

Analyse und Identifikation des quasistationären Verhaltens der Drehmomentübertragung von automatisierten Reibungskupplungen in Kraftfahrzeugen

Von der Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der
Technischen Universität Clausthal zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte

Dissertation

von

Alex Tarasow, M.Sc.

geboren am 26. Mai 1980 in Omsk

Gutachter 1: Prof. Dr.-Ing. Christian Bohn

2: Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann

Datum der Einreichung: 30.10.2014

Datum der Promotionsprüfung: 23.06.2015

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Elektrische Informationstechnik der Technischen Universität Clausthal im Rahmen eines Forschungsprojektes in Zusammenarbeit mit der IAV GmbH.

Ganz herzlich danke ich meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Bohn, für die wissenschaftliche Betreuung und Unterstützung bei der Erstellung der Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferats. Sein außergewöhnliches Engagement und wertvolle Hinweise haben einen großen Teil zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann von der Technischen Universität Berlin danke ich sehr für sein Interesse an meinem Forschungsthema und für die Übernahme des Korreferats.

Weiterhin danke ich allen Angehörigen des Instituts für sehr angenehme Zusammenarbeit, stete Hilfsbereitschaft und spannende Diskussionen sowohl auf fachlichem als auch auf politischem oder geistlichem Gebiet. Stellvertretend sollen hier Dr.-Ing. Georg Bauer, Dipl.-Ing. Qi Zhao und Dipl.-Ing. Thorsten Arndt, dem ich darüber hinaus für die Durchsicht dieser Arbeit danke, genannt werden.

Seitens des Projektpartners IAV GmbH gilt mein Dank den Initiatoren und fachlichen Betreuern des Forschungsprojektes Dipl.-Ing. Guido Wachsmuth und Dipl.-Ing. Roland Serway. Für wertvolle praktische Unterstützung danke ich dem Dipl.-Ing. Manuel Vinaske, Dipl.-Ing. Bernd Neudecker, Dr.-Ing. René Knoblich sowie allen Kollegen aus dem Team MO-G22.

Mein ganz besonderer Dank gilt meiner lieben Ehefrau Natalia und meinen Kindern Christina und Artur für ihr Verständnis, Geduld und unschätzbare Unterstützung während der Erstellung dieser Arbeit. Ohne sie wäre ein erfolgreicher Abschluss der Arbeit unmöglich gewesen, ihnen sei diese Arbeit daher gewidmet. Ich danke auch meinen Eltern Elvira und Sergej sowie meiner Schwester Elina und meinem Bruder Dennis für die Motivation und Unterstützung innerhalb der Familie.

Schließlich gebührt mein allergrößter Dank dem Gott, unserem himmlischen Vater. Er hat mir die Möglichkeit geschenkt, einen spannenden Bildungsweg im Leben gehen zu dürfen und mich dabei unterstützt, diesen Weg erfolgreich abzuschließen.

Braunschweig, im Juni 2015

Alex Tarasow

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	IX
Nomenklatur	XI
1. Einleitung	1
1.1 Automatisierte Reibungskupplungen im Kfz.....	2
1.1.1 Konzepte der Kupplungsregelung.....	3
1.1.2 Drehmomentübertragung mit Reibungskupplungen	5
1.1.3 Ursachen der Änderung des Übertragungsverhaltens	9
1.2 Stand der Technik	12
1.2.1 Erzeugung von Adaptiondaten	13
1.2.2 Kennlinienmodelle	18
1.2.3 Modellanpassung an Adaptiondaten.....	21
1.2.4 Adaption zur Berücksichtigung weiterer Systemabhängigkeiten	24
1.3 Ziele und Aufbau der Arbeit	26
2. Grundlagen der Systemidentifikation	29
2.1 Unterscheidungsmerkmale existierender Identifikationsmethoden	30
2.1.1 Systemmodelle	31
2.1.2 Varianten und Formulierung von Optimierungsproblemen	34
2.1.3 Ansätze zur Lösung von Optimierungsproblemen.....	37
2.1.4 Ausführung des Optimierungsvorganges	38
2.2 Least-Squares-Methoden für lineare Parameterabhängigkeit	40
2.2.1 Nichtrekursive Ausführung	40
2.2.2 Rekursive Ausführung	42
2.3 Least-Squares-Methoden für nichtlineare Parameterabhängigkeit	44
2.3.1 Nichtrekursive Ausführung	45
2.3.2 Rekursive Ausführung	48
2.4 Identifikation zeitvarianter Systemparameter	50
2.4.1 Konzept des Vergessensfaktors.....	51
2.4.2 Kovarianzberechnung mit Berücksichtigung der Zeitvarianz der Parameter ...	53
2.5 Identifikation mit Zustandsschätzung	55
2.5.1 Das Kalman-Filter	55
2.5.2 Das Erweiterte Kalman-Filter	58
2.5.3 Kombination von Zustands- und Parameterschätzung.....	59
3. Modellierung und Analyse der Kupplungssysteme	62
3.1 Nasslaufende Kupplung	63

3.1.1	Aufbau und Schließvorgang einer Nasskupplung	63
3.1.2	Reibeigenschaften von Nasskupplungen	67
3.1.3	Quasistationäres Übertragungsverhalten von Nasskupplungen	71
3.1.4	Zeitvarianz der Kupplungskennlinie einer Nasskupplung	75
3.2	Trockenlaufende Kupplung	79
3.2.1	Aufbau und Schließvorgang einer Trockenkupplung	79
3.2.2	Reibeigenschaften von Trockenkupplungen	84
3.2.3	Quasistationäres Übertragungsverhalten von Trockenkupplungen	85
3.2.4	Zeitvarianz der Kupplungskennlinie einer Trockenkupplung	89
4.	Approximation von Kupplungskennlinien	93
4.1	Analyse üblicher Kennlinienmodelle	93
4.1.1	Kennlinienapproximation durch eine Gerade	94
4.1.2	Kennlinienapproximation durch Polynome	95
4.1.3	Praktische Eigenschaften üblicher Kennlinienmodelle	97
4.2	Entwicklung eines universellen Kennlinienmodells	99
4.2.1	Grundlegender Approximationsansatz	99
4.2.2	Spezielle Ausführungsvariante	100
4.2.3	Erweiterung des Gültigkeitsbereichs	104
5.	Implementierungsaspekte	106
5.1	Referenzgrößen für Kennlinienidentifikation	106
5.1.1	Allgemeiner Modellausgang	107
5.1.2	Kupplungsmoment als Modellausgang	109
5.1.3	Gültigkeit der Referenzmodelle	111
5.2	Randbedingungen und Vorkenntnisse	112
5.2.1	Begrenzung des Parameterraums	112
5.2.2	Gewichtung der Eingangsdaten	113
5.3	Signalaufbereitung	115
5.3.1	Analyse der Messsignale	115
5.3.2	Filterung	120
5.4	Numerische Effekte	123
6.	Nichtrekursive Kennlinienidentifikation bei Nass- und Trockenkupplungen	125
6.1	Untersuchungen in der Simulation	127
6.1.1	Identifikation ohne Simulation der Reibwertänderungen	130
6.1.2	Identifikation mit Simulation der Reibwertänderungen	138
6.1.3	Identifikation bei Verwendung eines Vergessensfaktors	145
6.2	Untersuchungen anhand von Fahrzeugmessungen	148
6.2.1	Identifikation anhand eines Anfahrvorganges	149
6.2.2	Identifikation anhand einer längeren Betriebsphase	154

6.3 Zusammenfassung der Ergebnisse	157
7. Rekursive Kennlinienidentifikation bei Nass- und Trockenkupplungen	159
7.1 Untersuchungen in der Simulation.....	161
7.1.1 Identifikation ohne Simulation der Reibwertänderungen	162
7.1.2 Identifikation mit Simulation der Reibwertänderungen.....	175
7.1.3 Identifikation bei Verwendung von Methoden für zeitvariante Systeme	181
7.2 Untersuchungen anhand von Fahrzeugmessungen	188
7.2.1 Identifikation bei Verwendung von Methoden für zeitinvariante Systeme	189
7.2.1 Identifikation bei Verwendung von Methoden für zeitvariante Systeme	195
7.3 Zusammenfassung der Ergebnisse	200
8. Zusammenfassung und Ausblick	202
Anhang.....	205
Anhang A Ermittlung der stationären Position des Kupplungskolbens.....	205
Anhang B Ermittlung der stationären Position der Druckplatte	207
Anhang C Systemabhängigkeiten der dynamischen Viskosität	209
Anhang D Integration der Steigungsapproximation nach Gl. (4.10)	210
Anhang E Analytische Invertierung des Kennlinienmodells nach Gl. (4.11)	212
Anhang F Diskretisierung der Bewegungsgleichung der Primärseite.....	214
Anhang G Ermittlung konstanter Systemparameter	215
Anhang H Kerbfilter	216
Literaturverzeichnis	218

Kurzfassung

Die meisten, praxisrelevanten Konzepte zur Regelung von automatisierten Reibungskupplungen in Kraftfahrzeugen stellen eine Kombination aus Vorsteuerung und Regelung dar. Mit Hilfe der Vorsteuerung wird der Hauptanteil der erforderlichen Kupplungsstellgröße gebildet. Die unterlagerte Regelung dient im Wesentlichen dem Ausgleich von Ungenauigkeiten der Vorsteuerung. Infolgedessen spielt das zur Vorsteuerung verwendete Modell des Kupplungsverhaltens eine sehr wichtige Rolle und entscheidet maßgeblich über Schaltkomfort und Verschleißverhalten einer Reibungskupplung während des Fahrbetriebs. Im Bereich automatisierter Kupplungen werden als Vorsteuerungsmodelle überwiegend die Kupplungskennlinien eingesetzt. Eine Kupplungskennlinie beschreibt dabei den quasistationären Zusammenhang zwischen der Stellgröße der Kupplung und dem übertragbaren Kupplungsmoment. Abhängig von verschiedensten Einflussfaktoren unterliegt die Kupplungskennlinie während des Fahrbetriebs sowohl dauerhaften als auch temporären Änderungen. Um die erforderliche Regelgüte des Gesamtregelkreises zu gewährleisten, ist es erforderlich, Änderungen des Kupplungsverhaltens schnell zu erkennen und die Kupplungskennlinie entsprechend anzupassen.

Zur Anpassung der Kupplungskennlinie an die aktuelle Betriebssituation werden in dieser Arbeit ausgewählte Methoden der Systemidentifikation eingesetzt. Zur Approximation der Kupplungskennlinie wird ein neues Kennlinienmodell eingesetzt. Dieses Modell zeichnet sich durch zwei wesentliche Merkmale, seine analytische und parametrische Form sowie die physikalisch-geometrische Interpretierbarkeit der Modellparameter, aus. Das erste Merkmal ermöglicht den Einsatz von gradientenbasierter Least-Squares Methoden der zur Ermittlung unbekannter Modellparameter. Diese Methoden sind konzipiert zur Verarbeitung von ver-rauschten Signalen und bieten eine sehr hohe Robustheit der Kennlinienidentifikation unter realen Bedingungen. Das zweite Merkmal ermöglicht eine separate Modifikation einzelner Modellparameter unter Berücksichtigung ihrer Änderungsdynamik bzw. ihrer Zeitvarianz während des Fahrbetriebs. Die Untersuchungen der Kennlinienidentifikation erfolgen zunächst in der Simulation. Dadurch können einzelne Effekte der Drehmomentübertragung ab- bzw. zugeschaltet und deren Auswirkung auf den Identifikationsvorgang gezielt analysiert werden. Anschließend erfolgen ausführliche Untersuchungen der Kennlinienidentifikation anhand von realen Fahrzeugmessungen. Die erzielten Ergebnisse belegen zum einen eine hohe Performance der vorgestellten Methodik zur Identifikation von Kupplungskennlinien. Zum anderen decken sie Potentiale für weiterführende Arbeiten im Bereich der Identifikation des Übertragungsverhaltens von Reibungskupplungen auf.

