. Genau hier wird in dieser Arbeit bezweifelt, dass ein vertretbares Kosten/Nutzen-Verhältnis für geeignete Probandenversuche mit sorgfältig ausgewählten Versuchspersonen zu erreichen ist.

Insbesondere wenn ein Vergleich von physikalischen Kennwerten mit Referenzdaten bereits Aussagen über die Güte einer Schaltung liefert, ist die aufwändige Erzeugung von Notenmodellen kaum zu rechtfertigen. Für einen solchen Vergleich prüft der Applikateur oder ein Optimierer, inwieweit die Kriterien einer Schaltung einem Referenzstand entsprechen und kann beurteilen, ob die Schaltung objektiv schlecht ist. Zusätzlich lässt sich aus den Kriterien auf die Ursachen der schlechten Schaltqualität schließen. Um dem mehrkriteriellen Charakter der Schaltqualität in der Optimierung besser gerecht zu werden, besteht Schaltqualität in Kap. 4 aus einzelnen physikalischen Kriterien für Komfort, Sportlichkeit und Verschleiß.

Tab. 2-2 ATZ-Skala nach ALBERS (2004)

	inakzeptabel				Grenzfall	akzeptabel				
Bewertungsindex	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Geräusche, Vibrationen	inakzeptabel				Verbesserung erforderlich	mäßig	leicht	sehr leicht	Spuren	keine
Festgestellt von	allen Kunden	Durchschnittskunden			kritischen Kunden			ausgebildeten Beobachtern		

2.4 Grundlagen der Mehrkriterienoptimierung

Allgemein wird ein mehrkriterielles Optimierungsproblem nach BESTLE (1994) wie folgt formuliert:

$$\min_{\mathbf{p} \in P} \mathbf{f}(\mathbf{p}) \quad \text{mit } P = \left\{ \mathbf{p} \in \mathbb{R}^k \mid \mathbf{g}(\mathbf{p}) = \mathbf{0}, \mathbf{h}(\mathbf{p}) \leq \mathbf{0}, \mathbf{p}^u \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{p}^o \right\}. \quad (2.3)$$

Die Kriterien im Vektor $\mathbf{f}(\mathbf{p})$ sollen unter Beachtung der Gleichungsnebenbedingungen $\mathbf{g}(\mathbf{p}) = \mathbf{0}$ und der Ungleichungsnebenbedingungen $\mathbf{h}(\mathbf{p}) \leq \mathbf{0}$ simultan minimiert werden. Die

k Parameter im Parametervektor \mathbf{p} dürfen sich zwischen den unteren und oberen Grenzen \mathbf{p}^u und \mathbf{p}^o bewegen.

Die Lösung eines mehrkriteriellen Optimierungsproblems wie in Glg. (2.3) besteht in der Regel aus mehreren Pareto-optimalen Kompromissen und nicht aus einem einzigen optimalen Parametersatz. Dies liegt an der Widersprüchlichkeit der Kriterien, welche einen Vergleich der optimalen Entwürfe untereinander im Sinne einer besseren oder schlechteren Bewertung verbietet. Für die Kriterien $\mathbf{f}(\mathbf{p}_1)$ eines im Vergleich zu \mathbf{p}_2 besseren Punktes \mathbf{p}_1 gilt nach BESTLE (1994), dass diese kleiner oder gleich denen des schlechteren Punktes sind, aber nicht vollständig dem Kriterienvektor $\mathbf{f}(\mathbf{p}_2)$ entsprechen:

$$\mathbf{f}(\mathbf{p}_1) < \mathbf{f}(\mathbf{p}_2) \Leftrightarrow f_i(\mathbf{p}_1) \leq f_i(\mathbf{p}_2) \forall i \wedge \exists j: f_j(\mathbf{p}_1) \neq f_j(\mathbf{p}_2). \quad (2.4)$$

Die Menge der Pareto-optimalen Punkte P^* wird von Punkten gebildet, für die es keinen anderen Punkt gibt, welcher besser ist:

$$P^* := \{\mathbf{p}^* \in P \mid \nexists \mathbf{p} \in P: \mathbf{f}(\mathbf{p}) < \mathbf{f}(\mathbf{p}^*)\} \quad (2.5)$$

Zur Veranschaulichung dieser Zusammenhänge projiziert man den zulässigen Parameterraum in den Kriterienraum, siehe Abb.2.6. Die optimalen Punkte bilden dann die schwarz eingezeichnete Paretofront am linken unteren Rand von $\mathbf{f}(P)$ im Kriterienraum.

Es existiert eine Vielzahl von Methoden, um die Paretofront zu finden. Insbesondere in der automatisierten Getriebeapplikation finden sich häufig Ansätze zur Skalarisierung des Optimierungsproblems. ALVERMANN (2008) wählt das Verfahren der gewichteten Summe, welches als Kriterium die Summe der gewichteten Einzelkriterien definiert:

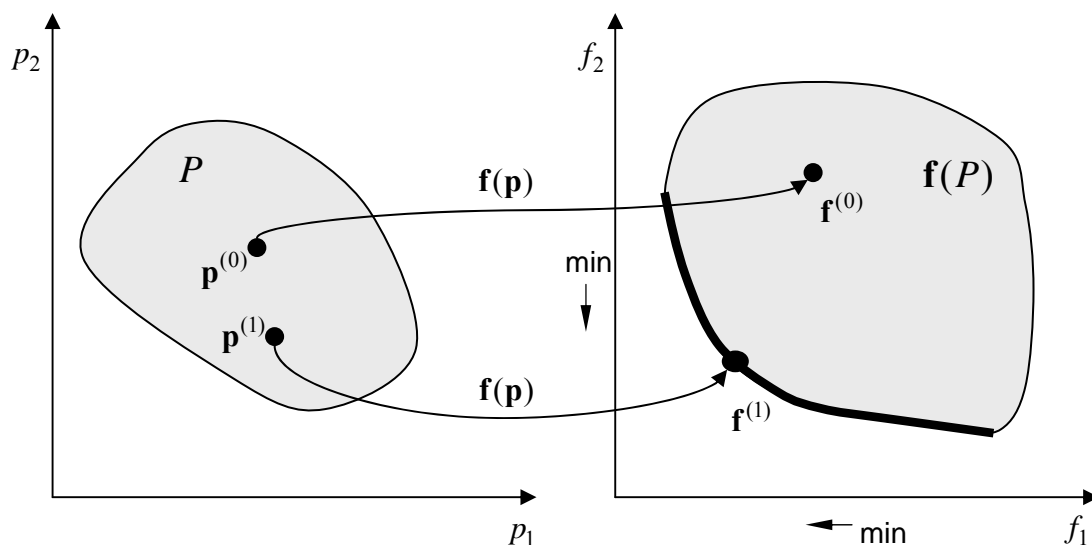


Abb. 2.6 Abbildung des zulässigen Parameterraums auf den Kriterienraum

$$f(\mathbf{p}) := \boldsymbol{\omega}^T \mathbf{f}(\mathbf{p}) = \sum \omega_i f_i(\mathbf{p}), \boldsymbol{\omega} > 0 \quad (2.6)$$

Diese Linearkombination der Kriterien hat jedoch den Nachteil, dass insbesondere nicht-konvexe Paretofronten, unabhängig von der Gewichtung, nicht gefunden werden können und somit nicht alle Pareto-optimalen Entwürfe erreichbar sind. Alternativ wird das Optimierungsproblem über die Kompromissmethode in BÖHL (2007) skalarisiert. Hierbei wird eines der Kriterien minimiert, während die anderen durch obere Schranken in Form von Nebenbedingungen begrenzt werden, siehe auch BESTLE (1994). Dies setzt allerdings das Wissen um sinnvolle Grenzen für die Kriterien voraus. Bei ungeschickter Wahl dieser Grenzen werden entscheidende optimale Bedatungen vernachlässigt.

Um die Nachteile der bisher verwendeten Skalarisierungsmethoden zu vermeiden, wird in dieser Arbeit der mehrkriterielle NSGA-II Algorithmus von DEB (2002) verwendet. Dieser nutzt für die numerische Optimierung die Prinzipien der Evolutionstheorie von Darwin. Die Analogien bestehen dabei einerseits zwischen Parametern und Individuen und andererseits zwischen Kriterien und Fitnessmaßen. Nach dem Gesetz des Überlebens des Stärkeren werden bessere Parametersätze selektiert, um über Rekombination (z.B. Mittelwertbildung) und Mutation (z.B. Zufallsfaktoren) neue Populationen zu erzeugen. Der NSGA-II selektiert Parametersätze zunächst nach ihren Kriterienwerten, welche den sogenannten Rang eines Individuums bestimmen. Werden zu viele Elternparameter als optimal erachtet, werden die Plätze für die Nachfolgepopulation über eine Abstandsmetrik, der sog. Crowding Distance, gefüllt. Die Auswahl von Punkten mit hoher Crowding Distance stellt dabei eine hohe Diversität der Entwürfe sicher.

2.5 Mathematische Ersatzmodellierung in der Getriebeapplikation

Zur Verringerung des Optimierungsaufwands wird häufig versucht, die Optimierung auf ein mathematisches Ersatzmodell des System (auch Metamodell oder Antwortfläche genannt) zu verlagern. Dieses kann dann mit geringer Rechenzeit evaluiert werden. Zur Bildung eines solchen Modells wird das zu modellierende System mit einem Versuchsplan (auch Testplan genannt) evaluiert. Dieser Versuchsplan wird mit Methoden des DoE (Design of Experiment) so entworfen, dass er ein möglichst optimales Verhältnis von Evaluationsaufwand zu Informationsgewinn aufweist. Mit den evaluierten Punkten des Plans wird dann das Ersatzmodell gefittet oder interpoliert. Die Verwendung solcher Modelle stellt in bestimmten Bereichen der Motorapplikation bereits den Stand der Technik dar, so dass eine Vielzahl von Ansätzen zur Versuchsplan- und anschließenden Modellbildung Einzug in die Automobilindustrie gehalten haben. Für die Getriebeapplikation werden in ersten Ansätzen bei HAGERODT (2003),

BOEHL (2007) und LEWIS u.a. (2008) Polynommodelle und bei ALVERMANN Radiale Basisfunktionen (2008) für die Ersatzmodellbildung vorgeschlagen. Alternativ verwendet STEFFEN (2007) Kriging-Modelle.

Als Versuchspläne dienen bei Verwendung von Polynommodellen sog. optimale Versuchspläne. Es seien hier der V-optimale und der D-optimale Plan genannt. Beim Ersten wird die Varianz der Designmatrix des zu bildenden Polynoms maximiert, wobei es beim D-optimalem Plan Ziel ist, die Determinante der Designmatrix zu maximieren, siehe RÖPKE u.a. (2005) und KONSTANZ (2010). Die Ordnung des Polynoms und seiner Wechselwirkungen wird dafür vorher definiert. Häufig wird ein Mix aus Plänen verwendet, um die Nachteile der sog. optimalen Pläne, wie z.B. eine starke Randbelegung beim D-optimalem Plan, auszugleichen. Dazu werden zusätzlich Space Filling Pläne verwendet, welche z.B. den minimalen Abstand aller Punkte maximieren. Diese und insbesondere der zugehörige Latin Hypercube Plan finden Verwendung bei den anderen genannten Modellarten.

All diesen Ansätzen ist der Nachteil der statischen, also nur einmaligen, Modellbildung auf Basis eines a priori gewählten Versuchsplans gemein. Diese Vorauswahl des Versuchsplans ohne Kenntnis des zu optimierenden Systems erschwert das Erreichen einer hohen Modellgüte bei vertretbarem Evaluationsaufwand. Anstatt also einen großen Versuchsplan zu bilden, diesen abzufahren, das Modell einmalig zu bilden und dann nur mit diesem Modell Optimierungen durchzuführen, ist es effizienter, den Evaluationsaufwand auf die interessanten, also optimalen Regionen des Parameterraums zu konzentrieren. JONES u.a. (1998) schlagen hierfür ein Ersatzkriterium zur Optimierung auf der Antwortfläche vor. Ergebnis der Optimierung sind dann neue zu evaluierende Punkte, welche eine hohe Wahrscheinlichkeit besitzen, einerseits das Modell zu verbessern und andererseits optimale Kriterienwerte des Systems zu generieren. Voraussetzung zur Berechnung dieser Wahrscheinlichkeit ist bei JONES u.a. (1998) die Verwendung eines Kriging-Modells, welches zusätzlich Aussagen über die Unsicherheit der Schätzung macht.

Von STÖCKER (2007) wird die Erweiterung dieses Verfahrens auf eine mehrkriterielle Optimierung dargelegt, um in das EMMA-Verfahren (Enhanced Modelbased Multiobjective Optimization Algorithm) zu münden. KONSTANZ (2010) entwickelt alternativ ein Verfahren zur dynamischen Polynommodellbildung. Hier werden zwei Polynommodelle gebildet, wobei für das Zweite ein Versuchsplan nur im Bereich um die Paretofront des ersten Modells entworfen wird. Während ein Vergleich beider Verfahren für die Anwendung in der Getriebeapplikation bei KONSTANZ (2010) noch unentschieden ausgeht, so ist das EMMA-Verfahren von ZIDEK (2011) weitaus effizienter. Der Unterschied der Vergleiche erklärt sich in dem

komplexeren Schaltablauf mit mehr Parametern, welcher bei ZIDEK (2011) optimiert wird. Aufgrund dieses Vergleichs wird in dieser Arbeit das EMMA-Verfahren, welches in Abschnitt 5.4.1 beschrieben ist, gewählt. Für das Verständnis der späteren Anwendungen in dieser Arbeit werden im Folgenden das Kriging-Verfahren zur Ersatzmodellbildung und der Latin Hypercube Versuchsplan beschrieben.

2.5.1 Das Kriging-Verfahren zur Ersatzmodellbildung

Die Anwendung des Kriging-Verfahrens zur Modellierung von verrauschten Systemen, wie reale Fahrzeuge und Prüfstände, ist nach Kenntnis des Autors außer in der Veröffentlichung von STEFFEN (2007) bisher nicht anzutreffen. Ein Grund hierfür ist die weite Verbreitung und Etabliertheit von Polynommodellen, welche erst seit einigen Jahren hauptsächlich durch RBF (Radiale Basis Funktionen) und Neuronale Netze ergänzt werden, siehe RÖPKE (2011). Eine weitere Ursache liegt in dem interpolierenden Charakter von Kriging-Modellen, welcher bei verrauschten Systemen zu Overfitting führen kann. Ein Überschwingverhalten, wie von Polynommodellen, kann bei Kriging jedoch nicht auftreten. Des Weiteren lässt sich ein Overfitting durch den pragmatischen Ansatz von STEFFEN (2007) weitgehend verhindern, indem ein Punkt mehrmals vermessen und der Mittelwert der Messungen verwendet wird. Dies erkaufte man jedoch durch einen erhöhten Messaufwand.

Ein großer Vorteil des Kriging-Verfahrens gegenüber allen anderen erwähnten Verfahren ist, dass wenige Annahmen über das Wesen des zu modellierenden Systemverhaltens gemacht werden müssen. Insbesondere im Dienstleistungsbereich der Automobilindustrie, wo häufig unterschiedliche Schaltabläufe mit wenig Hintergrundinformation modelliert werden müssen, ist diese Eigenschaft des Kriging-Verfahrens wichtig für den Erfolg der Ersatzmodellbildung. Das letztlich entscheidende Argument für die Verwendung von Kriging in dieser Arbeit ist der stochastische Charakter des Kriging-Modells, welcher die Berechnung der Unsicherheit der Schätzung erlaubt. Mit dieser Unsicherheit lässt sich der Erwartungswert der tatsächlichen Ausgangsgröße des Systems ermitteln. Dies ermöglicht wiederum die dynamische Versuchsplanung und Modellbildung, indem das reale System an Punkten mit hoher Wahrscheinlichkeit, das System zu optimieren und das Modell zu verbessern, weiter evaluiert wird, siehe Abschnitt 5.4.

Kriging geht davon aus, dass sich die Funktionswerte der zu modellierenden Funktion $f(\mathbf{p})$ an der Stelle $\mathbf{p}^{(i)}$ als Linearkombination von Basisfunktionen $l_j(\mathbf{p}^{(i)})$ mit den Koeffizienten a_j darstellen lassen, wobei ein Fehler $\varepsilon(\mathbf{p}^{(i)})$ entsteht:

$$f(\mathbf{p}^{(i)}) = \sum_{j=1}^n a_j \cdot l_j(\mathbf{p}^{(i)}) + \varepsilon(\mathbf{p}^{(i)}), \quad i = 1(1)n, \quad \mathbf{p} \in \mathbb{R}^k. \quad (2.7)$$

Zur Modellbildung stehen n Stichproben $\mathbf{p}^{(i)}$ aus einem Versuchsplan zur Verfügung. Der stochastische Charakter des Kriging-Modells wird aus der ersten von zwei Annahmen klar. Diese besagt, dass der Fehlerterm normalverteilt mit Mittelwert 0 und Varianz σ^2 ist, also

$$\varepsilon(\mathbf{p}^{(i)}) \sim \mathcal{N}(0, \sigma^2). \quad (2.8)$$

Die weitere Annahme besagt, dass die Korrelation zweier Fehlerterme einer Funktion g in Abhängigkeit des Abstandes d zweier Punkte entspricht:

$$\text{Corr}[\varepsilon(\mathbf{p}^{(i)}), \varepsilon(\mathbf{p}^{(j)})] = g(d(\mathbf{p}^{(i)}, \mathbf{p}^{(j)})) \quad (2.9)$$

Je weiter ein neuer Punkt von den bekannten Stützstellen entfernt ist, desto größer ist der mögliche Fehler für den geschätzten Funktionswert. Der Abstand zweier Punkte $d(\mathbf{p}^{(i)}, \mathbf{p}^{(j)})$ ist dabei wie folgt definiert:

$$d(\mathbf{p}^{(i)}, \mathbf{p}^{(j)}) = \sum_{h=1}^k \theta_h \cdot |p_h^{(i)} - p_h^{(j)}|^{q_h}, \quad \theta_h > 0, \quad q_h \in \{1, 2\}. \quad (2.10)$$

Über die Parameter θ_h kann die Abstandsfunktion in den k Dimensionen des Parameter-raums gewichtet werden, während die Exponenten q_h die Form der Abstandsfunktion bestimmen. Für das meist verwendete sog. ordinary Kriging-Verfahren wird nicht eine Linearkombination von Basisfunktionen, sondern lediglich der Mittelwert μ der Funktion verwendet. Für das ordinary Kriging-Modell müssen also $2k + 2$ Modellparameter (μ, σ^2, θ_h und q_h) ermittelt werden. Dies geschieht nach JONES u.a. (1998) über die Maximierung der Likelihood-Funktion

$$\max_{\mu, \sigma^2, \boldsymbol{\theta}, \mathbf{q}} L(\mu, \sigma^2, \boldsymbol{\theta}, \mathbf{q}) \quad (2.11)$$

mit

$$L(\mu, \sigma^2, \boldsymbol{\theta}, \mathbf{q}) = \frac{1}{(2\pi\sigma^2)^{\frac{n}{2}} \sqrt{|\mathbf{R}|}} \exp\left[-\frac{(\mathbf{f} - \mathbf{1}\mu)^T \mathbf{R}^{-1} (\mathbf{f} - \mathbf{1}\mu)}{2\sigma^2}\right]. \quad (2.12)$$

Der Vektor $\mathbf{f} = [f(\mathbf{p}^{(1)}), \dots, f(\mathbf{p}^{(n)})]$ enthält dabei die Funktionswerte aller n Stichproben $\mathbf{p}^{(i)}$, die Matrix $\mathbf{R} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ besteht aus den Korrelationen $\text{Corr}[\varepsilon(\mathbf{p}^{(i)}), \varepsilon(\mathbf{p}^{(j)})]$ aller Punkte untereinander und $\mathbf{1}$ ist ein n -dimensionaler Vektor voller Einsen. Mit den durch eine Optimierung ermittelten Modellparametern kann dann nach JONES u.a. (1998) ein neuer Punkt

$$\hat{f}(\mathbf{p}^*) = \mu + \mathbf{r}^T \mathbf{R}^{-1} (\mathbf{f} - \mathbf{1}\mu) \quad \text{mit} \quad r_i(\mathbf{p}^*) = \text{Corr}[\varepsilon(\mathbf{p}^*), \varepsilon(\mathbf{p}^{(i)})] \quad (2.13)$$

geschätzt werden.

Die Unsicherheit der Schätzung s^2 berechnet sich nach

$$s^2(\mathbf{p}^*) = \sigma^2 \left[1 - \mathbf{r}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{r} + \frac{(\mathbf{1} - \mathbf{1}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{1})^2}{\mathbf{1}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{1}} \right]. \quad (2.14)$$

Diese wird mit steigendem Abstand von \mathbf{p}^* von bekannten Punkten $\mathbf{p}^{(i)}$ größer. Entspricht \mathbf{p}^* einer bekannten Stützstelle $\mathbf{p}^{(i)}$, d.h. $\mathbf{p}^* \equiv \mathbf{p}^{(i)}$, so ist $s^2 = 0$. Zur Verdeutlichung der Funktionsweise ist in Abb. 2.7 eine Approximation einer gedämpften Sinusfunktion dargestellt. Die Funktion wird an den eingekreisten Punkten evaluiert. Grau dargestellt ist die Schätzung des Kriging. Deutlich zu erkennen ist die große Unsicherheit im Bereich weniger Trainingspunkte. An der Stelle p^* ist die Interpretation eines tatsächlichen Funktionswertes f als normalverteilt um den geschätzten Wert \hat{f} mit Standardabweichung s eingezeichnet. Die Interpretation $f(p^*) \sim \mathcal{N}(\hat{f}, s^2)$ erlaubt die dynamische Modellbildung in Kapitel 5.

Die Bildung von Kriging-Modellen wird in dieser Arbeit mit der frei verfügbaren DACE-Toolbox (Design and Analysis of Computer Experiments) von LOPHAVEN u.a. (2002) durchgeführt. Mit dieser lassen sich Kriging-Modelle unter Angabe des Typs der Basis- und Korrelationsfunktionen und eines Startwertes einschließlich der Grenzen von θ_h erstellen. Der Modellparameter q_h wird aus Rechenzeitgründen vorab festgelegt. Dies lässt sich durch eine geschickte Wahl der Korrelations- und Regressionsfunktionen ausgleichen. Auch wenn durch diese Auswahl, als Preis für den Rechenzeitgewinn, ein Vorteil von Kriging, keine Systemannahmen zu benötigen, abgeschwächt wird, so zeigt sich doch in den Kapiteln 4-6 dieser Arbeit sowie bei KONSTANZ (2010) und ZIDEK (2011), dass eine vergleichsweise erfolgreiche Anwendung möglich ist.

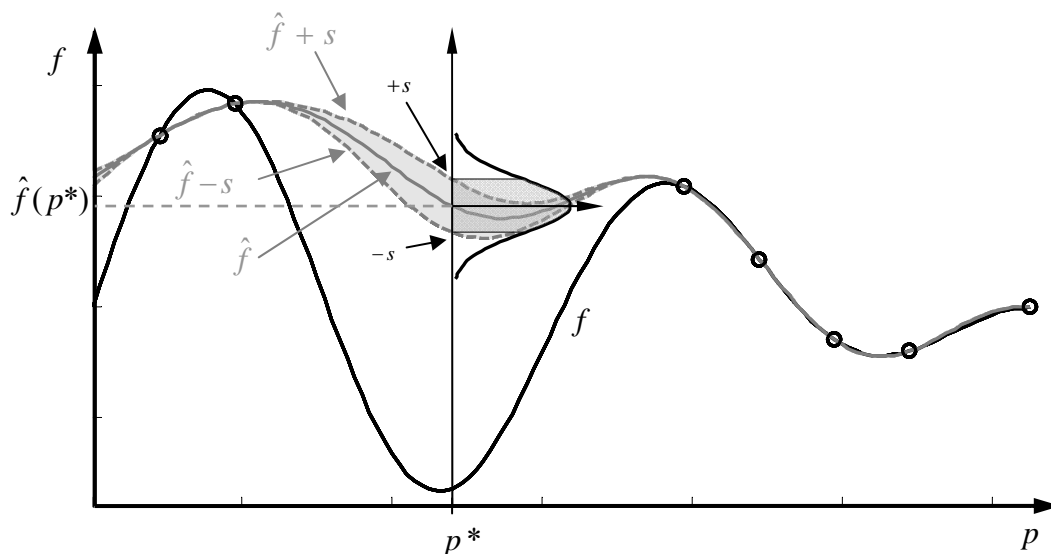


Abb. 2.7 Kriging-Modell $\hat{f}(x)$ (-) eines gedämpften Sinus $f(x)$ (-) durch die Stützstellen (o) mit der Unsicherheit der Schätzung (-) im Intervall $\hat{f}(x) \pm s$

2.5.2 Versuchsplanung mit dem Latin Hypercube Sampling

Weil die sog. optimalen Versuchspläne für Polynommodelle mit definierter Designmatrix ausgelegt sind, welche nach KONSTANZ (2011) für die Anwendung in der Getriebeapplikation wenig geeignet sind, kommen in dieser Arbeit nur Space Filling Pläne in Frage. Unter diesen sind Latin Hypercube Pläne besonders verbreitet. Der zugehörige Algorithmus ist in Abb. 2.8a an einem 2-dimensionalen Beispiel dargestellt. Zunächst wird der Parameterraum in gleich große Intervalle aufgeteilt. Dann werden Punkte zufällig, aber zentral in erlaubten Feldern produziert. Die Anzahl der erlaubten Intervalle verkleinert sich mit jedem Schritt, da alle Zeilen und Spalten, welche die Zelle des letzten Schrittes enthalten, gesperrt werden, siehe HARZHEIM (2008).

Die in Matlab[®] verfügbare Implementierung bietet zusätzlich die Möglichkeit, den minimalen Abstand zwischen allen Punkten zu maximieren. Durch das optimierte Anordnen der Punkte in den Feldern wird aus dem Latin Hypercube Plan ein sog. Random Latin Hypercube Plan, siehe Abb. 2.8b.

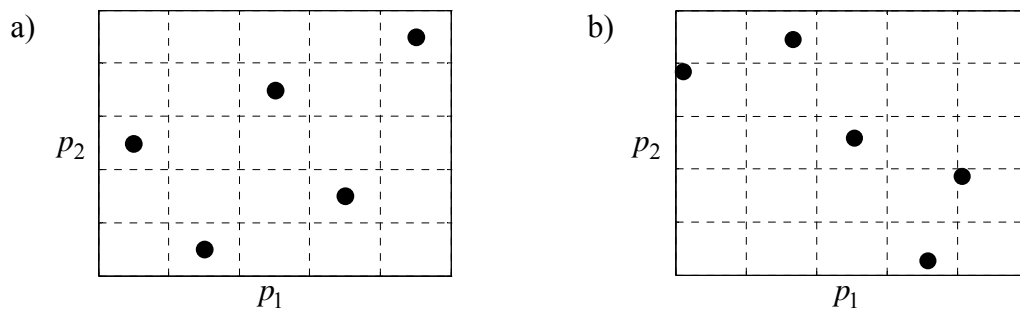


Abb. 2.8 a) Latin Hypercube Plan und b) Random Latin Hypercube mit je 5 Punkten

3 Analyse von Überschneidungsschaltungen in Automatikgetrieben

In diesem Kapitel soll das Systemverständnis für Automatikgetriebe und Schaltungen aufbauend auf dem Stand der Technik erweitert werden. Dafür werden zunächst in Abschnitt 3.1 exemplarisch Messungen von Schaltungen anhand der wichtigsten Effekte und ihrem charakteristischen Signalverlauf analysiert. Die wesentlichen beobachteten Effekte und Phänomene aus den Messungen abstrahiert dann in Abschnitt 3.3 ein in Abschnitt 3.2 erstelltes Minimalmodell mit Hilfe von Simulationen. Anhand dieser wird die Fahrzeugdynamik bei Schaltvorgängen mit den Modellgleichungen erklärt.

3.1 Analyse von gemessenen Schaltvorgängen

Im Folgenden werden Schaltungen auf glatten und ebenen Straßen mit konstantem Fahrpedalwert angefahren und gemessen. Störende Einflüsse der Umwelt und des Fahrers werden so weitestgehend vermieden. Über Sensoren und den Fahrzeug-CAN-Bus werden die Messdaten aufgezeichnet. Die Durchführung der Messungen findet in einem handelsüblichen Fahrzeug der gehobenen Mittelklasse mit 6-Gang Wandlerautomat statt. In Abb. 3.1 ist der Messaufbau schematisch dargestellt. Die relevanten Signale zur Analyse und Beurteilung der Schaltungen sind in den Abb. 3.2 bis Abb. 3.7 zu sehen. Im jeweiligen obersten Diagramm sind die Einflussgrößen der Schaltablaufsteuerung, die Kupplungsdrücke $p_{C\ old}$, $p_{C\ new}$ und das Motormoment T_{eng} geplottet. Die Kupplungsdrücke werden über im Getriebe verbaute Öldrucksensoren gemessen, wobei das Motormoment als berechnete Größe aus dem Motorsteuergerät (ECU) vom CAN-Bus abgegriffen wird. Im zweiten Diagramm befinden sich die Drehzahlen

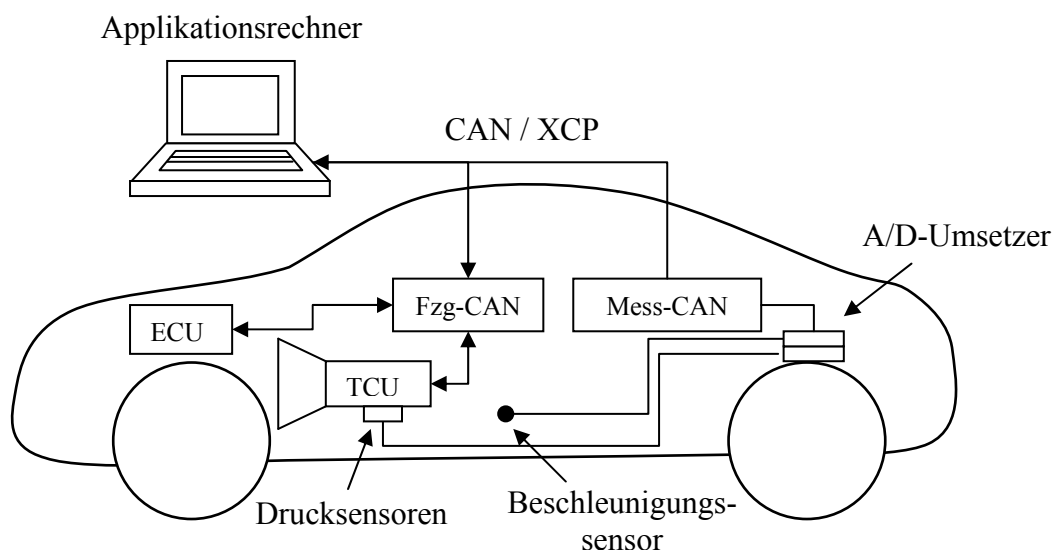


Abb. 3.1 Schematische Messumgebung im Versuchsfahrzeug

des Motors und des Getriebes. Über getriebeinterne Sensoren lassen sich die Getriebeein- und -ausgangsdrehzahlen n_{tu} (Turbinendrehzahl des Wandlers) und n_{dr} (Abtriebsdrehzahl an der Getriebeausgangswelle) ermitteln. Die Motordrehzahl n_{eng} wird über einen Sensor an der Kurbelwelle erfasst. Der verwendete Beschleunigungssensor befindet sich an der Sitzschiene des Beifahrers und misst die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs, welche zusätzlich gefiltert im jeweils untersten Diagramm der Abbildungen zu sehen ist. Auf den verwendeten Filter wird in Abschnitt 4.4 eingegangen.

Die nun folgenden Analysen beschränken sich auf Zug-Hoch-Schaltungen in Abschnitt 3.1.1 und Zug-Rück-Schaltungen in Abschnitt 3.1.2, welche jeweils das grundsätzliche Verhalten von Überhöhungs- bzw. Freigabeschaltungen widerspiegeln.

3.1.1 Zug-Hoch-Schaltung

Die 1-2 Schaltung mit 100% Fahrpedalstellung in Abb. 3.2 zeigt ein typisches Verhalten einer Zug-Hoch-Schaltung (ZHS). Durch die Schaltstrategie wird die Schaltung zum Zeitpunkt $t^{(0)}$ ausgelöst. Zu Beginn wird der Druck der alten Kupplung $p_{C\ old}$ von der Überanpressung auf das Halteniveau gesenkt. Bei Überanpressung ist der Kupplungsdruck so groß, dass auch schnelle Änderungen des Reaktionsmomentes an der geschlossenen Kupplung diese nicht öffnen. Das Halteniveau reicht gerade aus, um die Kupplung im geschlossenen Zustand zu halten, wodurch diese schneller geöffnet werden kann. Der noch leere hydraulische Zylinder der kommenden Kupplung wird mit einer schnellen Druckerhöhung befüllt. Anschließend wird der Druck der neuen Kupplung $p_{C\ new}$ kurz annähernd konstant gehalten, um den Kiss

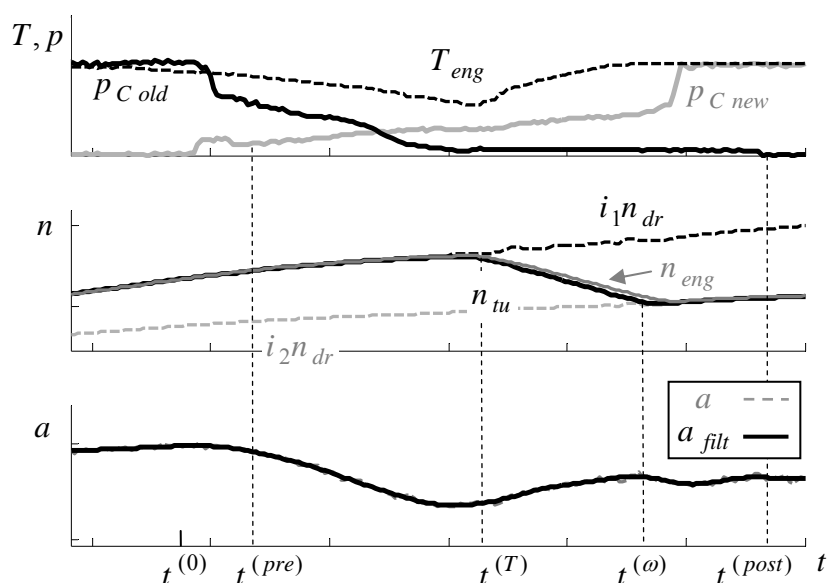


Abb. 3.2 Messung einer serienmäßigen 1-2 ZHS bei 100% Fahrpedal

Point (auch Touch Point oder Anlegepunkt genannt) zu finden, an dem sich die Kupplungs-scheiben gerade berühren und die Kupplung vom offenen in den schleifenden Zustand über-geht. Im Anschluss kann zum Zeitpunkt $t^{(pre)}$ mit der Übergabe der Kupplungsmomente durch Überschneiden der Kupplungsdrücke begonnen werden. Dazu wird der Druck in der alten Kupplung gesenkt und in der neuen angehoben. Die alte Kupplung bleibt idealerweise geschlossen. Die Längsbeschleunigung fällt auf ein niedrigeres Niveau, da das Moment der zweiten Kupplung über eine niederere Übersetzung übertragen wird. Zusätzlich fällt die Be-schleunigung auf ein Niveau unter der Beschleunigung nach der Schaltung. Das Sinken der Beschleunigung während einer ZHS ließe sich bei ausreichender Reserve durch Anheben des Motormomentes während der Momentenübergabe bei geschlossener alter Kupplung weitge-hend vermeiden. Bei Vollast existiert keine Möglichkeit für eine derartige Steuerung. Abb. 3.3 bis Abb. 3.5 mit Teillast-Schaltungen lassen die Verwendung einer solchen Strategie nicht erkennen, da das Beschleunigungsniveau nach der Schaltung deutlich niedriger ist als vor der Schaltung. Dies entspricht der individuellen Herstellerphilosophie.

Nach der Momentenübergabe ist $p_{C\ old}$ fast gänzlich reduziert und befindet sich nur noch auf einem Reserveniveau, welches eine schnelle Reaktion auf Anforderungen der TCU, z.B. bei Schaltungsabbruch, ermöglicht. Nun beginnt bei $t^{(T)}$ die Synchronisation der neuen Kupplung. Diese wird in Abb. 3.2 durch ein weiteres Ansteigen des Momentes bzw. des Drucks in der neuen Kupplung bei gleichzeitigem Senken des Motormomentes realisiert. Die- ser Motoreingriff beginnt bereits in der Momentenübergabephase und wird zu Beginn der Synchronisation wieder beendet. Dies ist wahrscheinlich dem Verzögerungsverhalten des Motors geschuldet, um am Ende der Schaltung dem Wunsch nach vollem Motormoment nachzukommen. Die Längsbeschleunigung steigt vom Niveau der Momentenübergabephase durch die Überhöhung des Momentes in der kommenden Kupplung, um am Ende der Syn-chronisation $t^{(\omega)}$ auf das Niveau nach der Schaltung abzusinken. Der Antriebsstrang und das Fahrzeug schwingen nach dem Öffnen in der Momentenübergabephase und nach dem Schlie-ßen der Kupplung in der Synchronisationsphase, was sich in entsprechenden Drehzahl- und Längsbeschleunigungsschwingungen äußert. Nachdem die neue Kupplung sicher geschlossen ist, wird der Druck in der alten Kupplung bei $t^{(post)}$ auf null reduziert und in der neuen Kupplung wird Überanpressung hergestellt.

Die weiteren drei betrachteten ZHS werden mit 30% Fahrpedal angefahren. Die Parameter des Schaltablaufs werden so verstellt, dass sich typische Effekte von Fehlapplikationen ein-stellen. In Abb. 3.3 ist seine sehr schnelle Synchronisation durch eine starke Überhöhung des Drucks in der neuen Kupplung $p_{C\ new}$ zu erkennen. Dies äußert sich negativ in einem star-

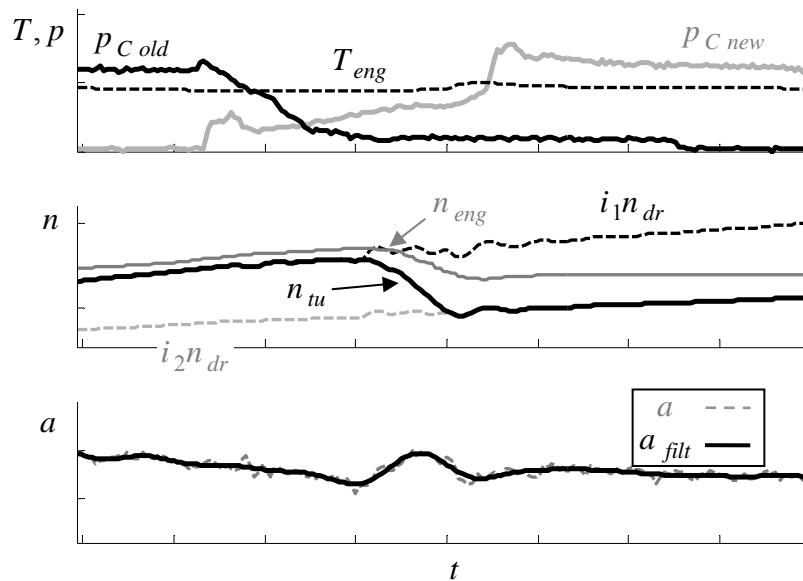


Abb. 3.3 Starke Überhöhung am Beispiel einer 1-2 ZHS bei 30% Fahrpedal

ken und daher unangenehmen Ausschlag der Längsbeschleunigung während der Synchronisationsphase

In Abb. 3.4 schleift die alte Kupplung in der Momentenübergabephase, was als Flare oder Durchgeher bezeichnet wird. Dies wird durch eine schlecht applizierte Überschneidung der Kupplungsdrücke verursacht, bei der der Druck der alten Kupplung zu schnell absinkt bzw. der Druck der neuen Kupplung zu langsam ansteigt. Das erforderliche Antriebsmoment kann dadurch nicht aufgebracht werden, so dass ein Absinken der Längsbeschleunigung folgt. Bei Umkehrung des Gradienten der Motordrehzahl, also in Richtung neuer Synchrondrehzahl,

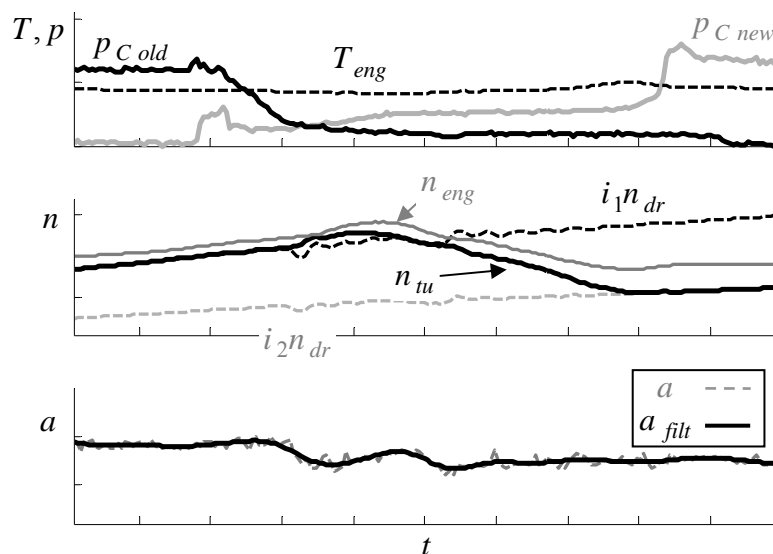


Abb. 3.4 Flare am Beispiel einer 1-2 ZHS bei 30% Fahrpedal

steigt die Beschleunigung wieder. Die Synchronisationsphase läuft annähernd abtriebsneutral ab. Die Beschleunigung während der Synchronisation ist also annähernd so groß wie nach der Schaltung.

Abschließend sei der Effekt des verspannten Getriebes erläutert. In Abb. 3.5 ist während der Momentenübergabe ein starker Anstieg des Drucks der neuen Kupplung zu sehen und die Längsbeschleunigung sinkt weit unter das Beschleunigungsniveau nach der Schaltung. Beides sind klare Indizien für eine verspannte Schaltung. Beweisen ließe sich ein Verspanner mit Kenntnis der tatsächlichen Kupplungsmomente über die Definition, dass diese bei einem Verspanner unterschiedliche Vorzeichen aufweisen.