Nomenklatur

Lateinische Variablen

<u>Bezeichnung</u>	<u>Einheit</u>	<u>Definition</u>
A	m^2	Reibfläche
\mathbf{A}	–	Systemmatrix linearer Systeme
A_K	m^2	Fläche des Kupplungskolbens
\mathbf{B}	–	Eingangsmatrix linearer Systeme
C_H	m^5/N	Hydraulische Kapazität
D_A	m	Außendurchmesser der Tellerfeder
D_I	m	Innendurchmesser der Tellerfeder
\mathbf{C}	–	Ausgangsmatrix linearer Systeme
E	N/m^2	Elastizitätsmodul
$E[x]$	–	Erwartungswert der Variable x
F	–	Kostenfunktion des Optimierungsproblems
\tilde{F}	–	Approximation der Kostenfunktion F
\tilde{F}'	–	Gradient der approximierten Kostenfunktion
F_{AN}	N	Anpresskraft im Reibkontakt
F_{BF}	N	Reaktionskraft bei Kontakt mit Belagfederung
F_D	N	Dämpfungskraft aufgrund translatorischer Bewegung
F_F	N	Dämpfungskraft aufgrund der Fluidschicht
F_G	N	Reaktionskraft bei Kontakt mit Kupplungsgehäuse
F_H	N	Hydraulische Schließkraft bei Kupplungsbetätigung
F_{LM}	N	Reaktionskraft bei Kontakt mit Lamellenpaket
F_R	N	Kraft der Rückstellfeder
F_{RB}	N	Reibungskraft
F_{SCH}	N	Schubkraft der Fluidschicht
F_T	N	Kraft der Tellerfeder
\mathbf{G}	–	Hilfsgröße bei nichtrekursiver Optimierung
G_{KF}	–	Übertragungsfunktion des Kerbfilters
G_{MA}	–	Übertragungsfunktion des Mittelwertfilters
H	m	Höhe der Tellerfeder im unbelasteten Zustand

<u>Bezeichnung</u>	<u>Einheit</u>	<u>Definition</u>
I	–	Einheitsmatrix
J_f	–	Jakobimatrix der Zustandsgleichung
J_h	–	Jakobimatrix der Ausgangsgleichung
J_{FZG}	kgm ²	Ersatzträgheitsmoment der Fahrzeugmasse
J_P bzw. S	kgm ²	Trägheitsmoment der Primär- bzw. Sekundärseite
K	N/m ²	Kompressibilitätsmodul
K	–	Faktor der Fehlerrückführung bei Kalman-Filter
K_T	m	Geometrie konstante der Tellerfeder
L	–	Hilfsgröße bei rekursiven Identifikationsverfahren
M_{AN}	Nm	Antriebsmoment
\dot{M}_{AN}	Nm/s	Zeitliche Änderung des Antriebsmoments
M_K	Nm	Kupplungsmoment
\tilde{M}_K	Nm	Berechneter Referenzwert des Kupplungsmoments
\hat{M}_K	Nm	Schätzwert des Kupplungsmoments
M_L	Nm	Lastmoment
M_{SCH}	Nm	Schubmoment
P	–	Kovarianzmatrix des Identifikationsalgorithmus
P_{xx}^- , P_{xx}^+	–	Kovarianzmatrix vor bzw. nach Korrekturschritt
Q	–	Korrekturterm der Kovarianzmatrix P
Q_K	–	Kovarianzmatrix des Prozessrauschens
Q_L	m ³ /s	Volumenstrom durch Kupplungsventil
R_H	Ns/m ⁵	Hydraulischer Leitungswiderstand
R_K	–	Kovarianzmatrix des Messrauschens
T	s	Abtastzeit bei Zeitdiskretisierung
T_K	K	Kupplungstemperatur (Kupplungsglocke)
T_F	K	Fluidtemperatur
T_R	K	Reibflächentemperatur
V_K	m ³	Volumen der Kupplungsdruckkammer
V_P	–	Verstärkungsfaktor bei Polynomapproximation
a_i	–	Allgemeiner Funktionskoeffizient
b_i	–	Allgemeiner Funktionskoeffizient
c_R	N/m	Steifigkeit der Rückstellfeder

<u>Bezeichnung</u>	<u>Einheit</u>	<u>Definition</u>
$d, d_P,$	Nms/rad	Rotatorische Dämpfungskonstanten
d_F, d_K	Ns/m	Translatorische Dämpfungskonstanten
e	–	Modellfehler
e_{MK}	Nm	Fehlersignal des Kupplungsmoments
$f_a(a)$	–	Verteilungsdichte der Zufallsvariable a
$f_a(a b)$	–	Bedingte Verteilungsdichte der Zufallsvariable a
f_{akt}	–	Aktivierungsfunktion
f_{ZYL}	Hz	Zündfrequenz eines Zylinders
h	m	Momentanhöhe der Fluidschicht
h_F	m	Maximalhöhe der Fluidschicht
h_K	m	Abstand zwischen Reibflächen
j	–	Fehlergradient
\tilde{j}	–	Negativer Fehlergradient (transponiert)
$l_{1,2}$	m	Längen der Betätigungshebeln bei Trockenkupplung
m_D	kg	Masse der Druckplatte bei Trockenkupplung
m_K	kg	Masse des Kupplungskolbens bei Nasskupplung
n_{max}	–	Maximale Anzahl an Iterationsschritten
n_{AB}	1/min	Drehzahl der Abtriebsseite
n_{AN}	1/min	Drehzahl der Antriebsseite
p	N/m ²	Hydraulischer Druck
p_K	N/m ²	Hydraulischer Druck in der Kupplungsdruckkammer
\dot{p}_K	N/m ² s	Zeitliche Änderung des Kupplungsdruckes
p_R	N/m ²	Flächenpressung im Reibkontakt
p_V	N/m ²	Hydraulischer Druck am Ventilausgang
p_{V0}	N/m ²	Ventildruck bei Beginn der Drehmomentübertragung
q_i	–	Komponente i des Korrekturterms Q
q	m	Materialdicke der Tellerfeder
r	–	Varianz des Messrauschens
r_M	m	Momentanabstand zum Reibflächenmittelpunkt
r_A	m	Außenradius der Reibfläche
r_G	m	Geometrieabhängiger Parameter der Reibscheibe
r_I	m	Innenradius der Reibfläche

<u>Bezeichnung</u>	<u>Einheit</u>	<u>Definition</u>
s_R	Nm	Rauschsignal (diskret)
t_B	s	Betriebsdauer des Kupplungssystems
t_G	s	Gruppenlaufzeit von Signalanteilen
u_K	Pa bzw. mm	Kupplungsstellgröße (Nass- bzw. Trockenkupplung)
\dot{u}_K	Pa/s bzw. mm/s	Stellgrößenänderung (Nass- bzw. Trockenkupplung)
\mathbf{u}	–	Eingangsvektor
\mathbf{v}	–	Messrauschen
var_{θ_i}	–	Varianz des Parameters θ_i
\mathbf{w}	–	Prozessrauschen
\mathbf{x}	–	Zustandsvektor
$\dot{\mathbf{x}}$	–	Zeitliche Änderung des Zustandsvektors
$\hat{\mathbf{x}}$	–	Schätzung des Zustandsvektors
$\hat{\mathbf{x}}^-$ bzw. $\hat{\mathbf{x}}^+$	–	Schätzvektor vor- bzw. nach Korrekturschritt
x_A	m	Verschiebung der Einrückvorrichtung
x_B	m	Arbeitsweg der Belagfederung
x_i	–	Komponente i des Zustandsvektors
x_D	m	Verschiebung der Druckplatte
\dot{x}_D	m/s	Geschwindigkeit der Druckplatte
\ddot{x}_D	m/s ²	Beschleunigung der Druckplatte
x_H	m	Auslenkung des Einrückhebels
x_K	m	Verschiebung des Kupplungskolbens
\dot{x}_K	m/s	Geschwindigkeit des Kupplungskolbens
\ddot{x}_K	m/s ²	Beschleunigung des Kupplungskolbens
x_T	m	Momentanhöhe der Tellerfeder
\mathbf{y}	–	Ausgangsvektor
$\hat{\mathbf{y}}$	–	Schätzung des Ausgangsvektors
y_i	–	Komponente i des Ausgangsvektors
z	–	Anzahl der Reibkontakte

Griechische Variablen

<u>Bezeichnung</u>	<u>Einheit</u>	<u>Definition</u>
α	–	Faktor zur Gewichtung von Messdaten
β	–	Funktion zur Gewichtung von Messdaten
β_i	–	Funktionsparameter des Viskositätsmodells
γ	–	Pol des Tiefpassfilters
δ	–	Faktor zur Gewichtung der Korrekturschrittweite
δ_i	–	Funktionsparameter der Reibwertapproximation
ε_1	–	Abbruchschranke bei nichtrekursiver Optimierung
ε_2	–	Abbruchschranke bei nichtrekursiver Optimierung
$\epsilon_{p,i}$	–	Funktionsparameter der Druckabhängigkeit
ϵ_T	–	Funktionsparameter der Temperaturabhängigkeit
ζ_N	Nm/bar	Kennliniensteigung bei Nasskupplung
ζ_T	Nm/mm	Kennliniensteigung bei Trockenkupplung
η	Ns/m ²	Dynamische Viskosität des Fluides
θ	–	Parametervektor
$\hat{\theta}$	–	Schätzung des Parametervektors
θ_i	–	Komponente i des Parametervektors
$\hat{\theta}_i$	–	Schätzung der Komponente i des Parametervektors
ϑ	–	Reduktionsfaktor bei Rückprojektion der Parameter
λ	–	Vergessensfaktor
μ	–	Reibungsbeiwert
μ_D	–	Dynamischer Reibungsbeiwert
μ_G	–	Reibungsbeiwert im Gleitzustand
μ_H	–	Reibungsbeiwert im Haftzustand
ν_n	–	Faktor zur Anpassung der Korrekturgewichtung δ
ν	m/s	Gleitgeschwindigkeit der Fluidschichten
ξ	m ² /N	Viskositätsdruckkoeffizient
ρ	–	Verhältnis der Änderungen der Kostenfunktion
σ	N/m ²	Schubspannung zwischen Gleitschichten
σ_e^2	–	Varianz des Prädiktionsfehlers
$\hat{\sigma}_e^2$	–	Schätzung der Varianz des Prädiktionsfehlers

<u>Bezeichnung</u>	<u>Einheit</u>	<u>Definition</u>
σ_{e0}^2	–	Untere Schranke der Varianz des Prädiktionsfehlers
σ_{SR}	Nm	Standardabweichung des Rauschsignals
ζ	kg/m ³	Feuchtigkeitsgehalt des Reibbelags
ν	–	Poisson- bzw. Querkontraktionszahl
φ	–	Datenvektor bei linearer Least-Squares Optimierung
φ_R	rad	Winkelmaß über dem Reibflächenumfang
χ	–	Argument der Lambert-W Funktion
ω_{AB}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Abtriebsseite
$\dot{\omega}_{AB}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigung der Abtriebsseite
ω_{AN}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Antriebsseite
$\dot{\omega}_{AN}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigung der Antriebsseite
ω_K	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Kupplungsglocke
ω_P bzw. ω_S	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Primär- bzw. Sekundärseite
$\hat{\omega}_{P,S}$	rad/s	Schätzung von $\omega_{P,S}$
$\dot{\omega}_{P,S}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigung der Primär-/Sekundärseite
ω_{SG}	rad/s	Stribeck-Geschwindigkeit
$\Delta\omega$	rad/s	Differenzwinkelgeschwindigkeit (Kupplungsschlupf)
$\Delta\dot{\omega}$	rad/s ²	Zeitliche Änderung des Kupplungsschlupfes
ω_0	rad/s	Kreisfrequenz

Abkürzungen

ASG	Automatisiertes Schaltgetriebe
CVT	Continuously Variable Transmission
DSG	Direktschaltgetriebe
KKL	Kupplungskennlinie
LM	Levenberg-Marquardt Optimierungsverfahren

1. Einleitung

Trotz voranschreitender Elektrifizierung des Antriebsstranges ist davon auszugehen, dass der Verbrennungsmotor in den kommenden 10 bis 15 Jahren die wichtigste Antriebsquelle eines Kraftfahrzeuges bleibt (Lösche-ter Horst 2012). Aufgrund der drehzahlabhängigen Drehmomentcharakteristik dieser Antriebsart bleibt der Einsatz von drehmoment-drehzahlwandelnden Elementen im Antriebsstrang weiterhin unverzichtbar. Gefolgt von dem konventionellen Automatengetriebe und dem stufenlosen CVT-Getriebe, bilden zum heutigen Zeitpunkt die manuellen und automatisierten Schaltgetriebe in Summe die absolute Mehrheit der Vorrichtungen zum Drehmomenttransfer in modernen Antriebssträngen (Eckl und Lexa 2012). Ein wesentliches Merkmal dieser Getriebeart ist die Verwendung von Reibungskupplungen¹ zur Realisierung der Anfahr- und Schaltvorgänge. Neben den herkömmlichen, durch den Fahrer manuell betätigten Reibungskupplungen, werden heutzutage vermehrt auch automatisierte Kupplungen eingesetzt. Bei derartigen Kupplungen erfolgt der Schließ- bzw. Öffnungsvorgang ohne eine Mitwirkung des Fahrers, also mit Hilfe von elektrischen, pneumatischen oder hydraulischen Aktuatoren, die über ein elektronisches Steuergerät angesteuert werden.

Die Funktionsweise des Steuergerätes bzw. der implementierte Regelungsalgorithmus beeinflusst ganz entscheidend sowohl den erzielbaren Anfahr- und Schaltkomfort als auch die Lebensdauer des Kupplungssystems. Effiziente Regelungsalgorithmen arbeiten oft mit einem mathematischen Modell des Übertragungsverhaltens des Kupplungssystems, welches eine präzise Berechnung der Kupplungsstellgröße während des Fahrbetriebs ermöglicht. Für die Einhaltung der hohen Anforderungen an die Güte der Kupplungsregelung ist es daher wichtig, eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen dem modellierten und realen Betriebsverhalten der Kupplung zu erzielen. Zu diesem Zwecke wird das innerhalb der Regelung eingesetzte Kupplungsmodell während des Fahrbetriebs fortlaufend an die aktuelle Betriebssituation adaptiert. Vielfältige Adaptionmöglichkeiten bieten hier bestehende Verfahren der Systemidentifikation. Die Anwendbarkeit und der Einsatz dieser Verfahren zur Adaption des Übertragungsverhaltens von automatisierten Reibungskupplungen bilden den zentralen Untersuchungsschwerpunkt dieser Arbeit.

¹ Bei Reibungskupplungen erfolgt die Drehmomentübertragung über Kraftschluss zwischen den Kontaktflächen. Auch wenn im weiteren Verlauf dieser Arbeit hin und wieder von Kupplungen gesprochen wird, sind damit stets die Reibungskupplungen gemeint.

Zu Beginn des Abschnitts 1.1 wird auf die Motivation zur Entwicklung und auf die markttechnische Einordnung automatisierter Kupplungssysteme eingegangen, sowie deren Automatisierungsgrade und moderne Ausführungsvarianten aufgezeigt. Darauf aufbauend werden in Abschnitt 1.1.1 ausgewählte Konzepte existierender Kupplungsregelungen besprochen und die für die vorliegende Arbeit relevanten Konzepte konkretisiert. Wie bereits einleitend erwähnt, stehen dabei Regelungskonzepte im Vordergrund, die mit einer mathematischen Beschreibung des Übertragungsverhaltens der Reibungskupplung arbeiten. Infolgedessen widmet sich der darauf folgende Abschnitt 1.1.2 den physikalischen Effekten, die dieser Beschreibung zugrunde liegen. Abschnitt 1.1.2 dient somit als Ausgangspunkt zur Diskussion der Ursachen für Änderungen des Übertragungsverhaltens einer Reibungskupplung während des Fahrbetriebs, die in Abschnitt 1.1.3 geführt wird. Dies bildet die Grundlage für die in Abschnitt 1.2 vorgenommene Aufbereitung des aktuellen Entwicklungsstandes in Bezug auf existierende Verfahren zur Adaption des Übertragungsverhaltens bei automatisierten Reibungskupplungen während des Fahrbetriebs. Die Behandlung des technischen Entwicklungsstandes führt schließlich auf die Darstellung der Ziele und den Aufbau der vorliegenden Arbeit in Abschnitt 1.3.

1.1 Automatisierte Reibungskupplungen im Kfz

Die Automatisierung des Kupplungsvorganges hat bereits eine mehr als 50-jährige Entstehungsgeschichte hinter sich. Als eine der ersten, serienmäßig hergestellten Kupplungen dieser Art gilt die elektro-pneumatische Kupplung mit der Bezeichnung „Saxomat“ der Firma Fichtel & Sachs aus dem Jahre 1956 (Naunheimer et al. 2007). Damals wie heute waren es die erhöhten Anforderungen an Komfort und Bedienungsfreundlichkeit, die die Entwicklungen automatisierter Kupplungssysteme vorantrieben. Später kamen der Wunsch nach kürzeren Schaltzeiten und der Faktor „Sportlichkeit“ hinzu. Die ersten Entwicklungen konnten sich jedoch lange Zeit auf dem Markt nicht gegen das Automatgetriebe mit hydrodynamischem Drehmomentwandler durchsetzen. Dies lag unter anderem daran, dass die damaligen automatisierten Kupplungssysteme keine vergleichbare Präzision und Robustheit bei gleichen Kosten gewährleisten konnten. Mit dem Einzugsbeginn elektronischer Steuergeräte in den Bereich der Kraftfahrzeuge seit den 70er Jahren des letzten Jahrhunderts haben sich die Möglichkeiten zur Realisierung und somit auch die Marktlage von automatisierten Kupplungen im Antriebsstrang zunehmend verbessert. Auch ein weiterer Einsatzbereich kam seit der Mitte der 90er Jahre durch die Verwendung von Reibungskupplungen als verbindendes

Element zwischen dem Verbrennungs- und Elektromotor in Hybridantrieben hinzu.² In Anlehnung an Naunheimer et al. (2007) existieren heutzutage fünf Automatisierungsgrade von Schaltgetrieben im Pkw- und Nkw-Sektor (vgl. Tabelle 1).

Tabelle 1: Automatisierungsgrade von Schaltgetrieben (in Anlehnung an Naunheimer et al. 2007)

Automatisierungsgrad	Anfahrvorgang	Schaltvorgang	Gangwahl
0	Fußbetätigt	Fußbetätigt	Manuell/Schalthebel
1	Fußbetätigt	Automatisiert	Manuell/Schalthebel
2	Automatisiert	Automatisiert	Manuell/Schalthebel
3	Automatisiert	Fußbetätigte Einleitung	Manuell/Tiptaster
4	Automatisiert	Automatisiert	Automatisiert

In modernen Antriebssträngen werden überwiegend Schaltgetriebe vom Automatisierungsgrad 0 und 4 eingesetzt. Die letzteren sind am weitesten in den Ausführungsvarianten als automatisiertes Schaltgetriebe (ASG) mit einer Einfachkupplung, sowie als Doppelkupplungs- bzw. Direktschaltgetriebe (DSG) verbreitet. Während das ASG überwiegend über trockenlaufende Kupplungssysteme verfügt, werden im DSG sowohl trocken- als auch nasslaufende Doppelkupplungen eingesetzt. Im Hinblick auf die wichtigen Systemeigenschaften, wie Fahrkomfort und Bauteilbelastung bzw. Verschleiß, erfordern ASG und DSG eine präzise Betätigung der Kupplung während der Anfahrt und bei Schaltungen. Diese Anforderung treibt seit Jahren die Entwicklung verschiedener Konzepte zur Steuerung und Regelung automatisierter Kupplungssysteme voran.

1.1.1 Konzepte der Kupplungsregelung

Einleitend soll darauf hingewiesen werden, dass in dieser Arbeit die Begriffe Steuerung und Regelung im Sinne der klassischen regelungstechnischen Lehrbücher (Unbehauen 2007; Föllinger 2008) verwendet werden. Erfolgt also die Berechnung der Stellgröße ohne Berücksichtigung der Regelgröße, handelt es sich um einen Steuerungsvorgang. Im Gegensatz dazu ist ein Regelungsvorgang dadurch gekennzeichnet, dass zur Berechnung der Stellgröße die Differenz zwischen der Führungs- und Regelgröße (Regeldifferenz) verwendet wird.

² Für gewöhnlich wird eine derart eingesetzte Kupplung als Trennkupplung bezeichnet.

In der Literatur und Patentschriften ist der Einsatz verschiedener Methoden der Regelungstechnik zur Steuerung und Regelung von automatisierten Reibungskupplungen in ASG und DSG sowohl aus theoretischer als auch aus praktischer Sicht, ausführlich diskutiert worden. Die Arbeiten auf diesem Gebiet können prinzipiell in zwei Gruppen unterteilt werden. In den Arbeiten der ersten Gruppe wird als Reglerausgang direkt das erforderliche Kupplungsmoment bzw. die Anpresskraft zwischen den Reibscheiben berechnet, ohne die Entstehung des Kupplungsmoments bzw. der Anpresskraft in Betracht zu ziehen. Beispiele hierzu sind die PI-Regelung mit Entkopplung (Serrarens et al. 2004), die Beobachter basierte Sliding-Mode Regelung (Kim und Choi 2010), oder der Ansatz der optimalen linear quadratischen Regelung (Garofalo et al. 2002). In den Arbeiten der zweiten Gruppe wird stattdessen ein Stellgesetz zur Ermittlung der eigentlichen Stellgröße der Kupplung hergeleitet, wobei Eigenschaften der Schließvorrichtung der Kupplung explizit berücksichtigt werden (Glielmo et al. 2004; Glielmo et al. 2006b; Tona et al. 2007). Ein Überblick über die existierenden Verfahren und deren Klassifizierung in Bezug auf die eingesetzten Methoden sowie auf die Art und Ergebnisse der durchgeführten Tests findet sich in (Arndt et al. 2013).