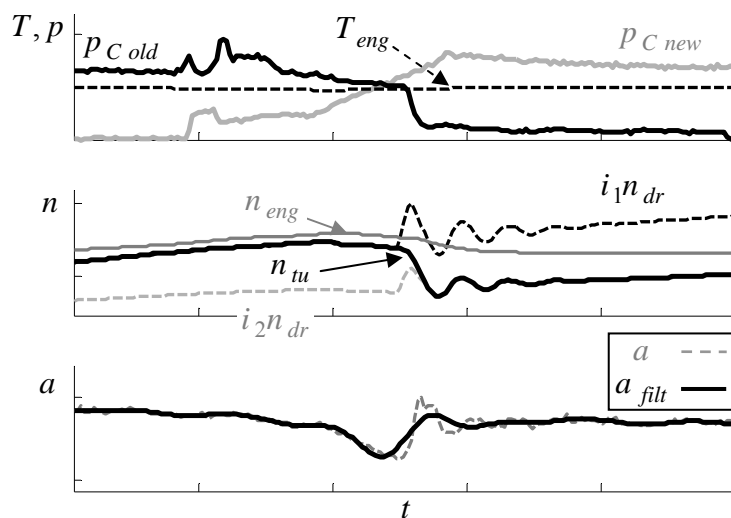


Abb. 3.5 Verspanner am Beispiel einer 1-2 ZHS bei 30% Fahrpedal

3.1.2 Zug-Rück-Schaltung

Im Folgenden sind zwei Zug-Rück-Schaltungen (ZRS) dargestellt. Die prinzipielle Ähnlichkeit des Ablaufs unterschiedlicher Schaltungsarten wird hier deutlich. Eine ZRS wird häufig durch einen Kick-Down, also das schlagartige Durchtreten des Fahrpedals, verursacht. Alternativ kann eine ZRS auch manuell ausgelöst werden. In Abb. 3.6 ist die Schaltung durch einen Kick-Down ausgelöst. Dies wird durch das zusätzliche Plotten der Fahrpedalstellung verdeutlicht. Bei Freigabeschaltungen wie ZRS und SHS kehrt sich die Reihenfolge von Synchronisation und Momentenübergabe im Vergleich zu Überhöhungsschaltungen um, so dass bei $t^{(0)}$ zunächst die Synchronisation beginnt. Zu erkennen ist, wie die Drehzahl mit nur langsam steigendem Motormoment über die schleifende alte Kupplung synchronisiert wird. Währenddessen kann die neue Kupplung befüllt und der Kiss Point angesteuert werden. Die Definition von $t^{(pre)}$ erübrigt sich aufgrund des gleichzeitigen Ablaufs der Synchronisation

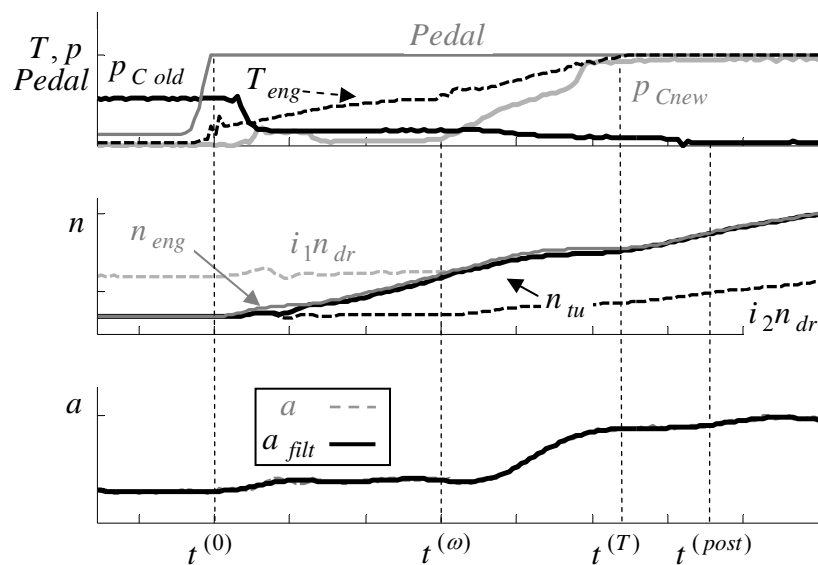


Abb. 3.6 Serienmäßige 2-1 ZRS ausgelöst durch Kick-Down

und Vorfüll- bzw. Anlegephase. Die Längsbeschleunigung steigt bereits leicht an, da die alte Kupplung nicht komplett öffnet. Kurz vor Erreichen der Synchrondrehzahl wird mit der Übergabe der Momente zum Zeitpunkt $t^{(\omega)}$ begonnen, indem die neue Kupplung durch Drucksteigerung zufährt und die alte Kupplung durch weitere Druckreduzierung öffnet. Nach der Schaltung wird die verbleibende Differenz zum vollen Motormoment weiter abgebaut, so dass die Beschleunigung nicht zu schlagartig ansteigt. Bei $t^{(T)}$ ist die Momentenübergabe abgeschlossen und bei $t^{(post)}$ ist der Druck der alten Kupplung auf praktisch null zurückgeführt, während sich die neue Kupplung in Überanpressung befindet.

In Abb. 3.7 handelt es sich um den gleichen prinzipiellen Schaltablauf. Der Unterschied be-

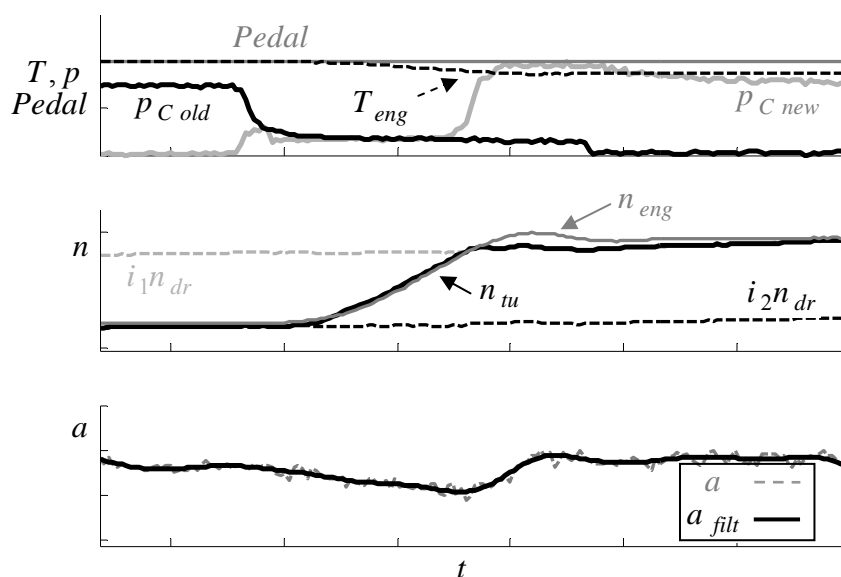


Abb. 3.7 Serienmäßige 2-1 ZRS bei 30% Fahrpedal

steht im annähernd konstanten Motormoment und der dadurch sinkenden Beschleunigung während der Synchronisation, wenn die alte Kupplung schleift. Nach der Synchronisation steigt die Beschleunigung sofort auf den Wert nach der Schaltung zu steigen. Dies ist auch hier mit der höheren neuen Übersetzung zu begründen.

Anhand der gezeigten Messungen lässt sich bereits ein grundsätzliches Verhalten eines Fahrzeuges während Überschneidungsschaltungen erkennen. Detailliertere Aussagen über prinzipielle Zusammenhänge zwischen den Steuergrößen $p_{C\ old}$, $p_{C\ new}$, T_{eng} und den Drehzahlen n_{tu} , n_{ab} und der Längsbeschleunigung a erschließen sich erst durch das Herleiten der zugehörigen Gleichungen für die Dynamik des Systems und anschließende Simulationen mit dem entstehenden Modell.

3.2 Minimalmodell zur Analyse von Schaltvorgängen

Bei der Erstellung eines Modells ist nach MATTHIES (2013) ein Kompromiss zwischen den Kriterien Modellgüte und Modellkosten zu finden. Modellgüte findet dabei Ausdruck in der Güte der Abbildung der Realität durch die detaillierte Modellierung der realen Komponenten. Modellkosten spiegeln sich im Aufwand zur Erstellung des Modells, dem Parametrierungsaufwand und der Rechenzeit des Modells wider. Unter Berücksichtigung dieser Überlegungen werden im Folgenden zum grundlegenden Verständnis der Fahrzeugdynamik während einer Überschneidungsschaltung Simulationen mit einem Minimalmodell eines Fahrzeugs mit Doppelkupplungsgetriebe, wie in Abb. 3.8 zu sehen, durchgeführt. Die Betrachtungen lassen sich auf die mechanisch sehr viel komplexeren Stufenautomaten übertragen, da auch dort während einer Schaltung ein Schaltelement geöffnet und ein weiteres geschlossen wird.

3.2.1 Getriebe- und Fahrzeugmodell

In Abb. 3.8 ist das Modell des Fahrzeugs mit den zwei Kupplungen zu sehen. Dabei stellt T_I das Moment des Motors mit der Trägheit J_I dar. Das Moment T_O simuliert den Fahrwiderstand. Aufgrund der geringen Änderungen des Motormoments vor und nach den gemessenen Schaltungen wird dieses als konstante Größe vor und nach der Schaltung vorgegeben. Ähnliches gilt für den Fahrwiderstand, welcher jedoch zusätzlich nur einen geringen Gesamteinfluss auf das System hat und deshalb vernachlässigt wird, d.h. $T_O = 0$. Die Faktoren i_1 und i_2 mit $i_1 > i_2$ entsprechen den Übersetzungen der zwei simulierten Gangstufen und verstärken die Kupplungsmomente T_{C1} und T_{C2} der zwei baugleichen Kupplungen. Das Fahrzeug wird als starre Trägheit J_O simuliert, da die Fahrzeuggeschwindigkeit proportional zur Win-

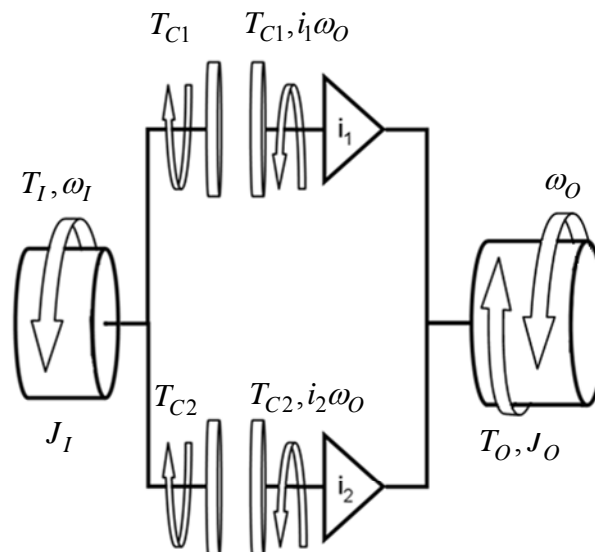


Abb. 3.8 Minimalmodell eines Fahrzeuges mit Doppelkupplungsgetriebe

kelgeschwindigkeit am Getriebeausgang ist ($v \sim \omega_O$). Genauso verhält es sich für die Winkelbeschleunigung und die Längsbeschleunigung mit $a \sim \dot{\omega}_O$.

Für die Größen des Modells gelten nach dem Drallsatz folgende Zusammenhänge:

$$J_I \dot{\omega}_I = T_I - T_{C1} - T_{C2} \quad (3.1)$$

$$J_O \dot{\omega}_O = i_1 T_{C1} + i_2 T_{C2} - T_O \quad (3.2)$$

Im geschlossenen Zustand einer Kupplung ergibt sich ihr Kupplungsmoment als ein aus einer Bindung resultierendes Reaktionsmoment aus Glg. (3.1) zu

$$T_{Cj} = T_I - T_{Ck} - \dot{\omega}_I J_I, \quad j, k \in \{1, 2\}, \quad j \neq k. \quad (3.3)$$

Im schleifenden Zustand entspricht das Kupplungsmoment der eingepprägten Kupplungskapazität mit einem schlupfabhängigen Vorzeichen:

$$T_{Cj} = T_{Capj} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_j) \quad \text{mit} \quad T_{Capj} = F_{Nj} \mu(|\Delta\omega_j|) n r_m, \quad j = 1, 2 \quad (3.4)$$

$$\text{und} \quad \operatorname{sgn}(\Delta\omega_j) = \begin{cases} 1 & \text{für } \Delta\omega_j \geq 0 \\ -1 & \text{für } \Delta\omega_j < 0 \end{cases} \quad (3.5)$$

Die Kupplungskapazität T_{Capj} ist das Moment, welches die Kupplung im geschlossenen Zustand betragsmäßig maximal übertragen kann. Sie berechnet sich aus der Anpresskraft in der Kupplung F_{Nj} , dem schlupfabhängigen Reibwert $\mu(|\Delta\omega_j|)$, dem mittleren Reibradius r_m und der Anzahl der Reibpaarungen n . Der Kupplungsschlupf $\Delta\omega_j$ ergibt sich als Differenz von Eingangswinkelgeschwindigkeit ω_I und Ausgangswinkelgeschwindigkeit ω_O der Kupplung:

$$\Delta\omega_j = \omega_I - i_j\omega_O, j = 1, 2. \quad (3.6)$$

Die Eingangswinkelgeschwindigkeit entspricht der Motorwinkelgeschwindigkeit. Die Ausgangswinkelgeschwindigkeit ist proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit und entsprechend ist die Ausgangswinkelbeschleunigung proportional zur Fahrzeugbeschleunigung. Deshalb reicht es im Minimalmodell aus, nur die Getriebeausgangswinkelgeschwindigkeit und -winkelbeschleunigung zu betrachten.

Die Anpresskraft F_{Nj} in hydraulisch oder pneumatisch aktuierten Kupplungen ist eine Funktion des Drucks p im Kupplungszyylinder und der Reibfläche A der Kupplungsscheiben

$$F_{Nj} = p(I_j)A. \quad (3.7)$$

Der Druck ist vom Steuerstrom I_j des Kupplungsventils abhängig. Für rein elektrisch aktuierte Kupplungen gilt $F_{Nj} = f(I_j, A)$. Der Reibwertverlauf $\mu(|\Delta\omega|)$ kann in einem Minimalmodell als konstant angenommen werden. Für den mittleren Reibradius gilt nach HOERBIGER (2009) annähernd

$$r_m \approx \frac{r_a + r_i}{2}. \quad (3.8)$$

Den äußeren und inneren Radius der Kupplungsscheiben r_a und r_i entnimmt man, wie auch die Anzahl der Kupplungsscheiben, die Übersetzungen und den Reibwert, entsprechenden Konstruktionsdaten des Getriebes. Die Dynamik der Hydraulik des realen Getriebes wird im Minimalmodell vernachlässigt, so dass die Kupplungskapazitäten der Kupplung direkt vorgegeben werden können.

Für zwei Kupplungen C_1 und C_2 mit je zwei Zuständen ergeben sich vier theoretische Gesamtzustände des Getriebes. Im Folgenden dargestellt sind die drei in der Praxis möglichen Zustände mit ihren entsprechenden Bedingungen und Zusammenhängen für die Kupplungsmomente und Winkelbeschleunigungen, welche die Schaltqualität bestimmen.

1. Fall: Ist Kupplung 1 geschlossen und schleift Kupplung 2, d.h.

$$\Delta\omega_1 = 0 \wedge \Delta\omega_2 \neq 0 \wedge T_{Cap1} > |T_{C1}| = |T_I - T_{C2} - \dot{\omega}_I J_I| \text{ mit } T_{C2} = T_{Cap2} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_2) \quad (3.9)$$

mit

$$\dot{\omega}_I = i_1 \dot{\omega}_O, \quad (3.10)$$

so gilt für die Ausgangswinkelbeschleunigung

$$\dot{\omega}_O = \frac{1}{i_1^2 J_I + J_O} [i_1 T_I + (i_2 - i_1) T_{C2}]. \quad (3.11)$$

Im ersten Fall ist Kupplung 1 geschlossen, weil die Schlupfdrehzahl null beträgt und mit $T_{Cap1} > |T_{C1}|$ mehr Moment übertragen werden könnte, als von der Kupplung tatsächlich als Reaktionsmoment übertragen wird. Da die geschlossene erste Kupplung eine Bindung darstellt, ergibt sich die Motorwinkelbeschleunigung (3.10) direkt aus der Ausgangswinkelbeschleunigung und der Übersetzung i_1 . Die Ausgangswinkelbeschleunigung wird durch Einsetzen von T_{C1} aus Glg. (3.3) in Glg. (3.2) gewonnen. Das eingeprägte Moment der zweiten Kupplung entspricht der Kupplungskapazität mit schlupfdrehzahlabhängigem Vorzeichen. Für den zweiten Fall gelten analoge Zusammenhänge mit vertauschten Indizes.

2. Fall: Ist Kupplung 2 geschlossen und schleift Kupplung 1, d.h.

$$\Delta\omega_1 \neq 0 \wedge \Delta\omega_2 = 0 \wedge T_{Cap2} > |T_{C2}| = |T_I - T_{C1} - \dot{\omega}_I J_I| \text{ mit } T_{C1} = T_{Cap1} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_1), \quad (3.12)$$

mit

$$\dot{\omega}_I = i_2 \dot{\omega}_O, \quad (3.13)$$

so gilt für die Ausgangswinkelbeschleunigung

$$\dot{\omega}_O = \frac{1}{i_2^2 J_I + J_O} [i_2 T_I + (i_1 - i_2) T_{C1}]. \quad (3.14)$$

Im dritten Fall sind beide Kupplungen schleifend und es existiert keine Bindung in den Kupplungen, so dass die Kupplungsmomente eingeprägte schlupfdrehzahlabhängige Kupplungskapazitäten sind. Die Ein- und Ausgangswinkelbeschleunigungen sind voneinander unabhängig und das Motormoment hat keinen Einfluss auf die Ausgangswinkelbeschleunigung.

3. Fall: Schleifen beide Kupplungen, d.h.

$$\Delta\omega_1 \neq 0 \wedge \Delta\omega_2 \neq 0, \quad (3.15)$$

so gilt für die Eingangswinkelbeschleunigung nach Glg. (3.1)

$$\dot{\omega}_I = \frac{1}{J_I} (T_I - T_{C1} - T_{C2}) \quad (3.16)$$

und für die Ausgangswinkelbeschleunigung nach Glg. (3.2)

$$\dot{\omega}_O = \frac{1}{J_O} (i_1 T_{C1} + i_2 T_{C2}) \text{ mit } T_{C1} = T_{Cap1} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_1) \text{ und } T_{C2} = T_{Cap2} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_2). \quad (3.17)$$

Für eine geöffnete Kupplung ergibt sich

$$T_{Cj} = T_{Capj} = 0, \quad j = 1, 2.$$

3.2.2 Modellierung eines gesteuerten Schaltablaufs

In realen Schaltablaufsteuerungen wird in der TCU der Ventilstrom gesteuert oder geregelt. Entsprechend diesem stellen sich ein Volumenstrom im Kupplungszyylinder und der resultierende Druck ein, welcher nach Glg. (3.7) proportional zur Kupplungskapazität ist. Diese gesamte Strecke muss bei der Steuerung und Regelung im realen Getriebe berücksichtigt werden. Entsprechend ihres Anteils an Regel- oder Steuerstrukturen lassen sich Schaltabläufe verschiedener Hersteller unterscheiden. Viele Konzepte sind wenig physikbasiert und enthalten sehr viele Steuergrößen und -parameter, welche aufwändig appliziert werden müssen. Dies ist dem hohen Aufwand der Parameteridentifikation für modellbasierte Regler geschuldet, siehe MATTHIES (2013). Einige Hersteller sind jedoch dazu übergegangen sogenannte physikbasierte Strategien zu entwerfen und z.B. die Kupplungsmomente zu regeln, siehe WOLTER u.a. (2011). Diese Strategien können den Applikationsaufwand erheblich reduzieren. Allerdings lassen sich Konstruktionsparameter und Übertragungsverhalten oft nur unzureichend identifizieren, verändern sich durch Alterung und unterliegen Fertigungstoleranzen. Dem begegnet man mit der Anwendung von Adaptionalgorithmen als Teil der Getriebesteuerung, welche die Applikationsparameter an die veränderten Bedingungen anpassen. Weitere Störungen entstehen durch ungenaue Messgrößen, wie z.B. das Motormoment. All diese Probleme zeigen, dass auch sehr aufwändige Regelkonzepte schnell an ihre Grenzen stoßen.

Das hier dargestellte Konzept ist eine reine Steuerung. Dies soll für die spätere Anwendung in Kap. 5 die Komplexität der Schaltablaufapplikation demonstrieren. Der implementierte Schaltablauf kann die Beträge der Steuergrößen T_{Cap1} , T_{Cap2} und T_I direkt vorgeben, da das Minimalmodell nicht die hydraulische Strecke eines realen Getriebes und das Reaktionsverhalten eines Verbrennungsmotors berücksichtigt. In den einzelnen Phasen der Schaltungen werden die Steuergrößen als Rampen mit einer Dauer und einer Höhe, wie in Abb. 3.9 zu sehen, parametrisiert. So repräsentieren die Parameter $p_1 - p_7$ und $p_{11} - p_{14}$ Zeiten, welche auf Vielfache einer maximalen Schaltzeit normiert werden, so dass sie in einem Bereich zwischen 0 und 1 liegen. Die Parameter p_8 und p_9 beschreiben die Rampenhöhen der Kupplungskapazitäten und p_{15} die Höhe des Motoreingriffs. Diese drei Parameter liegen durch die Normierung auf das maximale Motormoment ebenfalls zwischen 0 und 1. Mit diesem Schaltablauf lassen sich alle Schaltungsarten mit den wesentlichen Effekten aus den Messungen in Abschnitt 3.1 simulieren

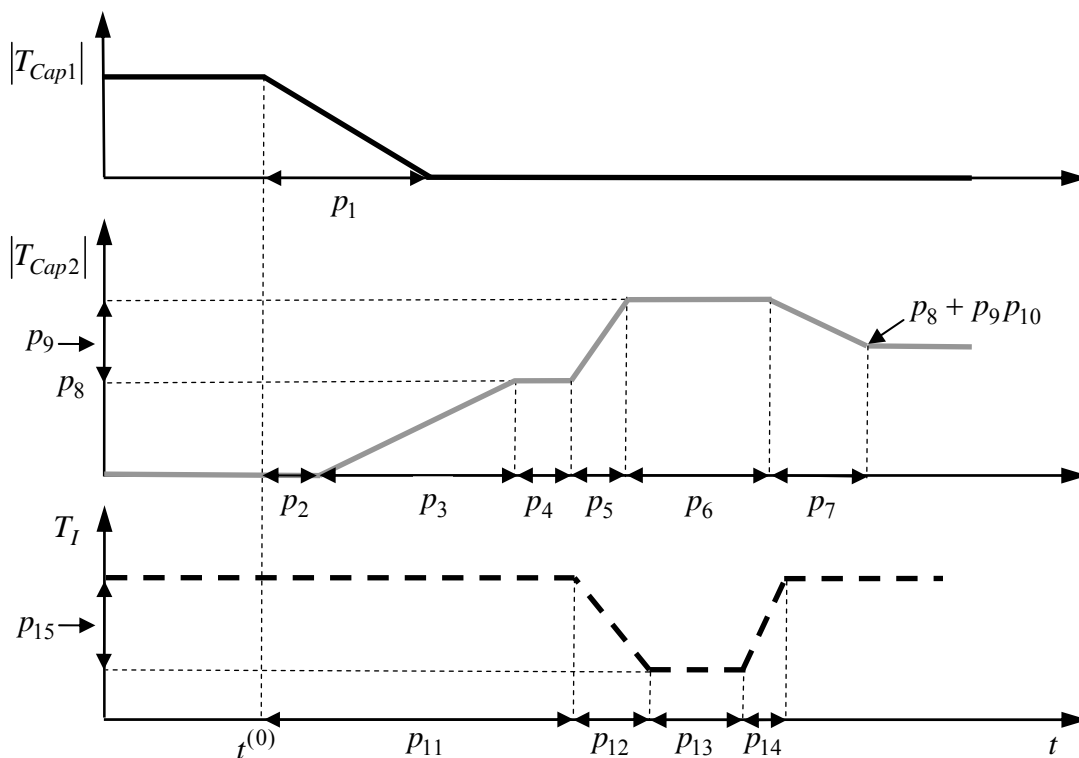


Abb. 3.9 Gesteuerter Schaltablauf für das Minimalmodell mit 15 Parametern

3.3 Simulation von Schaltvorgängen mit einem Getriebeminimalmodell

Mit dem in Abschnitt 3.2 vorgestellten Getriebemodell und der Schaltablaufsteuerung aus Abschnitt 3.2.2 werden nun Simulationen ähnlich den Messungen in Abschnitt 3.1 durchgeführt. Die in den Messungen der ZHS gezeigten Effekte Flare und Verspanner lassen sich durch entsprechende Einstellungen der Schaltablaufparameter am Modell applizieren und werden in Abschnitt 3.3.1 simuliert. Die simulierten ZRS in Abschnitt 3.3.2 werden nicht per Kick-Down ausgelöst. Flare und Verspanner lassen sich auch hier durch entsprechende Parametereinstellungen provozieren. Für die Simulationen wird das Motormoment außerhalb des Motoreingriffs auf den konstanten Wert $T_I^{(0)}$ gesetzt.

3.3.1 Zug-Hoch-Schaltung

Die Schaltung in Abb. 3.10 folgt dem gleichen Ablauf der Schaltungsphasen wie die Messungen der ZHS in den Abb. 3.2 bis Abb. 3.5. Das Flaren in der Momentenübergabephase entsteht hier, wie in Abb. 3.4, durch eine zu schnell sinkende Kupplungskapazität in der alten bzw. zu langsam steigende Kapazität in der neuen Kupplung. Somit gilt zum Zeitpunkt $t^{(f0)}$

$$T_{Cap1}(t^{(f0)}) < |T_1(t^{(f0)})| = |T_I^{(0)} - T_{C2}(t^{(f0)}) - \dot{\omega}_I(t^{(f0)})J_I| \quad (3.18)$$

und die Kupplung 1 fängt an, zu schleifen. Die Beschleunigung sinkt während des Flarens unter das Niveau nach der Schaltung mit

$$a^{(\omega)} \sim \dot{\omega}_O^{(\omega)} > \min \dot{\omega}_O(t), t \in [t^{(0)}, t^{(T)}]. \quad (3.19)$$

Bei $t^{(T)}$ ist $T_{Cap1} = 0$ und die Motordrehzahl beginnt sich nach Glg. (3.16) mit dem Gradienten

$$\dot{\omega}_I(t) = \frac{1}{J_I} (T_I(t) - T_{C2}(t)) \leq 0, t \in [t^{(T)}, t^{(\omega)}] \quad (3.20)$$

in Richtung Synchrondrehzahl der neuen Kupplung zu bewegen. In der nun begonnenen Synchronisationsphase wird $\dot{\omega}_I$ durch die weiter steigende Kupplungskapazität in der zweiten Kupplung und den Motoreingriff mit

$$T_I(t) < T_I^{(0)}, t \in [t^{(T)}, t^{(\omega)}] \quad (3.21)$$

weiter gesenkt. Das Anheben der Kupplungskapazität wirkt sich nach Glg. (3.17) mit

$$a(t) \sim \dot{\omega}_O(t) = \frac{i_2}{J_O} T_{Cap2}(t) \operatorname{sgn}(\Delta\omega_2(t)) > 0, \text{ da } \Delta\omega_2(t) > 0 \text{ für } t \in [t^{(T)}, t^{(\omega)}] \quad (3.22)$$

als Steigerung der Längsbeschleunigung aus. Aus Glg. (3.22) geht hervor, dass die Längsbeschleunigung des Fahrzeuges während der Synchronisation wesentlich vom Moment in Kupplung 2 abhängt. Somit hat eine Erhöhung der Kapazität in Kupplung 2 zwar eine Verkürzung der Synchronisation zur Folge, jedoch ebenfalls einen unter Umständen als

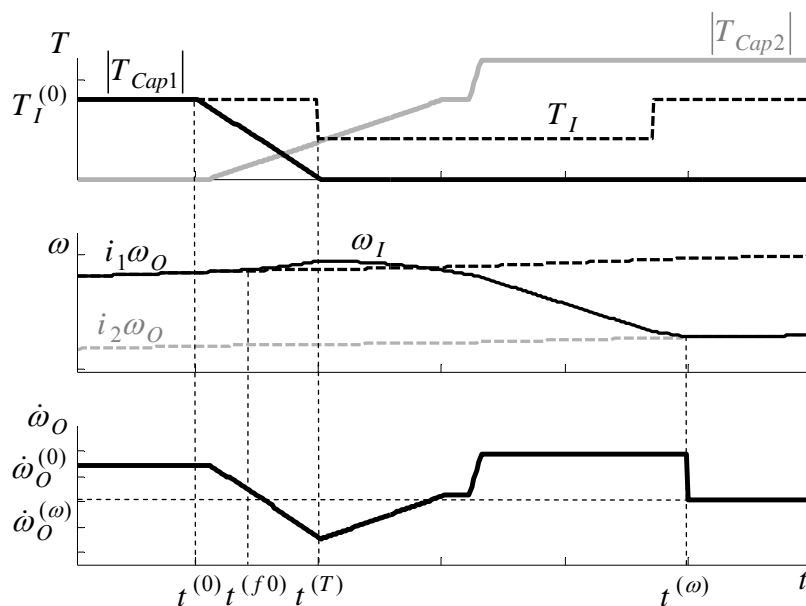


Abb. 3.10 Simulation einer 1-2 ZHS mit Flare

unangenehm empfundenen Anstieg der Längsbeschleunigung. Ist die Kupplung bei $t^{(\omega)}$ geschlossen, sinkt die Beschleunigung auf das Niveau in Glg. (3.14).

In Abb. 3.11 ist ein verspanntes Getriebe simuliert. Während der Momentenübergabephase wird die Kapazität der neuen Kupplung so erhöht, dass das Moment in der alten geschlossenen Kupplung negativ wird. Somit stellen sich unterschiedliche Vorzeichen der Kupplungsmomente während des Verspannens nach Glg. (3.9) wie folgt ein:

$$T_{C1}(t) = T_I^{(0)} - T_{C2}(t) - \dot{\omega}_I(t)J_I < 0 \text{ und } T_{C2}(t) > 0, t \in [t^{(v0)}, t^{(T)}]. \quad (3.23)$$

Nachdem die alte Kupplung bei $t^{(T)}$ öffnet, bleibt das Getriebe weiter bis $t^{(v1)}$ verspannt, da die Kupplungsmomente nun von den Kupplungskapazitäten bestimmt werden, welche aufgrund der unterschiedlichen Vorzeichen der Schlupfdrehzahlen entgegengesetzt wirken mit

$$T_{C1}(t) = T_{Cap1}(t) < 0, \text{ da } \Delta\omega_{C1}(t) < 0 \text{ für } t \in [t^{(T)}, t^{(v1)}] \quad (3.24)$$

und

$$T_{C2}(t) = T_{Cap2}(t) > 0, \text{ da } \Delta\omega_{C2}(t) > 0 \text{ für } t \in [t^{(T)}, t^{(v1)}]. \quad (3.25)$$

Auch hier ist das Sinken der Beschleunigung unter das Niveau nach der Schaltung während der Verspannung mit

$$a^{(\omega)} \sim \dot{\omega}_O^{(\omega)} > \min \dot{\omega}_O, t \in [t^{(0)}, t^{(T)}] \quad (3.26)$$

zu beobachten. Im realen Fahrzeug existieren im Idealfall die dargestellten Messgrößen, so dass ein Verspanner indirekt aus der Längsbeschleunigung abgeleitet werden kann. Wenn also

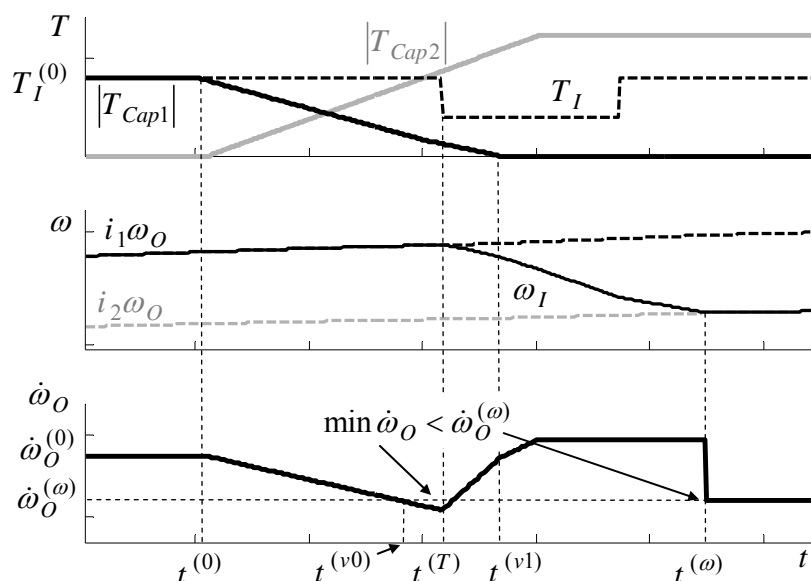


Abb. 3.11 Simulation einer 1-2 ZHS mit Verspanner

kein Flare vorliegt, welcher sich einfach aus der Differenzdrehzahl der alten Kupplung ablesen lässt, und sich zusätzlich der Fahrwiderstand nicht drastisch erhöht, weist der besprochene Beschleunigungseinbruch auf ein verspanntes Getriebe hin.

3.3.2 Zug-Rück-Schaltung

Auch die simulierten ZRS zeigen grundsätzlich den gleichen Schaltablauf wie die Messungen in Abb. 3.6 bis Abb. 3.7. In Abb. 3.12 ist zusätzlich das Flaren in der Momentenübergabe am Ende der Schaltung simuliert. Hier ist die Kapazität der kommenden Kupplung zum Zeitpunkt $t^{(f0)} = t^{(\omega)}$ noch nicht groß genug, um die Kupplung zu schließen und die Drehzahl schießt über die Synchrondrehzahl hinaus. Erst mit weiter steigender Kupplungskapazität kann die Kupplung geschlossen und die Schaltung beendet werden. Das Schließen der Kupplung durch Erhöhung der Kupplungskapazität wirkt sich aufgrund der nun positiven Drehzahldifferenz als Steigerung der Längsbeschleunigung aus. Dies ist vergleichbar mit der Synchronisation während einer ZHS in Abschnitt 3.3.1. In der vorangegangenen Synchronisationsphase steigt der Motordrehzahlgradient entsprechend der vorhandenen positiven Momentenbilanz nach Glg. (3.16) mit

$$\dot{\omega}_I(t) = \frac{1}{J_I} (T_I^0 - T_{C2}(t)) > 0, |T_{C2}(t)| < T_I^0, T_{C1}(t) = 0, t \in [t^{(0)}, t^{(\omega)}] \quad (3.27)$$

an. Die Längsbeschleunigung sinkt, da $T_{C2}(t)$ in der nun geöffneten alten Kupplung der Kupplungskapazität entspricht, welche geringer ist als das vorher anliegende Moment in der geschlossenen Kupplung. Auch hier zeigt sich ein Zielkonflikt: Die Synchronisation kann mit

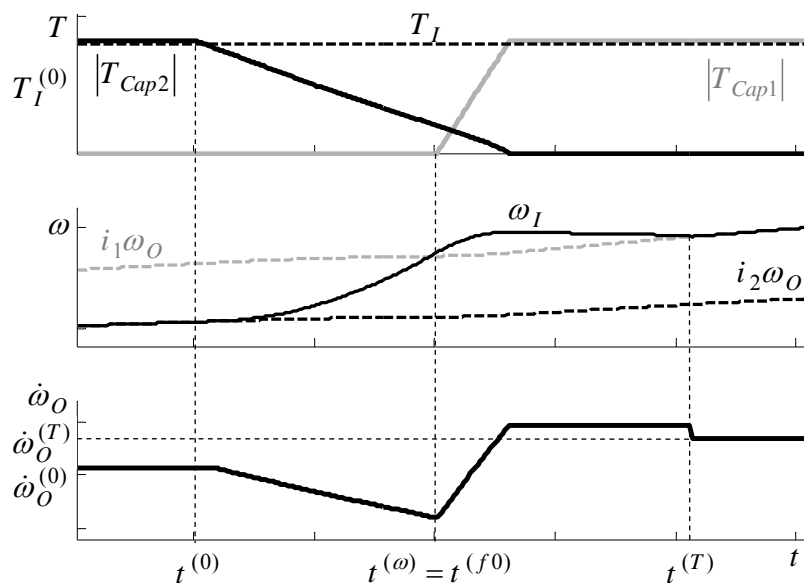


Abb. 3.12 Simulation einer 2-1 ZRS mit Flare

stärker sinkender Kapazität der alten Kupplung beschleunigt werden, jedoch hat dies einen stärkeren Einbruch der Längsbeschleunigung trotz des Fahrerwunsches nach Zug zur Folge.

In Abb. 3.13 wird die neue Kupplung bei $t^{(\omega)} = t^{(v0)}$ zu früh geschlossen bzw. die alte Kupplung zu langsam geöffnet. Da beide Kupplungen schleifen und eine unterschiedliche Drehzahldifferenz aufweisen, stellt sich ein unterschiedliches Vorzeichen der Kupplungsmomente und somit ein Verspanner ein. Die Kupplungskapazität der neuen Kupplung wird so stark erhöht, dass das Fahrzeug sogar abgebremst wird.

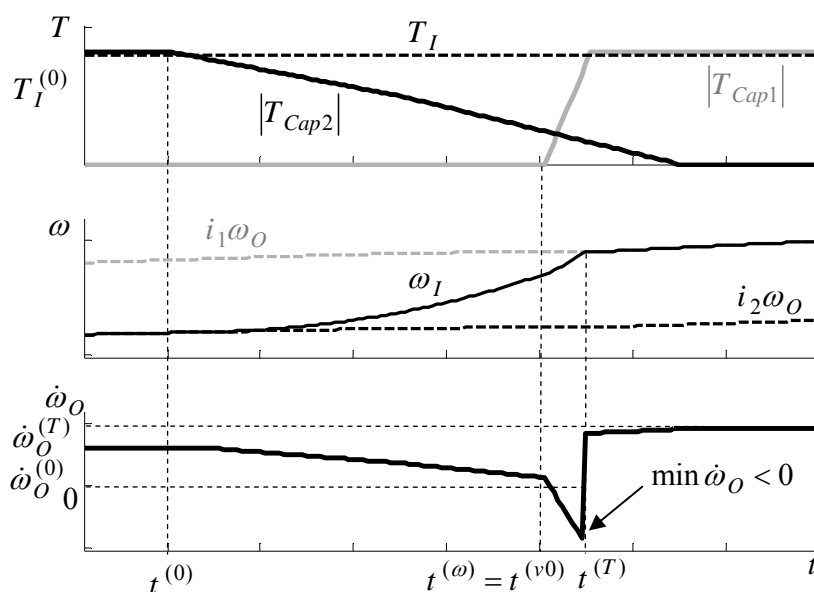


Abb. 3.13 Simulation einer 2-1 ZRS mit Verspanner

Die prinzipielle Übereinstimmung der dargestellten Simulationen erlaubt offensichtlich eine grundlegende Erklärung des beobachteten Verhaltens von Fahrzeug und Getriebe in den Messungen in Abschnitt 3.1. Unterschiede bestehen vor allem in den weichen Übergängen sowie Schwingungen in der Drehzahl und Längsbeschleunigung, die in den Messungen sichtbar sind, aber durch ein starres Fahrzeugmodell nicht abgebildet werden. Des Weiteren ist das Verhalten der hydraulischen Steuerung im realen Getriebe nicht berücksichtigt. Dies vereinfacht jedoch die Veranschaulichung der wichtigsten Herausforderungen in der Schaltablaufapplikation. Diese bestehen darin, in der Momentenübergabe Flare und Verspanner zu verhindern und einen gewünschten Beschleunigungsübergang zu realisieren, und des Weiteren, in der Synchronisation einen Kompromiss zwischen Dauer der Phase und Stärke der Änderung der Längsbeschleunigung zu finden. Grundsätzlich geht eine Verkürzung der Schaltzeit durch schnellere Momentenübergabe oder Synchronisation mit der aktiven Kupplung immer mit einer stärkeren Änderung der Längsbeschleunigung einher.

4 Kriterien zur objektiven Bewertung der Schaltqualität

Aus den Betrachtungen zur Fahrzeugdynamik während Schaltungen im vorangehenden Kapitel können nun Kriterien für die Schaltqualität abgeleitet werden. Diese kann nur aus Sicht eines Fahrers realistisch beurteilt werden, der Schaltungen über alle Sinne wahrnimmt. Optisch erkennt er die Synchronisation des Motors auf dem Drehzahlmesser, akustisch nimmt er sie über Motorengeräusche wahr. Zusätzlich können Effekte wie Getrieberasseln hörbar werden. Über das Gleichgewichtsorgan werden dem Fahrer Änderungen der Längsbeschleunigung, also der Ruck, gewahr. Besonders starker Ruck kann sich auch haptisch durch das Lenkrad oder den Fahrersitz auf den Menschen auswirken. Nicht unmittelbar wahrnehmbar, aber dennoch wichtig für den Käufer, ist der Verschleiß des Getriebes durch Schaltvorgänge. Im Folgenden soll zunächst die Entwicklung geeigneter, teilweise neuer oder modifizierter Kriterien dargelegt werden.

In Kap. 3 wurde bereits der Widerspruch zwischen Schaltzeit und Ruck während des Schaltvorgangs deutlich. Je kürzer die Schaltzeit ist, desto stärker ist der Ruck während der Schaltung. Nach HAGERODT (2003) bildet der Ruck den entscheidenden Einfluss auf den empfundenen Komfort während der Schaltung, wobei kurze Schaltungen als sportlich empfunden werden. Somit ergibt sich der trade-off zwischen Komfort und Sportlichkeit einer Schaltung. Zusätzlich entsteht durch eine Schaltung Verschleiß in den Kupplungen durch Reibung, welche sich teilweise in Wärme umwandelt.

4.1 Komfortkriterien

Ein Schaltvorgang stellt immer einen Übergang zwischen den Beschleunigungsniveaus vor und nach der Schaltung dar. Diese resultieren bei gleichbleibenden An- und Abtriebsmomenten aus den unterschiedlichen Übersetzungen der Gänge. Bei einer radmomentbasierten Strategie können beide Niveaus trotz des Übersetzungswechsels gleich sein, wenn das Motormoment bei ausreichender Reserve geeignet angepasst wird. Sind die Beschleunigungsniveaus vor und nach der Schaltung unterschiedlich, so kann maximaler Komfort nur noch durch einen optimalen Übergang zwischen diesen realisiert werden. Als einfache Lösung bietet sich für eine ZHS z.B. der linearere Verlauf

$$a_I^{ZHS}(t) = \begin{cases} a(t^{(0)}) & \text{für } t \leq t^{(0)} \\ a(t^{(0)}) - \frac{a(t^{(0)}) - a(t^{(\omega)})}{t^{(T)} - t^{(0)}}(t - t^{(0)}) & \text{für } t \in [t^{(0)}, t^{(T)}] \\ a(t^{(\omega)}) & \text{für } t \in [t^{(T)}, t^{(post)}] \end{cases} \quad (4.1)$$

an. In Abb. 4.1 zeigt sich der zunächst konstante Verlauf der idealen Längsbeschleunigung mit dem Niveau vor der Schaltung $a(t^{(0)})$ bis zum Beginn der Schaltung bei $t^{(0)}$. Anschließend sinkt die ideale Beschleunigung bis $t^{(T)}$ auf das Niveau $a(t^{(\omega)})$ nach der Schaltung. Bis zum Ende der Schaltung bei $t^{(post)}$ ist die ideale Längsbeschleunigung konstant auf dem Niveau $a(t^{(\omega)})$. Somit ändert sich die Beschleunigung ideal nur während der Momentenübergabe. Unter Berücksichtigung der Umkehr der Reihenfolge der Schaltphasen während einer ZRS lässt sich der ideale Beschleunigungsübergang

$$a_I^{ZRS}(t) = \begin{cases} a(t^{(0)}) & \text{für } t \leq t^{(\omega)} \\ a(t^{(0)}) - \frac{a(t^{(0)}) - a(t^{(T)})}{t^{(T)} - t^{(\omega)}}(t - t^{(\omega)}) & \text{für } t \in [t^{(\omega)}, t^{(post)}] \end{cases} \quad (4.2)$$

analog definieren, siehe Abb. 4.2,.

Für ein Komfortkriterium kann man nun die Abweichung vom definierten Idealverlauf $\Delta a_I(t) = a_I(t) - a(t)$ für $t \in [t^{(0)}, t^{(post)}]$ heranziehen:

$$D = \frac{1}{\Delta t_{shift}} \sqrt[n]{\frac{1}{\Delta t_{shift}} \int_{t^{(0)}}^{t^{(post)}} |\Delta a_I(t)|^n dt}, \quad n \geq 1. \quad (4.3)$$

Für $n = 1$ ergibt der Wurzelausdruck die mittlere Abweichung. Ein Exponent $n > 1$ dient der stärkeren Gewichtung von großen Abweichungen. Die zusätzliche Division durch die in Abschnitt 4.2 definierte Schaltzeit Δt_{shift} liefert eine Bewertung des Rucks. Um ein sogenanntes Branding, also ein marken- oder fahrzeugspezifisches Komfortverhalten der Schaltung zu applizieren, können beliebige alternative Verläufe zu $a_I(t)$ definiert werden.