Sehr gute regelungstechnischen Eigenschaften liefern in diesem Kontext Regelungskonzepte, die mit einer Vorsteuerung arbeiten. Durch das in der Vorsteuerung enthaltene Systemwissen kann eine hohe Dynamik der automatisierten Kupplungsbetätigung erreicht werden. Allerdings bewirken Ungenauigkeiten der Vorsteuerung, die zwar über den parallel wirkenden Regler zum Teil kompensiert werden können, unter Umständen eine deutliche Verminderung der Regelgüte. Die Vorsteuerung besteht meistens aus einem Modell des Übertragungsverhaltens der Reibungskupplung. Abhängig von der Modellqualität überwiegt, bezogen auf das Gesamtstellsignal, der Steuerungsanteil um ein mehrfaches den Regelungsanteil (Küpper et al. 2002). Aus diesem Grunde ist es für die Gesamtqualität der Kupplungsbetätigung primär wichtig, das Kupplungsmodell an die aktuelle Betriebssituation möglichst gut anzupassen (Küpper und Göppert 2006). Das gleiche gilt auch für die meisten, modellbasiert ausgelegten Regelungskonzepte, wie die Untersuchungen von Pollak und Serrebrennikov (2003); Glielmo et al. (2006a); Dolcini (2007) sowie Vasca et al. (2008) belegen. Die mathematische Beschreibung des Kupplungsverhaltens ist im Einzelnen von den Eigenschaften der Schließeinrichtung abhängig, für das übertragbare Reibmoment kann jedoch eine verallgemeinerte Berechnungsvorschrift hergeleitet werden. Im nachfolgenden Abschnitt werden die wesentlichen Grundlagen der Drehmomentübertragung mit Reibungskupplungen angegeben.

1.1.2 Drehmomentübertragung mit Reibungskupplungen

Die Drehmomentübertragung mit Reibungskupplungen basiert im Allgemeinen auf den Gesetzen der mechanischen und hydrodynamischen Reibung. Durch den reibungsbedingten Kraftschluss wird das Drehmoment von der primären auf die sekundäre Kupplungsseite und umgekehrt übertragen. Abbildung 1 zeigt eine prinzipielle Darstellung dieses Vorganges, wobei M_{AN} das Antriebs-, M_L das Last-, M_K das Kupplungsmoment sowie F_{AN} die Normal- bzw. Anpresskraft und μ den Reibungskoeffizienten repräsentieren.

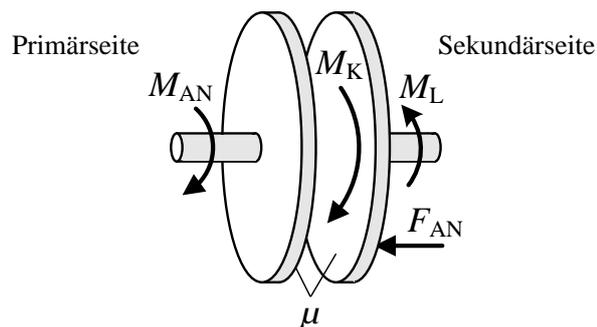


Abbildung 1: Prinzip der Drehmomentübertragung mit einer Reibungskupplung

Bei der Betrachtung der Drehmomentübertragung mit Reibungskupplungen wird in dieser Arbeit von trocken- und nasslaufenden Kupplungssystemen ausgegangen. Während die Drehmomentübertragung bei Trockenkupplungen in erster Linie auf den Gesetzen der Festkörperreibung basiert, tritt bei Nasskupplungen zusätzlich die Flüssigkeitsreibung, separat oder in Kombination mit der Festkörperreibung, auf. Die Ursachen der Drehmomentübertragung in Reibungskupplungen werden nachfolgend für beide Reibungsarten ausgeführt.

Festkörperreibung

Nach dem Reibungsgesetz von Amontons-Coulomb ist die zwischen zwei festen Körpern wirkende Reibkraft F_{RB} proportional der Normal- bzw. Anpresskraft F_{AN} , mit der diese Körper gegeneinander gepresst werden. Mit dem Reibungskoeffizient μ als Proportionalitätsfaktor gilt für die Reibkraft

$$F_{RB} = \mu F_{AN}. \quad (1.1)$$

Die Reibkraft nach Gl. (1.1) bildet die Grundlage zur Berechnung des übertragbaren Reibmoments, die anhand der Abbildung 2 in Anlehnung an Steinhilper (2012), hergeleitet wird.

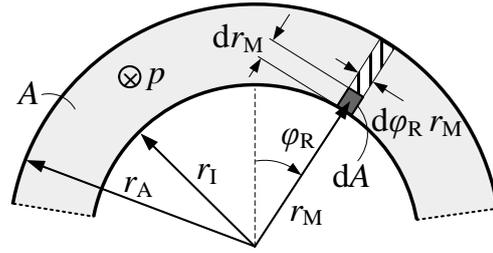


Abbildung 2: Parametrierung der Reibfläche zur Herleitung der Berechnung des Reibmoments

Betrachtet wird der Flächenausschnitt $dA = r_M d\varphi_R dr_M$ der Reibfläche A zwischen der primären und sekundären Kupplungsscheibe, wobei im Reibkontakt der Druck p wirkt.³ Damit kann dA maximal die differentielle Reibkraft

$$dF_{RB} = \mu p dr_M d\varphi_R r_M \quad (1.2)$$

übertragen. Mit dem Momentanradius r_M als Hebelarm ergibt sich damit ein differentiell übertragbares Drehmoment von maximal

$$d^2 M_{K,max} = dF_{RB} r_M = \mu p dr_M d\varphi_R r_M^2, \quad (1.3)$$

wobei der Operator d^2 aufgrund der zweifachen Abhängigkeit des Kupplungsmoments von der Koordinate r_M bzw. φ_R resultiert. Weiterhin kann die Gl. (1.3) zu

$$\frac{d^2 M_{K,max}}{dr_M} = \mu p d\varphi_R r_M^2 \quad (1.4)$$

umgeformt werden. Integration von Gl. (1.4) über r_M mit Integrationsgrenzen r_I und r_A , als der innere bzw. äußere Radius der Kupplungsscheibe, liefert den Momentanteil

$$dM_{K,max} = \mu p d\varphi_R \int_{r_I}^{r_A} r_M^2 dr_M = \frac{1}{3} \mu p d\varphi (r_A^3 - r_I^3), \quad (1.5)$$

welcher durch die in Abbildung 2 schraffiert dargestellte Fläche übertragen werden kann. Aus der Umformung von Gl. (1.5) zu

$$\frac{dM_{K,max}}{d\varphi_R} = \frac{1}{3} \mu p (r_A^3 - r_I^3) \quad (1.6)$$

³ Aus Vereinfachungsgründen wird nachfolgend eine gleichmäßige Druckverteilung innerhalb des Reibkontakts angenommen. Im Allgemeinen gilt jedoch stationär $p = f(r_M, \varphi_R)$ (vgl. z.B. Vasca et al. 2008).

und anschließender Integration über φ_R auf dem gesamten Umfang der Reibscheibe resultiert das maximal übertragbare Kupplungsmoment der betrachteten Kontaktfläche zu

$$M_{K,\max} = \frac{1}{3} \mu p (r_A^3 - r_I^3) \int_0^{2\pi} d\varphi_R = \frac{2\pi}{3} \mu p (r_A^3 - r_I^3). \quad (1.7)$$

Wird für den Anpressdruck $p = F_{AN}/A$ mit $A = \pi(r_A^2 - r_I^2)$ eingesetzt, folgt weiterhin

$$M_{K,\max} = \mu \frac{2(r_A^3 - r_I^3)}{3(r_A^2 - r_I^2)} F_{AN}. \quad (1.8)$$

Schließlich wird der Bruchterm in der oberen Gleichung zu einem, geometrieabhängigen Systemparameter r_G zusammengefasst und die Variable z als Anzahl der Reibkontakte des Kupplungssystems eingeführt. Aus Gl. (1.8) resultiert die Berechnung des maximal übertragbaren Drehmoments aufgrund der Festkörperreibung zu⁴

$$M_{K,\max} = \mu r_G z F_{AN}. \quad (1.9)$$

Bisher war stets von einem maximal übertragbaren Kupplungsmoment die Rede, sodass Gl. (1.9) zunächst sowohl für eine schlupfende als auch für eine haftende Kupplung gilt. Das tatsächlich wirkende Kupplungsmoment ist jedoch für die beiden Kupplungszustände schlupfend bzw. haftend unterschiedlich und berechnet sich mit Kupplungsschlupf $\Delta\omega$ als Differenz der Winkelgeschwindigkeiten der Primär- und Sekundärseite, $\dot{\omega}_{AN}$ als Winkelbeschleunigung der Primärseite und M_{AN} als Antriebsmoment (vgl. Abbildung 1) zu

$$M_K = \begin{cases} M_{K,\max} \operatorname{sign}(\Delta\omega), & |\Delta\omega| > 0 \\ M_{AN} - J\dot{\omega}_{AN}, & |\Delta\omega| = 0 \wedge M_{K,\max} \geq |M_{AN} - J\dot{\omega}_{AN}|. \end{cases} \quad (1.10)$$

Die Gl. (1.10) gilt, im Falle von Festkörperreibung, sowohl für nass- als auch für trockenlaufende Kupplungssysteme. Unterschiede bestehen jedoch in der systemspezifischen Realisierung der Anpresskraft, verwendeten Anzahl der Reibflächen und charakteristischen Eigenschaften bzw. Systemabhängigkeiten des Reibungskoeffizienten. Diese Thematik wird für beide Kupplungsarten in den Abschnitten 3.1 und 3.2 detailliert behandelt.

⁴ Das maximal übertragbare Kupplungsmoment wird als Kupplungskapazität bezeichnet.

Flüssigkeitsreibung

Im Kontext dieser Arbeit tritt die Flüssigkeitsreibung ausschließlich bei nasslaufenden Kupplungen auf. Sie wirkt bereits bei einer geöffneten Kupplung und geht während des Schließvorganges in die Festkörperreibung über (eine detaillierte Betrachtung dieses Vorganges wird in Abschnitt 3.1.1 vorgenommen).

Bei der Flüssigkeitsreibung erfolgt der Kraftschluss zwischen zwei parallelen Festkörpern über die Fluidschicht, die sich zwischen den beiden Körpern befindet. Abbildung 3 zeigt diesen Sachverhalt für den in Abbildung 2 dargestellten Flächenausschnitt dA .

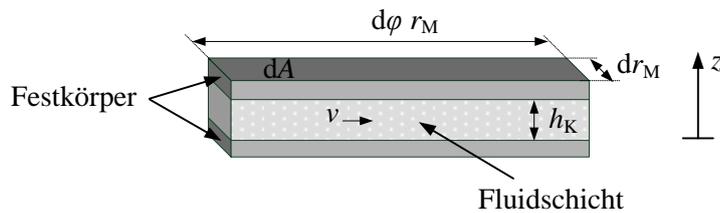


Abbildung 3: Vorgang der Kraftübertragung aufgrund der Flüssigkeitsreibung zwischen zwei parallelen Flächen

Mit η als dynamische Viskosität des Fluides folgt nach dem Newtonschen Fluid-Reibungsgesetz für die viskose Schubspannung zwischen den Gleitflächen (vgl. Popov 2009)

$$\sigma(r_M, z) = \eta \frac{\partial v}{\partial z}. \quad (1.11)$$

Bei der Annahme, dass die Umfangsgeschwindigkeit v des Fluides zwischen Kontaktflächen sich über z linear ändert (vgl. Sigloch 2005), kann sie als

$$v(r_M, z) = r_M \omega_{AN} + r_M z \frac{\Delta \omega}{h_K} \quad (1.12)$$

berechnet werden, womit aus der Gl. (1.11) für die Schubspannung der Ausdruck

$$\sigma(r_M) = \eta r_M \frac{\Delta \omega}{h_K} \quad (1.13)$$

resultiert. Folglich kann der Flächenausschnitt dA die differentielle Schubkraft

$$dF_{SCH} = \sigma(r_M) dA = \eta r_M^2 \frac{\Delta \omega}{h_K} dr_M d\varphi \quad (1.14)$$

übertragen. Mit r_M als Hebelarm resultiert daraus, analog zu Gl. (1.3), ein differentiell übertragbares Schubmoment

$$d^2M_{SCH} = dF_{SCH}r_M = \eta r_M^3 \frac{\Delta\omega}{h_K} dr_M d\varphi. \quad (1.15)$$

In Analogie zu der Vorgehensweise bei der Integration in den Gleichungen (1.4) bis (1.7) folgt schließlich für das übertragbare Schubmoment einer Kupplung mit z Reibflächen

$$M_{SCH} = z \frac{\pi}{2h_K} \eta \Delta\omega (r_A^4 - r_I^4). \quad (1.16)$$

Die Gl. (1.16) beschreibt somit das Kupplungsmoment, das ausschließlich aufgrund der Flüssigkeitsreibung in Abhängigkeit von dem Kupplungsschlupf übertragen wird. Eine wichtige Voraussetzung für die Gültigkeit dieser Gleichung besteht in der Annahme, dass der Luftspalt zwischen den Reibflächen vollständig gefüllt ist und dessen Konsistenz konstant bleibt (vgl. Abschnitt 3.1.2).