Für mehr Informationen über die Zusammenhänge des Rucks in der Schaltung mit der Applikation der zwei wichtigsten Phasen, der Momentenübergabe- und der Synchronisationsphase, sollte dieser identifiziert werden. Dies wird im Folgenden exemplarisch an einer Zug-Hoch- und einer Zug-Rück-Schaltung anhand von Abb. 4.1 und Abb. 4.2 dargelegt. Die Identifizierung in den übrigen Schaltungsarten kann analog erfolgen. Dabei können weitere Phasen getriebespezifisch sein, bedürfen dann aber einer gesonderten Betrachtung in der Applikation.

Die erforderliche Identifikation der Schaltungsphasen erfolgt mit minimalem Messtechnikaufwand über die Verwendung der Motor- und Abtriebsdrehzahl, der Gangsignale und der Längsbeschleunigung. Somit kann weitgehende Unabhängigkeit von Kenntnissen über den speziellen Schaltablauf des zu untersuchenden Getriebes gewährleistet werden, da nicht auf interne Statussignale der TCU zurückgegriffen werden muss, um z.B. einzelne Schaltphasen zu identifizieren. Für eine erfolgreiche Identifizierung von Schaltphasen und des zugehörigen Rucks ohne interne TCU-Signale muss eine Grundabstimmung der Schaltung vorliegen, welche der Struktur der Messungen in Abschnitt 3.1 entspricht.

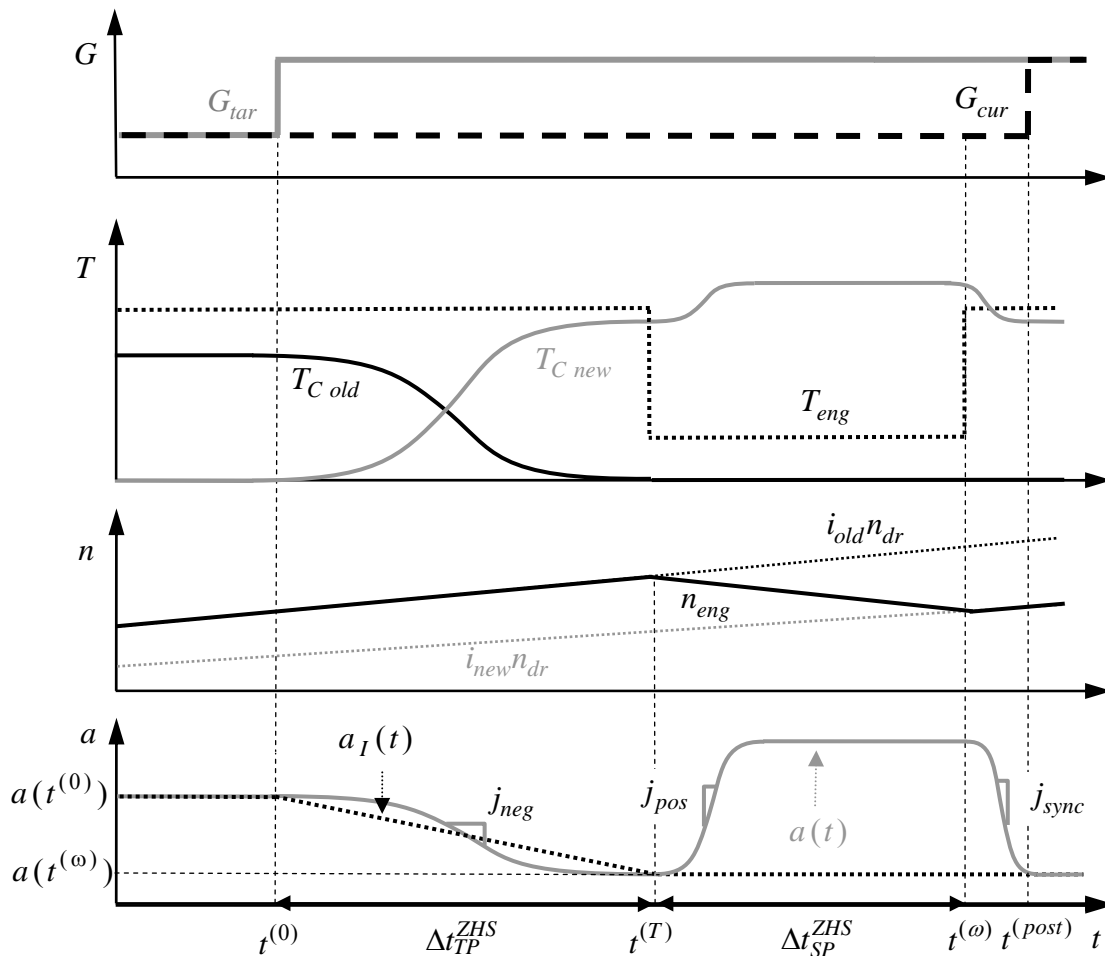


Abb. 4.1 Theoretische ZHS mit charakteristischem Ruck und Idealverlauf der Längsbeschleunigung

Der Beginn der Schaltung $t^{(0)}$ lässt sich für beide Schaltungsarten über die Gangsignale Istgang G_{cur} und Zielgang G_{tar} ermitteln. Sobald diese auseinander laufen und nicht mehr gleich sind, wird die Schaltung durch die TCU ausgelöst. Am Ende beider Schaltungen sind Ziel- und Istgang bei $t^{(post)}$ wieder gleich. Für ZHS kann die Suche nach dem Ruck in der Momentenübergabephase am Schaltungsbeginn starten. Bei ZHS ist das Ende der Momenten-

übergabe $t^{(T)}$ der Beginn der Synchronisation. Dies ist der Fall, wenn der Motordrehzahlgradient sein Vorzeichen ändert. Die Synchronisation der ZHS endet bei $t^{(\omega)}$, wenn die Differenzdrehzahl $\Delta\omega_{C2}$ an der kommenden Kupplung sicher abgebaut wurde. In den so abgegrenzten Phasen lässt sich für eine ZHS der in Abschnitt 3.3 besprochene charakteristische Ruck als negativer Ruck j_{neg} , positiver Ruck j_{pos} und Synchronschlag j_{sync} identifizieren. Zur Bestimmung dieser Beschleunigungsgradienten bietet sich als einfache Lösung an, den jeweils maximalen Ruck in den entsprechenden Phasen mit dem erwarteten Vorzeichen zu suchen. Der negative Ruck in der Momentenübergabe wird wie folgt definiert:

$$j_{neg} = \left| \min_{t \in [t^{(0)}, t^{(T)}]} \frac{da}{dt} \right|. \quad (4.4)$$

Der erste Ruck in der Synchronisationsphase ist positiv mit

$$j_{pos} = \left| \max_{t \in [t^{(T)}, t^{(\omega)}]} \frac{da}{dt} \right|. \quad (4.5)$$

Der Synchronschlag ist ein negativer Ruck und ergibt sich zu

$$j_{sync} = \left| \min_{t \in [t^{(\omega)}, \tilde{t}^{(\omega)}]} \frac{da}{dt} \right|. \quad (4.6)$$

Dabei kann das Ende des Synchronschlags nur in der Nähe des Synchronpunkts liegen und muss durch geschickte Wahl eines $\Delta t^{(\omega)}$ mit $\tilde{t}^{(\omega)} = t^{(\omega)} + \Delta t^{(\omega)}$ gefunden werden.

Für eine nicht durch Kick-Down ausgelöste ZRS, wie in Abb. 4.2 dargestellt, kann die Suche nach dem Ruck in der Synchronisationsphase analog zur ZHS mit Schaltungsbeginn starten. Der Übergang zwischen Synchronisation und Momentenübergabe während einer ZRS lässt sich aus dem Ruck identifizieren, da der zweite negative Ruck nach der Synchronisation bei geringer Verspannung kleiner ist als der erste. Der Synchronschlag am Ende der Momentenübergabe, wenn die Kupplung geschlossen ist, hat ein anderes Vorzeichen als der vorangegangene negative Ruck. Die Übergänge zwischen den Phasen lassen sich also über die Änderung des Rucks bestimmen. Da diese vom zweiten negativen Ruck zum Synchronschlag größer ist als beim Übergang zwischen Synchronisation und Momentenübergabe (also vom ersten zum zweiten negativen Ruck) wird $t^{(\omega)}$ als Zeitpunkt des globalen Maximums in der Ruckableitung zwischen Schaltungsbeginn $t^{(0)}$ und einem Zeitpunkt t^* vor dem Ende der Momentenübergabe gefunden. Der Zeitpunkt t^* liegt um ein zu wählendes Δt^* vor dem globalen Maximum der Ruckableitung zwischen $t^{(0)}$ und $t^{(T)}$. Das Ende der Momentenübergabe $t^{(T)}$ ist erreicht, wenn die neue Kupplung geschlossen ist.

Für das Ende der Synchronisation ergibt sich also

$$t^{(\omega)} = \arg \max_{t \in [t^{(0)}, t^*]} \frac{d^2 a}{dt^2} \text{ mit } t^* = \arg \max_{t \in [t^{(0)}, t^{(T)}]} \frac{d^2 a}{dt^2} - \Delta t^*. \quad (4.7)$$

Der Ruck ist dann analog zur ZHS

$$j_{neg1} = \left| \min_{t \in [t^{(0)}, t^{(\omega)}]} \frac{da(t)}{dt} \right|$$

$$j_{neg2} = \left| \min_{t \in [t^{(\omega)}, t^{(T)}]} \frac{da(t)}{dt} \right| \quad (4.8)$$

$$j_{pos} = \left| \max_{t \in [t^{(T)}, \tilde{t}^{(T)}]} \frac{da(t)}{dt} \right|, \quad \tilde{t}^{(T)} = t^{(T)} + \Delta t^{(T)}.$$

Zusätzlich zu der Ruckidentifizierung lässt sich die Auswirkung des Flare auf den Komfort bestimmen. Für den Fahrer macht sich ein Flaren als Motorgeräusch durch die sich unerwartet

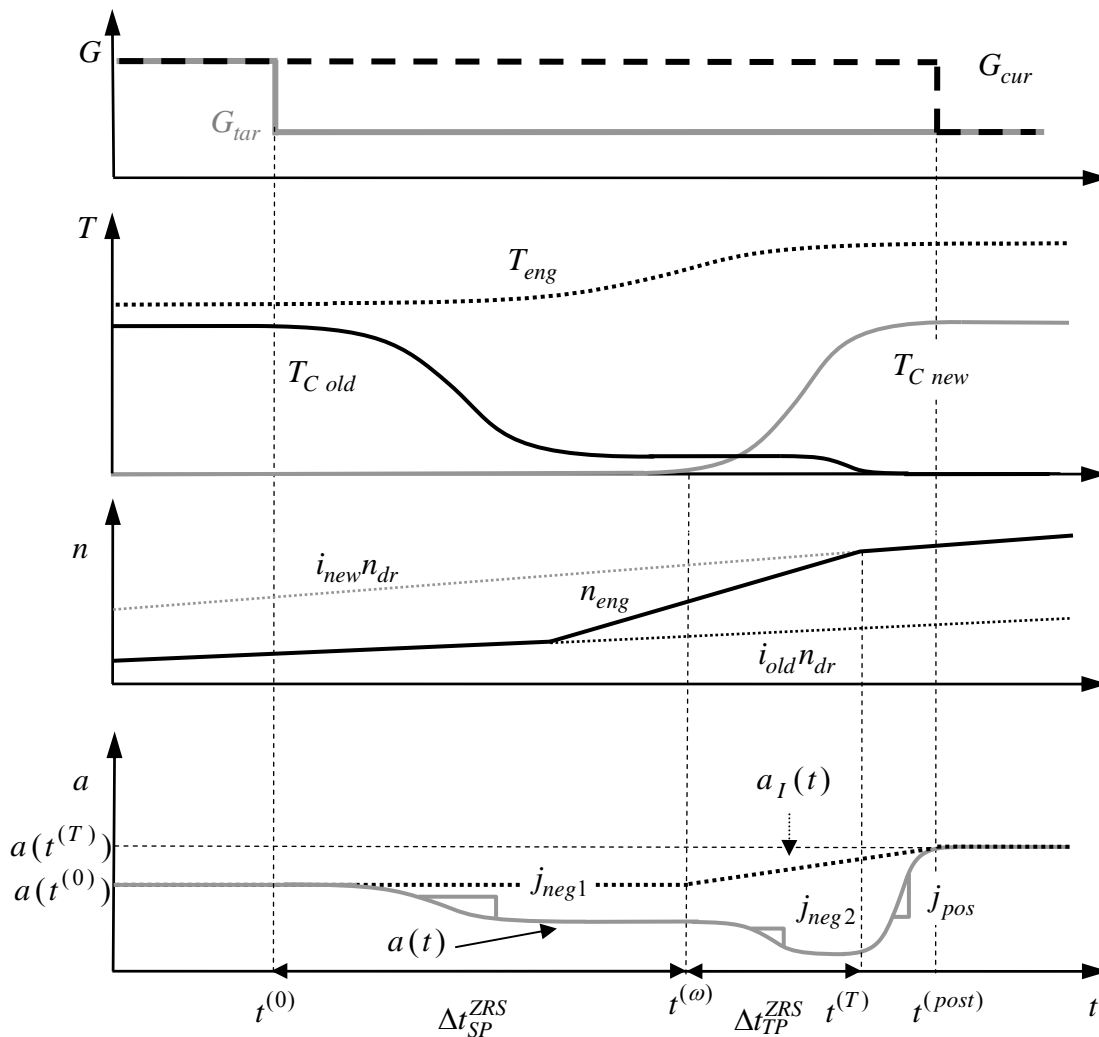


Abb. 4.2 Idealisierte ZRS mit charakteristischem Ruck und Idealverlauf der Längsbeschleunigung

ändernde Motordrehzahl bemerkbar. Um eine aufwändige Mikrofonierung zu vermeiden, lässt sich das Maximum des Flare als Maximum der jeweiligen Differenzdrehzahl an der Kupplung bestimmen. Es ist davon auszugehen, dass ein höherer Schlupf auch stärker als Veränderung der Frequenz und evtl. der Lautstärke des Motorgeräusches wahrgenommen wird. Für die zwei Schaltungsarten ergibt sich somit folgendes Kriterium für den Flare:

$$\begin{aligned} n_{ZHS} &= \frac{60}{2\pi} \max \Delta \omega_{C \text{ old}} \\ n_{ZRS} &= \frac{60}{2\pi} \max \Delta \omega_{C \text{ new}}. \end{aligned} \quad (4.9)$$

Die Dauer des Flare ist ebenfalls entscheidend für den Verschleiß und wird in Abschnitt 4.3 implizit in Glg. (4.16) berücksichtigt. Das Phänomen des Verspannens des Getriebes lässt sich, wie in Abschnitt 3.3 beschrieben, indirekt über den Ruck in der Momentenübergabe identifizieren. Ein starker Ruck \dot{j}_{neg} bei ZHS oder \dot{j}_{neg2} bei ZRS kann also auf ein verspanntes Getriebe hinweisen und ist zu vermeiden.

Theoretisch ist eine Vielzahl weiterer Verläufe der Signale zusätzlich zu denen in Abb. 4.1 und Abb. 4.2 möglich, jedoch sollte in der Praxis eine Grundabstimmung bereits den Schaltungen in Abschnitt 3.1 ähneln. Ist dies nicht der Fall, so kann z.B. nach einer Detektion von starkem Flare die weitere Identifikation abgebrochen werden, da zunächst dieses Problem behoben werden muss, um anschließend den Ruck in den einzelnen Phasen zu minimieren. Sind die übrigen Phasen noch nicht optimal abgestimmt, stammt der identifizierte Ruck häufig aus diesen Fehlapplikationen z.B. in der Füll- und Anlegephase. Für eine Zuordnung des Rucks müssen dann unter Umständen weitere Signale, wie Statussignale der Schaltphasen und Soll- und Istdrücke, herangezogen werden.

Es ergeben sich somit zwei Ansätze für die Bewertung des Schaltkomforts: Einerseits lässt sich das Kriterium D global über die gesamte Schaltung einfach, schnell und robust ermitteln, ohne jedoch Hinweise auf Ursachen des auftretenden Rucks in der Schaltung zu geben. Andererseits eignet sich die Identifizierung des Rucks in den zwei wichtigsten Phasen des Schaltablaufs für genauere Analysen.

4.2 Kriterien für Sportlichkeit

Dem Komfort widersprechend ergibt sich die empfundene Sportlichkeit einer Schaltung aus der Schaltzeit. Die Gesamtschaltzeit kann sehr einfach aus den Gangsignalen mit

$$\Delta t_{shift} = t^{(post)} - t^{(0)} \quad (4.10)$$

ermittelt werden (vgl. Abschnitt 4.1). Sollen nur die Momentenübergabe (TP) und die Synchronisation (SP) abgestimmt werden, so bietet es sich im realen Schaltablauf an, die Schaltzeiten dieser Phasen zu ermitteln. Für die jeweiligen Zeitdauern einer ZHS gilt

$$\Delta t_{TP}^{ZHS} = t^{(T)} - t^{(pre)} \quad \text{und} \quad \Delta t_{SP}^{ZHS} = t^{(\omega)} - t^{(T)}. \quad (4.11)$$

Die Momentenübergabe startet nachdem bei $t^{(pre)}$ die Vorfüll- und Anlegephase beendet sind und endet bei $t^{(T)}$, wenn mit der Synchronisation der Motordrehzahl begonnen wird. Ist die Schlupfdrehzahl der neuen Kupplung abgebaut, so ist die Synchronisation bei $t^{(\omega)}$ beendet, vgl. Abb. 4.1. Für die Schaltzeiten bei einer ZRS gilt

$$\Delta t_{SP}^{ZRS} = t^{(\omega)} - t^{(0)} \quad \text{und} \quad \Delta t_{TP}^{ZRS} = t^{(T)} - t^{(\omega)} \quad (4.12)$$

Aufgrund der Umkehrung der Phasen beginnt die Schaltung mit der Synchronisation, welche mit Beginn der Momentenübergabe bei $t^{(\omega)}$ endet. Die Identifizierung dieses Zeitpunktes erfolgt wie in Abschnitt 4.1 beschrieben über die Ruckänderung. Ist die neue Kupplung geschlossen, endet die Momentenübergabe bei $t^{(T)}$, vgl. Abb. 4.2.

Die Schaltspontaneität wird als Verzögerung der ersten, sinnvollen, spürbaren Fahrzeugreaktion beginnend bei Schaltungsanfang definiert. Für ZHS bedeutet dies

$$\Delta t_{del}^{ZHS} = t^{(pre)} - t^{(0)}, \quad (4.13)$$

da die ZHS erst nach der Vorfüll- und Anlegephase wahrnehmbar sein sollte, weil die Momentenübergabe beginnt. Für ZRS kann der Zeitpunkt des stärksten negativen Rucks herangezogen werden:

$$\Delta t_{del}^{ZRS} = \left(\arg \min_{t \in [t^{(0)}, t^{(\omega)}]} \frac{d^2 a}{dt^2} \right) - t^{(0)}. \quad (4.14)$$

Da die Identifizierung von Δt_{del}^{ZHS} und Δt_{del}^{ZRS} offensichtlich fehleranfällig ist und bei der Abstimmung von Momentenübergabe und Synchronisation in der Regel keine Rolle spielt, werden im Folgenden Δt_{shift} und $\tilde{\Delta t}_{shift}^{ZHS} = t^{(\omega)} - t^{(0)}$ bzw. $\tilde{\Delta t}_{shift}^{ZRS} = t^{(T)} - t^{(0)}$ verwendet. Der Synchronpunkt der neuen Kupplung kann für letztere Schaltzeiten sehr einfach ermittelt werden, so dass Eigenheiten der Berechnung des Endes der Schaltung in der TCU sich nicht über die Gangsignale auf die Schaltzeitermittlung auswirken.

Die Dauern der Phasen nach der Synchronisation der neuen Kupplung bis zum Status des Endes der Schaltung in der TCU sind

$$\Delta t_{post}^{ZHS} = t^{(post)} - t^{(\omega)} \quad \text{und} \quad \Delta t_{post}^{ZRS} = t^{(post)} - t^{(T)}. \quad (4.15)$$

4.3 Verschleiß und Kupplungstemperatur

Neben den vom Fahrer wahrnehmbaren Phänomenen verursacht jede Schaltung Verschleiß in den reibenden Kupplungen des Getriebes. Als Maß für den Verschleiß wird von KOCH (2001) die während der Schaltung auftretende Reibarbeit

$$W_{\text{dis } C_j} = \int_{t^{(0)}}^{t^{(post)}} |T_{C_j}(t) \Delta \omega_{C_j}(t)| dt, \quad j \in \{1, 2\} \quad (4.16)$$

betrachtet. Je länger die Momentenübergabe dauert und je stärker die Synchronisation des Motors durch Hinzufügen oder Vernichten von kinetischer Energie über die Kupplungen realisiert wird, desto höher ist die Dissipationsenergie bzw. die Reibarbeit und somit der Verschleiß in den Kupplungen. Für eine genauere Analyse der Ursachen der Reibarbeit wird je nach Schaltungsart ein Maß für den Verschleiß durch das Flaren W_F an der neuen oder alten Kupplung wie folgt ermittelt:

$$W_F^{ZHS} = \int_{t^{(0)}}^{t^{(post)}} |T_{C_{old}}(t) \langle \Delta \omega_{C_{old}}(t) \rangle^1| dt, \quad (4.17)$$

$$W_F^{ZRS} = \int_{t^{(0)}}^{t^{(post)}} |T_{C_{new}}(t) \langle \Delta \omega_{C_{new}}(t) \rangle^1| dt$$

Dabei wird das Föppl-Symbol

$$\langle x - a \rangle^n = \begin{cases} 0 & \text{für } x < a \\ (x - a)^n & \text{für } x \geq a \end{cases} \quad (4.18)$$

verwendet. Somit wird die Reibenergie für den Flare nur berechnet, wenn der Kupplungsschlupf positiv ist (vgl. Abb. 3.10 und Abb. 3.12). Der zusätzliche Energieeintrag durch das Flaren an der jeweiligen anderen Kupplung findet sich implizit in der Reibarbeit in Glg. (4.16) wieder.

Die Reibenergie ist ein abstraktes Maß zur Bestimmung des Verschleißes. Grundsätzlich sollte dieser so gering wie möglich sein. Zusätzlich gibt es aber auch Grenzwerte, die während einer Schaltung nicht überschritten werden dürfen, um das Getriebe nicht zu beschädigen. Hierfür bietet es sich an, über den Temperatureintrag in die Kupplungen zu argumentieren,

welcher die Kupplungstemperatur nicht über einen Grenzwert erhöhen darf. Über eine thermische Bilanzgleichung lässt sich nach SIELAFF (2007) die Kupplungstemperatur $\vartheta_{Cj}(t^{(post)})$ am Ende der Schaltung wie folgt berechnen:

$$\vartheta_{Cj}(t^{(post)}) = \vartheta_{Cj}(t^{(0)}) + \frac{1}{C_d \cdot m_d} \left[\int_{t^{(0)}}^{t^{(post)}} |T_{Cj}(t) \cdot \Delta\omega_{Cj}(t)| dt - \alpha A_d \int_{t^{(0)}}^{t^{(post)}} (\vartheta_{Cj}(t) - \vartheta_o) dt \right]. \quad (4.19)$$

Die Schaltung beginnt hier bei einer vorgegebenen Anfangstemperatur $\vartheta_{Cj}(t^{(0)})$, die Reibarbeit der schleifenden Kupplung wird in Wärme umgewandelt. Über die Kupplungsscheiben mit der Oberfläche A_d wird diese Wärme teilweise wieder an das umströmende Öl aus dem Kühlkreislauf mit der niedrigeren Temperatur ϑ_o abgeführt. Die Öltemperatur kann auf Grund des hohen Ölvolumens im Getriebe für einen einzelnen betrachteten Schaltvorgang als konstant angenommen werden. Der Wärmeübergang ist durch den Wärmeübergangskoeffizienten α charakterisiert. Mit der Wärmekapazität C_d und der Masse der Kupplungsscheiben m_d ergibt sich aus der Differenz von zugeführter und abgeführter Energie die Temperatur $\vartheta_{Cj}(t^{(post)})$ der Kupplungsscheiben am Ende der Schaltung. Die Betrachtung in Glg. (4.19) berücksichtigt nicht die Geometrie von Kupplungen, welche aus mehreren Scheiben bestehen, an denen sich sog. „Hot Spots“ bilden, also Punkte mit besonders hohen Temperaturen. In Schaltablaufsteuerungen sind häufig komplexe Temperaturmodelle des Getriebes enthalten, welche am Prüfstand parametrisiert und validiert werden. Für einfache Temperaturberechnungen am Minimalmodell ist Glg. (4.19) jedoch ausreichend.

4.4 Implementierung von Algorithmen zur Bewertung der Schaltqualität

Zur Schaltqualitätsbewertung von Messungen und Simulationsdaten werden Methoden zur Identifikation und Berechnung der oben entwickelten Kriterien in Matlab[®] implementiert. Die Vorgehensweise im daraus entstandenen Tool Evalshift ist im Ablaufdiagramm in Abb. 4.3 zu sehen. Auf die wesentlichen Elemente und grundlegenden Anforderungen an Evalshift soll im Folgenden kurz eingegangen werden.

Über eine Konfigurationsdatei kann der Anwender Variablen der Auswertung festlegen. Dazu gehören die Auswahl und eine Vor- und Nachlaufzeit der zu analysierenden Schaltereignisse, Voreinstellungen für die späteren Plots und die Grenzfrequenz für die Filterung der Längsbeschleunigung. Dieser Filter ist ein Tiefpass, um Störungen im nicht komfortrelevanten Frequenzbereich zu unterdrücken und eine Identifikation des durch die Schaltung verursachten Rucks zu ermöglichen. HAGERODT (2003) hat einen komfortrelevanten Frequenzbereich von 2-9 Hz ermittelt. Bei ca. 4 Hz befindet sich das Maximum der Empfindlichkeit der unter-

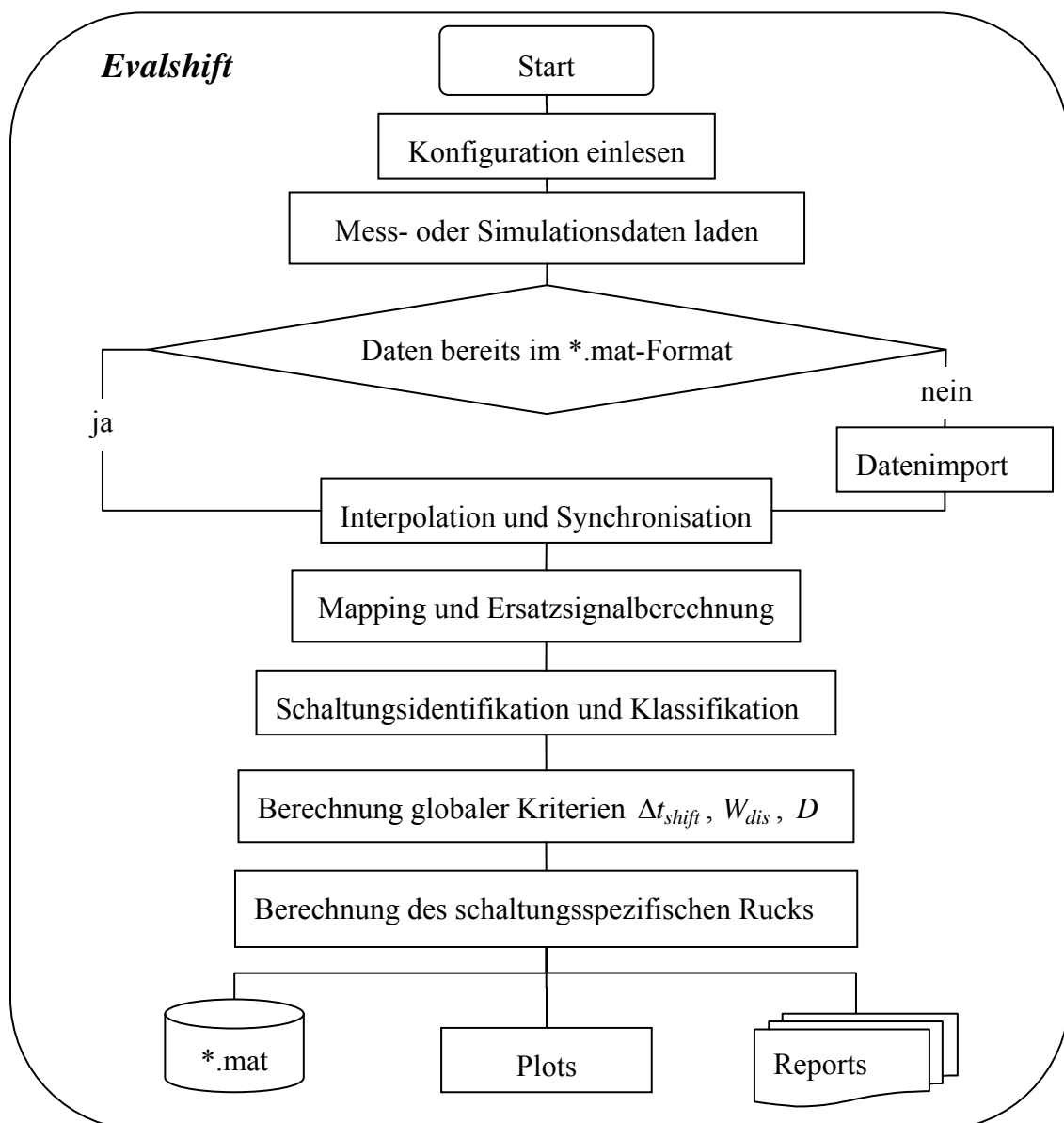


Abb. 4.3 Ablaufdiagramm von Evalshift

suchten Personen auf Schwingungsanregung. Erfahrungsgemäß lässt sich bei einer Grenzfrequenz von $f_c = 5$ Hz der Ruck noch gut identifizieren.

Zur Filterung wird ein Butterworth-Filter der Ordnung $\eta = 6$ verwendet, da dieser nach KIENCKE u.a. (2005) keine Welligkeiten im Frequenzgang

$$V(f) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{f}{f_c}\right)^{2\eta}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{f}{5 \text{ Hz}}\right)^{12}}}, \quad (4.20)$$

dargestellt in Abb. 4.4, aufweist. Um die Synchronität des Längsbeschleunigungssignals mit allen anderen Signalen zu gewährleisten, wird die Signalverzögerung, resultierend aus der

Gruppenlaufzeit bzw. Phasenverschiebung des Filters, durch eine Vor- und Rückwärtsfilterung aufgehoben.

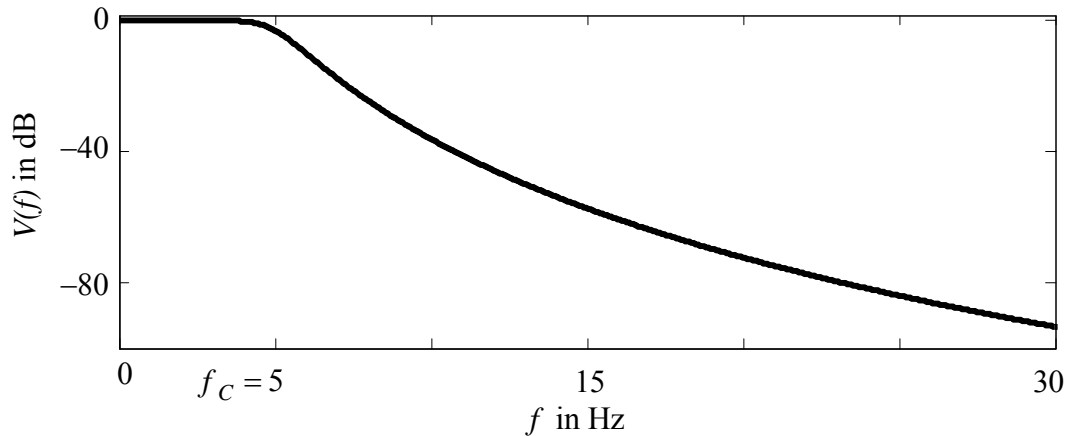


Abb. 4.4 Amplitudenfrequenzgang des verwendeten Tiefpass

Ist die Konfigurationsdatei eingelesen, werden die Eingangsdaten importiert und aus dem meist verwendeten MDF-Standard für Messdateien in der Automobilindustrie oder aus Excel®-Daten in Matlab®-kompatible *.mat-Dateien umgewandelt und eingelesen. Liegen die Daten bereits im *.mat-Format vor, können sie direkt eingelesen werden. Dies ist z.B. der Fall für Simulationsergebnisse aus Simulink® oder bereits gewandelte und abgespeicherte Dateien. Anschließend findet, wenn erforderlich, eine Inter- oder Extrapolation auf den längsten Zeitvektor aller Signale statt, so dass eine einheitliche Länge und Sample-Rate vorliegt. Um die Signale der importierten Eingangsdaten den entsprechenden erforderlichen Eingangssignalen in Evalshift zuzuweisen, wird ein Mapping durchgeführt, welches durch ein vom Anwender definiertes Mapping-File festgelegt ist. Unterschiedliche Signalnamen in unterschiedlichen Messungen entsprechen hierbei den immer gleichen Signalnamen in Evalshift. Im Mapping-File werden auch die Getriebeübersetzungen und die Kupplungslogik, also welche Kupplungen in welchen Gängen aktiv sind, übergeben. Sind erforderliche Signale nicht vorhanden, so lassen sich diese berechnen oder Ersatzsignale verwenden. So kann z.B. die Abtriebsdrehzahl auch über Raddrehzahlen oder die Fahrzeuggeschwindigkeit mit entsprechenden Daten zu Raddurchmesser und Differentialübersetzung abgeschätzt werden. Insbesondere die Kupplungsmomente lassen sich aus dem gemessenen hydraulischen Druck in den Kupplungen ermitteln. Wird der Druck, wie häufig der Fall, nicht mitgemessen, so gibt es in der TCU meist Signale der Kupplungsventilstrome. Sind diese nur die Sollgrößen, da die Istströme nicht zugänglich sind und fehlen Daten zur Ventilkennlinie (Druck über Strom), so lässt sich nur noch ein Äquivalent zum Kupplungsmoment in Form des Ventilstromsignals verwenden, welches jedoch ebenfalls die Ermittlung einer qualitativen Aussage über die Reibarbeit ermöglicht.

Mit den so aufbereiteten Signalen können nun Schaltungen gesucht und klassifiziert werden. Für die vom Anwender in der Konfigurationsdatei ausgewählten, zu untersuchenden Schaltungen werden dann zunächst die schaltungstypunabhängigen Kriterien wie die Reibenergien und die Schaltzeit Δt_{shift} unter Zuhilfenahme der vorher berechneten Synchron Drehzahlen und der Kupplungsmomente oder Pseudokupplungsmomente ermittelt. Schaltungsspezifische Kriterien werden dann zusätzlich aus der vorher gefilterten Längsbeschleunigung gewonnen. Die Kriterien und Kennparameter können abgespeichert und in den Zeitverläufen der relevanten Signale wie in Abb. 4.5 eingezeichnet werden.

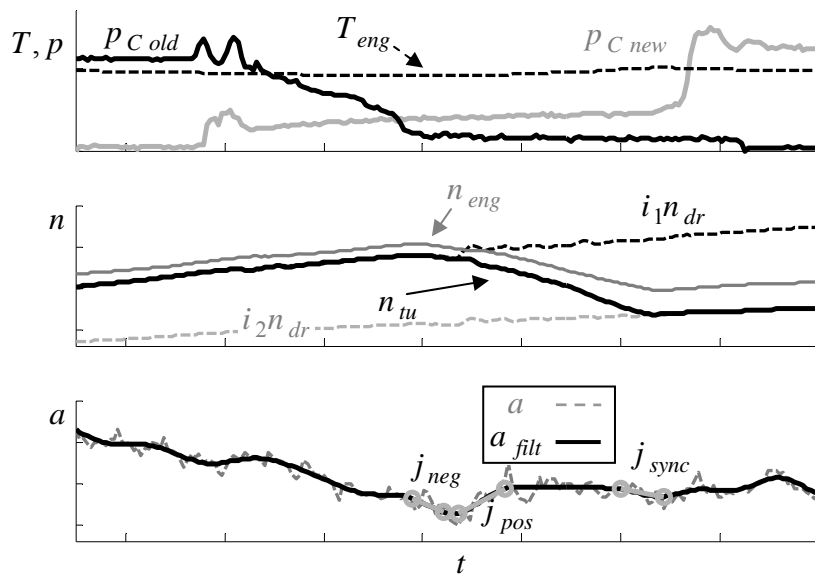


Abb. 4.5 Zeitverläufe einer 1-2 ZHS mit eingezeichnetem identifiziertem Ruck

Um verschiedene Schaltungen anhand wichtiger Kriterien vergleichen zu können, wird ein sog. Spiderplot, wie in Abb. 4.6, verwendet. In diesem sind die Werte für die Rucke, die Abweichung vom Idealverlauf, die Schaltzeit und die Dissipationsenergien eingezeichnet. Im

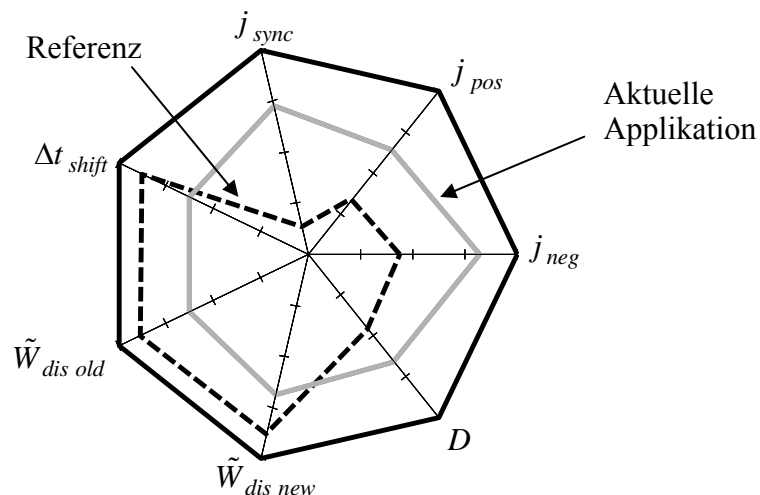


Abb. 4.6 Spiderplot zweier ZHS

vorliegenden Fall zeigt sich, dass die Referenzschaltung in den Kriterien $W_{dis\ old}$, $W_{dis\ new}$ und Δt_{shift} schlechter ist als die aktuelle Bedatung, jedoch in allen anderen Kriterien besser. Über einen in der Konfiguration zu definierenden oder auszuwählenden Referenzdatensatz können somit aktuelle Schaltungen immer mit dieser Referenz verglichen und der Arbeitsfortschritt sichtbar gemacht werden.

In der späteren Optimierung entstehen für die vielen evaluierten Schaltungen entsprechend viele Kriterienwerte, welche am Besten in sog. Scatterplots darzustellen sind. In Abb. 4.7 ist dies für 116 Schaltungen mit den Kriterien D und Δt_{shift} getan. Für eine genauere Analyse einzelner Schaltungen können die entsprechenden Punkte in Evalshift angeklickt werden, und ein Diagramm mit Zeitverläufen oder zugehörigem Spiderplot mit Vergleich zu einer vorher definierten Referenz wird angezeigt.

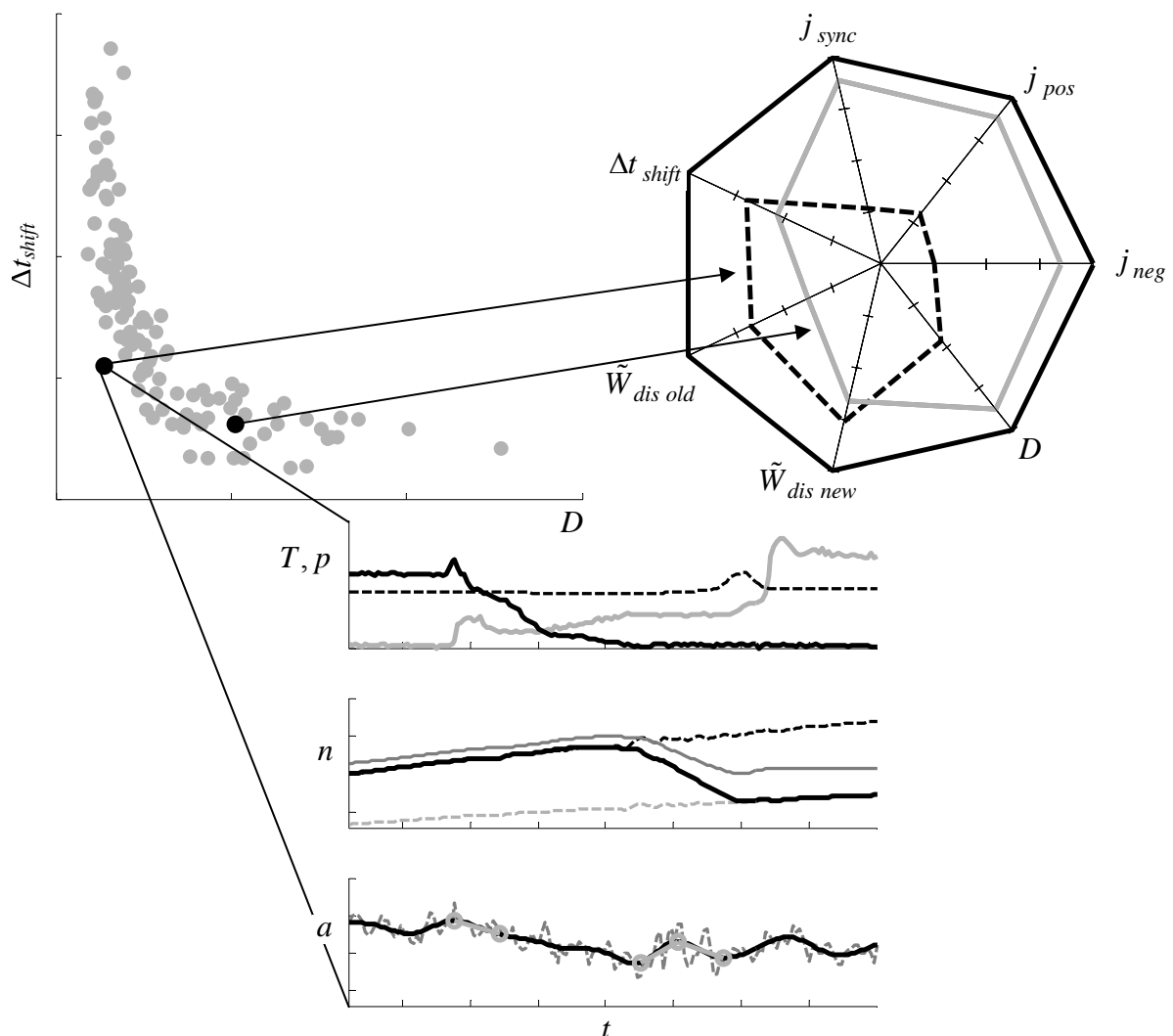


Abb. 4.7 Zeitverläufe für eine aus 116 verschiedenen Schaltungen ausgewählte Bedatung und Spiderplot zum Vergleich dieser mit weiterer Applikation

4.5 Vergleich verschiedener Kriterien anhand von Messungen

Im Folgenden wird anhand von drei Messungen ein typischer Vergleich von drei Bedatungen einer 1-2 ZHS durchgeführt. Anschließend werden die sich andeutenden Korrelationen der Kriterien anhand von Messungen 116 unterschiedlicher Bedatungen einer 1-2 Schaltung weiter bestätigt. In Abb. 4.8 sind zunächst die Zeitverläufe der drei Schaltungen und der Spiderplot der identifizierten Kriterien dargestellt. Die Widersprüchlichkeit des in den vorherigen Abschnitten definierten Komforts und der Sportlichkeit wird hier besonders deutlich. Die Schaltung K in Abb. 4.8a weist eine vergleichsweise lange Schaltzeit auf, benötigt dafür allerdings einen sehr geringen negativen und positiven Ruck. Der Synchronschlag ist kaum

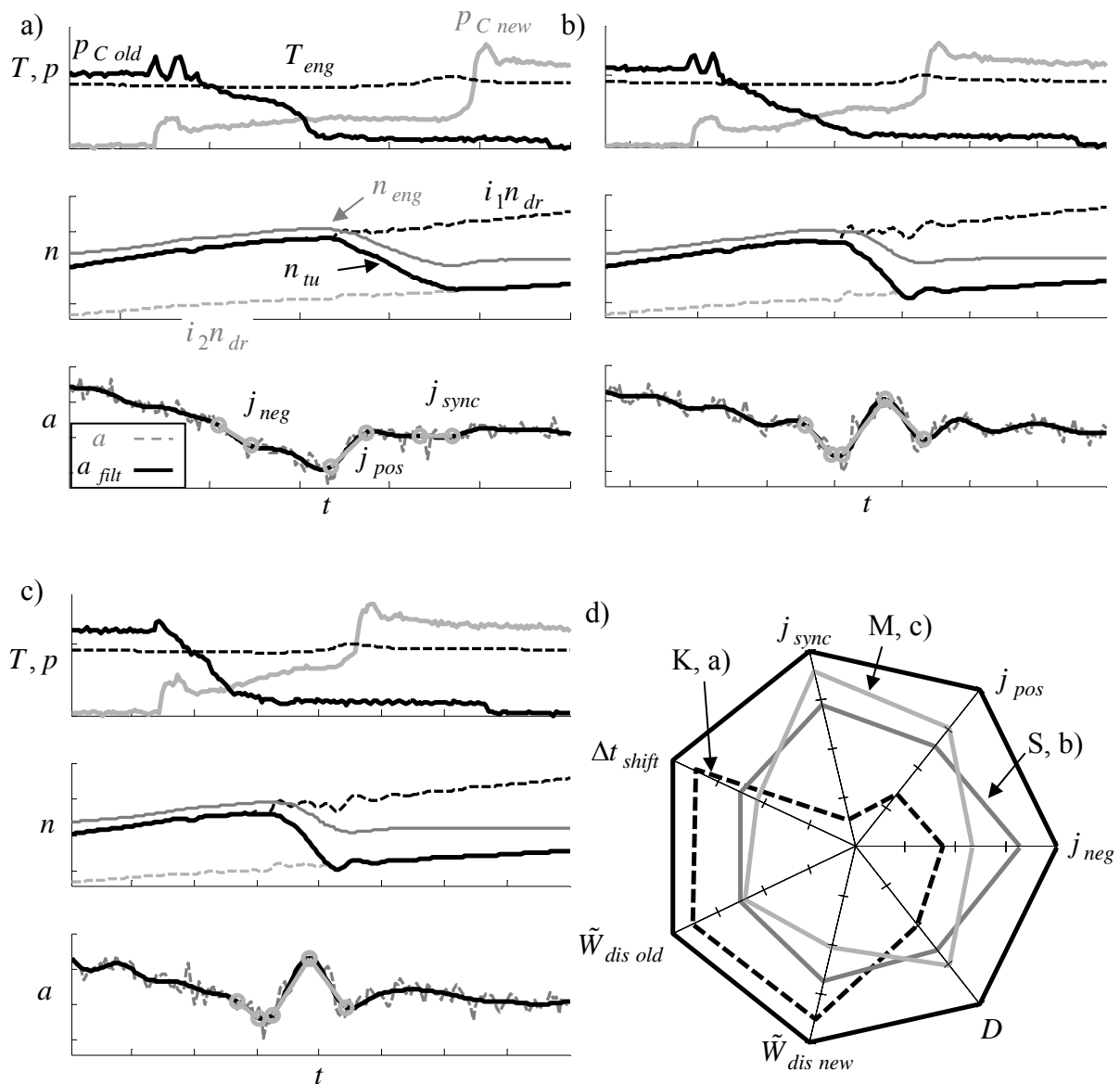


Abb. 4.8 Vergleich der Zeitverläufe dreier 1-2 Zug-Hoch-Schaltungen, a) komfortabel K, b) sportlich S, c) sehr sportlich M und Vergleich im Spiderplot d)

vorhanden. Die beiden Schaltungen S in Abb. 4.8b und M in Abb. 4.8c synchronisieren die neue Kupplung mit deutlich mehr Überhöhungsmoment und einem entsprechend höheren positiven Ruck und Synchroschlag. Hierbei stellt Schaltung M die sportlichste Variante mit größtem Ruck während der Synchronisation dar. Die Schaltung S mit deutlich höherem negativen Ruck lässt auf eine schlechter abgestimmte Momentenübergabe schließen. Daher ist die Frage nach dem größeren Komfort in beiden Schaltungen schwierig zu beantworten. Abschließend sollte die Entscheidung für eine der beiden Schaltungen durch einen Vergleich mit einer weiteren Referenz oder durch eine subjektive Beurteilung getroffen werden. Je nach Zielgruppe bzw. Fahrer würde ein in S stärkerer negativer Ruck besser als ein in M stärkerer positiver Ruck und Synchroschlag bewertet werden. Ist die Schaltzeit das entscheidende Kriterium, fällt die Wahl klar auf die Bedatung M.