Bevor die existierenden Verfahren zur Adaption des Übertragungsverhaltens bei Reibungskupplungen in Abschnitt 1.2 vorgestellt werden, werden Ursachen für Änderungen des Übertragungsverhaltens von Reibungskupplungen während des Fahrbetriebs diskutiert.

1.1.3 Ursachen der Änderung des Übertragungsverhaltens

Während der Einsatzdauer verursachen verschiedene Betriebseinflüsse Veränderungen des Übertragungsverhaltens der Reibungskupplung. Diese Veränderungen werden in erster Linie aufgrund von Änderungen einzelner Systemvariablen in Gl. (1.9) bzw. Gl. (1.16) induziert und werden im Folgenden einführend besprochen. Eine detaillierte Betrachtung der Änderungsursachen erfolgt im Kapitel 3 im Rahmen der Modellierung von nass- bzw. trockenlaufenden Kupplungssystemen.

Der Reibungskoeffizient μ in der Gl. (1.9) hängt in erster Linie von den Materialien der Reibpaarung ab. Die üblichen Reibpaarungen der Kfz-Kupplungen weisen eine Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Gleitgeschwindigkeit (Kupplungsschlupf $\Delta\omega$) und der Reibflächentemperatur T_R auf. Außerdem haben bei Trockenkupplungen der Feuchtigkeitsgehalt des Reibbelags ζ bzw. bei Nasskupplungen die dynamische Viskosität η des Kühlfluides einen Einfluss auf den Reibungskoeffizienten. Die Fluidviskosität η geht auch in die Berechnung des Schubmoments nach Gl. (1.16) ein. Sie weist eine Abhängigkeit von der Temperatur bzw. Druck auf (vgl. Anhang C) und beeinflusst dadurch die Drehmomentübertragung einer Nasskupplung sowohl über den Reibungskoeffizienten, als auch über das Schubmoment.

Der geometrieabhängiger Parameter r_G in Gl. (1.9), der oft als mittlerer Reibradius interpretiert wird, scheint auf den ersten Blick konstruktiv vorgegeben und dadurch konstant zu sein. Dies stimmt jedoch nur für die idealisierte Annahme des Reibkontaktes als vollflächig, ringförmig und starr, was in der Realität im Allgemeinen nicht der Fall ist. Das gleiche gilt prinzipiell für den Ausdruck $(r_A^4 - r_I^4)$ in der Gl. (1.16) auch. Jedoch ist die Änderung der geometrischen Gegebenheiten bei Nasskupplungen wesentlich weniger ausgeprägt als bei Trockenkupplungen. Des Weiteren ist in der Gl. (1.16) die Dicke der Fluidschicht h_K von der Anpresskraft F_{AN} abhängig.

Die Anpresskraft wird bei trockenlaufenden Kupplungssystemen mechanisch bzw. bei nasslaufenden Systemen hydraulisch realisiert und ist in erster Linie von der Stellgröße der Kupplung u_K abhängig. Die Kupplungsstellgröße entspricht dabei, abhängig von der Realisierungsart, entweder einer mechanischen Verschiebung oder einem hydraulischen Druck. Weitere Einflüsse auf das Übertragungsverhalten der Kupplung bzw. auf die Anpresskraft hat die Schließeinrichtung. Deren konstruktive Ausführung bestimmt maßgeblich die Lage des Eingriffspunktes⁵ der Kupplung. Der Eingriffspunkt und auch die Funktionseigenschaften der Schließeinrichtung weisen zudem eine Abhängigkeit von der Kupplungstemperatur T_K auf. Des Weiteren existieren sekundäre Abhängigkeiten der Anpresskraft von der aufgrund der Rotationsgeschwindigkeit der Kupplung ω_K resultierenden Fliehkraft. Die meisten Schließeinrichtungen weisen zudem eine mehr oder weniger ausgeprägte Hysterese auf, sodass das übertragbare Kupplungsmoment zusätzlich von der zeitlichen Änderung der Kupplungsstellgröße \dot{u}_K bzw. deren Vorzeichen abhängt.

Die einzige Variable in Gl. (1.9) und (1.16), die tatsächlich konstruktiv vorgegeben und während der Lebensdauer der Kupplung konstant bleibt, ist die Anzahl der Reibkontakte z , wobei für jeden Reibkontakt prinzipiell separate Parameter μ und r_G gelten.

Speziell bei Doppelkupplungssystemen tritt ein unter der Bezeichnung „Übersprechen“ bekannter Effekt auf, der die gegenseitige Wechselwirkung bei gleichzeitiger Betätigung beider Teilkupplungen des Doppelkupplungssystems beschreibt. Aufgrund dessen hängt bei Doppelkupplungen das Kupplungsmoment der jeweiligen Teilkupplung im Allgemeinen von beiden Kupplungsstellgrößen ab. Letztendlich wird bei sämtlichen Kupplungssystemen aufgrund von Verschleiß- und Ermüdungsvorgängen die Funktionsweise durch die Betriebsdauer t_B beeinflusst. Abbildung 4 fasst die wesentlichen Abhängigkeiten des übertragbaren Kupplungsmoments von weiteren Systemgrößen zusammen, wobei die jeweilige

⁵ Der Eingriffspunkt beschreibt den Wert der Kupplungsstellgröße ab dem die Reibflächen in Kontakt treten.

Systemgröße fett umrandet ist, der physikalische Effekt, über den diese Größe wirkt, durch eine gestrichelte bzw. die betroffene Variable der Gl. (1.9) durch eine durchgezogene Umrandung gekennzeichnet sind. Unter Berücksichtigung dieser Abhängigkeiten wird aus Gl. (1.9)

$$M_{K,max} = \mu(\Delta\omega, T_R, t_B) \cdot r_G(F_{AN}, T_R, t_B) \cdot z \cdot F_{AN}(u_K, \dot{u}_K, T_K, \omega_K, t_B), \quad (1.17)$$

bzw. aus Gl. (1.16), mit T_F als Fluidtemperatur

$$M_{SCH} = z \frac{\pi}{2h_K(F_{AN})} \eta(T_F) \Delta\omega (r_A^4 - r_I^4). \quad (1.18)$$

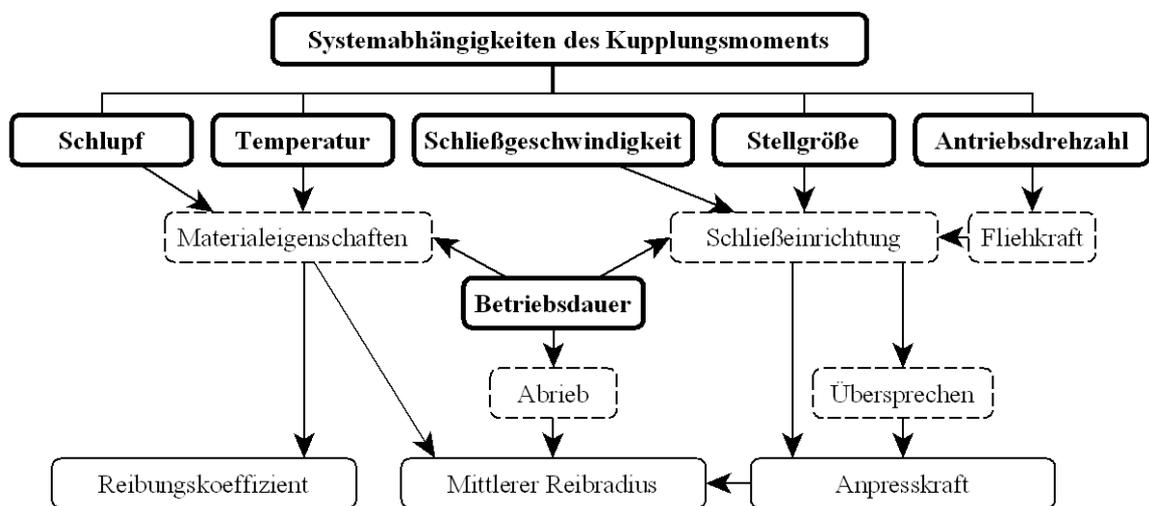


Abbildung 4: Abhängigkeiten des Kupplungsmoments von weiteren Systemgrößen

Die einzelnen Systemabhängigkeiten des Kupplungsmoments unterscheiden sich in dem Ausmaß der Auswirkung auf das übertragbare Kupplungsmoment (eine detaillierte Behandlung der wesentlichen Einflussgrößen, wie der Kupplungsstellgröße, der Temperatur sowie des Kupplungsschlupfes erfolgt im Kapitel 3). Während des Fahrbetriebs wird das Kupplungsmoment aktiv über die Stellgröße der Kupplung beeinflusst. Die Stellgröße hat naturgemäß die größte Einwirkung auf das Kupplungsmoment, sie ist eine vorgebbare Systemgröße und ermöglicht die direkte Beeinflussung des Kupplungsmoments aus der Regelungsebene heraus. Weitere Systemgrößen haben dagegen einen vergleichsweise geringeren Einfluss auf das übertragbare Kupplungsmoment und wirken sich überwiegend implizit auf diesen aus. Diese Größen können nicht direkt vorgegeben werden und hängen von dem jeweiligen Betriebszustand der Kupplung ab.

Es kann demnach prinzipiell zwischen zwei verschiedenen Arten der Beeinflussung der Drehmomentübertragung einer Reibungskupplung unterschieden werden. Die erste stellt die direkte/gewollte Beeinflussung des Kupplungsmoments über die Stellgröße der Kupplung dar. Der quasistationäre Zusammenhang zwischen der Stellgröße der Kupplung und dem übertragbaren Kupplungsmoment wird dabei in Form einer Kennlinie, der sogenannten Kupplungskennlinie

$$M_K = f(u_K) \quad (1.19)$$

beschrieben. Die Quasistationarität ist dabei darin zu sehen, dass sich die Funktion f in Gl. (1.19) in Abhängigkeit des momentanen Systemzustandes, in erster Linie Schlupf- und Temperaturabhängig, ändert. Bei der zweiten Art der Drehmomentbeeinflussung geht es um indirekte Abhängigkeiten des Kupplungsmoments von weiteren Systemgrößen (vgl. Abbildung 4) bzw. Gln. (1.17) und (1.18).

Für eine präzise Ansteuerung des Kupplungssystems während des Fahrbetriebs ist es erforderlich, sowohl die primäre Abhängigkeit der Drehmomentübertragung von der Stellgröße, als auch die relevanten Anteile der sekundären Einflüsse ausreichend genau zu kennen. Zu diesem Zwecke wurden in der Vergangenheit verschiedene Verfahren entwickelt, die auf unterschiedliche Weise und mit unterschiedlichen Eigenschaften das modellierte Übertragungsverhalten der Kupplung an die aktuelle Betriebssituation adaptieren.

1.2 Stand der Technik

Verfahren zur Adaption von Kupplungskennlinien unterscheiden sich zunächst in dem Umfang der durchzuführenden Kennlinienadaption. So sind einige Verfahren ausgelegt, um das vollständige Kennlinienmodell an die aktuelle Betriebssituation anzupassen, andere adaptieren nur einzelne Kennlinienmerkmale, wie z.B. Lage des Eingriffspunktes, Reibwertfaktor, oder Kennlinienform. Die nachfolgenden Ausführungen beziehen sich auf beide Formen der Adaption von Kupplungskennlinien. Weiterhin soll im Folgenden, sofern nicht explizit anders erwähnt, gelten, dass ein Adaptionsverfahren prinzipiell sowohl für nasslaufende, als auch für trockenlaufende Kupplungssysteme, sowie für Einfach- und für Doppelkupplungen einsetzbar ist.

Um eine übersichtliche Darstellung und Analyse der existierenden Adaptionsverfahren zu erhalten bzw. Kriterien festzulegen, anhand derer Verfahren miteinander verglichen werden können, werden zunächst drei wesentliche Bestandteile eines Adaptionsverfahrens definiert.

Der erste wesentliche Bestandteil beinhaltet die Generierung von Systemdaten, die zur Durchführung der Adaption erforderlich sind. Bei der in diesem Abschnitt diskutierten Adaption der Kupplungskennlinie sind es in erster Linie die Stellgröße der Kupplung und das korrespondierende Kupplungsmoment. Als zweiter wichtiger Bestandteil eines Adaptionsverfahrens wird das verwendete Modell der Kupplungskennlinie angesehen. Der dritte Bestandteil repräsentiert die Art und Weise, wie die Adaption des Kennlinienmodells an die ermittelten Systemdaten im Rahmen des Adaptionsvorganges ausgeführt wird. Die existierenden Adaptionsverfahren werden nachfolgend in Bezug auf die drei eingeführten Hauptbestandteile analysiert.

1.2.1 Erzeugung von Adaptionsdaten

Die Adaption der Kupplungskennlinie erfolgt im Allgemeinen anhand von Datenpunkten, die paarweise die Stellgröße der Kupplung und das korrespondierende Kupplungsmoment repräsentieren. Abhängig von der Robustheit eines Adaptionsverfahrens wirkt sich die Genauigkeit der Adaptionsdaten auf die resultierende Kupplungskennlinie mehr oder weniger stark aus und beeinflusst dadurch die erzielbare Regelgüte der Momentübertragung. Aus diesem Grund werden Methoden zur Generierung von Adaptionsdaten kontinuierlich weiter entwickelt. Die Stellgröße der Kupplung wird in den meisten praxisrelevanten Adaptions- bzw. Regelungsverfahren messtechnisch erfasst. Bei den trockenlaufenden Kupplungssystemen werden dazu überwiegend Wegsensoren und bei den nasslaufenden Systemen Drucksensoren eingesetzt. Diese Vorgehensweise ist prinzipiell unkompliziert, kann kostengünstig realisiert werden und ist daher in Kfz-Anwendungen weit verbreitet. Anders sieht es bei der Ermittlung des Kupplungsmomentes aus. Die Verwendung von Drehmomentsensoren, z.B. an der Getriebeeingangswelle (Bitzer et al. 2006), stellt zwar eine sehr genaue Möglichkeit zur Bestimmung des Kupplungsmoments dar, ist aber mit zusätzlichen Kosten verbunden und hat sich daher in der Praxis nicht durchgesetzt. Aus diesem Grund wurden in der Vergangenheit verschiedene alternative Möglichkeiten zur Bestimmung des Kupplungsmomentes innerhalb eines Adaptionsverfahrens entwickelt. Die Basisansätze, die diesen Möglichkeiten zugrunde liegen, sind in Abbildung 5 zusammenfassend dargestellt und werden im weiteren Verlauf dieses Abschnitts behandelt.

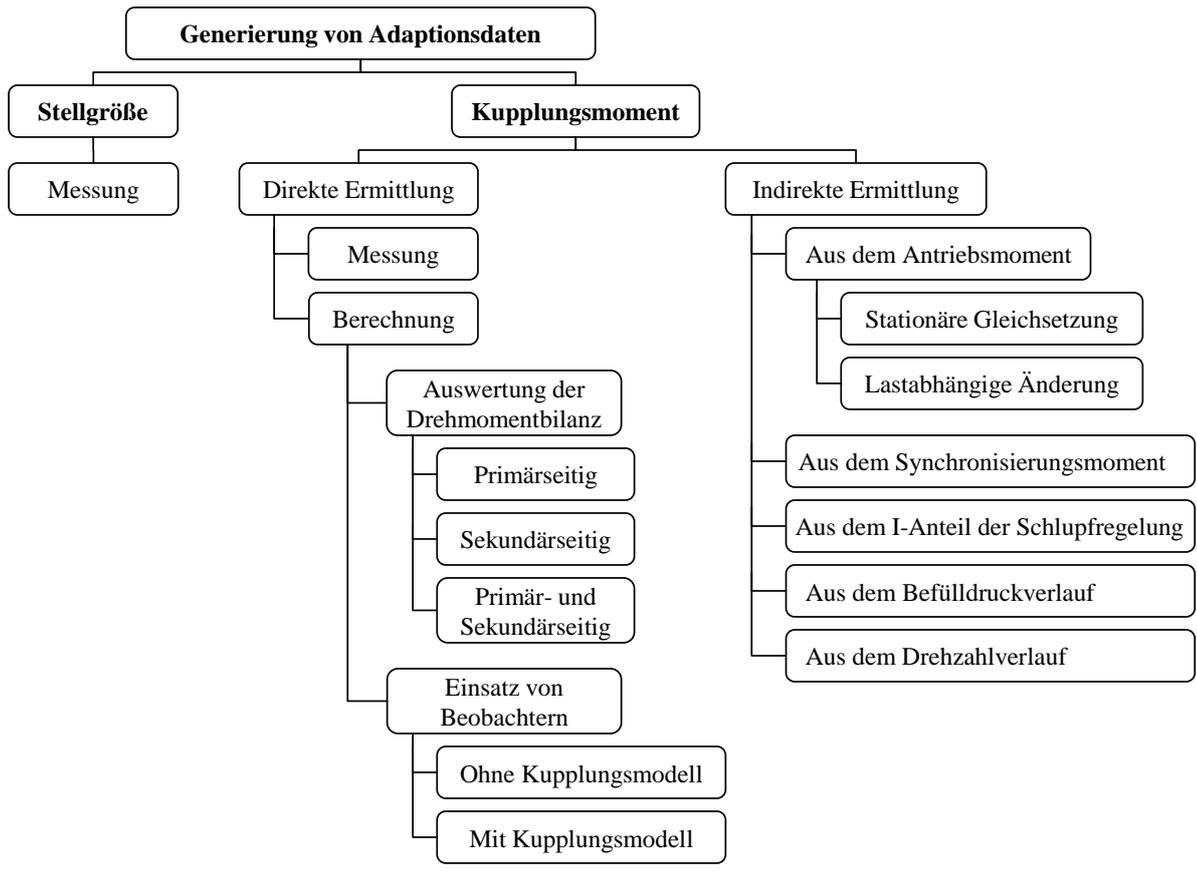


Abbildung 5: Methoden zur Generierung von Adaptionen für Kennlinienadaption

Grundsätzlich kann zwischen einer direkten und einer indirekten Bestimmung des Kupplungsmomentes unterschieden werden. Bei der direkten Variante wird das Kupplungsmoment basierend auf den Bewegungsgleichungen des Antriebsstranges (direkt) berechnet. Bei der indirekten Variante wird stattdessen über weitere Systemgrößen auf das wirkende Kupplungsmoment (indirekt) geschlossen.

In den meisten Fällen der direkten Bestimmung des Kupplungsmoments wird die Drehmomentbilanz an der schleifenden Kupplung ausgewertet. Dies kann entweder, wie von Glielmo et al. (2004) vorgeschlagen, für die primäre Kupplungsseite, oder entsprechend den Ausführungen von Becker et al. (1999) für die sekundäre Kupplungsseite erfolgen. Zur Adaption der Kupplungskennlinie einer Trennkupplung bei Hybridantrieben (vgl. Abschnitt 1.1) kann bei geöffneten Fahrkupplungen die Drehmomentbilanz gleichzeitig für beide Kupplungsseiten ausgewertet werden (Blessing et al. 2010). Dadurch kann die Genauigkeit der Drehmomentbestimmung im Vergleich zur primärseitigen Auswertung der Drehmomentbilanz erhöht werden, weil die sekundärseitige Last der Trennkupplung bei geöffneten Fahrkupplungen unabhängig von dem, evtl. fehlerhaften, Verbrennungsmoment bestimmt werden kann. Zur Adaption von Fahrkupplungen kann die beidseitige Auswertung

der Drehmomentbilanz jedoch nicht ohne Weiteres angewendet werden. Denn im Gegensatz zur beschriebenen Vorgehensweise bei Trennkupplungen, ist die sekundärseitige Last einer Fahrkupplung im Allgemeinen unbekannt. Weiterhin ist für eine unmittelbare Auswertung der Drehmomentbilanz an der Kupplung, genau genommen für die Berechnung des Beschleunigungsmoments, die Kenntnis der Winkelbeschleunigung der jeweiligen Kupplungsseite erforderlich. Sie wird meistens über den Differenzenquotienten aus dem tiefpassgefilterten Verlauf der Winkelgeschwindigkeit ermittelt, beinhaltet aber Ungenauigkeiten, u.a. aufgrund von restlichen Rauschteilen im Geschwindigkeitssignal. Um die Auswirkung dieser Ungenauigkeiten bzw. der Ungenauigkeiten im des berechneten Verbrennungsmoment auf die Bestimmung des Kupplungsmomentes zu reduzieren, arbeiten einige Verfahren zur Kennlinienadaptation mit Zustands-, Stör-, oder Eingangsgrößen- Beobachtern. So verwenden Eich et al. (2002) zu diesem Zweck einen PI-Beobachter⁶ (vgl. z.B. Beale und Shafai 1988), der das Kupplungs- bzw. Lastmoment als unbekannte Störgrößen rekonstruieren soll. Von Tona et al. (2007) wird vorgeschlagen, das Kupplungsmoment als unbekannte Eingangsgröße aufzufassen und durch Verwendung eines entsprechenden Fehlermodells und einer hohen Beobachtungsverstärkung zu schätzen. Diesen beiden, sowie weiteren ähnlichen, Ansätzen ist gemeinsam, dass der Beobachter kein explizites Modell der Reibungskupplung beinhaltet. Vielmehr wird, ausgehend von dem Momentfluss innerhalb des Antriebsstranges, auf das wirkende Kupplungsmoment geschlossen. Alternativ dazu sind aus der Literatur auch Beobachtungsansätze bekannt, bei denen das Kupplungsmoment explizit modelliert wird. Die Modellierung des Kupplungsmomentes kann dabei entweder basierend auf den Eigenschaften der Kontaktreibung⁷, oder basierend auf der Verdrehung von elastischen Kupplungskomponenten erfolgen. Im ersten Fall verwenden Mahl et al. (2011) zur Nachbildung der Reibeigenschaften das sogenannte LuGre⁸-Modell nach Canudas de Wit et al. (1995) und schätzen dessen Zustandsgrößen mit Hilfe eines nicht näher spezifizierten Beobachters. Im zweiten Fall modellieren ter Beek und Söffker (2009) u.a. die Verdrehung des Torsionsdämpfers innerhalb der Reibscheibe und verwenden einen PI-Beobachter zur Zustandsrekonstruktion. Eine weitere Möglichkeit zur beobachterbasierten Berechnung des Kupplungsmoments wird von Dolcini et al. (2005) vorgeschlagen, siehe auch Dolcini (2007) und Dolcini et al. (2010). Dabei wird, ausgehend von einem als bekannt angenommenen Verhalten der Schließeinrichtung und somit einer bekannten Anpresskraft, der Reibungskoeffizient als eine

⁶ Erweiterung der proportionalen Fehlerrückführung beim Luenberger Beobachter um einen Integralzweig.