Für die Dissipationsenergien sind im Spiderplot nur Ersatzgrößen dargestellt. Da nicht ausreichend Konstruktionsdaten zur Verfügung stehen, wird statt des Kupplungsmoments in Glg. (4.16) der gemessene Kupplungsdruck im Kupplungszyylinder wie in Abschnitt 4.4 beschrieben verwendet. Somit ergibt sich nicht die tatsächliche Dissipationsenergie, aber eine Größe, welche weitgehend mit dem Kupplungsmoment der schleifenden Kupplung korreliert. Es zeigt sich ein deutlicher Zusammenhang mit der Schaltzeit. Je länger die Schaltung dauert, desto mehr Energie wird in den Kupplungen dissipiert. Die Abweichung vom Idealverlauf ausgedrückt durch D korreliert sehr gut mit den Komfortkriterien in Form des identifizierten Rucks, nur der negative Ruck in M widerspricht dieser Korrelation.

Um die sich in Abb. 4.8 andeutende Korrelation weiter zu bestätigen, wird das Kriterium D den anderen Komfortkriterien j_{neg} , j_{pos} , j_{sync} und der Summe aus diesen $j_{sum} = j_{neg} + j_{pos} + j_{sync}$ in Abb. 4.9a-d gegenübergestellt. Hierfür werden 116 verschieden 1-2 Zug-Hoch-Schaltungen mit unterschiedlichen Bedatungen gefahren und ausgewertet. In Abb. 4.9 zeigt sich für alle Kriterien eine überzeugende Korrelation, nur der Synchroschlag zeigt einige Ausreißer, was aber auf Fehlidentifikationen zurückzuführen sein dürfte. Die schlechtere Korrelation der Pseudo-Dissipationsenergie der alten Kupplung ist auf die Fehleranfälligkeit der Verwendung des Kupplungsdrucks zurück zu führen. Dieser korreliert insbesondere für die geöffnete, also nicht mehr schleifende Kupplung, nicht mit dem Kupplungsmoment.

Die starke Korrelation zwischen D und allen anderen Komfortkriterien und die Einfachheit und Robustheit der Berechnung empfiehlt dieses Kriterium für den Optimierer. Dass trotzdem einzelne Komfortkriterien in einzelnen Messungen wie z.B. j_{neg} in S in Abb. 4.8b der Korre-

lation widersprechen können, bedeutet, dass abschließend eine eingehende Analyse anhand aller Kriterien im Spiderplot vor einer endgültigen Auswahl stattfinden sollte. Zusätzlich sollten die Zeitverläufe der Schaltungen herangezogen werden, um mögliche Fehlidentifikationen des Rucks in verrauschten Signalen zu erkennen. Da die Reibenergie stark mit der Schaltzeit korreliert, kann diese über eine Minimierung der Schaltzeit verringert werden. Um Zerstörungen zu vermeiden und die Lebensdauer der Kupplung zu erhöhen, lässt sich die Reibenergie in der Optimierung begrenzen.

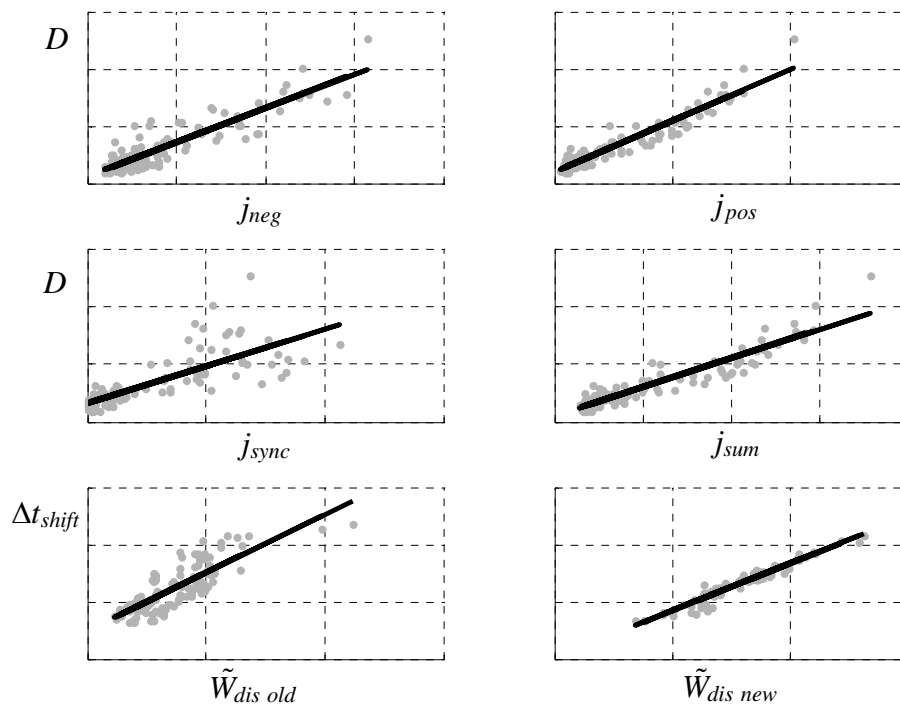


Abb. 4.9 Korrelation des identifizierten Rucks mit D und der Pseudo-Dissipationsenergie

\tilde{W}_{dis} mit der Schaltzeit Δt_{shift}

Die entwickelten Kriterien ermöglichen nun eine objektive Beurteilung der Schaltqualität über den Vergleich mit Referenzschaltungen. Über eine robuste Identifizierung der Kriterien aus Simulationen und Messungen lässt sich in den folgenden Kapiteln ein automatisierter Optimierungsprozess unterstützen.

5 Entwicklung eines automatisierten Applikationsprozesses am Minimalmodell

Mit dem entworfenen Minimalmodell aus Abschnitt 3.2 und den Kriterien aus Kap. 4 lässt sich nun der Prozess der Schaltablaufapplikation in Abschnitt 5.1 als Optimierungsproblem formulieren. Das Minimalmodell wird dazu in Abschnitt 5.2 unter Freigabe aller Parameter des zugehörigen Schaltablaufs hinsichtlich der von Evalshift ermittelten Kriterien für Komfort, Sportlichkeit und Verschleiß mit dem NSGA-II Algorithmus optimiert. In Abschnitt 5.3 wird ein Verfahren zur Sensitivitätsanalyse vorgestellt, mit dem sich die Anzahl der Entwurfsvariablen und somit der direkten Funktionsauswertungen reduzieren lässt. Abschließend wird in Abschnitt 5.4 ein Verfahren zur ersatzmodellgestützten Optimierung mit dem reduzierten Parameterraum durchgeführt.

5.1 Formulierung des Applikationsprozesses als mehrkriterielles Optimierungsproblem

Für die Optimierung der Schaltqualität einer Zug-Hoch-Schaltung entsteht folgende mehrkriterielle Optimierungsaufgabe:

$$\min_{\mathbf{p} \in P} \begin{pmatrix} D(\mathbf{p}) \\ \Delta \tilde{t}_{shift}^{ZHS}(\mathbf{p}) \end{pmatrix} \quad \text{mit } P = \left\{ \mathbf{p} \in \mathbb{R}^{15} \mid \mathbf{h}(\mathbf{p}) \leq \mathbf{0}, \mathbf{0} \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{1} \right\}. \quad (5.1)$$

Hier sind die Kriterien Diskomfort und Unsportlichkeit unter Einhaltung von Nebenbedingungen simultan zu minimieren. Für das Diskomfortkriterium wird die Abweichung vom linearen Idealverlauf entsprechend Glg. (4.3) gewählt. Die Gestaltung der Momentenübergabe im Schaltablauf des Minimalmodells mit Kupplungsdruckrampen lässt maximal diesen linearen Beschleunigungsübergang realisieren. Das Unsportlichkeitskriterium $\Delta \tilde{t}_{shift}^{ZHS}$ entspricht der Schaltzeit vom Beginn der Schaltung bis zum Ende der Synchronisation. Aufgrund der Einfachheit des Modells werden nur die Momentenübergabe und die Synchronisation optimiert. Der Entwurfsvektor \mathbf{p} fasst die 15 Schaltparameter aus Abb. 3.9 zusammen. Der zulässige Entwurfsraum P für den Optimierer ist aufgrund der Normierung auf $[0,1]$ ein 15-dimensionaler Hyper-Einheitswürfel. Dieser wird durch die Nebenbedingungen $\mathbf{h}(\mathbf{p})$ weiter beschränkt, so dass sich ein restringiertes Optimierungsproblem ergibt. Die verwendete Matlab[®]-Implementierung des genetischen Algorithmus NSGA-II aus DEB (2002) bietet jedoch nicht die Möglichkeit einer Berücksichtigung von Nebenbedingungen. Aus diesem Grund wird über eine Penalty-Strategie mit einer äußeren Straffunktionen $\sigma_i(\mathbf{p})$ das restringierte in

ein unrestringiertes Optimierungsproblem mit der vektoriellen Ersatzgütefunktion $\Phi(\mathbf{p})$ wie folgt überführt:

$$\begin{aligned}
 \min_{\mathbf{p} \in P} \Phi(\mathbf{p}) \quad & \text{mit } P = \left\{ \mathbf{p} \in \mathbb{R}^{15} \mid \mathbf{0} \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{1} \right\} \\
 \Phi(\mathbf{p}) = & \mathbf{f}(\mathbf{p}) + \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} \sum_i \sigma_i(\mathbf{p}) \\
 \mathbf{f}(\mathbf{p}) = & \begin{bmatrix} D(\mathbf{p}) \\ \Delta \tilde{t}_{shift}^{ZHS}(\mathbf{p}) \end{bmatrix} \\
 \sigma_i(\mathbf{p}) = & \begin{cases} 0 & \text{für } h_i(\mathbf{p}) \leq 0 \\ 10 + (h_i(\mathbf{p}) + 1)^2 & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.2) \\
 \mathbf{h}(\mathbf{p}) = & \begin{bmatrix} \frac{2}{3} \dot{\omega}_O^{(2)} - \min_{t \in [t_{start}, t_{end}]} \dot{\omega}_O(t; \mathbf{p}) \\ \mathcal{G}_{C2}(t_{end}; \mathbf{p}) - 200^\circ\text{C} \end{bmatrix} \\
 \Phi(\mathbf{p}^*) = & \begin{bmatrix} 10 \\ 1.5 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

Ist eine Nebenbedingung erfüllt, d.h. $h_i(\mathbf{p}) \leq 0$, entfällt der entsprechende Strafterm. Ansonsten wird die Verletzung dem Optimierer durch einen Sprung und einen quadratischen Term sichtbar gemacht.

Die Ungleichungsnebenbedingungen der Optimierungsaufgabe sind im Vektor $\mathbf{h}(\mathbf{p})$ implizit definiert. Dabei soll die Längsbeschleunigung während der Schaltung nicht bedeutend unter das Beschleunigungsniveau nach der Schaltung sinken, was durch die erste Bedingung ausgedrückt wird. Die entsprechende zeitabhängige Bedingung lässt sich dabei mithilfe des Minimierungsoperators in eine skalare Ungleichungsnebenbedingung überführen. Zusätzlich wird eine maximal erlaubte Kupplungstemperatur von 200°C vorgegeben, die von der neuen Kupplung nicht überschritten werden darf, um den Verschleiß der Kupplung einzuschränken und zerstörerische Reibleistungen zu vermeiden. Die Reibleistungen in der alten Kupplung sind vernachlässigbar. Nicht zulässige Parametersätze \mathbf{p}^* , welche keine Simulation ermöglichen oder unendliche Schaltzeiten verursachen, lassen sich nicht mit einer äußeren Straffunktion abfangen. Tritt ein solcher Parametersatz auf, was sich über eine Fehlermeldung des Modells oder in der Auswertung in Evalshift identifizieren lässt, wird $\Phi(\mathbf{p}^*)$ direkt auf einen schlechten Kriterienwert gesetzt.

5.2 Mehrkriterielle Optimierung einer Zug-Hoch-Schaltung

Das Optimierungsproblem (5.2) wird nun mit dem NSGA-II Algorithmus aus DEB (2002) gelöst, wobei 200 Individuen über 200 Generationen verfolgt werden. Das Ergebnis in Abb. 5.1 folgt in der Farbgebung dem zeitlichen Verlauf der Optimierung insofern, als dass spätere Entwürfe dunkler dargestellt sind als frühere, um in einer schwarzen Paretofront zu münden. Die deutliche Trennung der unzulässigen und zulässigen Lösungen im Kriterienraum in Abb. 5.1a ist der Penalty-Strategie geschuldet, da ein fester Wert auf die Kriterien unzulässiger Entwürfe addiert wird. In Abb. 5.1b sind nur die zulässigen Entwürfe zu sehen. Hier wird der zeitliche Verlauf der Optimierung besonders gut deutlich, denn erwartungsgemäß verbessern sich die Ergebnisse mit fortschreitender Zahl von Optimierungsschritten. Offensichtlich kann die Abweichung vom Idealverlauf fast zu null optimiert werden. Der Schaltzeit ist eine untere Grenze durch die Beschränkung der Kupplungskapazitäten und des Motoreingriffs im Schaltablauf gegeben.

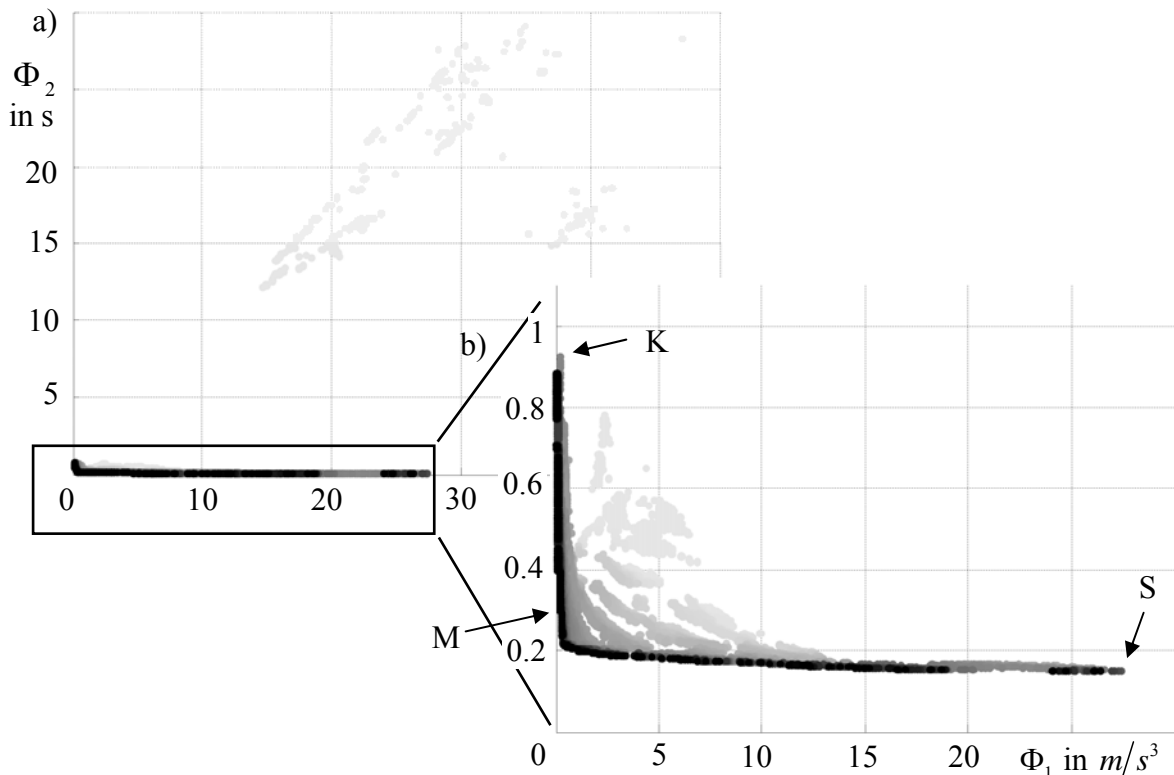


Abb. 5.1 a) Ausschnitt des Ergebnisses der Optimierung und b) Konzentration auf zulässigen Bereich

Es werden nun drei Bedatungen des Schaltablaufs ausgewählt und miteinander verglichen. Dazu wird der komfortabelste Entwurf K der sportlichsten Schaltung S gegenübergestellt. Zusätzlich wird eine Lösung M zwischen beiden Entwürfen besprochen. Wie in Kap. 4.5 beschrieben, schaut man sich zur detaillierten Analyse der Schaltungen ihre Zeitverläufe an und

vergleicht die identifizierten Kriterien im Spiderplot. Die Längsbeschleunigung der komfortablen Schaltung in Abb. 5.2a folgt sehr gut dem Idealverlauf. Der Einbruch am Ende der Momentenübergabe entsteht aufgrund der Stabilisierung des Vorzeichenwechsels des Kuppelungsmomentes im Minimalmodell und lässt sich nicht besser applizieren, vgl. MATTHIES (2013). Deshalb tritt dieser auch in den anderen Schaltungen auf. Der Entwurf M in Abb. 5.2b weist eine deutlich geringere Schaltzeit bei nur etwas stärkerer Überhöhung und somit leichtem Ruck während der Synchronisation auf. Die geringste Schaltzeit von S in Abb. 5.2c geht mit starkem Ruck, vor allem in der Synchronisationsphase, einher. Zusätzlich wird die Momentenübergabe durch eine Verspannung des Getriebes verkürzt, erkennbar am größeren Beschleunigungseinbruch weit unter den Idealverlauf und somit unter das Beschleunigungsniveau nach der Schaltung. In der Momentenphase kann offensichtlich über die

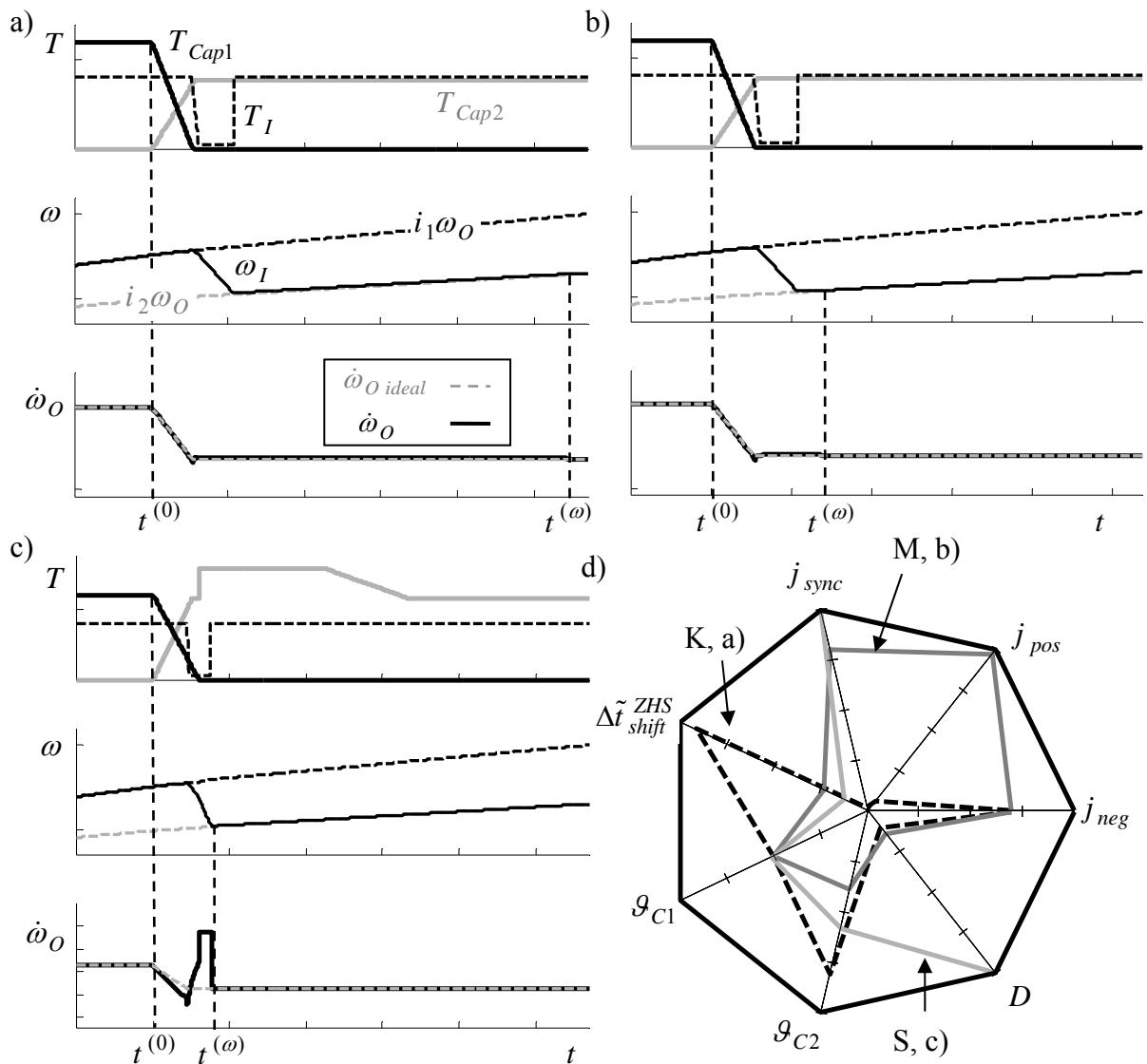


Abb. 5.2 Zeitverläufe ausgewählter optimaler Schaltungen K (a), M (b), S (c) und Vergleich im Spiderplot (d)

Steilheit der Rampen der Kupplungskapazität die Steilheit des linearen Beschleunigungsübergangs und somit der negative Ruck und die Dauer des Übergangs bestimmt werden. Die Synchronisation verläuft schneller mit entsprechender Momentenüberhöhung in der kommenden Kupplung, was jedoch den positiven Ruck und den Synchronschlag zur Folge hat. Es werden keine optimalen Entwürfe gefunden, welche eine Synchronisation nur mit Motoreingriff realisieren, da das sofortige Abschalten des Eingriffs bei geschlossener neuer Kupplung nicht möglich ist und somit immer Beschleunigungseinbrüche entstünden. Der komfortabelste Entwurf weist deshalb nur eine minimale Überhöhung auf, nachdem die neue Kupplung fast geschlossen wurde. Somit kann diese nach längerer Zeit mit sehr geringem Ruck schließen. Es lässt sich auch hier festhalten, dass der Preis für eine geringere Schaltzeit und somit mehr Sportlichkeit ein höherer Ruck ist. Der Spiderplot bestätigt die gemachten Aussagen und erlaubt zusätzlich die Analyse der Kupplungstemperaturen nach der Schaltung. Der negative Ruck j_{neg} ist für Entwurf K und M, welche sich ebenfalls kaum in D unterscheiden, gleich. Schaltung S weist aufgrund des Verspanners einen sehr viel höheren negativen Ruck auf. Der Ruck in der Synchronisationsphase ist bei K und M nur äußerst kurz und im realen Fahrzeug würde ein Fahrer wohl keinen Unterschied zwischen beiden Schaltungen ausmachen können. Für Entwurf S liegt der gesamte Ruck außerhalb der dargestellten Skala, da er einige Größenordnungen höher ist als bei den anderen zwei Schaltungen, was sich ebenfalls in D widerspiegelt. Bzgl. der Reibenergien weist der komfortabelste Entwurf aufgrund des lang anhaltenden Kupplungsschlupfes während der Synchronisation den stärksten Wärmeeintrag in der neuen Kupplung auf, so dass bei einer Auswahl zwischen K und M eindeutig M die bessere Wahl wäre, da diese bei weniger Schaltzeit und Dissipationsenergie den praktisch gleichen Komfort bietet. Dissipationsenergie in der alten Kupplung tritt nur in sehr geringem Maße beim sportlichsten Entwurf auf, da hier die alte Kupplung durch die Verspannung bereits während der Momentenübergabe öffnet, wenn die Kapazität der alten Kupplung noch nicht null ist. Hier zeigt sich, dass optimale Schaltungen die alte Kupplung erst am Ende der Momentenübergabe öffnen sollten.

Die Ergebnisse bestätigen, dass sich trotz des komplexen Schaltablaufs mit 15 Parametern, welcher viele Schaltverläufe zulässt, Schaltungen wie in Kap. 3 beobachtet mit dieser Formulierung des Optimierungsproblems finden lassen. Problematisch ist der hohe Aufwand für die Systemevaluationen. Zur Senkung der Anzahl dieser werden im Folgenden geeignete Maßnahmen vorgeschlagen.

5.3 Sensitivitätsanalyse zur Unterstützung der Auswahl geeigneter Entwurfparameter

Um ähnlich gute Optimierungsergebnisse wie in Abschnitt 5.2 bei geringerem Simulationsaufwand zu erzielen, wird im Folgenden der Parameterraum auf die einflussreichsten Parameter beschränkt. Im Applikationsprozess wird diese Auswahl häufig durch den Funktionsentwickler und den Applikateur basierend auf ihren Erfahrungen und Kenntnissen des Systems getroffen. Durch die immer komplexer werdende Software und die häufige Beauftragung weniger mit dem spezifischen System vertrauter Fremdfirmen ist diese Methode häufig nicht möglich oder nur von geringem Erfolg. Zur Unterstützung des Applikateurs wird hier deshalb vorgeschlagen, aus einer Vorauswahl von Parametern die Einflussreichsten über eine automatisierte Sensitivitätsanalyse zu extrahieren. Diese kann im Gegensatz zum Menschen den gesamten vorher definierten Parameterraum untersuchen und zusätzlich Wechselwirkungen der Parameter untereinander berücksichtigen. Die Ergebnisse der Analyse sind Informationen über die totalen Effekte und die Haupteffekte der Parameter. Der Haupteffekt beschreibt dabei den Einfluss des jeweiligen Parameters, ohne Aussagen über Wechselwirkungen mit allen anderen Parametern zu treffen, welche zusätzlich im totalen Effekt enthalten sind, siehe SALTELLI u.a. (2001). Für die Anwendung in der Schaltablaufapplikation muss eine globale Sensitivitätsanalyse mit Berücksichtigung von Wechselwirkungen ohne analytische Differentiation durchgeführt werden. Des Weiteren sollte davon ausgegangen werden, dass a priori kein Wissen über das Systemverhalten vorliegt. Ein Verfahren, welches diese Anforderungen bei geringem Aufwand erfüllt, ist das Verfahren nach MORRIS (1991), welches in Abschnitt 5.3.1 kurz erläutert und anschließend in Abschnitt 5.3.2 auf das zu optimierende System Minimalmodell mit angebundenem Evalshift angewendet wird. Abschließend wird eine Optimierung über den gesamten Parameterraum mit einer Optimierung über den reduzierten Parameterraum verglichen und es wird auf die Frage nach der Rechtfertigung des mitunter hohen initialen Aufwands einer Sensitivitätsanalyse eingegangen.

5.3.1 Das Morris-Verfahren

Von MORRIS (1991) wurde ein Verfahren zur qualitativen Abschätzung der Größe der Effekte von Parametern vorgestellt. Grundlage ist die Variation eines Parameters nach dem anderen, so dass der Parameterraum entlang einer Trajektorie abgefahren wird. Entsprechend gehört das Morris Verfahren neben der Klassifizierung als Screening Methode zu den OAT-Verfahren (One At a Time), SALTELLI u.a. (2001). Als Ergebnis des Verfahrens erhält man über die Mittelung aller Elementareffekte eine Abschätzung des Haupteffekts. Über die entsprechende Bildung der Varianz ergibt sich eine Aussage über die Wechselwirkungen eines

Parameters p_i mit anderen Parametern oder über die Nichtlinearität seines Einflusses. Ein Elementareffekt ist die numerische Ableitung der Ausgangsgröße $f(\mathbf{p})$ nach einem Parameter p_i . Mit der Parametervariation Δ lässt sich diese durch den Differenzenquotienten

$$e_i = \frac{f(p_1, p_2, \dots, p_{i-1}, p_i + \Delta, p_{i+1}, \dots, p_k) - f(\mathbf{p})}{\Delta}, \mathbf{p} \in \mathbb{R}^k, 0 \leq p_j \leq 1. \quad (5.3)$$

approximieren. Alle Parameter p_j sollen jeweils q Werte aus der Menge $Q = \{0, 1/(q-1), 2/(q-1), \dots, 1\}$ annehmen können. Die Variation Δ wird als ein Vielfaches von $1/(q-1)$, d.h. $\Delta = n/(q-1), n \in \mathbb{N}$ gewählt. Es existieren dann $q^{k-1}[q - \Delta(q-1)]$ mögliche Punkte, bei denen dann auch der variierte Punkt $(p_1, p_2, \dots, p_{i-1}, p_i + \Delta, p_{i+1}, \dots, p_k)$ zulässig ist. Somit lassen sich mit Glg. (5.3) ebenso viele Elementareffekte bestimmen. Je größer Δ wird, desto weniger mögliche Elementareffekte können berechnet werden, da der variierte Parameter $(p_i + \Delta)$ sonst nicht mehr im Intervall $[0, 1]$ liegt.

Für die Ermittlung von jeweils r Elementareffekten wären im einfachsten Fall $2rk$ Systemevaluationen erforderlich, da jeweils $f(p_1, p_2, \dots, p_{i-1}, p_i + \Delta, p_{i+1}, \dots, p_k)$ und $f(\mathbf{p})$ berechnet werden müssten. Durch die mehrmalige Verwendung von Parametersätzen verringert Morris diesen Aufwand, indem er die Bildung einer günstigen Matrix \mathbf{B}^* vorschlägt, deren Zeilen jeweils Stichprobenpunkte $\mathbf{p}_{j=1, \dots, k+1}$ sind. Mithilfe dieser Matrix lassen sich k Effekte aus nur $k+1$ Evaluationen berechnet. Die Zeilen der sog. Orientierungsmatrix \mathbf{B}^* bilden die bereits angedeutete Trajektorie durch den Parameterraum. Für r gewünschte Elementareffekte werden entsprechend solche Matrizen gebildet, so dass sich ein Gesamtaufwand von $r(k+1)$ Systemevaluationen ergibt. Dabei werden alle Parametervektoren mit der gleichen Wahrscheinlichkeit ausgewählt.

Aus den gewonnenen r Elementareffekten $e_i^{(l)}, l=1, \dots, r$, berechnet sich als Mittelwert die Abschätzung des Haupteffekts E_{Hi} des Parameters p_i . Zusätzlich wird die Standardabweichung E_{Vi} ermittelt:

$$E_{Hi} = \frac{1}{r} \sum_{l=1}^r e_i^{(l)} \quad \text{und} \quad E_{Vi} = \sqrt{\frac{1}{r-1} \sum_{l=1}^r (e_i^{(l)} - E_{Hi})^2}. \quad (5.4)$$

Dass der Mittelwert aller Elementareffekte eine Abschätzung des Haupteffektes darstellt, leuchtet schnell ein. Bei der Berechnung von E_{Vi} muss hingegen berücksichtigt werden, dass eine große Varianz, also eine starke mittlere Abweichung vom Mittelwert der Elementareffekte, auch von einer hohen Nichtlinearität des Einflusses des jeweiligen Parameters herrühren kann und nicht nur durch den Einfluss der anderen Parameter verursacht sein muss. Bei ent-

sprechendem Wert des totalen Effektes hat der Parameter aber unabhängig von der Ursache einen relevanten Einfluss auf das System und sollte für die Optimierung ausgewählt werden. Aus der Betrachtung beider Effekte lässt sich somit eine Aussage über den totalen Effekt des Parameters treffen.

Das Verfahren von Morris liefert also nur qualitative Aussagen, welche mit zunehmender Zahl der Elementareffekte r genauer werden und für eine Abschätzung der Sensitivitäten in der Schaltqualitätsapplikation ausreichend sind (vgl. Abschnitt 5.3.2). Der grundsätzlich recht geringe Aufwand von fast nur einer Systemevaluation pro Elementareffekt spricht eindeutig für das Verfahren, insbesondere im Vergleich zu den aufwändigen varianzbasierten Methoden wie z.B. EFAST in SALTELLI u.a. (1999) oder WOLTER u.a. (2011).

5.3.2 Parameterauswahl durch Sensitivitätsanalyse für die Optimierung einer Zug-Hoch-Schaltung

Das Morris-Verfahren wird nun auf das Minimalmodell aus Abschnitt 3.2 angewandt, so dass anschließend eine Optimierung, ähnlich wie in Abschnitt 5.2, mit reduziertem Parameterraum und weniger Systemevaluationen durchgeführt werden kann. Für die Berechnung der Orientierungsmatrix und der Effekte wird eine Matlab[®]-Implementierung des Morris-Verfahrens genutzt, siehe EKSTRÖM (2005). Diese bildet im Gegensatz zu MORRIS (1991), welcher keine Betragsbildung der Elementareffekte vorschlägt, den Haupteffekt über die Mittelwertberechnung der absoluten Elementareffekte

$$E_{Hi} = \frac{1}{r} \sum_{l=1}^r |e_i^{(l)}|. \quad (5.5)$$

Es wird die Anzahl der Parameter $k = 15$, die Anzahl der gewünschten Elementareffekte $r = 100$ und die Anzahl der gewünschten möglichen Parameterstufen $q = 5$ vorgegeben. Für beide Kriterien wird dieselbe Orientierungsmatrix verwendet, so dass sich unabhängig von der Kriterienanzahl $r(k + 1) = 1600$ erforderliche Systemevaluationen ergeben. Nicht zulässige Parametersätze werden nicht berücksichtigt (vgl. Abschnitt 5.1). In Abb. 5.3a und Abb. 5.3b sind die Standardabweichungen und Haupteffekte aus Glg. (5.4) für die 15 Parameter in Balkendiagrammen für Diskomfort und Unsportlichkeit dargestellt.

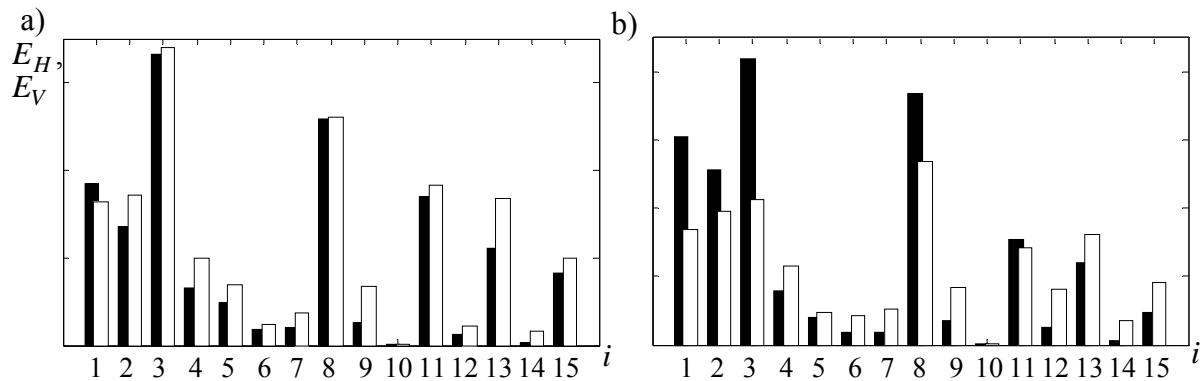


Abb. 5.3 Haupteffekte (schwarz) und Varianz der Effekte (weiß) der Schaltablaufparameter p_i bzgl. a) Diskomfort und b) Unsportlichkeit

Die Empfindlichkeiten beider Kriterien lassen die gleiche Tendenz erkennen. Die Plausibilität des Ergebnisses ergibt sich aus dem Schaltablauf. Die Parameter p_1 bis p_3 bestimmen nach Abb. 3.9 die Start- und Endpunkte der Rampen in der Momentenübergabe, während der ebenfalls sehr einflussreiche Parameter p_8 die Höhe der Rampe der kommenden Kupplung vorgibt. Der Parameter p_4 bestimmt den Startpunkt der Überhöhung und somit entscheidend, ob eine Überhöhung noch Einfluss während der Synchronisation hat oder nicht. Dies bestätigt auch die hohe Varianz des Parameters und damit seine in diesem Fall starke Wechselwirkung. Die Stärke der Überhöhung (p_9), die weiteren Parameter für die Überhöhungsrampen p_5 bis p_7 und insbesondere das Ende der Überhöhung (p_{10}) weisen eine geringere Empfindlichkeit auf. Die Überhöhung kann nämlich durch eine lange und hohe Rampe aus der Momentenübergabe ersetzt werden, so dass hier eindeutig p_1 , p_3 , und p_8 den Einfluss dominieren. Zusätzlich entscheidend ist der Motoreingriff, wobei Start- und Endpunkt mit p_{11} und p_{13} wichtiger sind als die, sowieso stark begrenzte, Dauer der Rampen zur Erreichung (p_{12}) und Rückführung (p_{14}) des eigentlichen einflussreichen Motoreingriffs, bestimmt durch p_{15} .

Um die Konvergenz der Analyse zu verifizieren, wird eine weitere Sensitivitätsanalyse mit $r = 3000$ und entsprechend 48000 Systemevaluations durchgeführt. Das Ergebnis der Haupteffekte ist in Abb. 5.4a für Diskomfort und Abb. 5.4b für Unsportlichkeit einer weiteren Analyse mit $r = 200$ und entsprechend 3200 Systemevaluations gegenübergestellt. Aufgrund der starken Korrelation der Haupteffekte mit der Varianz reicht es aus, nur die Haupteffekte zu betrachten. Die qualitative Aussage über die Relevanz der Parameter ändert sich offensichtlich kaum bei mehr Evaluationen und insbesondere nicht bei den optisch als einflussreich auffallenden Parametern $p_1, p_2, p_3, p_4, p_8, p_{11}, p_{13}, p_{15}$.

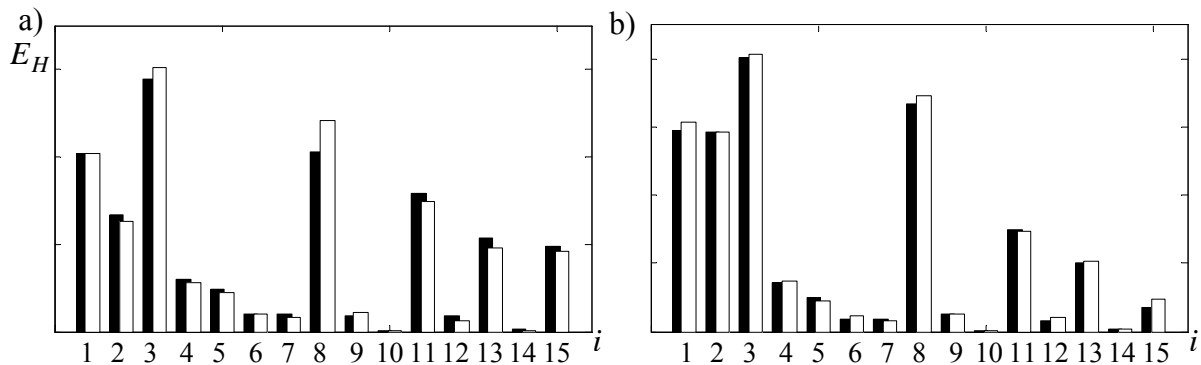


Abb. 5.4 Haupteffekte der Schaltablaufparameter p_i nach 48000 (schwarz) und 3200 Evaluationen (weiß) bzgl. a) Diskomfort und b) Unsportlichkeit

Zur Bestätigung dieser Ergebnisse wird nun zunächst eine Optimierung wie in Abschnitt 5.2 über 200 Generationen a 200 Individuen mit dem NSGA-II Algorithmus und dem reduzierten Parametersatz durchgeführt. Das Optimierungsproblem lautet somit analog zu Problem (5.2):

$$\min_{\mathbf{p} \in P} \Phi(\mathbf{p}) \quad \text{mit } P = \left\{ \mathbf{p} = [p_1, p_2, p_3, p_4, p_8, p_{11}, p_{13}, p_{15}]^T \in \mathbb{R}^8 \mid \mathbf{0} \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{1} \right\}. \quad (5.6)$$

Das Ergebnis ist in Abb. 5.5 dargestellt. Zusätzlich ist die Paretofront aller 1600 evaluierten Entwürfe in der Sensitivitätsanalyse zu sehen. Für die Bedeutung der nicht verwendeten sieben Parameter wird der eingekreiste Punkt aus der Sensitivitätsanalyse dargestellt. Es ist zu sehen, dass trotz der bereits starken Konvergenz bei dieser hohen Anzahl von Optimierungsschritten die Paretofront nach einer Sensitivitätsanalyse die Front über den gesamten Parameterraum, teilweise besonders im sportlichen Bereich, dominiert. Im komfortablen Bereich weist die ursprüngliche Optimierung mehr optimale Schaltungen auf.