⁷ Fundierte Untersuchungen zu Modellierung von Reibungsvorgängen sind in Stamm (2009) zu finden.

⁸ Namensgebung durch Anfangsbuchstaben der beteiligten Universitäten in Lund und Grenoble.

konstante Zustandsgröße aufgefasst und mit Hilfe eines adaptiven Beobachters für lineare zeitinvariante Systeme geschätzt.

Ebenso wie bei der direkten Methode wurden in der Literatur verschiedene Ansätze zur indirekten Bestimmung des Kupplungsmoments vorgeschlagen. In dieser Kategorie existieren zunächst mehrere Verfahren, die das Kupplungsmoment über das wirkende Antriebsmoment des Verbrennungs- oder Elektromotors bzw. dessen Änderung, bestimmen. So setzen Grob und Schoettle (1995) in Betriebssituationen mit stationärem Teilschlupf⁹ das Kupplungsmoment einfach dem mittleren Antriebsmoment gleich. Von Budal et al. (2003) wird vorgeschlagen, im Leerlaufbetrieb des Verbrennungsmotors bei stehendem Fahrzeug die Fahrkupplung sukzessive zu schließen und die durch die Leerlaufregelung verursachte Erhöhung des Antriebsmoments als Kupplungsmoment aufzufassen. Eine alternative Vorgehensweise, die sowohl bei einem stehendem, als auch bei einem rollenden Fahrzeug durchgeführt werden kann, wurde von Aho et al. (2012) entwickelt. Diese Vorgehensweise ist jedoch primär bei Doppelkupplungsgetrieben mit einer schaltbaren Vorgelegewelle anwendbar.¹⁰ Denn während der Durchführung der Momentermittlung sind die beiden Getriebeeingangswellen über eingelegte Gänge miteinander verbunden, weshalb der Momentfluss zur Getriebeausgangswelle durch Gangauslegung an der Vorgelegewelle unterbrochen werden muss. Bei der eigentlichen Ermittlung des Kupplungsmoments wird zunächst die eine der beiden Teilkupplungen vollständig geschlossen und anschließend die zweite Teilkupplung mit einer definierten Stellgröße betätigt. Die dadurch resultierende Belastung des Antriebsaggregats bewirkt eine Erhöhung dessen Antriebsmomentes und kann als Lastmoment der schließenden Kupplung aufgefasst werden. Eine interessante Vorgehensweise zur Ermittlung des Kupplungsmomentes wurde von Bolz et al. (2000) entwickelt. Sie schlagen vor, das Antriebsmoment während des Fahrbetriebs sukzessive zu erhöhen und gleichzeitig die entstandene Momentdifferenz mit Hilfe eines mit der Getriebeeingangswelle verbundenen steuerbaren Nebenaggregates¹¹ abzufangen. Übersteigt das Antriebsmoment das Kupplungsmoment, entsteht ein positiver Kupplungsschlupf, bei dessen Erkennung der aktuelle Wert des Antriebsmomentes dem Kupplungsmoment gleichgesetzt wird.

Ein Vorteil der antriebsmomentbasierten Bestimmung des Kupplungsmoments liegt darin, dass hierfür keine Kenntnis des Beschleunigungsmoments erforderlich ist und die zuvor beschriebene Problematik seiner Ermittlung entfällt. Nachteilig ist jedoch, dass die

⁹ Wechsel zwischen Schlupf- und Haftphase der Kupplung aufgrund von Verbrennungsspitzen.

¹⁰ Derartige Kombinationen kommen z.B. im Nutzfahrzeugsektor vor.

¹¹ Das Nebenaggregat kann z.B. ein Startergenerator sein (Reik 1999).

Genauigkeiten des ermittelten Kupplungsmoments und des Antriebsmoments direkt miteinander korrelieren. Aus diesem Grunde existieren Verfahren, die das Kupplungsmoment unabhängig sowohl vom Antriebsmoment, als auch vom Beschleunigungsmoment bestimmen. Cappelmann und Fähländ (2004) schlagen in diesem Kontext vor, zunächst die inaktive Kupplung eines Doppelkupplungsgetriebes mit einer definierten Stellgröße zu schließen und anschließend die korrespondierende Synchronisierungseinrichtung solange zu betätigen, bis ein positiver Kupplungsschlupf erkannt wird. Der Wert des übertragbaren Kupplungsmoments entspricht in diesem Fall dem als bekannt vorausgesetzten Synchronisierungsmoment. Bei der von Kuhn und Schmidt-Brücken (1992) entwickelten Vorgehensweise wird im stationären Mikroschlupfbetrieb der Integralanteil der Mikroschlupfregelung in Kombination mit dem Sollwert des Kupplungsmoments ausgewertet und abhängig davon das tatsächliche Kupplungsmoment bestimmt. Ein weiteres, vom Antriebs- bzw. Beschleunigungsmoment unabhängiges Verfahren zur Ermittlung des Kupplungsmoments basiert auf der Auswertung des Druckverlaufs in der Befüllkammer während der Betätigung einer hydraulisch aktuierten Kupplung (Tarasow et al. 2012). Hierbei steht lediglich die Ermittlung des Eingriffspunktes, also die Erkennung eines Kupplungsmomentes von annähernd 1 Nm bis 3 Nm, im Vordergrund. Das gleiche Ziel verfolgen auch Bitzer et al. (2007) und Bader et al. (2010), indem sie, ausgehend von einer geschlossenen bzw. geöffneten Kupplung, den Drehzahlverlauf der Getriebeeingangswelle mit ausgelegtem Gang während des Öffnungs- bzw. Schließvorganges auswerten. Wird eine Absenkung bzw. Anhebung der Eingangswellendrehzahl festgestellt, ist dies ein Hinweis auf den gesuchten Wert des Kupplungsmoments. Die Abbremsung der Getriebeeingangswelle vor dem Schließen der Kupplung kann dabei entweder über ein getriebeseitig angeordnetes Nebenaggregat (Bolz et al. 2000), oder über die Synchronisierungseinrichtung (Bader et al. 2010) realisiert werden.

Von den in diesem Abschnitt vorgestellten Basisansätzen zur Erzeugung von Adaptiondaten existieren oft mehrere Ausführungsvarianten, die sich jedoch lediglich in Details unterscheiden. Die meisten dieser Unterschiede haben für die Untersuchungen innerhalb dieser Arbeit nur sekundäre Bedeutung und werden daher an dieser Stelle nicht explizit betrachtet. Anderenfalls erfolgt eine separate Behandlung der relevanten Unterschiede im weiteren Verlauf der Arbeit.

1.2.2 Kennlinienmodelle

Prinzipiell kann die Modellierung von Kupplungskennlinien auf zwei unterschiedlichen Wegen erfolgen, entweder basierend auf den physikalischen Vorgängen innerhalb einer Kupplung, oder ausgehend von einer bekannten geometrischen Kennlinienform. Für den ersten Fall wurden entsprechende Untersuchungen z.B. von Vasca et al. (2008) für eine Trockenkupplung, bzw. von Lazar et al. (2010), sowie von Tarasow et al. (2010a) für eine Nasskupplung, durchgeführt. Im zweiten Fall besteht die Modellierungsaufgabe darin, eine geeignete Approximationsfunktion zu finden, um den gegebenen Verlauf einer Kupplungskennlinie möglichst genau nachzubilden. Der Kennlinienverlauf kann dabei z.B. in Form von experimentell ermittelten Daten vorliegen. In beiden Fällen ist das Ergebnis des Modellierungsvorganges eine, im Allgemeinen nichtlineare, reellwertige, monoton steigende, statische Funktion. Die Gestalt eines konkreten Funktionsverlaufs hängt dabei im Wesentlichen von der Beschaffenheit des betrachteten Kupplungssystems ab. Prinzipiell existieren daher sowohl verschiedene Formen von Kupplungskennlinien, als auch verschiedene Funktionen zu deren Beschreibung. Unter Berücksichtigung von einigen systembedingten bzw. praktischen Aspekten, hat sich jedoch im Bereich der Verfahren zur Adaption von Kupplungskennlinien eine überschaubare Anzahl von Kennlinienmodellen herauskristallisiert. Im Wesentlichen handelt es sich dabei um Modelle, die eine geringe Komplexität bei gleichzeitig hoher Flexibilität aufweisen. Diese Eigenschaften sind im Hinblick auf die Verwendung des Kennlinienmodells auf Seriensteuergeräten bzw. Übertragbarkeit auf verschiedene Kupplungssysteme relevant. Abbildung 6 vermittelt einen zusammenfassenden Überblick über die im weiteren Verlauf dieses Abschnitts vorgestellten Möglichkeiten zur Modellierung von Kupplungskennlinien.

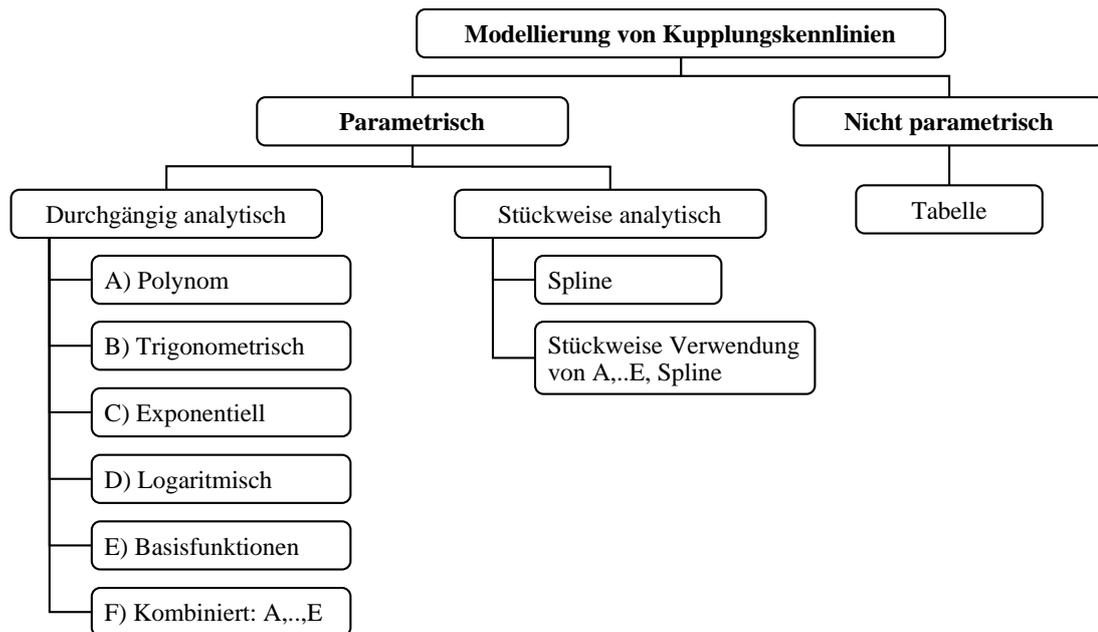


Abbildung 6: Möglichkeiten zur Modellierung von Kupplungskennlinien

Aus identifikationstechnischer Sicht können existierende Kennlinienmodelle zunächst in nichtparametrische und parametrische Modelle eingeteilt werden. Bei einer nichtparametrischen Modellierung wird die Kupplungskennlinie meistens in Form einer Tabelle dargestellt (Kiessner-Haiden und Lebring 2009; Meier et al. 2002; Grob und Schoettle 1995). Die Berechnung einzelner Momentwerte erfolgt dabei durch Interpolation zwischen den einzelnen Stützstellen.