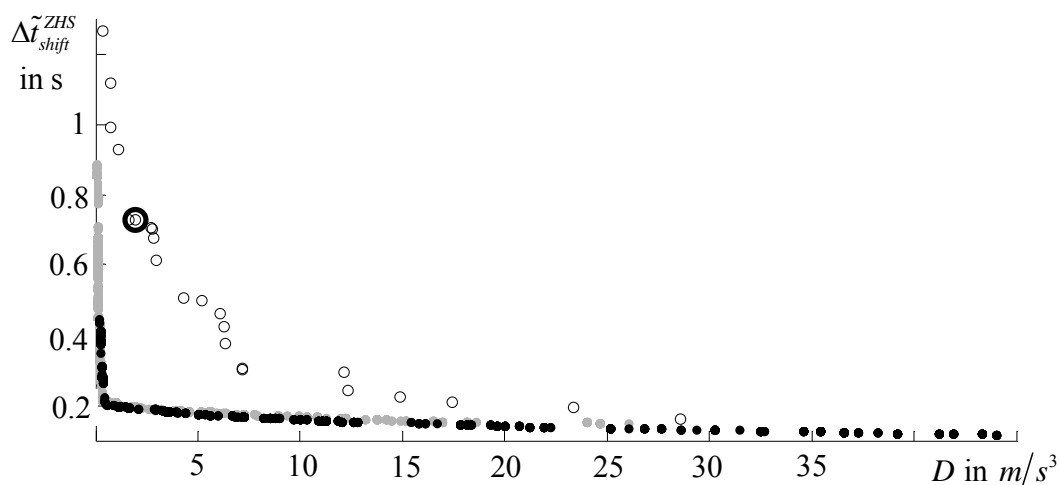


Abb. 5.5 Vergleich der Ergebnisse der Optimierung aus Abschnitt 5.2 im gesamten (\bullet) und reduzierten Parameterraum (\bullet) basierend auf Punkt \mathbf{O} aus der SA-Paretofront (\circ)

Um die Abhängigkeit des Optimierungsergebnisses von der Ausgangsbedatung der nicht berücksichtigten Parameter zu verdeutlichen, sind in Abb. 5.6 die Fronten von Optimierungen über den reduzierten Parameterraum mit 70 Generationen a 70 Individuen (4970) mit unterschiedlichen Bedatungen der nicht verwendeten Parameter dargestellt. Es wird einmal derselbe Punkt wie in der obigen Optimierung verwendet und zusätzlich das Knie der Paretofront aus der Sensitivitätsanalyse hinzugezogen. Zum Vergleich wird das Ergebnis einer Optimierung über den gesamten Parameterraum mit 81 Generationen a 81 Individuen (6642 Evaluationen) geplottet. Die Anzahl der Systemevaluationen entspricht somit ungefähr der resultierenden Anzahl aus der Optimierung über den reduzierten Parameterraum und der Anzahl aus der Sensitivitätsanalyse (4970+1600=6570 vs. 6642). Die geringe Anzahl von Systemevaluationen für diesen Vergleich stellt sicher, dass die Optimierungen noch nicht weit vor ihrem Ende konvergiert sind. Zu erkennen ist die Konzentration der Ergebnisse der Optimierungen über den reduzierten Parameterraum auf den Bereich um den Ausgangspunkt aus der Sensitivitätsanalyse. Beide Fronten dominieren die Ergebnisse ohne Sensitivitätsanalyse besonders im Bereich um den Ausgangspunkt. Dies zeigt, dass bei geringerem Aufwand bessere Ergebnisse erzielt werden können, diese jedoch stark von der Auswahl des Ausgangspunktes für nicht verwendete Parameter abhängen. Im Folgenden wird der Ausgangspunkt aus Abb. 5.5 verwendet, weil dieser komfortablere Schaltungen ermöglicht.

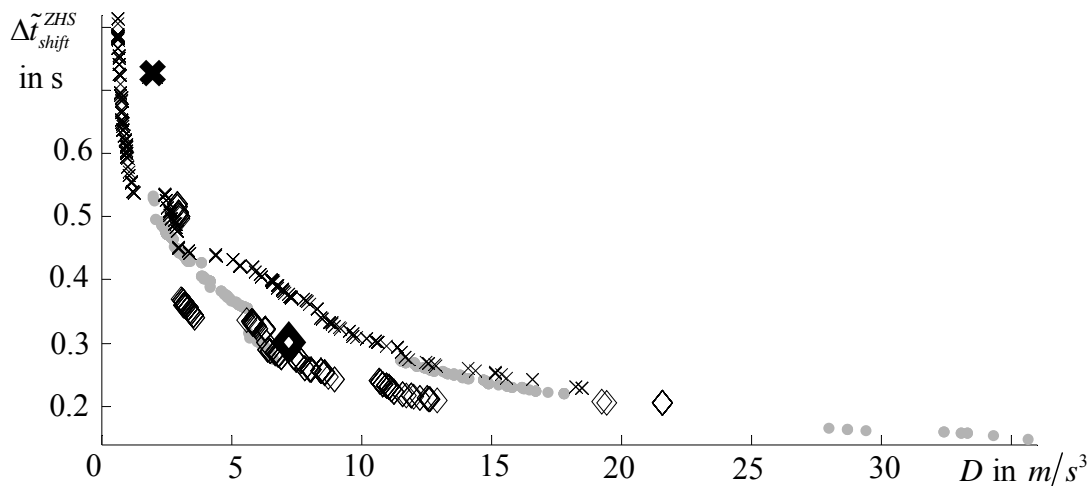


Abb. 5.6 Vergleich von Optimierungen (x, \diamond) mit verschiedenen Bedatungen (x, \diamond) für nicht berücksichtigte Parameter mit einer Optimierung über alle Parameter (\bullet)

5.4 Ersatzmodellgestützte Optimierung zur Reduktion des Simulationsaufwands

Zur weiteren Reduzierung des Optimierungsaufwandes kann ein mathematisches Ersatzmodell des zu optimierenden Systems, hier bestehend aus dem Minimalmodell und dem angebotenen Tool Evalshift, gebildet werden. Durch Verwendung einer dynamischen Modellbildung mit Verfeinerungen des Modells in optimalen und unsicheren Bereichen lässt sich eine effiziente Optimierung durchführen. Dafür wird in Abschnitt 5.4.2 das EMMA-Verfahren, welches in Abschnitt 5.4.1 eingeführt wird, angewandt.

5.4.1 Ersatzmodellgestütztes Optimierungsverfahren EMMA

Basis der dynamischen Modellbildung ist ein Ersatzkriterium zur Auswahl neuer am realen System zu evaluierender Punkte. SCHONLAU (1997) definiert hierfür die Verbesserung I der n bisher evaluierten Punkte wie folgt:

$$I = \max \{f_{\min} - f, 0\} \text{ mit } f_{\min} = \min(f(\mathbf{p}_1), \dots, f(\mathbf{p}_n)). \quad (5.7)$$

Unter der Voraussetzung, dass bereits ein initiales Kriging-Modell mit einem entsprechenden Versuchsplan gebildet wurde, lässt sich der Erwartungswert der Verbesserung $E[I]$ berechnen. Dafür nutzt man die Annahme des Kriging-Verfahrens, dass ein tatsächlicher Kriterienwert f normalverteilt mit dem Mittelwert \hat{f} (Schätzung des Kriging-Modells) und der Varianz s^2 (Unsicherheit der Schätzung), also $\hat{f} \sim \mathcal{N}(f, s^2)$ ist. Es lässt sich das entstehende Integral mit partieller Integration lösen und man erhält

$$E[I] = \int_{-\infty}^{f_{\min}} I\phi(f)df = (f_{\min} - \hat{f})\Phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}\right) + s\phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}\right). \quad (5.8)$$

Hierbei stellen Φ die Verteilungsfunktion und ϕ die Dichte der Standardnormalverteilung dar. Ein Beweis der Glg. (5.8) findet sich im Anhang.

Zum Finden neuer zu evaluierender Punkte \mathbf{p} maximiert man die erwartete Verbesserung über eine globale Optimierung am Kriging-Modell. Dabei werden nach Glg. (5.8) sowohl die nicht auf ein Minimum von 0 beschränkte Verbesserung $f_{\min} - \hat{f}(\mathbf{p})$ [vgl. Glg. (5.7)] multipliziert mit der Wahrscheinlichkeit, dass $f < f_{\min}$ ist, als auch im zweiten Term die Quadratwurzel der Unsicherheit s , multipliziert mit der Dichte der Standardnormalverteilung, maximiert. Somit werden Punkte ausgewählt, welche mit hoher Wahrscheinlichkeit die bisher gefundenen Kriterienwerte und die Güte des Kriging-Modells verbessern. Einfach ausgedrückt konzentriert sich die Suche auf optimale und unsichere Bereiche. In Abb. 5.7a ist dieser Zusammenhang für die Minimierung einer einfachen gedämpften Sinusfunktion exemplarisch

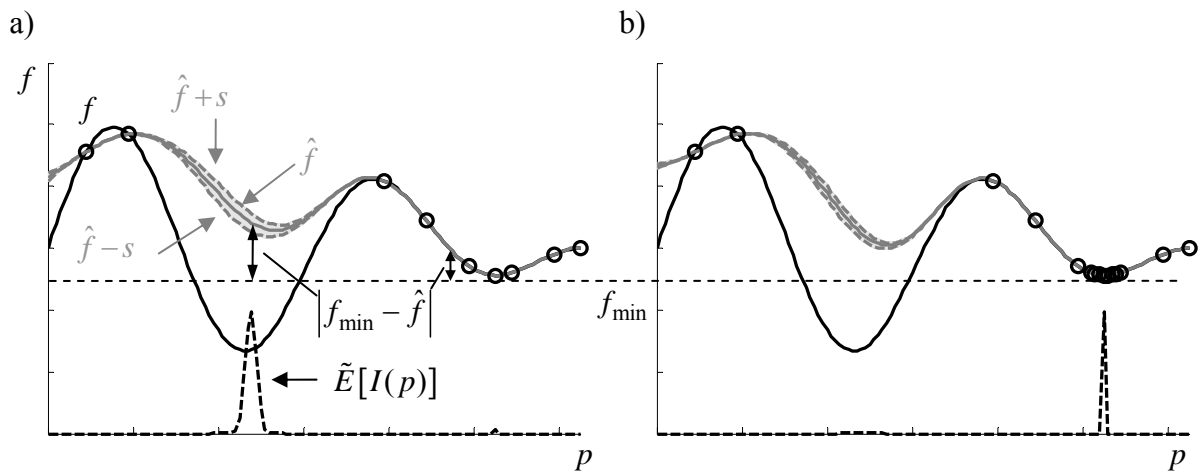


Abb. 5.7 Kriging-Modelle $\hat{f}(p)$ (-) eines gedämpften Sinus $f(p)$ (-) durch die Stützstellen (o) mit der Unsicherheit der Schätzung (--) im Intervall $\hat{f}(p) \pm s$ und der normierten erwarteten Verbesserung $\tilde{E}[I(p)]$ (--) für zwei Versuchspläne a), b)

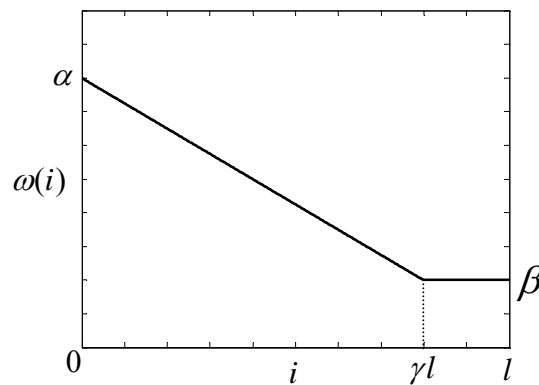
dargestellt. Es sind die eigentliche Funktion $f(p)$, die aus einem Versuchsplan stammenden evaluierten Punkte $p_i, f(p_i), i = 1, \dots, n$, und die Interpolation des Kriging-Modells $\hat{f}(p)$ zu sehen. Die Unsicherheit ist als Bereich um die Interpolation $\hat{f}(p) \pm s(p)$ dargestellt. Das Maximum der zu Darstellungszwecken normierten erwarteten Verbesserung $\tilde{E}[I(p)]$ bestimmt den nächsten zu evaluierenden Punkt. Dieses liegt in der Nähe des globalen Minimums der tatsächlichen Funktion $f(p)$, obwohl die Vorhersage $\hat{f}(p)$ dort schlechter ist als im Bereich um das Minimum f_{\min} der bisher gefundenen Punkte. Bei schlechter Versuchsplanung, wie z.B. in Abb. 5.7b, kann die Suche trotzdem in lokalen Minima konvergieren, da die Unsicherheit nicht groß genug ist, um die Verbesserung auszugleichen. Um dem entgegen zu wirken, schlägt STÖCKER (2007) die Einführung eines Gewichtungsfaktors $\omega(i)$ in Glg. (5.8) in Abhängigkeit der vollführten Iterationen i der jeweiligen Suche vor. Somit kann die Unsicherheit zu Beginn der Suche stärker betont werden und es ergibt sich die sog. gewichtete erwartete Verbesserung WEI zu

$$WEI(\mathbf{p}) = (1 - \omega(i)) \cdot (f_{\min} - \hat{f}) \cdot \Phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}\right) + \omega(i) s \phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}\right). \quad (5.9)$$

Die Gewichtung wird hier linear implementiert mit

$$\omega(i) = \beta + \max\left\{(\alpha - \beta)\left(1 - \frac{i}{\gamma l}\right), 0\right\}, \quad \alpha > \beta, l \in \mathbb{N}, i \in [0, l]. \quad (5.10)$$

Mit der individuellen Vorgabe der Parameter α, β und γ und der definierten Gesamtanzahl der Iterationen der jeweiligen Suche l ergibt sich dann die in Abb. 5.8 dargestellte Funktion $\omega(i)$.

Abb. 5.8 Gewichtungsfunktion $\omega(i)$ mit zugehörigen Parametern

Mit dem Kriterium WEI entwickelt STÖCKER (2007) einen Algorithmus zur dynamischen Modellbildung und Optimierung von mehrkriteriellen Problemen. Dazu wird die Optimierung nach der Bildung des Initialmodells in 2 Suchen aufgeteilt. Zunächst werden in einer sog. Tiefensuche die einzelnen WEI_k der Einzelkriterien $f_k(\mathbf{p})$ maximiert und es wird ein neuer zu evaluierender Punkt je Kriterium gefunden. Es findet also eine Suche in den extremen Regionen der Paretofront statt. Um den Rest der Front zu approximieren und damit ausgewogene Kompromisse zu finden, wird anschließend in der sog. Breitensuche der Vektor aller WEI_k mehrkriteriell optimiert. Dabei entstehen mehrere Lösungen, so dass eine Auswahl getroffen werden muss. Dies geschieht in der hier umgesetzten Implementierung über das Betrachten der optimalen Punkte im tatsächlichen Kriterienraum, welcher in Bereiche eingeteilt wird, aus denen eine vorgegebene Anzahl von Punkten über die Betrachtung ihrer Crowding Distance (siehe Abschnitt 2.4) ausgewählt wird. Diese Aufteilung in Bereiche erlaubt es, die Suche auf bestimmte Regionen zu konzentrieren, wenn bereits Zielwerte für die Kriterien existieren. Dies ist eine Anpassung des EMMA-Verfahrens von STÖCKER (2007), welche sich aus den Anforderungen der Schaltablaufapplikation ergibt. Wie in Kap. 4 dargelegt, können aus dem Vergleich mit Referenzfahrzeugen solche Zielwerte für Kriterien angegeben werden.

Eine weitere Modifikation ergibt sich aus der Schwäche des Kriteriums (5.9), die im Folgenden erläutert wird. Am Ende der Suche ist $\omega(i)$ klein und es werden bei guter bisheriger Konvergenz kaum noch Punkte mit besserem Kriterienwert $\hat{f} < f_{\min}$ gefunden. Der Term zur Gewichtung der Unsicherheit $\omega(i)s\phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}\right)$ ist dann bereits vernachlässigbar. Für $\hat{f} > f_{\min}$ wird der erste Term $(1 - \omega(i)) \cdot (f_{\min} - \hat{f}) \cdot \Phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}\right)$ negativ. Für kleine Unterschiede zwischen \hat{f} und f_{\min} mit zusätzlich hoher Unsicherheit s wird $\Phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}\right)$ groß und der gesamte Term wird stark negativ. Werte $\hat{f} \gg f_{\min}$ lassen den Term $\Phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}\right)$ hingegen sehr klein werden, insbesondere wenn die Unsicherheit s gering ist. Somit kann es am Ende der Suche dazu kommen, dass besonders diese schlechten Punkte

ausgewählt werden. Über die Einstellung der Parameter α , β und γ der Gewichtungsfunktion $\omega(i)$ lässt sich dieses Problem abschwächen. Jedoch kann eine optimale Gewichtungsfunktion a priori nicht bekannt sein. Alternativ bietet sich folgender pragmatischer Ansatz, wie bei ZIDEK (2011) beschrieben, an. In der Breitensuche wird an Stelle von Glg. (5.9) das Auffüllkriterium

$$WEI^* = \omega(i)s - \hat{f} \quad (5.11)$$

maximiert. Werden in der Tiefensuche bereits viele Punkte vermessen, so sollte schon dort WEI^* verwendet werden. Dieses Kriterium ist trotz des Mangels einer mathematischen Herleitung, wie $E[I]$ sie aufweist, recht erfolgreich, was sich in den späteren Anwendungen und bei ZIDEK (2011) zeigt. Ein Vorteil des Kriteriums ist, dass es ohne die Annahme einer Normalverteilung als Wahrscheinlichkeitsdichte der tatsächlichen Punkte auskommt. Auch wenn diese Annahme im Kriging-Verfahren entscheidend ist, so kann doch gerade in Grenzbereichen oder im wichtigsten, dem optimalen, Bereich, wo jenseits der Paretofront keine Punkte mehr liegen können, diese nicht mehr gelten. Der umgesetzte Algorithmus ist im Folgenden für den Anwendungsfall einer bi-kriteriellen Optimierung wie in der Schaltablaufapplikation dargestellt.

EMMA-Verfahren**1. Initialmodell:**

a) Festlegen eines Versuchsplans $P_{init} = \{\mathbf{p}_1, \dots, \mathbf{p}_j\}$ und Evaluierung der Punkte

$$F_{init} = \{\mathbf{f}(\mathbf{p}_1), \dots, \mathbf{f}(\mathbf{p}_j)\}$$

b) Bildung zweier initialer Kriging-Modelle $\hat{f}_1(\mathbf{p})$ und $\hat{f}_2(\mathbf{p})$ mit $\mathbf{p} \in P_{init}$

2. Tiefensuche (TS):

Initialisierung der TS durch $P_{TS} := P_{init}$, $F_{TS} := F_{init}$

Schleife über l_{TS} Iterationen:

a) Optimierung der einzelnen WEI_k am Kriging-Modell mit dem Ergebnis zweier optimaler Parametervektoren $\mathbf{p}_{opt,1}$ und $\mathbf{p}_{opt,2}$, d.h.

$$\mathbf{p}_{opt,k} = \arg \max_{\mathbf{p}} (WEI_k(\mathbf{p})), k = 1, 2$$

b) Evaluation optimaler Parameter am realen System, d.h. $\mathbf{f}_{opt,k} = \mathbf{f}(\mathbf{p}_{opt,k}), k = 1, 2$

c) Bildung neuer Kriging-Modelle mit allen Punkten $\mathbf{p}_m \in P_{TS} := P_{TS} \cup \{\mathbf{p}_{opt,1}, \mathbf{p}_{opt,2}\}$
und $\mathbf{f}_m \in F_{TS} := F_{TS} \cup \{\mathbf{f}_{opt,1}, \mathbf{f}_{opt,2}\}$

3. Breitensuche (BS):

Initialisierung der BS durch $P_{BS} := P_{TS}$, $F_{BS} := F_{TS}$

Schleife über l_{BS} Iterationen

a) Mehrkriterielle Optimierung aller WEI_k am Kriging-Modell mit dem Ergebnis Pareto-optimaler Entwürfe, d.h.

$$P_{paropt} = \arg \max_{\mathbf{p}} (\mathbf{WEI}(\mathbf{p})) \text{ mit } \mathbf{WEI}(\mathbf{p}) = [WEI_1(\mathbf{p}), WEI_2(\mathbf{p})]^T$$

b) Auswahl von q Punkten aus r Bereichen der Paretofront im realen Kriterienraum nach ihrer crowding distance, d.h. $P_{sel} \subset P_{paropt}$

c) Evaluation der optimalen Parameter am realen System, d.h. $F_{sel} = \{\mathbf{f}(\mathbf{p}), \mathbf{p} \in P_{sel}\}$

d) Bildung neuer Kriging-Modelle mit allen Punkten $\mathbf{p}_m \in P_{BS} := P_{BS} \cup P_{sel}$ und

$$\mathbf{f}_m \in F_{BS} := F_{BS} \cup F_{sel}$$

5.4.2 Anwendung auf die Optimierung einer Zug-Hoch-Schaltung

Für die Anpassung des Optimierungsproblems in Glg. (5.2) muss der Strafterm so verändert werden, dass das Kriging-Verfahren diesen möglichst gut abbilden kann. Dazu wird versucht, den Term nicht größer als das zu erwartende Maximum f_{\max} des jeweiligen Kriteriums zu wählen. Dieses kann in diesem Fall aus der Optimierung in Abschnitt 5.2 gewonnen werden. Die Höhe der Verletzung der Nebenbedingung $h(\mathbf{p})$ wird auf das ebenfalls aus der genannten Optimierung gewonnene zu erwartende Maximum h_{\max} normiert. Das zu lösende Optimierungsproblem lautet somit:

$$\begin{aligned}
 \min_{\mathbf{p} \in P} \Phi(\mathbf{p}) \quad & \text{mit } P = \{ \mathbf{p} \in \mathbb{R}^8 \mid \mathbf{0} \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{1} \} \\
 \Phi(\mathbf{p}) = & \mathbf{f}(\mathbf{p}) + \sum_i \sigma_i(\mathbf{p}) \\
 \mathbf{f}(\mathbf{p}) = & \begin{bmatrix} D(\mathbf{p}) \\ \Delta \tilde{t}_{\text{shift}}^{\text{ZHS}}(\mathbf{p}) \end{bmatrix} \\
 \sigma_i(\mathbf{p}) = & \begin{cases} \mathbf{0} & \text{für } h_i(\mathbf{p}) \leq 0 \\ h_i / h_{i \max} \begin{bmatrix} f_{1 \max} \\ f_{2 \max} \end{bmatrix} & \text{sonst} \end{cases} \\
 \mathbf{h}(\mathbf{p}) = & \begin{bmatrix} \frac{2}{3} \dot{\omega}_O^{(2)} - \min_{t \in [t_{\text{start}}, t_{\text{end}}]} a(t; \mathbf{p}) \\ \vartheta_{\text{C2}}(t_{\text{end}}; \mathbf{p}) - 200^\circ\text{C} \end{bmatrix} \\
 \Phi(\mathbf{p}^*) = & \begin{bmatrix} 10 \\ 1.5 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{5.12}$$

Das Problem wird nun mit den in folgender Tab. 5-1 dargelegten Parametern von EMMA gelöst.

Tab. 5-1 EMMA-Parameter für die Optimierung am Minimalmodell

Suche	Anzahl Punkte	Gewichtungparameter	Grenzen
Initialsuche	500	-	-
Tiefensuche	$2 \cdot 50 = 100$	$\alpha = 0,8 \quad \beta = 0,2 \quad \gamma = 4/5$	-
Breitensuche	$4 \cdot 125 \hat{=} 322$	$\alpha = 3 \quad \beta = 0,1 \quad \gamma = 5/6$	$0,5 \leq \hat{\Phi}_1 \leq 4$

Als Initialplan wird ein Random-Latin-Hypercube Plan mit 500 Punkten simuliert. Mit den entstehenden Kriging-Modellen wird die Tiefensuche mit 50 einkriteriellen Optimierungen für jedes Kriterium durchgeführt, so dass weitere 100 Punkte simuliert werden. In der Breitensuche sollen nach jeder mehrkriteriellen Optimierung vier Punkte im Bereich $0,5 \leq \hat{\Phi}_1 \leq 4$ aus der Paretofront der vom Kriging-Modell geschätzten Kriterien gewählt werden. Insbesondere wenn in einem Bereich noch keine Punkte liegen, werden nicht nach jeder Optimierung in der Breitensuche vier Punkte simuliert, so dass sich statt $4 \cdot 125 = 500$ eine Anzahl von 322 Simulationen in der Breitensuche ergibt. Insgesamt werden 922 Simulationen durchgeführt.

Das Ergebnis der ersatzmodellgestützten Optimierung ist in Abb. 5.9 zu sehen. Deutlich wird die starke Korrelation beider Kriterien im unzulässigen Bereich durch die Formulierung der Straffunktion, was sich besonders während der Simulation des Initialplans bemerkbar macht. Die Tiefensuche konvergiert erwartungsgemäß in den Extrembereichen der Kriterien, wobei bereits einige schlechte Punkte simuliert werden, welche aufgrund der in Abschnitt 5.4.1 besprochenen fehlerhaften Konvergenz des *WEI* auftreten. Die Breitensuche konzentriert sich auf den definierten Diskomfortbereich zwischen 0.5 und 4.

Die gefundene Paretofront wird in Abb. 5.10 mit den Fronten aus Abschnitt 5.2 mit 4970 simulierten Punkten und aus einer Optimierung mit dem NSGA-II mit 1260 Punkten (35 Generationen a 35 Individuen) verglichen. Aufgrund der starken Fokussierung auf den komfortab-

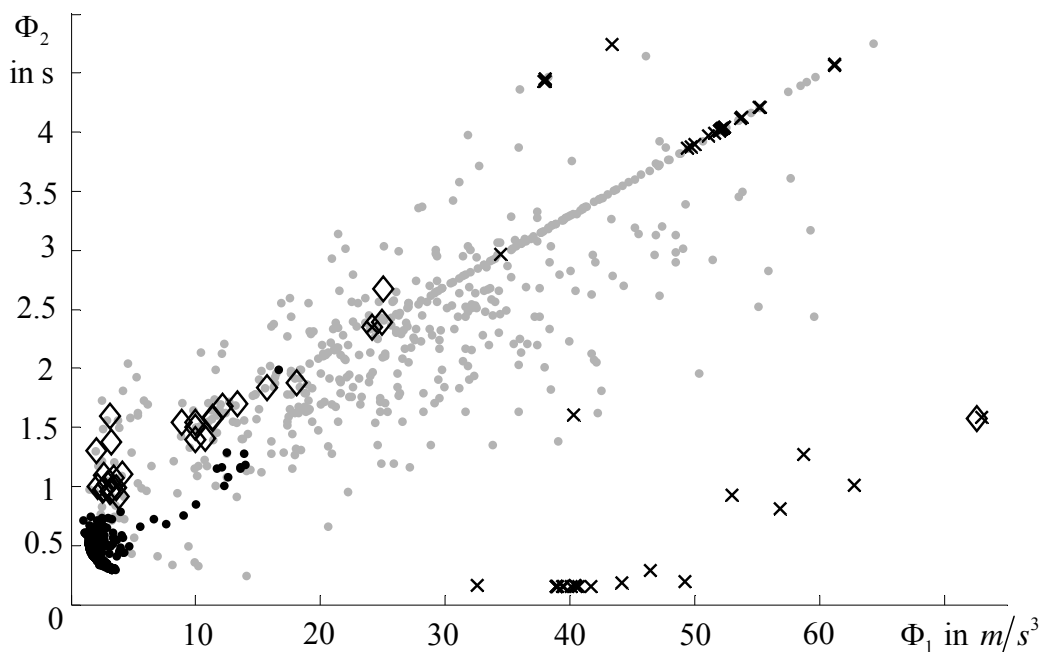


Abb. 5.9 Ergebnis des EMMA Laufs: Initialplan (\bullet), Tiefensuche Diskomfort (x) und Sportlichkeit (\diamond), Breitensuche (\bullet)

len Bereich ist die EMMA-Front nicht so breit wie die Front aus der 70x70 Optimierung, dominiert diese jedoch weitestgehend. Verglichen mit der Optimierung mit nur geringfügig mehr Punkten (1260 vs. 922) fällt die starke Dominanz der EMMA-Front auf. Zusätzlich ist in Abb. 5.10 zu erkennen, dass sich nicht-zulässige Punkte in der EMMA-Front befinden, was der sanften Straffunktion geschuldet ist. Diese kann immer nur einen Kompromiss zwischen guter Modellierbarkeit und ausreichender Bestrafung bilden. In den anderen Paretofronten können unzulässige Punkte ausgeschlossen werden, da die Straffunktion mindestens einen Wert von 10 auf jedes Kriterium addiert und somit keine Punkte im dargestellten Bereich $\hat{\Phi}_2 \leq 0,85$ liegen können.

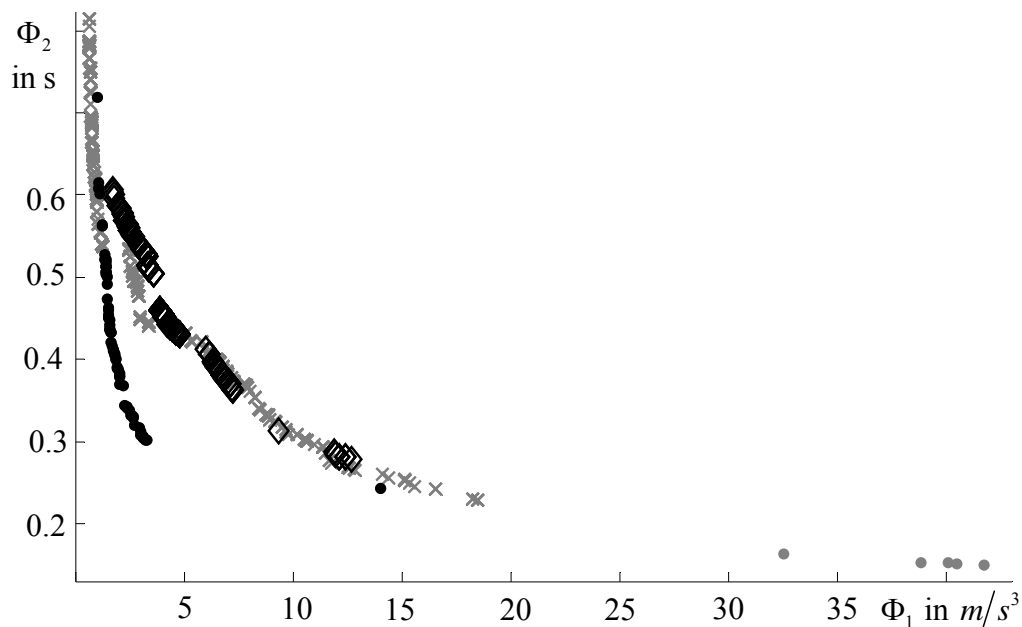


Abb. 5.10 Vergleich der Paretofronten des EMMA-Laufs mit 922 (•, unzulässige Punkte: ◐), NSGA-II mit 4770 (x) und NSGA-II mit 1226 (◊) Iterationen

Die finalen Ergebnisse in diesem Kapitel zeigen, dass sich mit den Kriterien aus Kap. 4 und dem Einsatz von genetischen Optimierungsverfahren optimale Applikationen einer ZHS eines Minimalmodells mit gesteuerten Schaltablauf finden lassen. Um dies in der Praxis umzusetzen, also am Fahrzeug, Prüfstand oder aufwändigen Fahrzeugmodell, muss der Optimierungsaufwand reduziert werden. Dazu lässt sich über die hier erfolgreich angewendete Sensitivitätsanalyse der Parameterraum auf die relevanten Größen beschränken. Zusätzlich wird der Optimierungsaufwand anschließend mit EMMA auf ein mathematisches Ersatzmodell des Systems konzentriert und somit der Aufwand für die Systemevaluationen reduziert. Der Aufwand für die Sensitivitätsanalyse lohnt sich hierbei insbesondere, wenn das System, also in diesem Fall die Getriebesoftware, in mehreren Antriebsstrang-Konfigurationen abgestimmt werden muss. Dies kann unter Umständen sogar eine Analyse im Fahrzeug oder am Prüfstand

ohne Ersatzmodell rentabel machen. Für die Verwendung von EMMA muss der stark exponentiell steigende Rechenaufwand des Algorithmus den Kosten der Systemevaluationen gegenübergestellt werden.

HARZHEIM (2008) schlägt eine umgekehrte Reihenfolge der Verfahren vor, womit der Aufwand der Sensitivitätsanalyse durch die Anwendung auf das hier in EMMA entstandene Ersatzmodell geringer wäre. Es zeigt sich jedoch, dass auch bei der hier gewählten Reihenfolge zahlreiche Auswertungen am System eingespart werden können. Des Weiteren ist bei der Schaltablaufapplikation davon auszugehen, dass eine MiL-Umgebung, wie z.B. in Kap. 6, existiert. Diese ist häufig als Test- und Entwicklungsumgebung für die Funktionsentwicklung konzipiert und kann in der Regel ausreichend gute qualitative Aussagen über die Effekte der Schaltablaufsteuerung liefern. Für die Optimierung muss bei dem derzeitigen Stand der Technik von Fahrzeug- und Getriebemodellen nach MATTHIES (2013) und WURM (2012) jedoch meist noch auf das Fahrzeug oder mindestens einen Rollenprüfstand, wie bei VÖGL u.a. (2009), oder einen Getriebeprüfstand, siehe WAKI (2011), zurückgegriffen werden. Der Aufwand der hier vorgeschlagenen Reihenfolge des Prozesses ist somit gering, da die Sensitivitätsanalyse an einem sowieso existierenden Fahrzeugmodell durchgeführt wird und sich anschließend der Aufwand für die Versuchsplanung zur Bildung des Ersatzmodells des realen Systems Fahrzeug verringert.

6 Anwendung des Applikationsprozesses auf ein detailliertes Fahrzeugmodell

Es wird nun eine 2-3 ZHS bei 30% Fahrpedal in einem Modell eines Mini Cooper S mit 6-Gang Stufenautomat von Aisin abgestimmt. Das detaillierte Modell (Abschnitt 6.1) ermöglicht zusammen mit der TCU-Software Voruntersuchungen in einer MiL-Umgebung. In dieser lassen sich mit einer Sensitivitätsanalyse in Abschnitt 6.4 die wichtigsten Parameter nach einer Vorauswahl durch den Funktionsentwickler in Abschnitt 6.2 isolieren. Auch wenn die Modellgüte keine Schaltqualitätsoptimierung zulässt, so wird die ersatzmodellgestützte Optimierung doch in Abschnitt 6.5 getestet und erneut mit einer Optimierung aus Abschnitt 6.3 ohne Ersatzmodell verglichen, um das Potential weiter zu bestätigen. Mit den isolierten Parametern und dem vorbereiteten EMMA ist dann die Anwendung der Optimierung im Fahrzeug in Kap. 7 möglich.

6.1 Modell des Gesamtfahrzeugs mit Getriebesteuerung

Das verwendete Modell wurde von der IAV GmbH mit dem Simulations-Werkzeug Velodyn (Vehicle Longitudinal Dynamic Simulation) entwickelt. Velodyn ist eine modular aufgebaute Software zur Längsdynamiksimulation von Fahrzeugen, welche auf Matlab/Simulink[®] basiert. Sie bietet eine Bibliothek von Fahrzeugkomponenten, die für dieses Modell entsprechend erweitert wurden. Die Abb. 6.1 zeigt alle wichtigen Elemente zur Simulation der Längsdynamik des Fahrzeugs. Zwischen den Komponenten werden die Signale der Steuergeräte und die physikalischen Größen über einen Kontroll- und Signalbus ausgetauscht.

Für das Abfahren von Manövern wird der Fahrer-Block AT_Driver parametrisiert, welcher für die Optimierungsaufgabe auf einen konstanten Fahrpedalwert reduziert ist. Eine Initialisierung des Modells auf eine Startgeschwindigkeit ist aufgrund von Plausibilitätsüberprüfungen in der TCU während des Starts des Motors nicht möglich, so dass die Schaltung in jeder Simulation angefahren wird. Die Simulationszeit ist so lang gewählt, dass Schaltungen mit sinnvoller Schaltzeit abgeschlossen werden können. Aus dem Fahrpedalwert des Fahrer-Blocks und eventueller Momentenanforderungen aus der Getriebesteuerung (Soft-TCU) wird in der ECU (Engine Controller Unit) das Motormoment ermittelt. Dieses ergibt sich aus einem am Motorprüfstand ermittelten Motorkennfeld als Funktion von Motordrehzahl und Fahrpedalstellung.

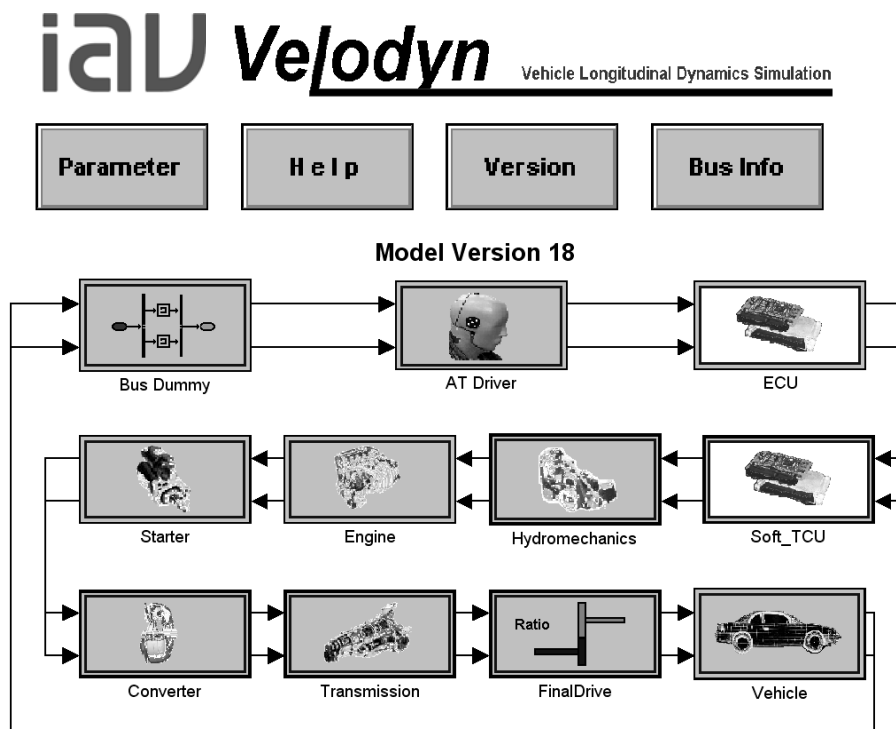


Abb. 6.1 Das Fahrzeugmodell in Velodyn

Im Engine-Block ist das Motorträgheitsmoment abgelegt und es findet die Kraftstoffverbrauchsrechnung statt. Eine komplette Prototypenschaltstrategie- und Schaltablaufsoftware ist im Soft-TCU Block abgebildet. Die Software wurde in Matlab/Simulink® entwickelt und ergibt somit zusammen mit dem Fahrzeugmodell eine MiL-Umgebung. Die Softwarestruktur der Getriebesteuerung ist in Abb. 6.2 zu sehen. Auf oberster Ebene arbeitet die Schaltstrategie und bestimmt anhand der gewählten Schaltkennlinien und entsprechenden Sonderfunktionen (z.B. Kurvenerkennung und Schaltverhinderung) oder des Fahrerwunsches, wann in welchen Gang geschaltet wird. Darunter befindet sich der Schaltablauf mit der Kupplungslogik, welcher die Kupplungen und Bremsen, inklusive Wandlerüberbrückungskupplung, und die einzelnen Phasen der Schaltung koordiniert. Zur Ansteuerung der Aktuatoren und zur Realisierung des Motoreingriffs existiert ein weiteres Modul, die Schaltablaufsteuerung. Unter diesem liegt die Kommunikations-Ebene. Alle Funktionen werden über ein Diagnosemodul überwacht. Das BIOS stellt die unterste hardwarenächste Ebene dar, in der u.a. Sensorsignale eingelesen und digitalisiert werden. Grundsätzlich handelt es sich um einen sogenannten physikalischen Schaltablauf, welcher auf Schaltablafebene mit Drehmomenten rechnet, welche dann mit dem identifizierten Verhalten der TCU-Getriebe-Strecke in Sollströme für die Ansteuerung der Aktuatoren im Fahrzeug umgerechnet werden, die final das BIOS und die Hardware der TCU umsetzen. Das BIOS wird im Fahrzeugmodell nicht verwendet, stattdessen werden Ströme direkt vorgegeben und Messsignale direkt eingelesen.

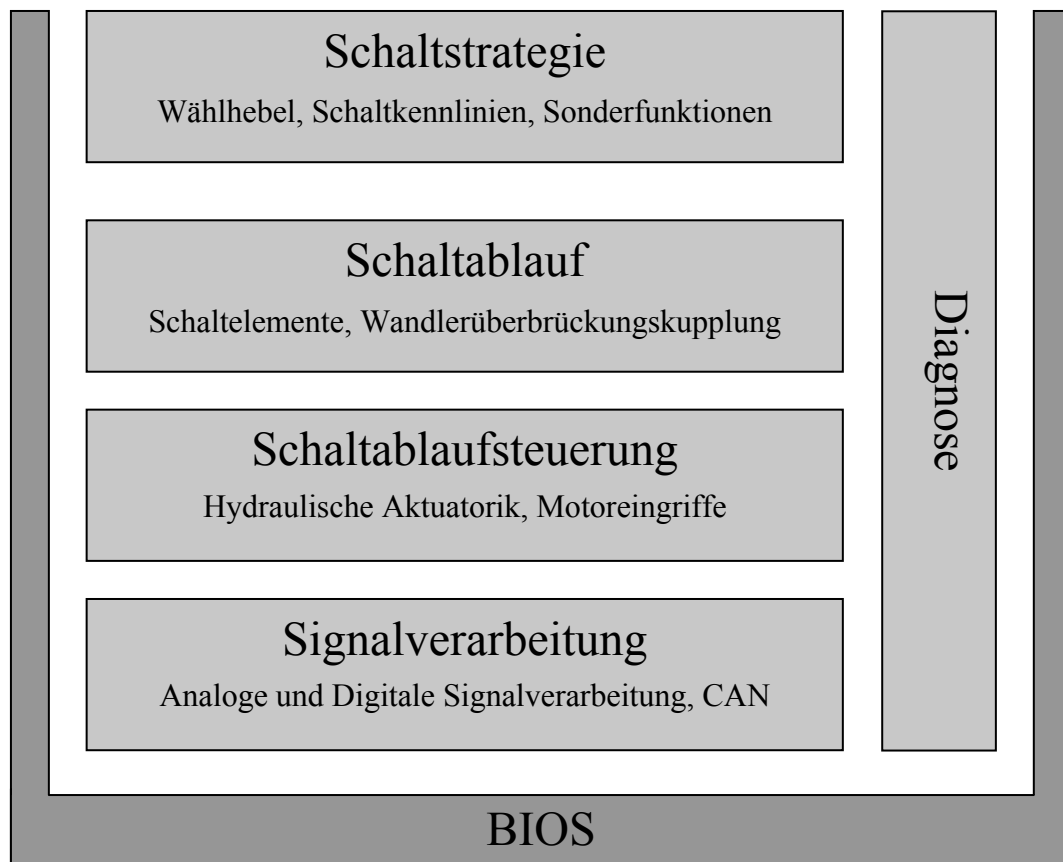


Abb. 6.2 Softwarestruktur der Getriebesteuerung angelehnt an WOLTER u.a. (2011) und REIF (2007)

Die erforderlichen Sollmomente ergeben sich aus den in Abschnitt 6.2 besprochenen Applikationsparametern. Aus den Ventilströmen der TCU folgen im Modell entsprechende Öldrücke in den Kupplungsventilen im Block Hydromechanics. Die einzelnen Ventile werden als Druck über Strom-Kennlinien und einer zusätzlichen Übertragungsfunktion inkompressibel modelliert. Aus dem anliegenden Druck wird mit der Geometrie der Ventile der Ölstrom berechnet, siehe auch MATTHIES (2013). Der Starter-Block simuliert den Anlasser und spielt für die Schaltqualität keine Rolle. Im Converter-Block ist der Drehmomentenwandler mit Überbrückungskupplung modelliert. Der hydrodynamische Wandler ist hierbei als Kennlinienmodell dargestellt und es wird abhängig vom Zustand der Überbrückungskupplung, vom Eingangsmoment und der Drehzahldifferenz das Turbinenmoment ermittelt, siehe auch MATTHIES (2013). Im sich anschließenden Transmission-Block sind dann die drei Kupplungen, die zwei Bremsen und der Lepelletier-Planetenradsatz des Getriebes physikalisch nach MERTINS (2012) modelliert. Aus dem Druck in den Kupplungsventilen wird hier die Anpresskraft in den Kupplungen berechnet. Mit einem eigens entwickelten Solver werden die Drehzahlen der Planetenradsätze ermittelt, siehe auch MERTINS (2012). Im anschließenden Final-Drive wird die Übersetzung des Differentials berücksichtigt, um abschließend im Ve-

hicle-Block unter Verwendung der Fahrwiderstände die Geschwindigkeit und Beschleunigung des Fahrzeugs zu berechnen. Beim verwendeten Stand des Modells ist das Fahrzeug als Massenpunkt modelliert, ohne die Elastizitäten des Antriebsstrangs, der Karosserie und des Fahrwerks zu berücksichtigen. Aus diesem Grund ist das Modell eher für die Entwicklung und einfache Tests der TCU-Software geeignet und lässt eine qualitative Abschätzung des Einflusses der Parameter auf die Schaltqualität noch nicht zu. Das Modell eignet sich jedoch bereits, um vor dem Fahrzeugversuch eine Parameterauswahl für die Applikation über Sensitivitätsanalysen durchzuführen.

6.2 Parametrisierung des Schaltablaufs mit Expertenwissen

Aus den zahlreichen Parametern zur Abstimmung des Schaltablaufs wird im Folgenden eine Vorauswahl mit dem Applikateur und Funktionsentwickler getroffen. Der Parameter p_1 bestimmt die Dauer der Kiss-Point-Phase, während der Druck in der kommenden Kupplung durch p_2 vorgegeben ist. Die Dauer der Momentenübergabe und Synchronisation legen p_{13} bzw. p_3 fest. Mit p_4 lässt sich das Verhältnis von Motoreingriff zu Momentenüberhöhung in der kommenden Kupplung einstellen. Die Form dieser beiden Synchronisationseingriffe ist durch die Parameter p_5, p_6 bzw. p_7 und p_8 zu applizieren. Um am Ende die Drehzahl sanft auf die neue Synchrondrehzahl einlaufen zu lassen, können beide Eingriffe über die Parameter $p_9 - p_{12}$ vermindert werden. Die Nummerierung der Parameter folgt nicht dem chronologischen Ablauf der Schaltphasen, sondern der Bedienung in der Software.

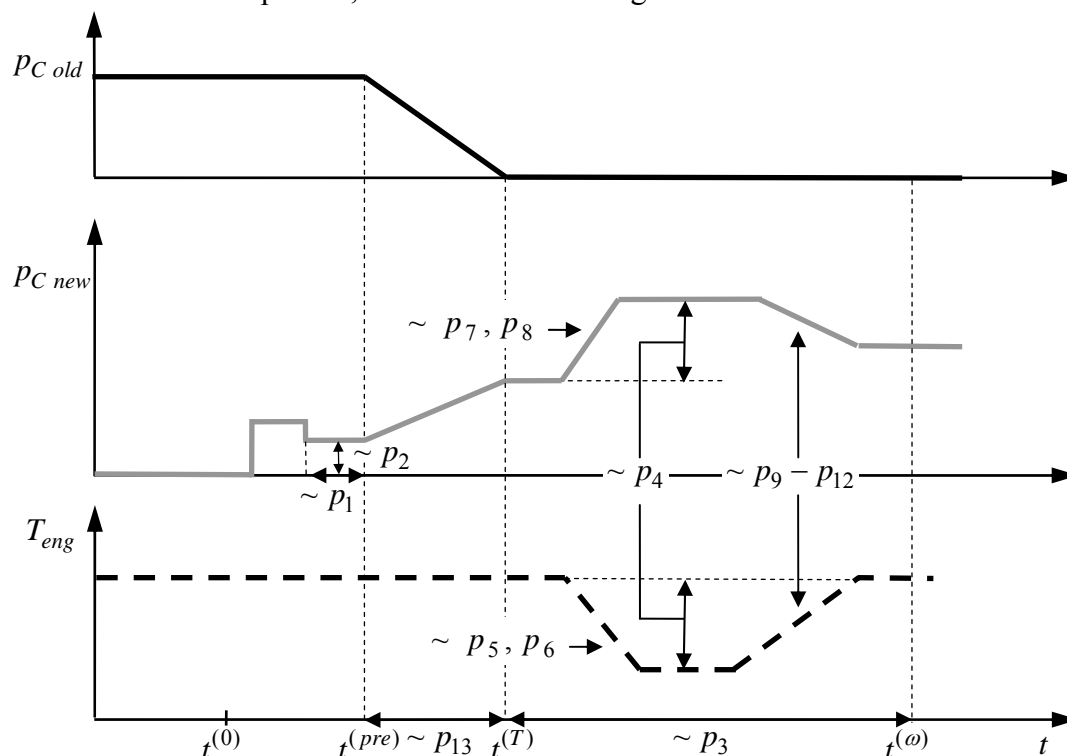


Abb. 6.3 Ausgewählte Parameter des Prototypen-Schaltablaufs für Zug-Hoch-Schaltungen

6.3 Mehrkriterielle Optimierung einer 2-3 Zug-Hoch-Schaltung

Für die Validierung des Applikationsprozesses und für den Test vor der Fahrzeuganwendung wird das folgende Optimierungsproblem am Fahrzeugmodell gelöst:

$$\min_{\mathbf{p} \in P} \begin{bmatrix} D(\mathbf{p}) \\ U(\mathbf{p}) \end{bmatrix} \quad \text{mit } P = \{ \mathbf{p} \in \mathbb{R}^{13} \mid \mathbf{0} \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{1} \} \quad (6.1)$$

$$U(\mathbf{p}) = \Delta \tilde{t}_{shift}^{ZHS} + \Delta t_{shift}$$

Ähnlich wie in Abschnitt 5.2 werden die Kriterien Diskomfort und Unsportlichkeit minimiert. Für das Diskomfortkriterium wird die Abweichung vom linearen Idealverlauf entsprechend Abschnitt 4.1 gewählt. Die Unsportlichkeit wird als Summe der Zeit aus der Soft-TCU Δt_{shift} und der ermittelten Schaltzeit $\Delta \tilde{t}_{shift}^{ZHS}$ mit Endpunkt am Synchronpunkt der neuen Kupplung definiert. Beide weisen insbesondere im Bereich geringer Schaltzeiten eine geringe Korrelation auf und somit spiegeln die einzelnen Schaltzeiten nicht den tatsächlichen zeitlichen Umfang der Schaltung wider. Zur Verdeutlichung sind beide Schaltzeiten in Abb. 6.4 übereinander aufgetragen. Die optimalen Schaltungen sind schwarz markiert und zeigen vor allem im Bereich geringer Schaltzeit eine schlechte Korrelation. Dies ist darin begründet, dass für bestimmte Bedatungen auch nach der Synchronisation die alte Kupplung noch Moment überträgt und somit den Komfort beeinflusst. Trotzdem wird $\Delta \tilde{t}_{shift}^{ZHS}$ mit berücksichtigt, um Schaltungen mit geringer Synchronisationszeit zu finden.

Der Entwurfsvektor \mathbf{p} umfasst die 13 Schaltparameter aus Abb. 6.3. Es werden keine Neben-

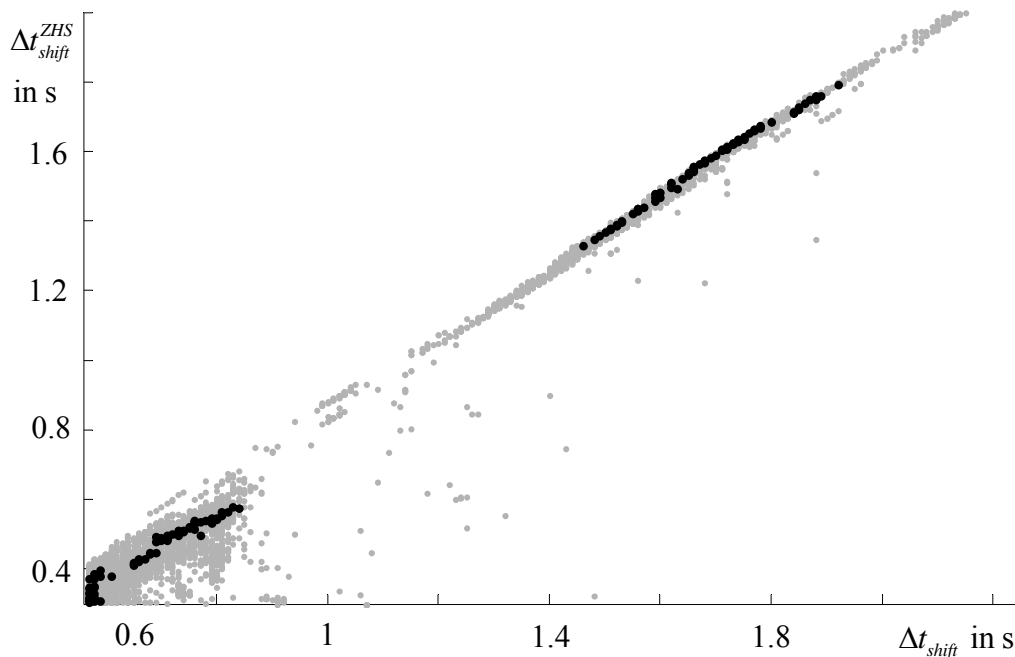


Abb. 6.4 Korrelation der Schaltzeiten $\Delta \tilde{t}_{shift}^{ZHS}$ und Δt_{shift} aller Individuen (*) und der Paretofront (•)

bedingungen formuliert, da in der späteren Anwendung im Fahrzeug die Parametergrenzen durch den Funktionsentwickler so vorgegeben werden, dass keine unvollendeten oder zerstörerischen Schaltungen entstehen. Die Qualität des Modells zum Zeitpunkt der Untersuchungen lässt keine sinnvolle Diskussion der zeitlichen Verläufe der relevanten Signale der Schaltung zu, so dass sich nur eine Betrachtung der Optimierungsergebnisse im Kriterienraum anbietet. Die Ergebnisse der Optimierung mit dem NSGA-II über 100 Generationen a 100 Individuen ist in Abb. 6.5 zu sehen. Wie in Abschnitt 5.2 zeigt sich erneut der Widerspruch zwischen den zwei Kriterien. Der Diskomfort kann im realistischeren Modell nicht so weit verringert werden wie im Minimalmodell. Des Weiteren zeigt sich die schlechte Korrelation der beiden zur Unsportlichkeit addierten Schaltzeiten im Sprung der Entwürfe im Kriterienraum.

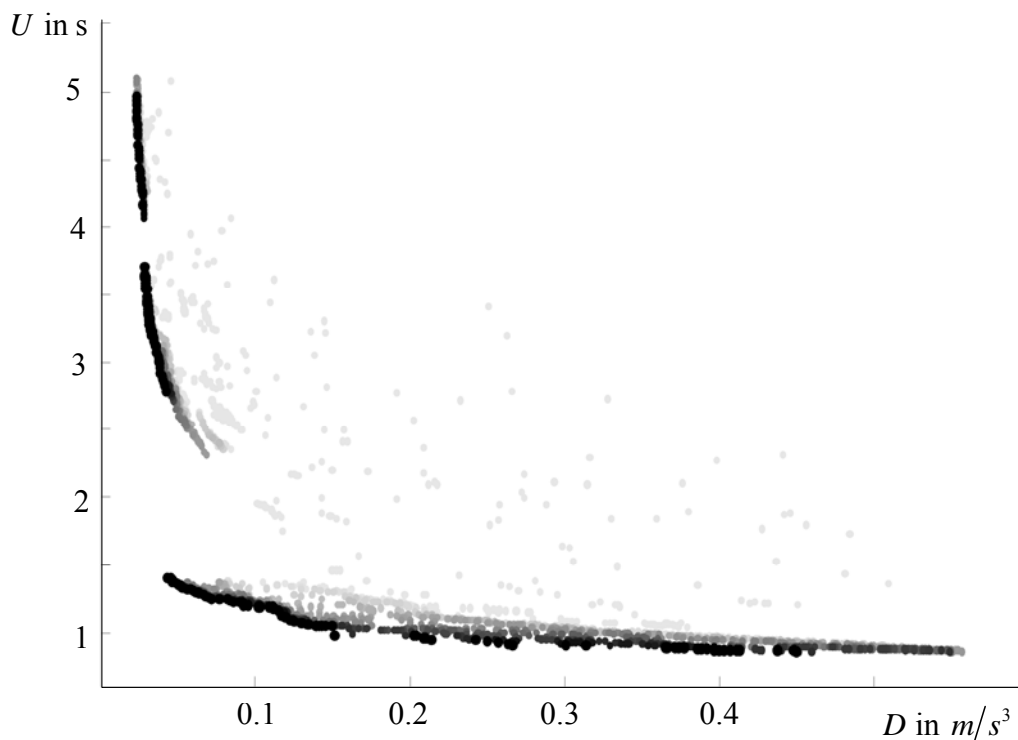


Abb. 6.5 Ergebnis der Optimierung im Kriterienraum

6.4 Parameterauswahl mit Sensitivitätsanalyse für die Optimierung

Der Optimierungsaufwand und insbesondere der Aufwand zur Bildung des Kriging-Modells sind bei 13 Parametern im Fahrzeug nicht rentabel zu bewältigen. Aus diesem Grund muss die Parameteranzahl weiter entscheidend gesenkt werden. Hierfür wird nun das Morris-Verfahren angewendet. Wie in Abschnitt 5.3.2 werden $r = 100$ Elementareffekte pro Parameter untersucht. Die Anzahl der Parameterstufen ist $q = 5$. Es ergeben sich $r(k + 1) = 1400$ erforderliche Systemevaluationen.

In Abb. 6.6a und Abb. 6.6b sind die Standardabweichung E_V und Haupteffekte für die 13 Parameter in Balkendiagrammen für Diskomfort und Unsportlichkeit dargestellt. Es fallen sofort die fünf Parameter $p_1, p_2, p_3, p_{10}, p_{13}$ auf, welche einen starken Effekt auf beide Kriterien haben. Hier zeigt sich die Redundanz in Schaltabläufen, denn offensichtlich haben die Parameter p_1 und p_2 der Kiss-Point-Phase einen ganz entscheidenden Einfluss auf die gesamte Schaltung. Wählt man den Druck der kommenden Kupplung in der Kiss-Point-Phase mit p_1 hoch genug und ist die Phase über p_2 lang genug gewählt, so wird auch die Momentenübergabe über diese beiden Parameter bestimmt. Der starke Einfluss der Dauer der Momentenübergabe (p_{13}) ist besonders dann gegeben, wenn er das Abschalten der alten Kupplung weit hinaus zögert, was sich dann auch in dem Unterschied der Schaltzeiten, ermittelt aus den Gangsignalen oder berechnet über die Synchronpunkte, äußert. Dann ist nämlich die alte Kupplung noch aktiv, obwohl die neue bereits geschlossen ist (siehe Abschnitt 6.3). Die Dauer der Synchronisation, bestimmt durch p_3 , hat ebenfalls Einfluss auf die Schaltzeit, welche bekanntermaßen stark mit dem Diskomfort korrespondiert. Der Parameter p_{10} bestimmt die Form des Motoreingriffs am Ende der Schaltung und erweist sich hier auch als einflussreich, da er das Ende des Motoreingriffs hinauszögern kann. Der Komfort in der Synchronisation ist, wie bereits in Kap. 3 herausgearbeitet, von dem Verhältnis von Motoreingriff zu Überhöhung in der neuen Kupplung abhängig, was sich entsprechend im Fahrzeugmodell in der Empfindlichkeit gegenüber p_4 zeigt, welcher genau dieses Verhältnis bestimmt. Dieser Parameter wird jedoch nicht von der Sensitivitätsanalyse gefunden, da er erst in einem späteren Stand des Modells aktiv wird. Für die Applikation im Fahrzeug (Kap. 7) ist dieser jedoch auf jeden Fall zu berücksichtigen.

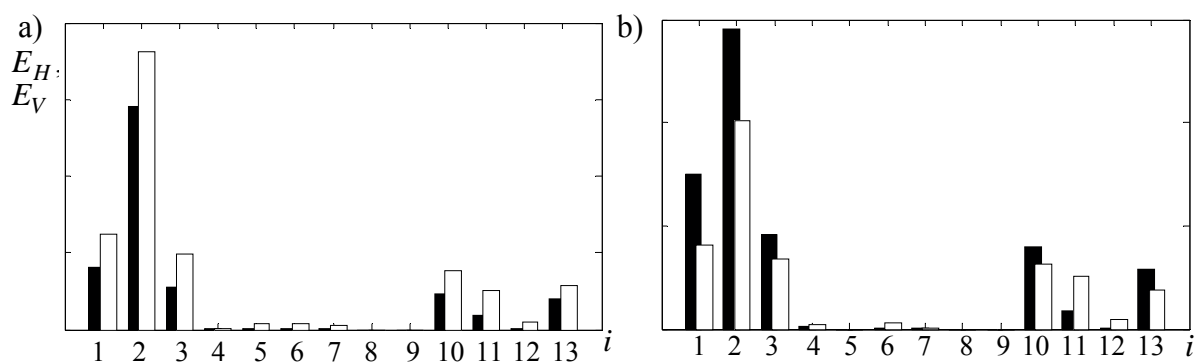


Abb. 6.6 Haupteffekte (schwarz) und Standardabweichung der Effekte (weiß) der Schaltablaufparameter p_i bzgl. a) Diskomfort und b) Unsportlichkeit

Um auch hier die Konvergenz der Analyse zu verifizieren, wird eine weitere Sensitivitätsanalyse mit $r = 1000$ und entsprechend 14000 Systemevaluationen durchgeführt. Das Ergebnis der Haupteffekte ist in Abb. 6.7 einer Analyse mit $r = 200$ und entsprechend 2800 System-

evaluationen gegenübergestellt. Die Ergebnisse erlauben dieselbe Parameterauswahl wie für eine Analyse mit nur 1400 Evaluationen.

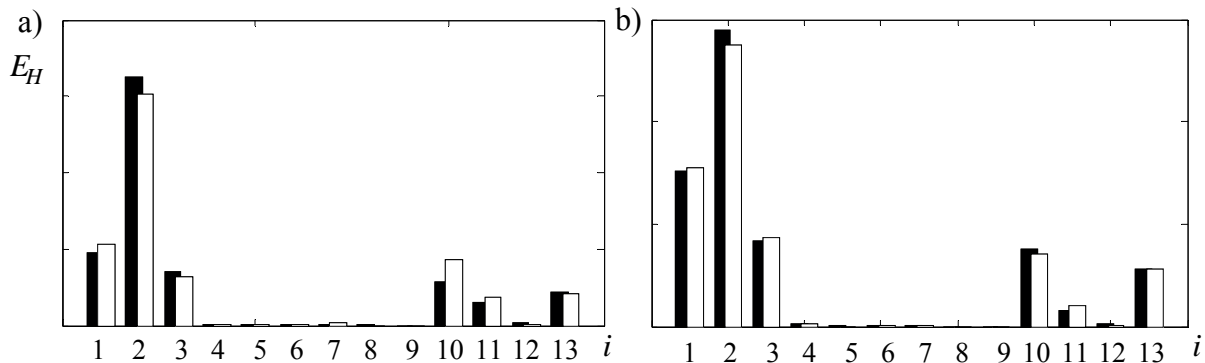


Abb. 6.7 Haupteffekte der Schaltablaufparameter p_i nach 14000 (schwarz) und 2800 Evaluationen (weiß) bzgl. a) Diskomfort und b) Unsportlichkeit

Zur Validierung der Ergebnisse wird eine Optimierung wie in Abschnitt 6.3 über 70 Generationen a 70 Individuen mit dem NSGA-II Algorithmus und dem reduzierten Parameterraum durchgeführt. Das Optimierungsproblem lautet somit analog zu Problem (6.1):

$$\min_{\mathbf{p} \in P} \begin{bmatrix} D(\mathbf{p}) \\ U(\mathbf{p}) \end{bmatrix} \quad \text{mit } P = \left\{ \mathbf{p} \in [p_1, p_2, p_3, p_4, p_{10}, p_{13}]^T \mid \mathbf{0} \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{1} \right\}. \quad (6.2)$$

Die gefundenen Optima sind in Abb. 6.8 zusammen mit der Paretofront einer Optimierung über den gesamten Parameterraum mit 81 Generationen a 81 Individuen (6642 Evaluationen) geplottet. Die Anzahl der Systemevaluationen entspricht somit ungefähr der resultierenden Anzahl aus der Optimierung über den reduzierten Parameterraum und aus der Sensitivitätsanalyse (4970+1400=6370 vs. 6642). Für die Bedatung der nicht verwendeten sieben Parameter wird der eingekreiste Punkt verwendet. Dieser stellt die Ausgangsbedatung des verwendeten Modells dar. Diese wurde im Fahrzeug manuell appliziert und kann am Modell nicht das gleiche Verhalten wie im Fahrzeug reproduzieren, weil dieses das Fahrzeug nicht ausreichend abbildet. Da die Grundbedatung auch in der späteren automatisierten Applikation im Fahrzeug verwendet ist, wird sie auch hier genutzt.

Aufgrund der schlechten Ausgangsbedatung ist es schwer, vergleichbare Optima zu finden. Trotzdem sind die Ergebnisse insbesondere im komfortablen Bereich fast gleich. Bei geringer Schaltzeit dominiert die Front nach der Sensitivitätsanalyse sogar im Diskomfortbereich zwischen 0.05 und 0.15 m/s³. Rechts von diesem Bereich ist die Front jedoch schlechter.

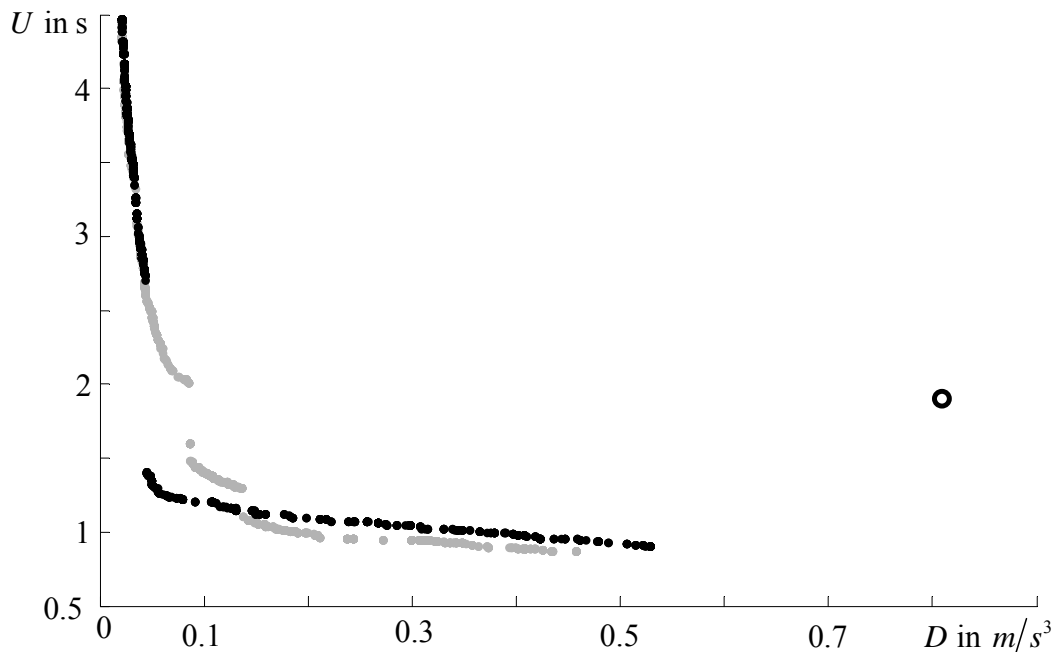


Abb. 6.8 Vergleich der Ergebnisse der Optimierung aus Abschnitt 6.3 im gesamten (\bullet) und reduzierten Parameterraum (\bullet) basierend auf Grundbedingung (\circ)

Auch hier zeigt sich die starke Abhängigkeit der Optimierung im reduzierten Parameterraum von der Ausgangsbedingung. Wie in Abschnitt 5.3.2 gezeigt, würde auch hier eine bessere Ausgangsbedingung zu besseren Optimierungsergebnissen führen.

6.5 Optimierung mit Ersatzmodell

Abschließend soll die ersatzmodellgestützte Optimierung am detaillierten Fahrzeugmodell validiert werden. Dies stellt gleichzeitig den finalen Test der Optimierung in der MiL-Umgebung vor der Anwendung im Fahrzeug dar. Das Optimierungsproblem (6.2) wird mit den in Tab. 6-1 gezeigten Parametern von EMMA gelöst. Als Initialplan wird ein Random-Latin-Hypercube Plan mit 300 Punkten simuliert. Mit dem entstehenden Kriging-Modell wird die Tiefensuche mit 30 einkriteriellen Optimierungen für jedes Kriterium durchgeführt, so dass weitere 60 Punkte simuliert werden.

Tab. 6-1 EMMA-Parameter für die Optimierung am detaillierten Modell

Suche	Anzahl Punkte	Gewichtungparameter	Grenzen
Initialsuche	300	-	-
Tiefensuche	$2 \cdot 30 = 60$	$\alpha = 0.6 \quad \beta = 0.2 \quad \gamma = 4/5$	-
Breitensuche	$6 \cdot 100 \hat{=} 497$	$\alpha = 3 \quad \beta = 0.1 \quad \gamma = 5/6$	$0.02 \leq \hat{f}_1 \leq 0.6$

In der Breitensuche sollen nach jeder mehrkriteriellen Optimierung sechs Punkte im Bereich $0.02 \leq \hat{f}_1 \leq 0.6$ aus der Paretofront der vom Kriging-Modell geschätzten Kriterien gewählt werden. Auch hier werden wie in Abschnitt 5.4.2 nicht nach jeder Optimierung der Breitensuche sechs Punkte simuliert, wenn in einem Bereich noch keine Punkte liegen, so dass sich statt $6 \cdot 100 = 600$ nur 497 Simulationen in der Breitensuche ergeben. Insgesamt werden 857 Simulationen durchgeführt.

Das Ergebnis der ersatzmodellgestützten Optimierung ist in Abb. 6.9 zu sehen. Die Tiefensuche konvergiert deutlich erkennbar in den Extrembereichen der Kriterien. Die Breitensuche konzentriert sich auf den definierten Diskomfortbereich zwischen 0.02 und 0.6 m/s^3 , hat jedoch Probleme, zwischen 0.02 und ca. 0.15 m/s^3 Punkte mit Schaltzeit < 1.5 s zu finden.

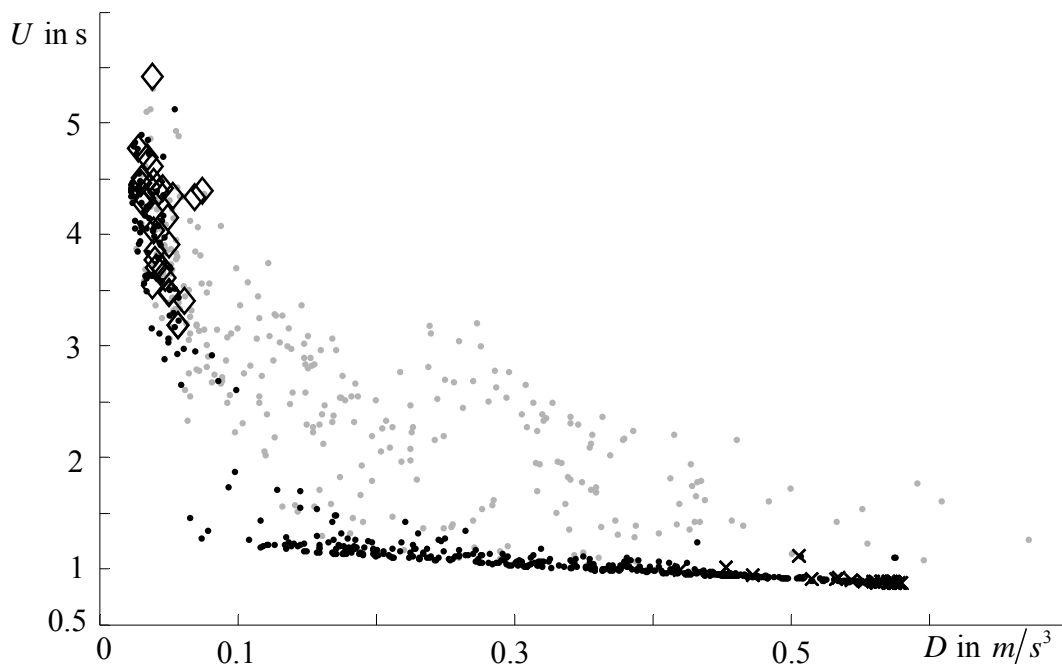


Abb. 6.9 Ergebnis des EMMA Laufs: Initialplan (\cdot), Tiefensuche Diskomfort (\diamond) und Sportlichkeit (\times), Breitensuche (\circ)

Die ermittelte Paretofront wird in Abb. 6.10 mit der Front aus Abschnitt 6.4 mit 4970 simulierten Punkten verglichen. Es fällt einerseits die geringere Anzahl optimaler Entwürfe aus EMMA auf, was jedoch dem um den Faktor ≈ 5.8 kleineren Simulationsaufwand geschuldet ist (857 vs. 4970 Punkte). Des Weiteren dominiert die NSGA-II Optimierung im Diskomfortbereich $< 0.1 \text{ m/s}^3$ das EMMA-Ergebnis teilweise deutlich. Angesichts des deutlich geringeren Simulationsaufwandes ist dies jedoch akzeptabel. Des Weiteren sind die Ergebnisse sonst fast gleich bzw. dominiert das EMMA-Ergebnis sogar leicht ab einem Diskomfortbereich $> 0.35 \text{ m/s}^3$.

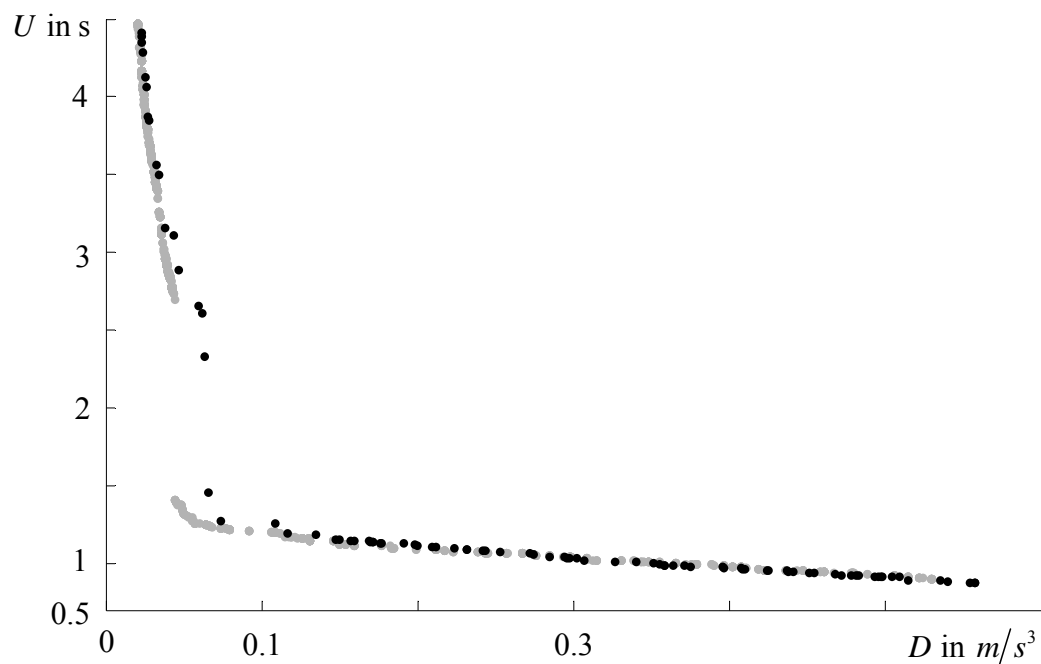


Abb. 6.10 Vergleich der Paretofronten aus dem EMMA-Lauf (857 Evaluationen) (•) mit einer NSGA-II-Optimierung (4970 Evaluationen) (•)

Die Ergebnisse in diesem Kapitel bestätigen die Schlussfolgerungen in Kap. 5 an einem realistischeren Modell und liefern eine geeignete Parameterauswahl für die Anwendung des Prozesses am Fahrzeug, die im folgenden Kapitel gezeigt wird.

7 Automatisierte Applikation im Fahrzeug

Im Folgenden wird der oben beschriebene Applikationsprozess auf ein reales Fahrzeug portiert, um die Optimierung der gängigen Arbeit des Applikateurs gegenüberzustellen. Es wird eine 2-3 ZHS bei 30% Fahrpedal in einem Mini Cooper S mit 6-Gang Stufenautomat von Aisin in Abschnitt 7.3 abgestimmt. Zunächst werden jedoch Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung in Abschnitt 7.1 beschrieben, um dann verrauschte Kriterienwerte und den Umgang mit ihnen in der Optimierung in Abschnitt 7.2 zu diskutieren.

7.1 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Der Versuchsaufbau in Abb. 7.1 muss grundsätzlich das Messen der relevanten Signale für Evalshift (vgl. Abschnitt 4.4) und das Verstellen der Parameter der Getriebesteuerung ermöglichen. Links ist die dem Fahrer direkt zugängliche Software-Umgebung, rechts das Fahrzeug mit den relevanten Komponenten zu sehen. Im Fahrzeug läuft die Prototypen-Software nicht auf der eigentlichen Serien-TCU, sondern wird als kompiliertes Simulink[®]-Modell auf einer μ AutoBox gerechnet. Über einen CAN-Bus wird das Prototypen Steuergerät IAVcon von der μ AutoBox angesteuert und dient als Endstufe für die Bestromung der Kupplungsventile. Die Gangsignale, Drehzahlen, Kupplungsdrücke und Längsbeschleunigung werden über den CAN-Bus des Antriebsstrangs (Powertrain-CAN) und einen eigenen Mess-CAN-Bus mitgemessen. Die Schnittstelle der Softwareumgebung zur μ AutoBox bildet die Software ControlDesk[®], welche die Messdaten aufzeichnet und während der Laufzeit Parameter in der Getriebesteuerungssoftware verstellen kann. Als Master in der Software-Umgebung fungiert Matlab[®], welches den Matlab[®]-Code von EMMA und Evalshift aufruft und über die integrierte Matlab[®]-API ControlDesk[®] steuern kann. Somit kann der gesamte in dieser Arbeit entwickelte Prozess automatisiert umgesetzt werden, indem Matlab[®] das Verstellen von berechneten Parametern, Starten/Stoppen und Speichern der Messung und das Verarbeiten der Daten in Evalshift und EMMA steuert.

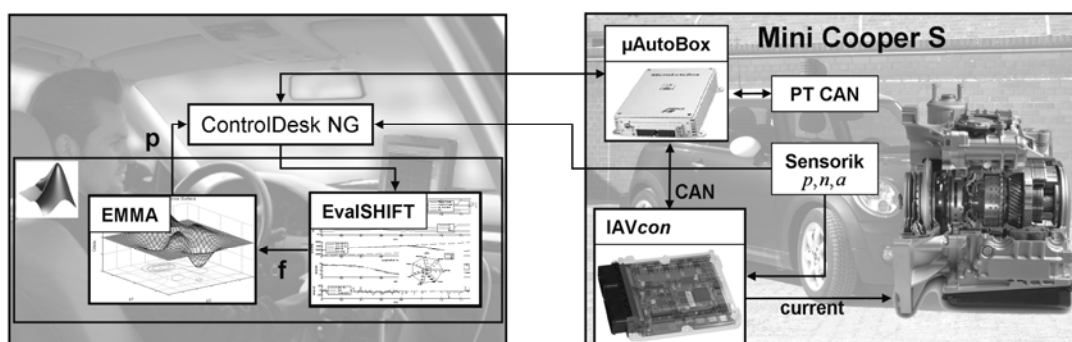


Abb. 7.1 Versuchsaufbau im Mini

Für eine erfolgreiche Applikation muss die abzustimmende 2-3 ZHS möglichst gut für alle zu untersuchenden Punkte bei 30% Fahrpedal reproduziert werden. Dazu wird das Fahrpedal mechanisch auf den gewünschten Wert begrenzt. Auch wenn eine Vorgabe des Fahrpedals über die Drive-by-Wire Schnittstelle denkbar ist, so verursacht dies einen höheren einmaligen Aufwand und erfordert einen entscheidenden dauerhaften Eingriff in die Architektur des Fahrerfußraums. Durch die Auswahl einer geraden, ebenen, glatten und wenig befahrenen Strecke für die Fahrversuche werden weitere störende Einflüsse weitgehend vermieden.

Mit dem wie beschrieben ausgestatteten Fahrzeug wird nun die automatisierte Applikation durchgeführt. Zunächst müssen die Stützstellen der Kennfelder angepasst werden (vgl. Abschnitt 6.2). Dies geschieht über einen Matlab[®]-Zugriff auf die μ AutoBox einmalig zu Beginn des Prozesses. Vorher wurde das Getriebe warm gefahren, so dass die gemessene Getriebeöltemperatur ca. 90°C beträgt. Ist die anvisierte Strecke zur Abstimmung erreicht, wird der Prozess gestartet. EMMA berechnet einen Parametersatz und Matlab[®], übergibt diesen an die μ AutoBox und somit an die TCU-Software. Um flexibel auf die Fahrsituation reagieren zu können, wenn z.B. eine Messung vom Fahrer als ungeeignet bewertet wird (z.B. aufgrund eines durchfahrenen Schlaglochs) oder aufgrund der Verkehrssituation nicht durchgeführt werden kann, werden die Messungen manuell gestartet und gestoppt. Für die Akzeptanz eines Messwertes müssen drei Schaltungen zur Mittelung der Kriterien erfolgreich abgefahren werden. ControlDesk[®] speichert die Messung an einem vorher definierten Ort mit definiertem Dateinamen, welcher mit jeder Messung inkrementiert wird. Über ein User-Interface wird Matlab[®] mitgeteilt, dass die Messung erfolgreich war, und Evalshift wertet die aktuelle Messung aus, um die gemittelten Kriterien an den Optimierungsalgorithmus EMMA zu übergeben, welcher wiederum einen neuen Parametersatz für die neue Messung ermittelt. Nach den einzelnen Phasen von EMMA wird das Ergebnis jeweils manuell untersucht und plausibilisiert. Insbesondere der Suchbereich der Breitensuche wird entsprechend angepasst und konzentriert sich hier auf den Bereich um die Referenzschaltung.

Abhängig vom Erfahrungsgrad mit dem System kann auf diese Weise die gesamte Applikation durch minimale Interaktion mit dem Applikations-Laptop durch den Fahrer realisiert werden, dessen größte Herausforderung nur noch in der Reproduktion von Schaltungen besteht.

7.2 Berücksichtigung von verrauschten Kriterienwerten

In Messungen an realen Systemen tritt grundsätzlich Rauschen auf. Insbesondere bei der Optimierung stellt dies eine besondere Herausforderung dar, da stark verrauschte Kriterienwerte den Optimierer in eine falsche Richtung lenken können. Ohne hier auf die komplexen Ansätze der robusten Mehrkriterienoptimierung, siehe z.B. FLASSIG (2011), einzugehen, wird im Folgenden der Umfang des Rauschens der relevanten Kriterienwerte in Fahrzeugmessungen anhand geeigneter Metriken analysiert. Abschließend wird ein einfacher aber zielführender Umgang mit dem Rauschen definiert.

Zunächst seien die Messungen der Optimierung in Abschnitt 7.3 diskutiert. Da es sich um nur drei Messungen pro Betriebspunkt handelt, ist die Betrachtung des Wertebereichs über diese drei Messungen sinnvoll. Dazu ist in Abb. 7.2 das prozentuale Verhältnis der Kriterienwertspanne zum maximalen Kriterienwert

$$f^R = 100\% \frac{\max(f) - \min(f)}{\max(f)} \quad (7.1)$$

der drei Messungen geplottet. Der maximale prozentuale Wertebereich für D beträgt ca. 43% und für Δt_{shift} liegt dieser bei etwa 28%. Insbesondere die 28% für Δt_{shift} könnten schon einen Ausreißer darstellen, bei dem eine der drei Messungen schlecht gefahren wurde. Hier sollte dann der Fahrer die Messungen für diesen Betriebspunkt wiederholen. Die 43% für D sind ebenfalls sehr hoch, jedoch treten einige Messungen mit über 30% Streuung auf, so dass 43% nicht zwingend auf einen Ausreißer hindeuten. Der Mittelwert des prozentualen Wertebereichs beträgt für D 13% und für Δt_{shift} 4%, was jeweils als ein recht akzeptabler Wert erscheint.

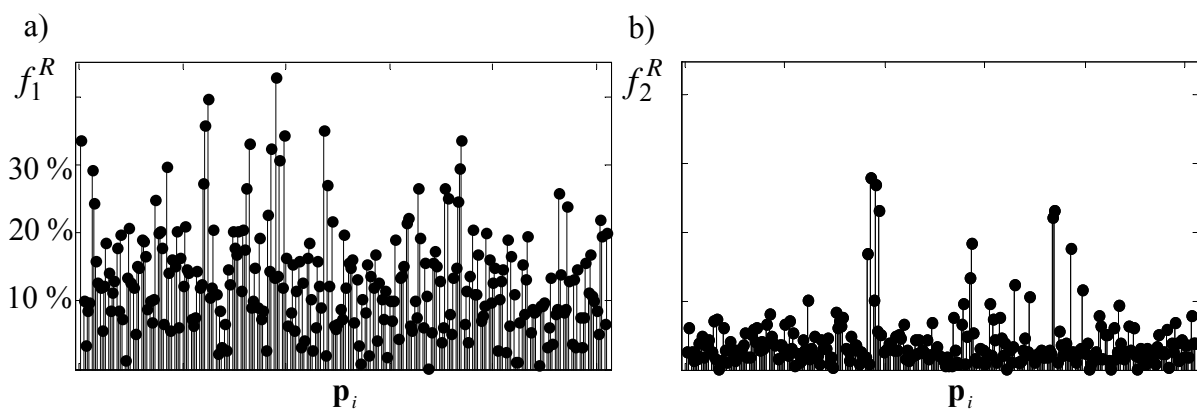


Abb. 7.2 Prozentuales Verhältnis der Kriterienwertspanne f^R zum maximalen Wert für 255 Parametrierungen \mathbf{p}_i in 3 Messungen für a) Diskomfort und b) Schaltzeit

Eine starke Korrelation zwischen dem Rauschen der Kriterienwerte, also der Spanne der Kriterien, würde für eine eindeutige Ursache des Rauschens, wie z.B. einen schwankenden Fahrpedalwert, sprechen. Um dies zu prüfen, sind in Abb. 7.3 die prozentualen Wertebereiche der Kriterien übereinander aufgetragen. Die eher schlechte Korrelation deutet auf ein nicht-deterministisches Verhalten im aufgezeigten Wertebereich hin. Die Erklärung liegt vermutlich in der Tatsache, dass die Schaltzeit eher von den gut abgeschirmten Systemen Motor, TCU und Getriebe abhängt, wohin gegen der Diskomfort durch seine direkte Abhängigkeit von der Längsbeschleunigung zusätzlich sehr stark durch Umwelteinflüsse wie z.B. eine schlechte Straße bestimmt wird.

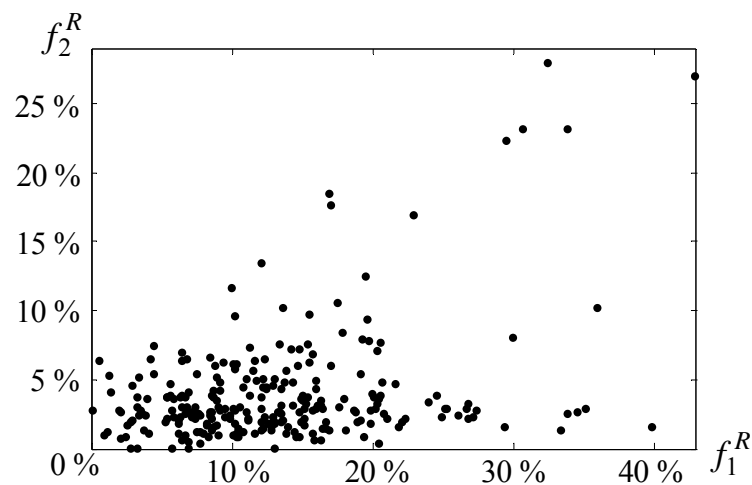


Abb. 7.3 Korrelation der prozentualen Kriterienwertspanne in 3 Messungen von Diskomfort f_1^R und Schaltzeit f_2^R

Es seien hier auch die von diesen Untersuchungen inspirierten Ergebnisse von KONSTANZ (2011) erwähnt. Dort werden je 50 Messungen einer Volllast 1-2 ZHS und einer 1-2 ZHS bei 50% Fahrpedal im Fahrzeug durchgeführt. Aufgrund der hohen Anzahl der Messungen ist bei KONSTANZ (2011) der Variationskoeffizient V eine geeignete Größe, um sich das Ausmaß des Rauschens zu veranschaulichen. Dieser ist für einen Vektor \mathbf{x} mit den Stichproben $x_i, i = 1 \dots N$ und dem Mittelwert μ wie folgt definiert

$$V(\mathbf{x}) = \frac{S(\mathbf{x})}{\mu} \quad \text{mit } S(\mathbf{x}) = \sqrt{\sum (x_i - \mu)^2} \quad (7.2)$$

und bildet somit das Verhältnis von Mittelwert zur mittleren Abweichung von diesem. Die Ergebnisse der Untersuchung sind anhand von S und des Variationskoeffizienten in % in Tab. 7-1 dargestellt.

Tab. 7-1 Kriterienstreuungen über je 50 Messungen einer 1-2 ZHS

	Teillast 50%		Vollast	
	S	V [%]	S	V [%]
j_{neg}	.73	20.2	.7	14.19
j_{pos}	.2	14.31	.32	10.8
j_{sync}	.17	48.43	.33	21.29
Δt_{shift}	.02	1.23	.02	1.23
D	.12	9.09	.1	4.46

Die hohe Variation der identifizierten Rucke im Gegensatz zu D tritt trotz der hohen in Abschnitt 4.5 gezeigten Korrelation auf und beweist die Fehleranfälligkeit der Ruckidentifikation. Das Kriterium Δt_{shift} erweist sich auch hier als am robustesten. Zusätzlich lässt sich erkennen: Je größer der Wert des Fahrpedals und somit die Beschleunigung ist, desto geringer ist das Verhältnis von Umwelteinflüssen zur gesamten Beschleunigung. Des Weiteren machen große Übersetzungs- und somit meist hohe Beschleunigungsänderungen die Kriterien weniger rauschanfällig, da hier das Verhältnis des Rauschens zum Kriterienwert kleiner ist. Vereinfacht lässt sich sagen: Je höher der Istgang und je kleiner der Wert des Fahrpedals, desto mehr Rauschen und umgekehrt. Im Mini wird eine radmomentbasierte Strategie verwendet (vgl. Abschnitt 4.1), so dass die Beschleunigungsänderung während der Schaltung minimal sein sollte und der Übersetzungsunterschied eine untergeordnete Rolle für das Rauschen spielt. Im Fahrzeug, welches bei KONSTANZ (2010) untersucht wurde, ist dies nicht der Fall.

Aus den vorherigen Überlegungen geht hervor, dass sich ein erhebliches Maß an Rauschen einstellt. Wie in STEFFEN (2007) wird hier der einfache Ansatz einer Mittelung der Kriterien über drei Messungen eines Betriebspunktes gewählt. Im Fahrzeug können besonders stark abweichende Kriterienwerte subjektiv über das Fahrzeugverhalten erkannt und die Messungen wiederholt werden. Am Prüfstand lassen sich Grenzen der definierten prozentualen Streuung festlegen. Es ist davon auszugehen, dass alle Messungen des Betriebspunktes wiederholt werden sollten, wenn die Kriterienwerte für einen Betriebspunkt um mindestens 50% vom maximalen Wert abweichen.

7.3 Optimierungsergebnisse und Vergleich mit Datenstand des Applikateurs

Für die Optimierung im Fahrzeug wird folgendes Problem analog zu (6.2) gelöst

$$\min_{\mathbf{p} \in P} \begin{bmatrix} D(\mathbf{p}) \\ \Delta t_{shift}(\mathbf{p}) \end{bmatrix} \quad \text{mit } P = \{\mathbf{p} \in \mathbb{R}^6 \mid \mathbf{0} \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{1}\}. \quad (7.3)$$

Im Fahrzeug werden die Grenzen der in Abschnitt 6.4 festgelegten Parameter so gewählt, dass es ausreichend ist, nur die Schaltzeit aus dem Steuergerät als Sportlichkeitskriterium zu verwenden. Für die Initialsuche werden 142 Punkte vermessen. In der Tiefensuche werden für die Minimierung des Diskomforts 14 Punkte und für die Minimierung der Schaltzeit 12 Punkte gefahren. Die abschließende Breitensuche umfasst 87 Punkte und begrenzt zum Ende den Bereich der Suche immer mehr um den Referenzentwurf des Applikateurs. Es werden also insgesamt 255 Punkte evaluiert, was $255 \cdot 3 = 765$ gefahrenen Schaltungen entspricht. Dabei entsteht ein zeitlicher Aufwand von ca. 40 s pro gefahrenen Betriebspunkt, also pro drei gefahrener Schaltungen, was einer Applikationszeit von ca. 2 h 48 min entspricht. Der Vergleich zum zeitlichen Aufwand des herkömmlichen Applikateurs gestaltet sich schwierig, da dieser selten nur genau einen Betriebspunkt abstimmt, sondern eher verschiedene Betriebspunkte zu applizieren versucht und über die Interpolation der Kennfelder möglichst viele Betriebspunkte bedaten möchte. Die Ergebnisse der Applikation sind in Abb. 7.4 dargestellt. Auch hier zeigt sich wieder die gute Konvergenz der Tiefensuche im Extrembereich der einzelnen Kriterien.

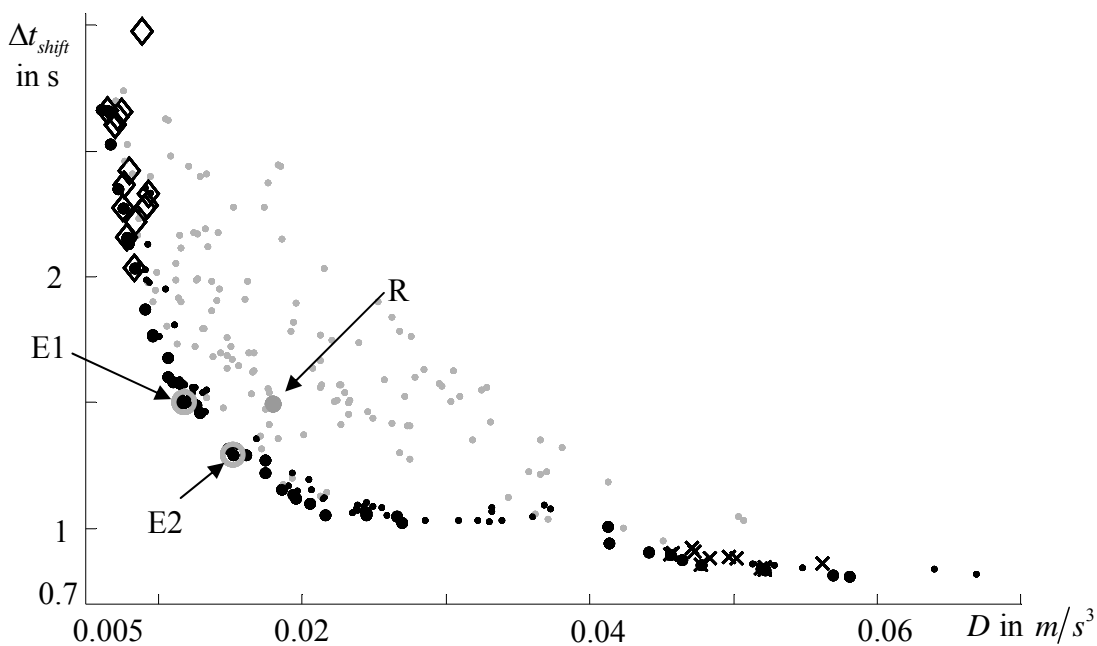


Abb. 7.4 Ergebnis des EMMA Laufs: Initialplan (•), Tiefensuche Diskomfort (◇) und Sportlichkeit (x), Breitensuche (•), Paretofront (•) und Vergleich mit Datenstand des Applikateurs (• R)

Die Breitensuche ermöglicht eine klare Verbesserung der Ergebnisse des Initialplans. Der Referenzentwurf wird deutlich von den gefundenen Optima dominiert

Zur genaueren Analyse der Ergebnisse wird die Applikateursabstimmung (R) mit zwei ausgewählten optimalen Schaltungen (E1, E2) anhand der Zeitverläufe von Drehzahl und Längsbeschleunigung in Abb. 7.5 und der Schaltqualitätskriterien im Spiderplot in Abb. 7.6 verglichen. Hierfür wird eine Schaltung der drei Vermessenen ausgewählt. Der wesentliche Vorteil beider gefundenen Optima ist die bessere Anpassung an das Beschleunigungsniveau nach der Schaltung durch eine stärkere Überhöhung. Dieser Eindruck bestätigt sich auch subjektiv im Fahrzeug, wo der geübte Fahrer den leichten Einbruch der Längsbeschleunigung der Referenzbedatung wahrnimmt. Für den durchschnittlichen Fahrer dürfte dies jedoch noch einer guten Schaltung zugeordnet werden. Schaltung E2 bietet die kürzeste Schaltzeit, was im Vergleich zu Schaltung E1 etwas mehr Diskomfort, in diesem Fall im Wesentlichen verursacht durch Überhöhung, kostet. Die Identifizierung des charakteristischen Rucks ist insbesondere für die gefundenen Optima schwierig, da die Längsbeschleunigung sehr stark schwingt und mehr als nur eine dreifache Identifizierung des charakteristischen Rucks zuließe. Die Ursache hierfür liegt in dem starken Rauschen der Kriterienwerte (vgl. Abschnitt 7.2). Hier zeigt sich die Notwendigkeit eines robusten Kriteriums wie D .

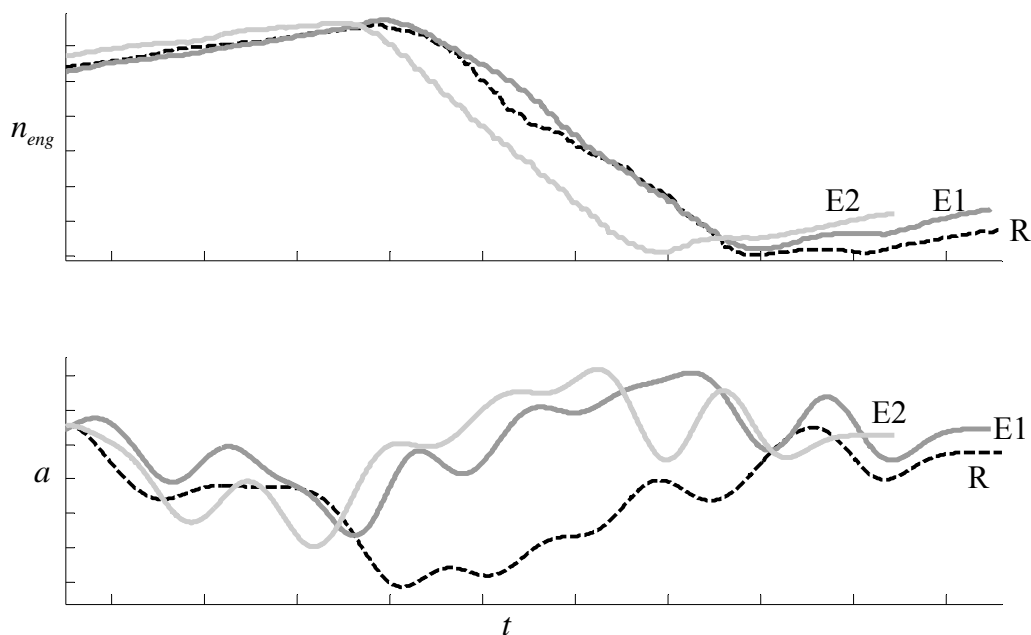


Abb. 7.5 Vergleich der Drehzahlen und Längsbeschleunigung des Referenzentwurfs (--) mit zwei ausgewählten optimalen Schaltungen E1 (-) und E2 (-)

Im Spiderplot in Abb. 7.6 findet sich die Bestätigung dieser Aussage, denn anhand des einzelnen Rucks würde man den Referenzentwurf nicht zwingend als schlechter identifizieren. Insbesondere der positive Ruck führt in die Irre, da sein geringes Niveau genau das Problem der Schaltung ausmacht. Da der identifizierte Ruck die Dauer der jeweiligen Beschleunigungsänderung nicht direkt berücksichtigt, ist eine Diskussion des Rucks ohne D nicht zu empfehlen. Führt, wie in diesem Fall, der negative Ruck, welcher für den Referenzentwurf nur etwas größer ist als bei der komfortablen optimalen Lösung, zu einem starken Beschleunigungseinbruch, so ist dies nur über D oder das Betrachten der zeitlichen Verläufe zu identifizieren. Über die Pseudo-Dissipationsenergien, welche anstelle des Kupplungsmomentes den Kupplungsdruck verwenden, lässt sich aufgrund des geringen Unterschieds keine Aussage über die Qualität der Schaltung treffen. Ohne eine genaue Analyse aller Kriterien unter Erklärung ihrer Widersprüche lässt sich Schaltqualität also oft nicht hinreichend genau beurteilen.

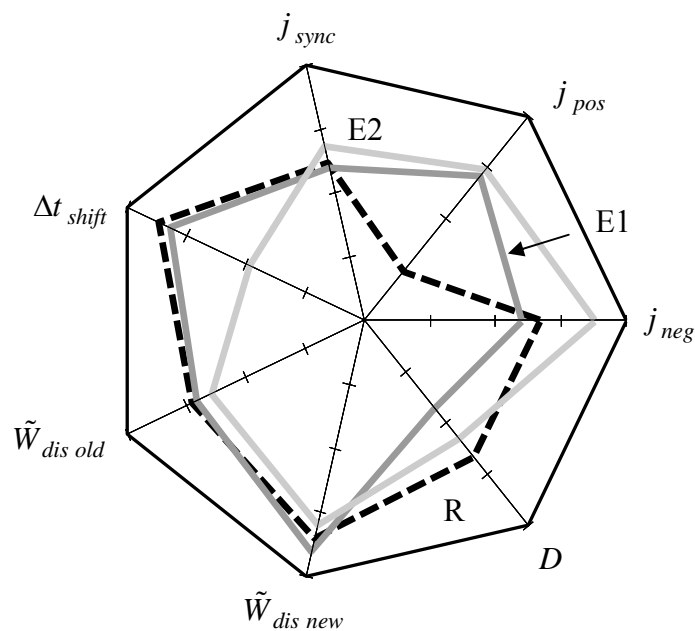


Abb. 7.6 Vergleich der Schaltqualitätskriterien des Referenzentwurfs (--) mit zwei ausgewählten optimalen Schaltungen E1 (-) und E2 (-)

8 Optimaler Schaltablauf

Abschließend wird die Frage nach einer optimalen Schaltung erneut aufgegriffen. In Kap. 3 und Kap. 4 wird klar, dass Schaltungen anhand ihres Komforts und ihrer Sportlichkeit zu beurteilen sind. Dabei ist der Komfort durch den Beschleunigungsübergang zwischen den Niveaus vor und nach der Schaltung bestimmt. Die Sportlichkeit lässt sich hingegen auf die Dauer dieses Übergangs zurückführen. Es stellt sich also die Frage, wie der optimale Beschleunigungsübergang und seine Umsetzung aussehen. Diese Fragestellung ist in Abb. 8.1 mit den aus Kap. 3 bekannten Größen grafisch dargestellt und wird im Folgenden beantwortet.

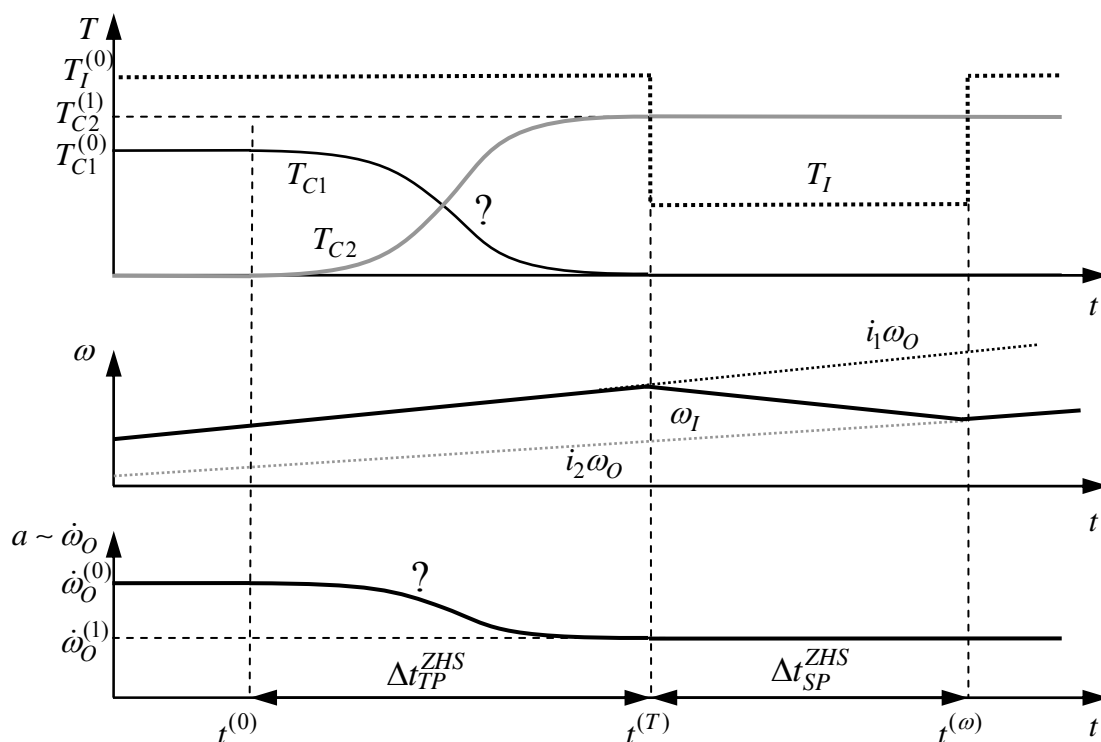


Abb. 8.1 Fragestellungen zum idealen Beschleunigungs- und Momentenverlauf einer idealisierten Zug-Hoch-Schaltung

Grundlage der Überlegungen sind die idealisierten Verläufe des Motormoments T_I , der Kupplungsmomente T_{C1}, T_{C2} , der Motordrehzahl ω_I und der Fahrzeuglängsbeschleunigung a , welche proportional zur Getriebeausgangswinkelbeschleunigung $\dot{\omega}_O$ ist. Es werden die Gleichungen aus Abschnitt 3.2.1 einbezogen, um einen idealen Beschleunigungsverlauf zu simulieren, siehe auch KAHLBAU u.a. (2012).

8.1 Optimaler Beschleunigungsübergang

Bei der Diskussion eines idealen Beschleunigungsübergangs ist nicht nur der Ruck, also die Ableitung der Längsbeschleunigung $\dot{a} = da/dt$, sondern auch die Änderung des Rucks $\ddot{a} = d^2a/dt^2$ zu berücksichtigen. Um dies zu verdeutlichen, wird ein einfaches Modell eines Feder-Masse Systems untersucht, welches in einem beschleunigenden Fahrzeug fixiert ist. Die Masse m repräsentiert hierbei den Fahrer bzw. ein inneres Organ des Fahrers wie z.B. den Magen. Die Steifigkeit der Feder c entspricht stark vereinfacht dem P-Regler der Bemühung des Fahrers, in seiner Position zu verbleiben, oder der Fixierung eines Organs. Die Schwingungen $s(t)$ des Fahrers ergeben sich dann nach dem Newtonschen Gesetz zu

$$m(\ddot{r} + \ddot{s}) = -cs \quad (8.1)$$

oder

$$\ddot{s} + \omega^2 s = -a(t) \quad (8.2)$$

mit der Eigenfrequenz $\omega = \sqrt{c/m}$. In Abb. 8.2c sind nun die Reaktionen des Fahrers in Abb. 8.2a auf die verschiedenen Anregungen aus Abb. 8.2b dargestellt. Dabei wird von einer Gleichgewichtsposition $s_0 = -a^{(0)}/\omega^2$ des Fahrers abhängig vom Beschleunigungsniveau vor der Schaltung $a^{(0)}$ ausgegangen. Erwartungsgemäß ist ein sprunghafter Übergang der Beschleunigung von $a^{(0)}$ nach $a^{(1)}$ nicht optimal. Ein besseres Verhalten zeigen bereits der lineare Verlauf und die weiche Kosinusfunktion. Dabei verursacht der lineare Verlauf mit seiner unendlich hohen Änderung des Rucks ebenfalls ein starkes Nachschwingen.

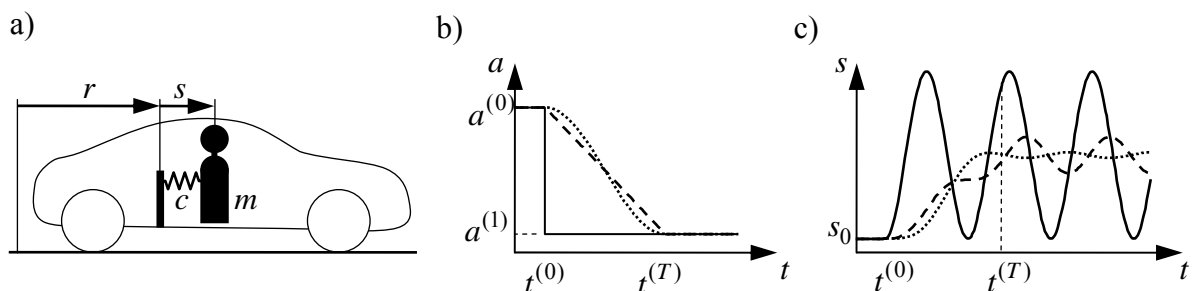


Abb. 8.2 a) Vereinfachtes Fahrermodell, b) Beschleunigungsübergänge und c) Fahrerreaktionen auf Sprungfunktion (—), linearen Übergang (--) und Kosinusfunktion (····)

Auch wenn das Nachschwingverhalten zusätzlich von der Eigenfrequenz und der Dauer des Übergangs abhängt, motiviert diese Betrachtung zumindest die gleichzeitige Minimierung des Rucks \dot{a} und der Änderung des Rucks \ddot{a} . Die Formulierung dieses mehrkriteriellen Optimierungsproblems zur Bestimmung des optimalen Übergangs in Abb. 8.3a lautet damit

$$\min_{a(t)} \begin{bmatrix} \max_{t \in [t^{(0)}, t^{(T)}]} |\dot{a}(t)| \\ \max_{t \in [t^{(0)}, t^{(T)}]} |\ddot{a}(t)| \end{bmatrix} \quad \text{mit } a(t^{(0)}) = a^{(0)}, a(t^{(T)}) = a^{(1)}, \dot{a}(t^{(0)}) = \dot{a}(t^{(T)}) = 0 \quad (8.3)$$

Für eine vorgegebene Dauer des Übergangs $\Delta t_{TP}^{ZHS} = t^{(T)} - t^{(0)}$ kann das Problem mit

$$x := \frac{t - t^{(0)}}{\Delta t_{TP}^{ZHS}}, \quad f := \frac{a - a^{(1)}}{a^{(0)} - a^{(1)}} \quad \text{sowie} \quad f' = \frac{df}{dx}, \quad f'' = \frac{d^2f}{dx^2} \quad (8.4)$$

zu

$$\min_{f(x)} \begin{bmatrix} \max_{x \in [0, 1]} |f'(x)| \\ \max_{x \in [0, 1]} |f''(x)| \end{bmatrix} \quad \text{mit } f(0) = 1, f(1) = 0, f'(0) = f'(1) = 0 \quad (8.5)$$

normiert werden und es ergibt sich die Funktion $f(x)$ in Abb. 8.3b .

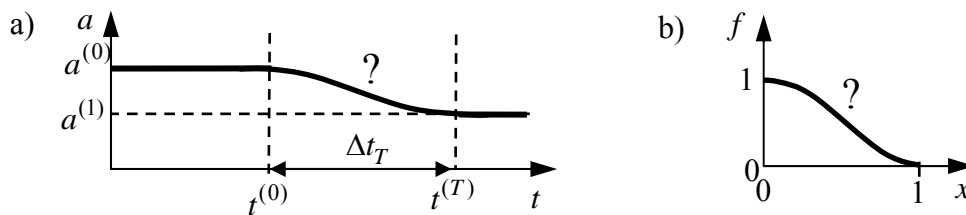


Abb. 8.3 Randbedingungen für a) den Beschleunigungsübergang und b) die normierte Beschleunigungsfunktion

Die Kosinusfunktion aus Abb. 8.2b

$$f(x) = (1 + \cos \pi x) / 2 \quad (8.6)$$

bietet kein Optimierungspotential und ist bereits durch die Randbedingungen auf folgende Kriterien festgelegt:

$$\max |f'| = |f'(0.5)| = \frac{\pi}{2}, \quad \max |f''| = |f''(0)| \equiv |f''(1)| = \frac{\pi^2}{2}. \quad (8.7)$$

Zur freieren Gestaltung eines Übergangs lässt sich beispielsweise ein Polynomansatz wählen:

$$f(x) = f_n(x) := \sum_{i=0}^n p_i x^i. \quad (8.8)$$

Die Randbedingungen in Glg. (8.5) liefern dann die folgenden vier Gleichungen, welche die Polynomkoeffizienten erfüllen müssen:

$$f_n(0) = p_0 \stackrel{!}{=} 1, \quad (8.9)$$

$$f_n(1) = \sum_{i=0}^n p_i = p_0 + p_1 + p_2 + p_3 + \sum_{i=4}^n p_i \stackrel{!}{=} 0, \quad (8.10)$$

$$f_n'(0) = p_1 \stackrel{!}{=} 0, \quad (8.11)$$

$$f_n'(1) = \sum_{i=1}^n i p_i = p_1 + 2p_2 + 3p_3 + \sum_{i=4}^n i p_i \stackrel{!}{=} 0. \quad (8.12)$$

Mit den offensichtlichen Lösungen $p_0 = 1, p_1 = 0$ aus den Gleichungen (8.9) und (8.11) erhält man aus (8.10) und (8.12)

$$p_2 = \sum_{i=4}^n (i-3) p_i - 3, \quad p_3 = \sum_{i=4}^n (2-i) p_i + 2. \quad (8.13)$$

Für Polynome dritter Ordnung $n = 3$ ergibt sich nur eine Lösung

$$f_3(x) = 2x^3 - 3x^2 + 1, \quad (8.14)$$

wieder ohne Entwurfsfreiheiten mit den Maxima

$$\max |f_3'| = |f_3'(0.5)| = \frac{3}{2}, \quad \max |f_3''| = |f_3''(0)| \equiv |f_3''(1)| = 6. \quad (8.15)$$

Für höhere Polynomordnungen $n > 3$ wird das Optimierungsproblem (8.5) für die verbleibenden Parameter $p_i, i = 4 \dots n$ unrestringiert und ergibt sich zu

$$\min_{p_4 \dots p_n} \left[\begin{array}{l} \max_{x \in [0, 1]} |f_n'(x)| \\ \max_{x \in [0, 1]} |f_n''(x)| \end{array} \right]. \quad (8.16)$$

Hierbei liegen die enthaltenen Maxima entweder bei den Nullstellen von $f_n''(x)$ und $f_n'''(x)$ oder befinden sich an den Grenzen $x = 0$ oder $x = 1$.

Die Optimierungsaufgabe (8.16) wird im Folgenden mit dem NSGA-II Algorithmus gelöst. Für Ordnungen $n \geq 5$ ergeben sich Pareto-optimale Lösungen wie in Abb. 8.4 zu sehen. Es zeigt sich, dass die Kosinusfunktion (8.7) nicht optimal ist, da sie, wie auch die Lösung (8.15) des Polynoms dritter Ordnung, von den Lösungen der Polynome höherer Ordnung dominiert wird. Mit zunehmender Polynomordnung lassen sich also bessere Lösungen finden. Hierbei stellt sich allerdings die Frage, ob sich eine Paretofront bester Lösungen auch analytisch ermitteln lässt.

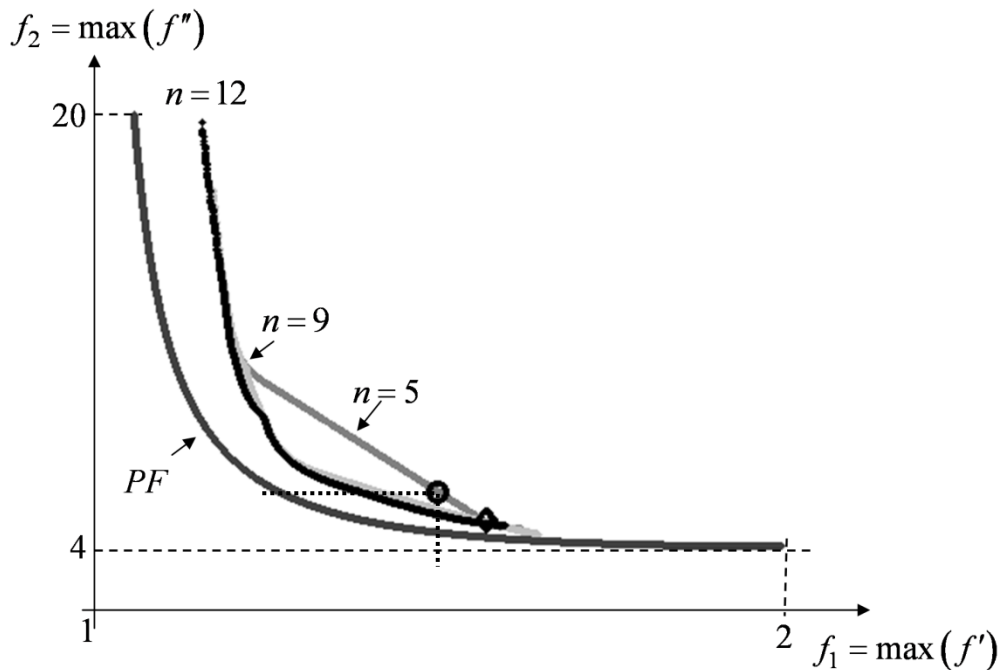


Abb. 8.4 Bewertung verschiedener Beschleunigungsübergänge im Kriterienraum: Kosinus (◇), Polynom 3. Ordnung (○), Pareto-optimale Lösungen mit $n=5,9,12$ und die theoretisch beste Lösung (PF)

Diese theoretisch besten Lösungen können beispielsweise über die Kompromissmethode gefunden werden (vgl. Abschnitt 2.4). Hierbei wird eines der beiden Kriterien durch eine obere Schranke begrenzt, während das andere minimiert wird. Die gesamte Paretofront kann dann durch geschicktes Variieren der Schranke gefunden werden, BESTLE (1994).

Wird die zweite Ableitung f'' durch einen vordefinierten Kurvenparameter $\kappa \in \mathbb{R}$ begrenzt, reduziert sich das Optimierungsproblem (8.5) auf ein einkriterielles Problem:

$$\begin{aligned} \min_{f(x)} \max_{x \in [0, 1]} |f'(x)| \\ \text{mit } \max_{x \in [0, 1]} |f''(x)| \leq \kappa, f(0) = 1, f(1) = 0, f'(0) = f'(1) = 0. \end{aligned} \quad (8.17)$$

Die optimale Lösung lässt sich nun mit der maximal erlaubten zweiten Ableitung $f'' = -\kappa$ finden. Die Ableitung f' muss dabei den Übergang von $f(0) = 1$ nach $f(1) = 0$ ermöglichen. Abschließend wird wieder die maximal erlaubte zweite Ableitung $f'' = \kappa$ genutzt, um die Nebenbedingung $f'(1) = 0$ zu erfüllen. Die Vorgehensweise wird in Abb. 8.5 deutlich. Im ersten Intervall zwischen $0 \leq x \leq \xi$ wird bei $f(0) = 1$ und $f'(0) = 0$ begonnen und man erhält

$$f''(x) = -\kappa \rightarrow f'(x) = -\kappa x \rightarrow f(x) = 1 - \frac{\kappa}{2} x^2 \quad (8.18)$$

mit dem zunächst unbekanntem Übergangparameter ξ .

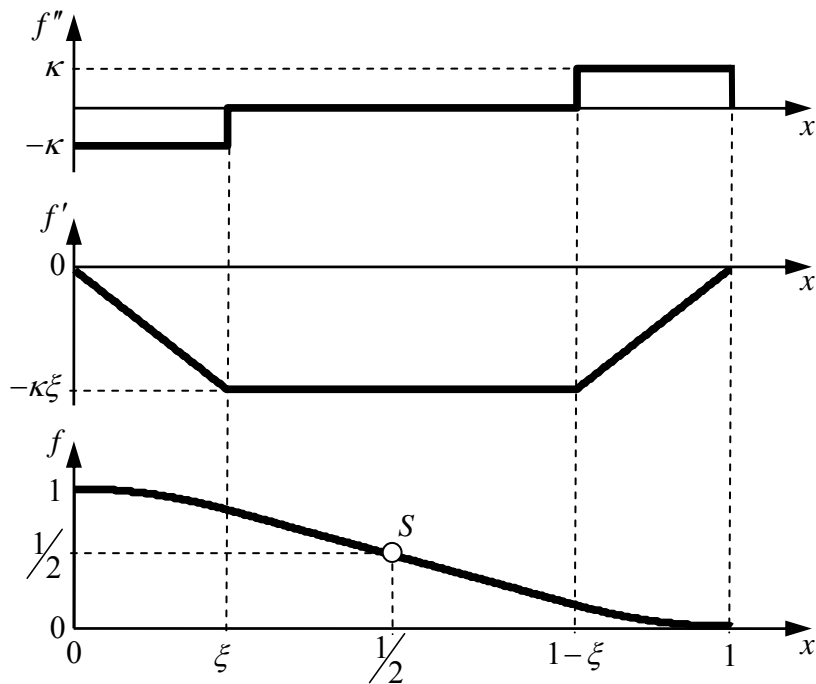


Abb. 8.5 Theoretisch beste Lösung

Im zweiten Intervall $\xi \leq x \leq 1 - \xi$ ergibt sich ein linearer Übergang mit konstantem Anstieg $f'(x) = f'(\xi) = -\kappa\xi$

$$f(x) = f(\xi) + f'(\xi)(x - \xi) = 1 - \frac{\kappa}{2}\xi^2 - \kappa\xi(x - \xi). \quad (8.19)$$

Der letzte Intervall wird dann durch

$$f = \frac{\kappa}{2}(x - 1)^2 \quad (8.20)$$

für $1 - \xi \leq x \leq 1$ beschrieben.

Der Übergangparameter ξ kann über den Symmetriepunkt S bei $f(1/2) = 1/2$ in Abb. 8.5 ermittelt werden. Setzt man diesen in Glg. (8.19) ein, so erhält man

$$\xi^2 - \xi + \frac{1}{\kappa} = 0 \quad (8.21)$$

mit den Lösungen

$$\xi_{1,2} = \frac{1}{2} \pm \sqrt{\frac{1}{4} - \frac{1}{\kappa}}. \quad (8.22)$$

Im geforderten Intervall $(0, 1/2] \subset \mathbb{R}$ liegt nur die Lösung $\xi = (1 - \sqrt{1 - 4/\kappa})/2$ für $\kappa \geq 4$.

Durch Einsetzen in (8.18) erhält man die Kriterien

$$f_1 = \max |f'| = |f'(\xi)| = \frac{\kappa}{2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4}{\kappa}} \right) \quad (8.23)$$

und

$$f_2 = \max |f''| = \kappa \quad (8.24)$$

für $\kappa \geq 4$. Die theoretische Paretofront resultiert daraus wie folgt:

$$f_1 = \frac{f_2}{2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4}{f_2}} \right), \quad f_2 \geq 4. \quad (8.25)$$

Abb. 8.4 zeigt die klare Dominanz der theoretischen Lösung. Im Vergleich mit den Polynomlösungen gibt es immer einen Punkt auf der theoretischen Paretofront, welcher sowohl über geringeren Ruck als auch über eine geringere Änderung des Rucks verfügt. Verglichen mit der Kosinusfunktion mit $f_2 = \pi^2 / 2$ liegt die Lösung bei gleicher Ruckänderung bei $f_1 = \pi^2 (1 - \sqrt{1 - 8 / \pi^2}) / 4 = 1.39$ und ist somit ca. 11% geringer als $\pi / 2$ aus Glg. (8.7).

Die Extremlösung der theoretischen Front mit minimaler Ruckänderung von $f_2 = 4$ und dem Ruck $f_1 = 2$ wird mit $\xi = 1/2$ gewonnen und lautet

$$f(x) = \begin{cases} 1 - 2x^2 & \text{für } 0 \leq x \leq 1/2, \\ 2(x-1)^2 & \text{für } 1/2 \leq x \leq 1. \end{cases} \quad (8.26)$$

Die andere Extremlösung ist die bereits in Abschnitt 4.1 eher intuitiv definierte Lösung eines linearen Verlaufs mit $f_1 \rightarrow 1$ und $f_2 \rightarrow \infty$.

8.2 Realisierung des optimalen Beschleunigungsübergangs am Minimalmodell

Für die Umsetzung des Beschleunigungsübergangs im Modell kann nun jede optimale Lösung gewählt werden. Im Folgenden wird $\kappa = \kappa^* := \pi^2 / 2$ entsprechend der maximalen Ruckänderung des Kosinus in (8.6) gewählt. Für den Übergangspunkt ergibt sich dann $\xi = \xi^* := (1 - \sqrt{1 - 8 / \pi^2}) / 2$ aus Glg. (8.22) und

$$f(x) = \begin{cases} 1 - \frac{\kappa^*}{2} x^2 & \text{für } 0 \leq x \leq \xi^* \\ 1 - \kappa^* \xi^* \left(x - \frac{\xi^*}{2} \right) & \text{für } \xi^* \leq x \leq 1 - \xi^* \\ \frac{\kappa^*}{2} (x-1)^2 & \text{für } 1 - \xi^* \leq x \leq 1 \end{cases} \quad (8.27)$$

aus den Gleichungen (8.18)-(8.20) . Macht man die Normierung (8.4) rückgängig, folgt die Winkelbeschleunigung

$$\dot{\omega}_O(t) = \dot{\omega}_O^{(1)} + [\dot{\omega}_O^{(0)} - \dot{\omega}_O^{(1)}] f\left(\frac{t-t^{(0)}}{t^{(T)}-t^{(0)}}\right), \quad t \in [t^{(0)}, t^{(T)}]. \quad (8.28)$$

Die Winkelbeschleunigungen $\dot{\omega}_O^{(0)}$ und $\dot{\omega}_O^{(1)}$ können aus den bekannten Gleichungen (3.1) und (3.2) wie folgt gewonnen werden

$$\dot{\omega}_O^{(0)} = \frac{i_1 T_I^{(0)} - T_O}{i_1^2 J_I + J_O}, \quad \dot{\omega}_O^{(1)} = \frac{i_2 T_I^{(0)} - T_O}{i_2^2 J_I + J_O}. \quad (8.29)$$

Unter Vorgabe der Dauer der Momentenübergabe und der Synchronisation sowie des soeben definierten Beschleunigungsverlaufs während der Momentenübergabe berechnen sich die Steuergrößen T_{Cap1} , T_{Cap2} und T_I durch einfaches Umstellen der Gleichungen (3.1) und (3.2). Somit kann auf eine aufwändige Parametrierung des Schaltablaufs aus Abschnitt 3.2.2 verzichtet werden.

Dafür wird aus der Vorgabe von $\dot{\omega}_O$ die erforderliche Kupplungskapazität der zweiten Kupplung während der Momentenübergabe unter Eliminierung von T_{C1} und mit $\dot{\omega}_I = i_1 \dot{\omega}_O$ wie folgt ermittelt:

$$T_{C2}(t) = T_{Cap2}(t) = \frac{1}{i_2 - i_1} ((J_O + i_1^2 J_I) \dot{\omega}_O(t) - i_1 T_I^0), \quad t \in [t^{(0)}, t^{(T)}]. \quad (8.30)$$

Das nahezu konstante Fahrwiderstandsmoment wird dabei zur Vereinfachung wieder vernachlässigt, d.h. $T_O = 0$. Um Flare zu vermeiden wird T_{Cap1} auf dem Niveau vor der Schaltung gehalten und auch das Motormoment bleibt konstant mit $T_I(t) = T_I^0$, $t \in [t^{(0)}, t^{(T)}]$. Nach der Momentenübergabe wird die alte Kupplung bei $t^{(T)}$ schlagartig geöffnet mit

$$T_{C1}(t) = T_{Cap1}(t) = 0, \quad t \geq t^{(T)} \quad (8.31)$$

und T_{C2} berechnet sich wie folgt

$$T_{C2}(t) = \frac{1}{i_2} \dot{\omega}_O(t) J_O, \quad t \in [t^{(T)}, t^{(\omega)}]. \quad (8.32)$$

In der nun begonnenen Synchronisation könnten T_I oder T_{C2} für die Synchronisation ermittelt werden. Da jedoch T_{C2} bereits durch $\dot{\omega}_O$ vorgegeben ist, ist das Motormoment so zu berechnen, dass sich ein konstanter Gradient der Motordrehzahl $\dot{\omega}_I(t) \equiv \dot{\omega}_I^{(\omega)}$, $t \in [t^{(T)}, t^{(\omega)}]$, abhängig von der Zieldauer der Synchronisation $\Delta t_{SP}^{ZHS} = t^{(\omega)} - t^{(T)}$, einstellt und für $\dot{\omega}_I^{(\omega)}$ ergibt sich

$$\dot{\omega}_I^{(\omega)} = \frac{\omega_I(t^{(t)}) - \omega_I(t^{(\omega)})}{\Delta t_\omega} \quad (8.33)$$

Die Drehzahl am neuen Synchronpunkt $\omega_I(t^{(\omega)})$ berechnet sich durch Umstellen und Integration von Glg. (8.32)

$$\omega_I(t^{(\omega)}) = i_2 \omega_O(t^{(\omega)}) = i_1 \omega_O(t^{(t)}) - \frac{i_2}{J_O} T_{C2} (t^{(\omega)} - t^{(T)}) \text{ mit } t^{(\omega)} = t^{(T)} + \Delta t^{(\omega)}. \quad (8.34)$$

Die Motordrehzahl folgt also einem linearen Übergang von der alten $\omega_I = i_1 \omega_O$ auf die neue Synchrondrehzahl $\omega_I = i_2 \omega_O$ und das erforderliche Motormoment in der Synchronisations-Phase ist

$$T_I(t) = \dot{\omega}_I^{(\omega)} J_I + T_{C2}(t), \quad t \in [t^{(T)}, t^{(\omega)}]. \quad (8.35)$$

Mit den dargestellten Vorgaben für die Steuergrößen wird der Schaltablauf aus Abschnitt 3.2.2 ersetzt und eine ZHS-Simulation mit dem Minimalmodell durchgeführt. Das Ergebnis in Abb. 8.6 zeigt, dass der Vorgabe der Dauer der Phasen und der Winkelbeschleunigung am Getriebeausgang gefolgt werden kann. Das Moment T_{C2} in Kupplung 2 folgt Glg. (8.30) und realisiert den gewünschten Beschleunigungsübergang während der Momentenübergabe. Der Sprung am Ende der Momentenübergabe resultiert aus dem plötzlichen Öffnen der ersten Kupplung. Das dynamische Moment des Motors $\dot{\omega}_I J_I$ liegt nun nicht mehr am Abtrieb an und wird durch den Sprung ausgeglichen. Während der Synchronisation ist T_{C2} konstant und T_I wird entsprechend der Vorgabe der Dauer der Phase Δt_ω verringert. Nach der Schaltung ist T_{C2} etwas größer als T_{C1} vor der Schaltung, da das dynamische Moment $\dot{\omega}_I J_I$ nun, auf Grund der geringeren Übersetzung i_2 , etwas kleiner ist.

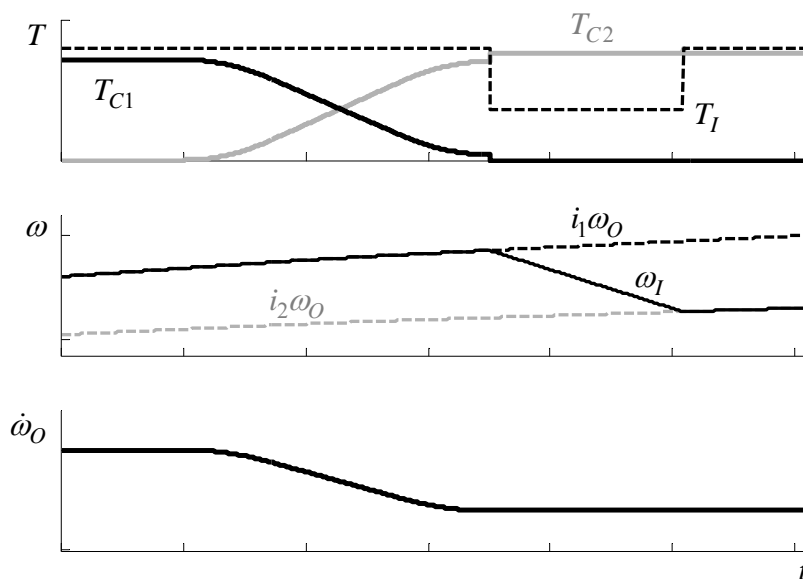


Abb. 8.6 Simulation eines idealen Beschleunigungsübergangs

Da ein sprunghafter Übergang des Kupplungsmomentes zum Zeitpunkt $t^{(T)}$ wenig realistisch ist, muss das Motormoment so angepasst werden, dass ein weicher Übergang zur Synchronisationsphase möglich wird. Dazu muss am Ende der Momentenübergabe $T_{C1}(t^{(T)}) = 0$ sowie $T_{C2}(t^{(T)}) = T_I^{(0)} - J_I i_2 \dot{\omega}_O^{(1)}$ gelten. Eingesetzt in Glg. (3.1) erhält man

$$\begin{aligned} T_I(t^{(T)}) &= J_I \dot{\omega}_I(t^{(T)}) + T_{C1}(t^{(T)}) + T_{C2}(t^{(T)}) \\ &= J_I i_1 \dot{\omega}_O^{(1)} + [T_I^{(0)} - J_I i_2 \dot{\omega}_O^{(1)}] \\ &= T_I^{(0)} + (i_1 - i_2) J_I \dot{\omega}_O^{(1)} \end{aligned} \quad (8.36)$$

Das erforderliche Motormoment lässt sich somit wie folgt ausdrücken:

$$T_I(t^{(T)}) = T_I^{(0)} (1 + \varepsilon) \quad \text{mit} \quad \varepsilon = \frac{(i_1 - i_2) J_I \dot{\omega}_O^{(1)}}{T_I^{(0)}}. \quad (8.37)$$

Für die Änderung des Motormoments kann jede stetige Funktion verwendet werden. Der Einfachheit halber wird hier ein linearer Ansatz gewählt:

$$T_I(t) = \begin{cases} T_I^{(0)} & \text{für } t \in [0, t^{(0)}] \\ T_I^{(0)} \left(1 + \varepsilon \frac{t - t^{(0)}}{\Delta t_T}\right) & \text{für } t \in [t^{(0)}, t^{(T)}] \\ \dot{\omega}_I^{(\omega)} J_I + T_{C2}(t) & \text{für } t \in [t^{(T)}, t^{(\omega)}] \\ T_I^{(0)} & \text{für } t > t^{(\omega)} \end{cases} \quad (8.38)$$

In Abb. 8.7 sind die Simulationsergebnisse mit dem modifizierten Motormoment aus Glg. (8.38) zu sehen.

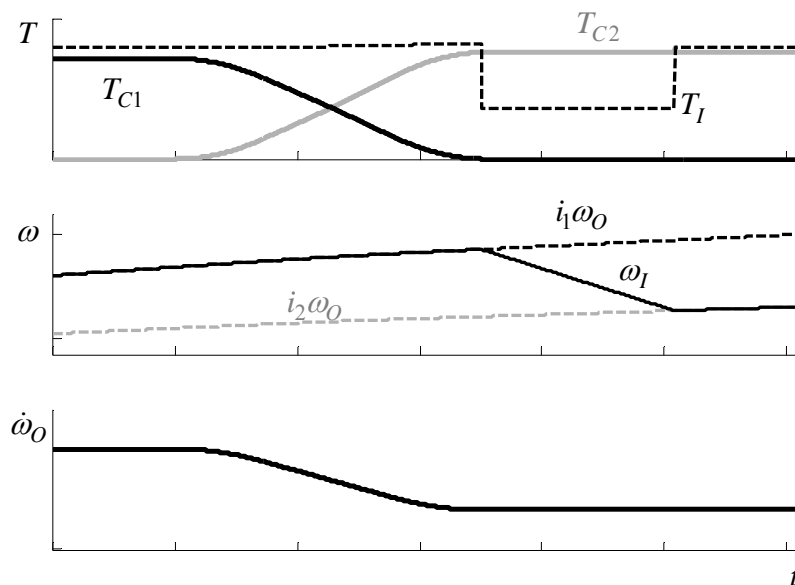


Abb. 8.7 Adaptiertes Motormoment und Kupplungsmomente

Die Winkelbeschleunigung verhält sich genauso wie in Abb. 8.6 und die Kupplungsmomente zeigen einen stetigen Verlauf.

Damit liegt ein Vorschlag vor, wie die Kupplungskapazitäten und das Motormoment gesteuert werden müssen, um Sollvorgaben von Längsbeschleunigung und Motordrehzahl folgen zu können. Dies kann die Grundlage für die Erstellung einer Vorsteuerung für eine modellbasierte Regelung in realen Schaltabläufen sein, wie es u.a. auch von MICHALKA (2009) vorgeschlagen wird.

Von ZF (2002) und SIEMENS (2004) wurden ähnliche Ansätze verfolgt, indem vorgeschlagen wird das Kupplungsmoment bei schleifender Kupplung monoton, linear, einem PT1- oder PT2-Verhalten folgend, oder entsprechend einem frei vorgebbarem Verlauf auf den Zielwert des Fahrers zu steuern. PORSCHE (2010) schlägt eine Regelung des Motors vor, welche eine Regelung der Drehzahl während der Synchronisierungsphase erlaubt. Die eher intuitive Definition von Beschleunigungsverläufen in diesen Veröffentlichungen und Patenten spricht für die erneute genauere Betrachtung in diesem Kapitel.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Trotz zahlreicher Bemühungen zur Automatisierung stellt die intuitive und erfahrungsbasierte manuelle Getriebeabstimmung durch den Applikationsingenieur noch immer den Stand der Technik dar. Angesichts der aktuellen und zukünftigen Herausforderungen des weltweit stark wachsenden Markts für Fahrzeuge mit klassischem Antriebsstrang müssen aber Ansätze zur Automatisierung der Abstimmung von immer mehr Fahrzeugvarianten vorangetrieben werden. Die vorliegende Arbeit leistet durch detaillierte Analyse des Schaltablaufs von Automatikgetrieben, Entwicklung neuer Beurteilungskriterien und Entwurf eines effizienten automatisierten Applikationsprozesses dazu einen Beitrag.

Das erforderliche physikalische Verständnis von Schaltungen wird nach einer Diskussion von Fahrzeugmessungen an einem einfachen Minimalmodell gewonnen, welches basierend auf zwei Differentialgleichungen und einem gesteuerten Schaltablauf das reale Fahrzeugverhalten grundlegend abbilden kann. Aus diesen Betrachtungen werden objektive Kriterien für die Schaltqualität abgeleitet und diskutiert. Komfort, Sportlichkeit und Verschleiß der Schaltungen lassen sich so numerisch bewerten und im Vergleich mit Referenzschaltungen beurteilen. Des Weiteren können Rückschlüsse auf die Ursachen für das jeweilige Fahrzeugverhalten aus den einzelnen Kriterien gezogen werden. Sportlichkeit und Komfort stehen dabei in direktem Gegensatz, so dass optimale Schaltungen einen Kompromiss zwischen beiden Kriterien bilden. Dabei wird mit der Abweichung der Längsbeschleunigung von ihrem Idealverlauf ein neues Komfortkriterium definiert. Dieses zeigt eine starke Korrelation mit bekannten Kriterien bei höherer Robustheit der Berechnung. Mit diesen Schaltqualitätskriterien und einer Parametrierung des Schaltablaufs lässt sich die Applikationsaufgabe der Abstimmung einer Zug-Hoch-Schaltung als mehrkriterielles Optimierungsproblem formulieren und erfolgreich am Minimalmodell lösen. Der dabei verwendete evolutionäre Optimierungsalgorithmus NSGA-II benötigt allerdings sehr viele Systemevaluationen, um zu optimalen Kompromissen zwischen den Schaltqualitätskriterien zu konvergieren. Dieser Aufwand lässt sich über eine intelligentere Formulierung und Lösung des Optimierungsproblems reduzieren, indem man zusätzliches Systemwissen über die Abhängigkeiten der Kriterien von den Parametern generiert. Dafür werden die einflussreichsten Parameter über Sensitivitätsanalysen ermittelt und der zu optimierende Parameterraum wird dann auf diese reduziert. Weitere Kenntnisse über die Zusammenhänge zwischen Kriterien und Parametern liefern Ersatzmodelle, welche diese Abhängigkeiten durch mathematische Funktionen abbilden und dadurch mit sehr viel geringerem Aufwand evaluiert werden können. Bei dem hier verwendeten und erweiterten ersatzmo-

dellgestützten, mehrkriteriellen Optimierungsalgorithmus EMMA werden nach einer Bildung eines Initialmodells dynamisch neue zu evaluierende Entwurfspunkte ermittelt. Dies geschieht über eine Maximierung der Wahrscheinlichkeit, die Kriterien weiter zu optimieren und das Ersatzmodell zu verbessern.

Der so am Minimalmodell entwickelte Prozess wird anschließend entsprechend einer modellbasierten Vorgehensweise zunächst auf eine MiL-Umgebung mit einem detaillierten Fahrzeugmodell und dann auf das zugehörige reale Fahrzeug angewendet. Hierfür werden relevante Parameter am Fahrzeugmodell über Sensitivitätsanalysen identifiziert und die ersatzmodellgestützte Optimierung wird getestet. Das Ergebnis der Optimierung im Fahrzeug sind dann Schaltungen, welche eine bessere Schaltqualität als die Abstimmungen eines Applikateurs aufweisen.

Auch wenn die Qualität der mit diesem Prozess automatisch abgestimmten Schaltungen manuelle Abstimmungen teilweise deutlich dominiert, so gestaltet sich doch ein fairer Vergleich des dafür erforderlichen Aufwands schwierig. Dies liegt in der stark unterschiedlichen Arbeitsweise des Applikateurs begründet, welcher kaum die Dauer der Abstimmung von nur einer Schaltung benennen kann, da er meist mehrere Betriebspunkte gleichzeitig appliziert. Mit einem zeitlichen Aufwand des hier entwickelten, noch jungen Optimierungsprozesses für einen Betriebspunkt von unter drei Stunden kann man allerdings noch von leichten zeitlichen Vorteilen eines guten und erfahrenen Applikateurs ausgehen. Der Effizienzvorsprung der Automatisierung liegt jedoch in der Systematik einer dokumentierten und objektiven Schaltungsbewertung.

Die beiden größten zukünftigen Herausforderungen der automatisierten Applikation sind die Sicherstellung der Robustheit der Abstimmung und das Applizieren über alle Betriebspunkte und Schaltungen. Das Realisieren von vergleichbarer Schaltqualität in verschiedenen Fahrzeugen mit demselben Datenstand oder auch im selben Fahrzeug bei unterschiedlichen Bedingungen stellt den Applikateur heute immer wieder vor Probleme. In Zukunft lässt sich die Abhängigkeit der Schaltqualität von äußeren Bedingungen wie z.B. Temperatur und Bauteiltoleranz auch im automatisierten Prozess nicht ignorieren und es müssen Methoden der robusten Optimierung angewendet und gegebenenfalls weiterentwickelt werden. Zusätzlich wird eine intelligente Interpolation einzelner weniger Betriebspunkte erforderlich. Zusammen mit einer Weiterentwicklung und Verschlankeung des Prozesses und seiner Schnittstellen wird die automatisierte Applikation in naher Zukunft objektiv bessere Ergebnisse in kürzerer Zeit für weite Teile der Applikation erzielen können.

Anhang – Erwartete Verbesserung eines normalverteilten Funktionswertes

Eine Annahme des Kriging-Verfahrens ist, dass ein tatsächlicher Kriterienwert f normalverteilt mit einem Mittelwert \hat{f} (Schätzung des Kriging-Modells) und der Varianz s^2 (Unsicherheit der Schätzung) ist, also $f \sim \mathcal{N}(\hat{f}, s^2)$. Ist f_{\min} der kleinste in Stichproben gefundene Funktionswert, dann interessiert in Abschnitt 5.4.1 der Erwartungswert einer möglichen Verbesserung durch eine weitere Stichprobe $f(\mathbf{p})$

$$I = \max\{f_{\min} - f(\mathbf{p}), 0\}. \quad (\text{A.1})$$

Mit der Dichte der Normalverteilung einer Größe x mit Mittelwert μ und Varianz σ^2 , also $x \sim \mathcal{N}(\mu, \sigma^2)$,

$$\phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (\text{A.2})$$

und der Verteilungsfunktion

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx \quad (\text{A.3})$$

ergibt sich der Erwartungswert der Verbesserung $E[I]$ als

$$E[I] = \int_{-\infty}^{\infty} I\phi(f)df = (f_{\min} - \hat{f}) \cdot \Phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}\right) + s \cdot \phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}\right). \quad (\text{A.4})$$

Die Herleitung dieses Ergebnisses lässt sich in der gängigen Primärliteratur nicht finden, weshalb im Folgenden die Richtigkeit bewiesen werden soll. Für die erwartete Verbesserung ergibt sich aus (A.1) und (A.4) zunächst

$$E[I] = \int_{-\infty}^{\infty} I\phi(f)df \equiv \int_{-\infty}^{f_{\min}} (f_{\min} - f)\phi(f)df. \quad (\text{A.5})$$

Durch die Einführung des Mittelwertes \hat{f} in die Glg. (A.5) ergibt sich

$$E[I] = \int_{-\infty}^{f_{\min}} [f_{\min} - \hat{f} - (f - \hat{f})]\phi(f)df. \quad (\text{A.6})$$

Für die normalverteilte Größe $f \sim \mathcal{N}(\hat{f}, s^2)$ gilt nach (A.2)

$$\phi(f) = \frac{1}{\sqrt{2\pi s^2}} e^{-\frac{(f-\hat{f})^2}{2s^2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi} s} e^{-\frac{(f-\hat{f})^2}{2s^2}} \quad (\text{A.7})$$

und es können folgende zwei Terme für das Integral (A.6) unterschieden werden:

$$E[I] = \underbrace{\int_{-\infty}^{f_{\min}} (f_{\min} - \hat{f}) \frac{1}{\sqrt{2\pi}s} e^{-\frac{(f-\hat{f})^2}{2s^2}} df}_{E_I} - \underbrace{\int_{-\infty}^{f_{\min}} (f - \hat{f}) \frac{1}{\sqrt{2\pi}s} e^{-\frac{(f-\hat{f})^2}{2s^2}} df}_{E_{II}}. \quad (\text{A.8})$$

Im ersten Term substituiert man $(f - \hat{f})/s$ durch

$$f' = \frac{f - \hat{f}}{s} \quad (\text{A.9})$$

und für df' ergibt sich

$$df' = \frac{df}{s}, \quad (\text{A.10})$$

da die Verschiebung um \hat{f} keinen Einfluss auf df' hat. Dies lässt sich auch wie folgt verdeutlichen

$$\frac{df'}{df} = \frac{d\left(\frac{f - \hat{f}}{s}\right)}{df} = \frac{1}{s}. \quad (\text{A.11})$$

Durch Einsetzen und Anpassung der Integrationsgrenzen folgt

$$E_I = (f_{\min} - \hat{f}) \int_{\frac{-\infty - \hat{f}}{s}}^{\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}f'^2} \frac{df}{s} = (f_{\min} - \hat{f}) \int_{-\infty}^{\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}f'^2} df'. \quad (\text{A.12})$$

Dies entspricht bereits dem ersten Term in Glg. (A.8), da

$$E_I = (f_{\min} - \hat{f}) \int_{-\infty}^{\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}f'^2} df' = (f_{\min} - \hat{f}) \int_{-\infty}^{\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}} \phi(f') df' = \underline{\underline{(f_{\min} - \hat{f}) \Phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{f}}{s}\right)}}. \quad (\text{A.13})$$

Den zweiten Term in Glg. (A.8) erweitert man zunächst mit s/s :

$$E_{II} = -\frac{s}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{f_{\min}} \frac{1}{s^2} (f - \hat{f}) e^{-\frac{(f-\hat{f})^2}{2s^2}} df. \quad (\text{A.14})$$

Die Stammfunktion des Integrals erkennt man über den Zusammenhang

$$-\frac{1}{s^2} (f - \hat{f}) e^{-\frac{(f-\hat{f})^2}{2s^2}} = \frac{de^{-\frac{(f-\hat{f})^2}{2s^2}}}{df}. \quad (\text{A.15})$$

Diese lässt sich nun an den Intervallgrenzen berechnen, wodurch sich der zweite Term der erwarteten Verbesserung in Glg. (A.8) mit $(f_{\min} - \hat{f}) / s \sim \mathcal{N}(0,1)$ als

$$E_{II} = \frac{s}{\sqrt{2\pi}} \left[e^{-\frac{(f-\hat{f})^2}{2s^2}} \right]_{-\infty}^{f_{\min}} = \frac{s}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(f_{\min}-\hat{f})^2}{2s^2}} = \underline{\underline{s\phi\left(\frac{f_{\min}-\hat{f}}{s}\right)}} \quad (\text{A.16})$$

ergibt. Beide Terme E_I und E_{II} lassen sich also so umformen, dass man die erwartete Verbesserung in Glg. (A.8) erhält.

Literaturverzeichnis

ALBERS (2004)

Albers, A.: Ermittlung und Objektivierung komfortrelevanter Gesamtsystemeigenschaften, Handout zu Forschungsschwerpunkten, Institut für Produktentwicklung, Universität Karlsruhe, http://www.ipek.uni-karlsruhe.de/medien/download/Handout_Fahrversuch.pdf, Juni 2012

ALTENSTRASSER u.a. (2009)

Altenstrasser H., Vitale, G., Winsel, T., Keuth, N., Pflügl, H.: Multi-layer Global DoE for Automated Optimization of Shift Quality for Automatic Transmissions. In: Röpke, K. (Hrsg.): Design of Experiments (DoE) in Engine Development V, Expert Verlag, 2009

ALVERMANN (2008)

Alvermann, G.: Virtuelle Getriebeabstimmung, Dissertation, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, 2008

BAGOT u.a. (2008)

Bagot, B., Schmidt, A., Ebner, T., Altenstrasser, H.: Modellbasierte Methodik zur automatisierten Schaltqualitätsoptimierung von Automatikgetrieben, ATZ 5 (2008), 404-411

BASSHUYSEN u.a. (2002)

Basshuysen, R., Schäfer, F. (Hrsg.): Handbuch Verbrennungsmotor, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2002

BESTLE (1994)

Bestle, D.: Analyse und Optimierung von Mehrkörpersystemen, Springer, Berlin, 1994

BONIN (2010)

Bonin, M.: Ermittlung der Schaltqualität verschiedener Fahrzeuge und Erweiterung des IAV-Tools „Evalshift“ zur objektiven Schaltqualitätsbewertung, Diplomarbeit, Fakultät für Mechanik und Elektronik, Hochschule Heilbronn, 2010

BORGEEEST (2010)

Borgeest, K.: Elektronik in der Fahrzeugtechnik, Vieweg-Teubner, Wiesbaden, 2010

BÖHL (2007)

Böhl, J.: Effiziente Abstimmung von Automatikgetrieben, Dissertation, Shaker, Aachen, 2007

BUJALSKI (2012)

Bujalski, A.: Ölproduktion übersteigt Höhepunkt, Spiegel Online, <http://www.spiegel.de/wissenschaft/natur/geoforschung-erdoel-produktion-uebersteigt-peak-oil-a-837620.html>, Juni 2012

DEB u.a. (2002)

Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S., Meyarivan, T.: A Fast Elitist Multi-objective Genetic Algorithm: NSGA-II. IEEE Transactions on Evolutionary Computation 6 (2002), 182-197

EKSTRÖM (2005)

Ekström, P.: Eikos: A Simulation Toolbox for Sensitivity Analysis in Matlab, Facilia, 2005

FLASSIG (2011)

Flassig, P.: Unterstützende Optimierungsstrategien zur robusten aerodynamischen Verdichterschaulauflegung, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Elektrotechnik und Wirtschaftsingenieurwesen, BTU-Cottbus, 2011

GEO (2011)

Mobile Millionen, GEO Magazin November 2011, Verlag Gruner + Jahr, Hamburg, keine Autorenangabe

HAGERODT (2003)

Hagerodt, A.: Automatisierte Optimierung des Schaltkomforts von Automatikgetrieben, Dissertation, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, 2003

HARZHEIM (2008)

Harzheim, L.: Strukturoptimierung, Verlag Harri Deutsch, Frankfurt am Main, 2008

HENZE (2004)

Henze, R.: Beurteilung von Fahrzeugen mit Hilfe eines Fahrermodells, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, 2004

HOERBIGER (2009)

Hoerbiger Lamellen Handbuch, Hoerbiger GmbH, www.hoerbiger.com, Januar 2009

JONES u.a. (1998)

Jones, D., Schonlau, M., Welch, W.: Efficient Global Optimization of Expensive Black-Box Functions, Journal of Global Optimisation 13 (1998), 455-492

IHS (2012)

IHS Global Insight Institiut, Global Production of Transmissions Forecast, August 2012, www.ihs.com

KAHLBAU (2007)

Kahlbau, S.: Design und Inbetriebnahme eines Prozessorboards für den Infineon TriCore 1796 für ein Automotive Prototypen Steuergerät - Implementierung einer Beschleunigungsbewertung, Diplomarbeit, Fachgebiet für Mess- und Diagnosetechnik, TU-Berlin, Berlin 2007

KAHLBAU u.a. (2010)

Kahlbau, S., Bestle D., Matthies, F.: Mehrkriterielle Optimierung des Schaltablaufs von Automatikgetrieben. In: C. Gühmann, T.-M. Wolter (Hrsg.): Simulation und Test für die Automobilelektronik III, Expert Verlag, Renningen, 2010, 128-144

KAHLBAU u.a. (2012)

Kahlbau, S., Bestle D.: Optimal Shift Control for Automatic Transmissions, Mechanics Based Design of Structures and Machines, Volume 41, Issue 3 (2013), 259-273

KBA (2012)

Kraftfahrt-Bundesamt: Pressemitteilung Nr. 3/2012 - Der Fahrzeugbestand am 1. Januar 2012, <http://www.kba.de>, November 2012

KIENCKE u.a. (2005)

Kiencke, U., Jäkel, H.: Signale und Systeme, Oldenbourg Wissenschaftsverlag, München, 2005

KOCH (2001)

Koch, J.: Modellbildung und Simulation eines Automatikgetriebes zur Optimierung des dynamischen Schaltablaufs, Dissertation, Institut für theoretische Physik, Universität Stuttgart, 2001

KONSTANZ (2010)

Konstanz, R.: Statistische Versuchsplanung und Modellbildung in der automatisierten Getriebeapplikation, Masterarbeit, Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau, HAW Hamburg, 2010

KRAUSE u.a. (2011)

Krause, M., Pischinger, S., Körfer, T., Kinoo, B., Schlosser, A., Kirschstein, S., Haverkort, G.: Target Oriented Driveability Calibration through Standardized Processes and Tailored Tool Support In: Röpke, K.: Design of Experiments (DoE) in Engine Development V, Expert Verlag, Renningen, 2011

KÜCÜKAY u.a. (2006)

Kücükay, F., Böhl, J.: Entwicklungstendenzen in der Getriebetechnik, ATZ 07-08 (2006), 566-569

LEWIS u.a. (2008)

Lewis, J., Vitale, G., Wendel, P., Vollmar, R.: Industrialization of automated shift quality calibration methodology: How to succeed with methodology and tools. In: Car Training Institute: Proc. des 7. Internationalen CTI Symposium für Innovative Fahrzeuggetriebe, Berlin, 2008

LOPHAVEN u.a. (2002)

Lophaven, S., Nielsen, H., Sondergaard, J.: DACE: A Matlab Kriging Toolbox, Technischer Bericht, Technical University of Denmark, 2002

MARTIN u.a. (2009)

Martin, B., Gradu, M.: The Future of Planetary Automatics. In: Car Training Institute: Proc of 3rd CTI-Symposium Automotive Transmissions North America, Detroit, 2009

MATTHIES (2013)

Matthies, F.: Beitrag zur Modellbildung von Antriebsträngen für Fahrbarkeitsuntersuchungen, eingereichte Dissertation, Fachgebiet für Mess- und Diagnosetechnik, TU-Berlin, 2013

MCKINSEY (2012)

Pressemitteilung: China braucht neue Elektroauto-Strategie,
http://www.mckinsey.de/html/presse/2012/20120420_PM_China_Elektromobilitaetsstrategie.asp,
April 2012

MERTINS (2012)

Mertins, F., von Rueden, Klaus, Schnittert, A.: Physikalische Getriebemodelle für die Funktionsentwicklung. In: C. Gühmann, T.-M. Wolter (Eds.): Simulation und Test für die Automobilelektronik IV, Expert Verlag, Renningen, 2012, 25-37

MICHALKA u.a. (2009)

Michalka, A., Orend, R., Roppenecker, G., Wurmthaler, C.: Modellbasierte Steuerungsberechnung für Doppelkupplungsgetriebe als Teil eines neuen Gesamtkonzepts zur Getriebesteuerung und -regelung, at-Automatisierungstechnik 57 (2009), 230-237

MORRIS (1991)

Morris, M.: Factorial Sampling Plans for Preliminary Computational Experiment, Technometrics 33 (1991), 161-174

NATURWISSENSCHAFTEN (1928)

Das Getriebeproblem beim Kraftwagen, Naturwissenschaften 16, Nummer 5, 1928, 83-84 (keine Autorenangabe)

NAUNHEIMER u.a. (2007)

Naunheimer, H., Bertsche, B., Lechner, G.: Fahrzeuggetriebe, Springer, Heidelberg, 2007

NPE (2011)

Nationale Plattform Elektromobilität: Zweiter Bericht der Nationalen Plattform Elektromobilität, (Hrsg.): Gemeinsame Geschäftsstelle Elektromobilität der Bundesregierung (GGEMO), Druck: Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung, Berlin, 2011

PORSCH (2010)

Patent DE102008046844A1, Verfahren und Steuereinrichtung zur Steuerung eines Verbrennungsmotors eines Triebstrangs eines Kraftfahrzeugs, Inhaber: Porsche AG, Prioritätsnummer: DE200810046844, Prioritätstag: 2008-09-08, Offenlegungsdatum: 2010-03-11

REIF (2007)

Reif, K.: Automobilelektronik, Vieweg, Wiesbaden, 2007

RÖPKE (2011)

Röpke, K.: Design of Experiments (DoE) in Engine Development VI - Innovative Development Methods for Vehicle Engines, Expert Verlag, Renningen, 2011

RÖPKE u.a. (2005)

Röpke, K., Gaitzsch, R., Haukap, C., Knaak, M., Knobel, C., Neßler, A., Schaum, S., Schoop, U., Tahl, S.: DoE-Design of Experiment, IAV GmbH, Verlag Moderne Industrie, München, 2005

SALTELLI u.a. (1999)

Saltelli A., Tarantola, S., Chan, K.P.-S.: A Quantitative Model-Independent Method for Global Sensitivity Analysis of Model Output, Technometrics 41 (1999), 40-56

SALTELLI u.a. (2001)

Saltelli, A., Chan, K., Scott, E.M.: Sensitivity Analysis, Wiley, 2001

SCHONLAU (1997)

Schonlau, M.: Computer Experiments and Global Optimization, Dissertation, University of Waterloo, Canada, 1997

SCHREIBER u.a. (2003)

Schreiber, W., Rudolph, F., Becker, V.: Das neue Doppelkupplungsgetriebe von Volkswagen, ATZ 11 (2003), 1022-1039

SIELAFF (2007)

Sielaff, T.: Functional simulation as basis for efficient product development of a dual-clutch and the integration of transmission controls, In: Car Training Institute: Proc. des 6. Internationalen CTI Symposium für Innovative Fahrzeuggetriebe, Berlin, 2007

SIEMENS (2004)

Patent EP1439087A2, Verfahren zur Steuerung und Regelung des Kupplungs- und Motor-drehmomentes während eines Schaltvorgangs eines automatisierten Schaltgetriebes oder eines Doppelkupplungsgetriebes, Inhaber: SIEMENS AG, Prioritätsnummer: DE20031001502, Prioritätstag: 2003-01-16, Offenlegungsdatum: 2004-07-21

STEFFEN (2007)

Steffen, B.: Reproduzierbare Schaltpunkte und automatisierte Applikation von Pkw-Getrieben, ATZ 07-08 (2007), 632-638

STOCKMAR (2010)

Stockmar, J: Gesucht - Die perfekte Automatik, Autobild 50 (2010), 50-61

STÖCKER (2007)

Stöcker, M.: Untersuchung von Optimierungsverfahren für rechenzeitaufwändige technische Anwendungen in der Motorenentwicklung, Diplomarbeit, Mathematische Fakultät, TU Chemnitz, 2007

TSCHARNUTER (2002)

Tscharnuter, D.: Optimale Auslegung des Antriebsstrangs von Kraftfahrzeugen, Dissertation, Fakultät für Mathematik, TU-München, 2002

VDA (2012)

Verband der Automobilindustrie: Jahreszahlen Weltautomobilproduktion deutscher Hersteller 2010 und 2011, 2012,

<http://www.vda.de/de/zahlen/jahreszahlen/automobilproduktion/index.html>, Juli 2012

VDI (2002)

Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Richtlinie 2057: Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen, Düsseldorf, 2002

VÖGL u.a. (2009)

Vögl, R., Bogner, E., Ebner, T., Terra, T., Vitale, G.: Innovative Anwendung des Rollenprüfstands für die Fahrbarkeitsabstimmung, ATZ 11 (2009), 853-860

WAGNER u.a. (2007)

Wagner, G., Naunheimer, H., Scherer, H., Dick, A.: Achtgang-Automatikgetriebe zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs, ATZ 06 (2007), 512-519

WAGNER (2011)

Wagner, G.: Das Getriebe der Zukunft, ATZ extra (2011), 78-81

WAKI (2011)

Waki, H., Sekiguchi, M.: Efficiency of Automatic Transmission Shift Performance Calibration by Transmission Test Bench. In: Car Training Institute: Proc. des 10. Internationalen CTI Symposium für Innovative Fahrzeuggetriebe, Berlin, 2011

WESTEN (2011)

Der Westen: „Auto-Papst“ Dudenhöffer rechnet für 2015 mit 415 Auto-Modellen, Interview mit Prof. Dudenhöffer,

<http://www.derwesten.de/auto/auto-papst-dudenhoeffler-rechnet-fuer-2015-mit-415-auto-modellen-id5015561.html>, September 2011

WOLTER u.a. (2011)

Wolter, T., Kahlbau, S., Bestle, D., Liebezeit, T.: Guided Transmission Calibration Using the Example of AT. In: Car Training Institute: Proc. des 11. Internationalen CTI Symposium für Innovative Fahrzeuggetriebe und Hybrid & Elektro-Antriebe, Berlin, 2011, 445-454

WURM (2012)

Wurm, A.: Automatisierte Applikation des Schaltablaufs bei einem Doppelkupplungsgetriebe, Masterarbeit, Institut für Mess- und Diagnosetechnik, TU-Berlin, 2012

ZIDEK (2011)

Zidek, R.: Ersatzmodellgestützte mehrkriterielle Optimierung eines geregelten Schaltablaufs für Automatikgetriebe, Bachelorarbeit, Institut für Mess- und Diagnosetechnik, TU-Berlin, 2011

ZIMMERMANN u.a. (2007)

Zimmermann, W., Schmidgall, R.: Bussystem in der Fahrzeugtechnik, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007

ZF (2002)

Patent DE10160308A1, Verfahren zum Betrieb eines eine Mehrfachkupplung und ein Lastschaltgetriebe aufweisenden Antriebsstrang mit entsprechender Steuereinheit, Inhaber: ZF Sachs AG, Prioritätsnummer: DE20011001176, Prioritätstag: 2001-01-12 (frühest), Offenlegungsdatum: 2002-07-18

Abbildungsverzeichnis

1.1	Entwicklung der jährlichen Verkaufszahlen in Millionen von manuellen (weiß) und Automatikgetrieben (schwarz) bis 2019 nach IHS (2012)	1
1.2	Applikationsprozess im Straßenversuch	4
2.1	Approximation der gewünschten Zugkrafthyperbel durch eine VKM a) ohne und b) mit 4-stufigem Getriebe nach BASSHUYSEN u.a. (2002)	7
2.2	Schematischer Aufbau und Kraftfluss eines 8-Gang Stufenautomatgetriebes (ZF 8 HP) nach WAGNER u.a. (2007)	8
2.3	Schematischer Aufbau eines Doppelkupplungsgetriebes nach SCHREIBER u.a. (2003)	9
2.4	Idealisierte Kupplungs- und Motormomente und Motordrehzahl für Überhöhungsschaltungen	11
2.5	Idealisierte Kupplungs- und Motormomente und Motordrehzahl für Freigabeschaltungen.....	11
2.6	Abbildung des zulässigen Parameterraums auf den Kriterienraum	15
2.7	Kriging-Modell $\hat{f}(x)$ (-) eines gedämpften Sinus $f(x)$ (-) durch die Stützstellen (o) mit der Unsicherheit der Schätzung (-) im Intervall $\hat{f}(x) \pm s$	20
2.8	a) Latin Hypercube Plan und b) Random Latin Hypercube mit 5 Punkten	21
3.1	Schematische Messumgebung im Versuchsfahrzeug	22
3.2	Messung einer serienmäßigen 1-2 ZHS bei 100% Fahrpedal.....	23
3.3	Starke Überhöhung am Beispiel einer 1-2 ZHS bei 30% Fahrpedal	25
3.4	Flare am Beispiel einer 1-2 ZHS bei 30% Fahrpedal	25
3.5	Verspanner am Beispiel einer 1-2 ZHS bei 30% Fahrpedal	26

3.6	Serienmäßige 2-1 ZRS ausgelöst durch Kick-Down.....	27
3.7	Serienmäßige 2-1 ZRS bei 30% Fahrpedal.....	27
3.8	Minimalmodell eines Fahrzeuges mit Doppelkupplungsgetriebe.....	29
3.9	Gesteuerter Schaltablauf für das Minimalmodell mit 15 Parametern.....	33
3.10	Simulation einer 1-2 ZHS mit Flare.....	34
3.11	Simulation einer 1-2 ZHS mit Verspanner	35
3.12	Simulation einer 2-1 ZRS mit Flare.....	36
3.13	Simulation einer 2-1 ZRS mit Verspanner.....	37
4.1	Theoretische ZHS mit charakteristischem Ruck und Idealverlauf der Längsbeschleunigung.....	40
4.2	Idealisierte ZRS mit charakteristischem Ruck und Idealverlauf der Längsbeschleunigung	42
4.3	Ablaufdiagramm Evalshift.....	47
4.4	Frequenzgang des verwendeten Tiefpass.....	48
4.5	Zeitverläufe einer 1-2 ZHS mit eingezeichnetem identifiziertem Ruck	49
4.6	Spiderplot zweier ZHS.....	49
4.7	Zeitverläufe für eine aus 116 verschiedenen Schaltungen ausgewählte Bedatung und Spiderplot zum Vergleich dieser mit weiterer Applikation	50
4.8	Vergleich dreier 1-2 Zug-Hoch-Schaltungen, a) komfortabel K, b) sportlich S, c) sehr sportlich M	51
4.9	Korrelation des identifizierten Rucks mit D und der Pseudo-Dissipationsenergie \tilde{W}_{dis} mit der Schaltzeit Δt_{shift}	53
5.1	a) Ausschnitt des Ergebnisses der Optimierung und b) Konzentration auf zulässigen Bereich	56

5.2	Zeitverläufe ausgewählter optimaler Schaltungen K (a), M (b), S (c) und Vergleich im Spiderplot (d)	57
5.3	Haupteffekte (schwarz) und Varianz der Effekte (weiß) der Schaltablaufparameter p_i bzgl. a) Diskomfort und b) Unsportlichkeit	62
5.4	Haupteffekte der Schaltablaufparameter p_i nach 48000 (schwarz) und 3200 Evaluationen (weiß) bzgl. a) Diskomfort und b) Unsportlichkeit	63
5.5	Vergleich der Ergebnisse der Optimierung aus Abschnitt 5.2 im gesamten (\bullet) und reduzierten Parameterraum (\bullet) basierend auf Punkt \mathbf{O} aus der SA-Paretofront (o)	63
5.6	Vergleich von Optimierungen (x, \diamond) mit verschiedenen Bedatungen (x, \diamond) für nicht berücksichtigte Parameter mit einer Optimierung über alle Parameter (\cdot)	64
5.7	Kriging-Modelle $\hat{f}(x)$ (-) eines gedämpften Sinus $f(x)$ (-) durch die Stützstellen (o) mit der Unsicherheit der Schätzung (--) im Intervall $\hat{f}(x) \pm s^2$ und der normierten erwarteten Verbesserung $\tilde{E}[I(p)]$ (--) für zwei Versuchspläne a), b)	66
5.8	Gewichtungsfunktion $\omega(i)$ mit zugehörigen Parametern	67
5.9	Ergebnis des EMMA Laufs: Initialplan (\bullet), Tiefensuche Diskomfort (x) und Sportlichkeit (\diamond), Breitensuche (\bullet)	71
5.10	Vergleich der Paretofronten des EMMA-Laufs mit 922 (\bullet , unzulässige Punkte: \bullet), NSGA-II mit 4770 (x) und NSGA-II mit 1226 (\diamond) Iterationen	72
6.1	Das Fahrzeugmodell in Velodyn	75
6.2	Softwarestruktur der Getriebesteuerung angelehnt an WOLTER u.a. (2011) und REIF (2007)	76
6.3	Ausgewählte Parameter des Prototypen-Schaltablaufs für Zug-Hoch-Schaltungen	77
6.4	Korrelation der Schaltzeiten Δt_{shift}^{ZHS} und Δt_{shift} aller Individuen (\bullet) und der Paretofront (\bullet)	78

6.5	Ergebnis der Optimierung im Kriterienraum	79
6.6	Haupteffekte (schwarz) und Varianz der Effekte (weiß) der Schaltablaufparameter p_i bzgl. a) Diskomfort und b) Unsportlichkeit	80
6.7	Haupteffekte der Schaltablaufparameter p_i nach 14000 (schwarz) und 2800 Evaluationen (weiß) bzgl. a) Diskomfort und b) Unsportlichkeit	81
6.8	Vergleich der Ergebnisse der Optimierung aus Abschnitt 6.3 im gesamten (•) und reduzierten Parameterraum (•) basierend auf Grundbedatung ()	82
6.9	Ergebnis des EMMA Laufs: Initialplan (•), Tiefensuche Diskomfort (◊) und Sportlichkeit (x), Breitensuche (•)	83
6.10	Vergleich der Paretofronten aus dem EMMA-Lauf (857 Evaluationen) (•) mit einer NSGA-II-Optimierung (4970 Evaluationen) (•)	84
7.1	Versuchsaufbau im Mini Cooper S	85
7.2	Prozentuales Verhältnis der Kriterienwertspanne f^R zum maximalen Wert für 255 Parametrierungen p_i in 3 Messungen für a) Diskomfort und b) Schaltzeit	87
7.3	Korrelation der prozentualen Kriterienwertspanne in 3 Messungen von Diskomfort f_1^R und Schaltzeit	88
7.4	Ergebnis des EMMA Laufs: Initialplan (•), Tiefensuche Diskomfort (◊) und Sportlichkeit (x), Breitensuche (•), Paretofront (•) und Vergleich mit Datenstand des Applikateurs (• R)	90
7.5	Vergleich der Drehzahlen und Längsbeschleunigung des Referenzentwurfs (--) mit zwei ausgewählten optimalen Schaltungen E1 (-) und E2 (-)	91
7.6	Vergleich der Schaltqualitätskriterien des Referenzentwurfs (--) mit zwei ausgewählten optimalen Schaltungen E1 (-) und E2 (-)	92
8.1	Fragestellungen zum idealen Beschleunigungs- und Momentenverlauf einer idealisierten Zug-Hoch-Schaltung	93

8.2	a) Vereinfachtes Fahrermodell, b) Beschleunigungsübergänge und c) Fahrerreaktionen auf Sprungfunktion (—), linearen Übergang (--) und Kosinusfunktion (···).....	94
8.3	Randbedingungen für a) den Beschleunigungsübergang und b) die normierte Beschleunigungsfunktion.....	95
8.4	Bewertung verschiedener Beschleunigungsübergänge im Kriterienraum: Kosinus (\diamond), Polynom 3. Ordnung (\circ), Pareto-optimale Lösungen mit $n=5,9,12$ und die theoretische beste Lösung (PF).....	97
8.5	Theoretisch beste Lösung.....	98
8.6	Simulation eines idealen Beschleunigungsübergangs.....	101
8.7	Adaptiertes Motormoment und Kupplungsmomente.....	102

Tabellenverzeichnis

2-1	Schaltlogik eines 8-Gang Stufenautomaten (ZF 8 HP) nach WAGNER u.a. (2007).....	10
2-2	ATZ-Skala nach ALBERS (2004)	14
5-1	EMMA-Parameter für die Optimierung am Minimalmodell.....	70
6-1	EMMA-Parameter für die Optimierung am detaillierten Modell	82
7-1	Kriterienstreuungen über je 50 Messungen einer 1-2 ZHS.....	89