Wesentlich vielfältiger sind die Möglichkeiten zur Kennlinienmodellierung mit parametrischen Modellen. Diese können zunächst in durchgängig analytische und stückweise analytische Modelle eingeteilt werden. Im ersten Fall wird die gesamte Kupplungskennlinie durch eine einzige analytische Funktion approximiert. Im zweiten Fall wird sie in mehrere zusammenhängende Bereiche unterteilt und jedem davon eine geeignete Approximationsfunktion zugewiesen. Für eine durchgängig analytische Approximation von Kupplungskennlinien können prinzipiell Polynome,¹² sowie trigonometrische, exponentielle und logarithmische Funktionen, separat oder miteinander kombiniert, eingesetzt werden. In der Literatur ist allerdings überwiegend die Verwendung von Polynomen verbreitet. Anderweitige, durchgängig analytische Kennlinienmodelle werden dagegen zum einen sehr selten konkret angegeben und zum anderen fehlen meistens Angaben zu deren Herleitung (vgl. Lhomme et al. 2008). Bei Verwendung von Polynomen, können diese auf unterschiedlichen

¹² Die Gerade wird in diesem Kontext auch als Polynom aufgefasst.

Basen, wie z.B. der Monom-, Tschebyschew-, Lagrange- oder Bernstein-Basis (vgl. Schaback und Wendland 2005), definiert sein. So schlagen z.B. Joshi et al. (2007) vor, zur Approximation von Kupplungskennlinien eine auf Bernstein-Basis definierte Bézier-Kurve dritten Grades einzusetzen. Dolcini (2007, 2010) verwenden stattdessen ein nicht näher spezifiziertes Polynom ebenfalls dritten Grades. Des Weiteren arbeiten Bothe et al. (1999); Guzzella und Sciarretta (2007) und Han und Yoon (2012) mit einer linearen Abhängigkeit des Kupplungsmomentes von der Stellgröße. Eine weitere, denkbare Möglichkeit zur Approximation von Kupplungskennlinien bieten lokale Basisfunktionen (vgl. z.B. Schröder 2010). Prinzipiell kann damit eine sehr hohe Modellflexibilität erreicht werden, was jedoch mit einer hohen Anzahl von Modellparametern verknüpft ist, da jede einzelne Basisfunktion mindestens drei Parameter beinhaltet.¹³ Praktische Anwendbarkeit zur Modellierung von nichtlinearen Kennlinien eines Antriebstranges mit Basisfunktionen und deren Identifikation mit Erweitertem Kalman-Filter wurde z.B. von Beineke (2000) untersucht.

Die Möglichkeiten zur Modellierung der Kupplungskennlinie als eine stückweise definierte analytische Funktion können zusammenfassend in zwei Varianten eingruppiert werden. Bei der ersten Variante wird das Kennlinienmodell durch ein Spline¹⁴ und bei der zweiten durch stückweise Verwendung von ausgewählten, zuvor genannten, analytischen Funktionen approximiert. Die getroffene Unterscheidung zwischen den beiden Varianten ist darin zu sehen, dass bei einem Spline sämtliche Funktionsabschnitte durch gleichartige Polynome beschrieben werden (Engeln-Müllges et al. 2011), während bei der zweiten Variante in jedem Abschnitt unterschiedliche Funktionen eingesetzt werden können. So kann z.B. aus den Ausführungen von Glielmo et al. (2004) auf die Verwendung von linearen sowie nichtlinearen Funktionen zur stückweisen Kennlinienapproximation geschlossen werden. Zur Nachbildung von Kupplungskennlinien durch ein Spline sind prinzipiell verschiedene Splinetypen, wie lineare-, quadratische-, kubische-, sowie Basis- oder Bézier-Splines einsetzbar. Werden jedoch in der Literatur stückweise definierte Modelle von Kupplungskennlinien konkret angegeben, wie z.B. von Tona et al. (2007) oder Ergun (2010), handelt es sich dabei meistens um lineare Approximationsfunktionen. In einigen Ausführungen wird ein stückweise definiertes Kennlinienmodell gelegentlich auch als Polygonzug bezeichnet. Esly et al. (2003) verwenden einen Polygonzug mit sechs Stützstellen, machen jedoch keine Angaben zu dessen mathematischen Beschreibung. In dem aktuellen Kontext ist es jedoch wahrscheinlich, dass es

¹³ Das Maximum, die Lage des Maximums und „Breite“ der Basisfunktion.

¹⁴ Stückweise lineare Funktionen sind als Splines 1. Ordnung hier inbegriffen.

sich dabei um ein stückweise lineares Kennlinienmodell handelt, als um ein Polygonzug im Sinne der Vermessungskunde.¹⁵

In den meisten Konzepten der Kupplungsregelung, die mit einem Modell der Kupplungskennlinie arbeiten, wird auch das inverse Kennlinienmodell verwendet, um zu einem vorgegebenen Wert des Kupplungsmoments den erforderlichen Wert der Kupplungsstellgröße zu ermitteln. Infolgedessen ist nicht (bzw. nicht nur) die Kupplungskennlinie nach Gl. (1.17) selbst, sondern auch die inverse Beziehung

$$u_K = f^{-1}(M_K) \quad (1.20)$$

relevant (Meier et al. 2002; Dolcini 2007, 2010; Vasca et al. 2008, 2011).

Ein analytischer Ausdruck für die Beziehung nach Gl. (1.20) hat eine Reihe von Vorteilen in Bezug auf regelungs- und simulationstechnische Verwendbarkeit und wird oft ausdrücklich erwünscht. Dessen Existenz ist aber ganz entscheidend von der Art der Kennlinienmodellierung abhängig und erfordert oft einen Kompromiss zwischen der Flexibilität und Genauigkeit des Kennlinienmodells und dessen analytischer Auflösung nach der Kupplungsstellgröße. So können z.B. Polynome bis vierten Grades zwar analytisch gelöst werden, im Allgemeinen resultieren dabei jedoch vier Lösungen, wodurch zusätzliche Maßnahmen zur Ermittlung der plausiblen Stellgröße erforderlich werden.

1.2.3 Modellanpassung an Adaptiondaten

Die zentrale Aufgabe eines Adaptionsverfahrens besteht darin, das Kennlinienmodell an die gewonnenen Adaptiondaten anzupassen. Dabei hängt es in erster Linie von dem eingesetzten Kennlinienmodell ab, wie die Modellanpassung in einem konkreten Verfahren realisiert werden kann. Bei tabellarischen Kennlinienmodellen erfolgt z.B. die Anpassung an geänderte Reibeigenschaften mit Hilfe einer multiplikativen Korrektur der Momentwerte, und die Nachführung einer Änderung des Eingriffspunkts durch eine additive Korrektur der Stellgrößenwerte (Kiessner-Haiden und Lebring 2009). In beiden Fällen werden sämtliche Stützstellen des Kennlinienmodells gleichermaßen beeinflusst. Im Gegensatz dazu müssen zur Adaption von Formänderungen tabellarischer Modelle einzelne Stützstellen angepasst werden (Hodrus 2010).

¹⁵ Definition von Polygonzügen über Anschlusspunkte, Winkel- und Längenangaben (Kahmen 2006).

Bei durchgängig analytischen Kennlinienmodellen, die in dieser Arbeit im Vordergrund stehen, werden stattdessen Werte sämtlicher bzw. ausgewählter Modellparameter modifiziert. Sehr ähnlich erfolgt die Anpassung von stückweise definierten analytischen Kennlinienmodellen. Hierbei werden jedoch die Parameterwerte für jede einzelne Approximationsfunktion der modellierten Kennlinienbereiche modifiziert. Die Modifikation der Modellparameter durch ein Adaptionsverfahren erfolgt in den meisten Fällen nach einem festgelegten Algorithmus. Dieser Adaptionsalgorithmus kann dabei entweder auf heuristischen oder auf systematischen Entwicklungsschritten basieren. Beide Varianten sind in Abbildung 7 dargestellt und werden im Folgenden diskutiert.

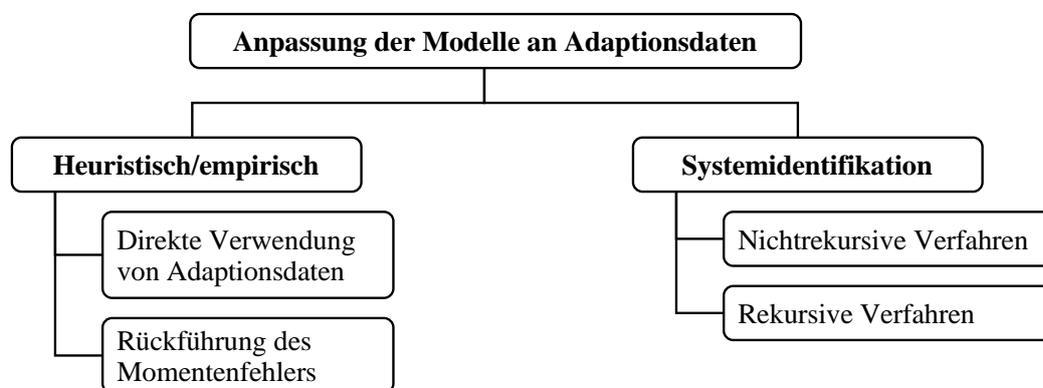


Abbildung 7: Existierende Varianten der Anpassung von Kennlinienmodellen an Adaptionsdaten

Einer heuristischen Entwicklung des Adaptionsalgorithmus liegt eine empirische Analyse der Zusammenhänge zwischen den aktuellen Adaptionsdaten und Lage bzw. Form der modellierten Kupplungskennlinie zugrunde. Anhand dieser Analyse werden, mit Hilfe von heuristischen Überlegungen und experimentellen Untersuchungen, Maßnahmen zur Anpassung des Kennlinienmodells definiert. Diese Maßnahmen unterscheiden sich in erster Linie in der Verarbeitung der Adaptionsdaten und der dadurch resultierenden Komplexität. Im einfachsten Fall werden die ermittelten Wertepaare aus Stellgröße und übertragbarem Drehmoment der Kupplung direkt in die Kennlinientabelle übernommen (Grob und Schoettle 1995) oder bei stückweise linearen Kennlinienapproximation zur Berechnung der Kennliniensteigung verwendet (Ergun 2010). Eine derartige Vorgehensweise setzt jedoch eine gute Qualität der Adaptionsdaten voraus. Anderenfalls haben die Ungenauigkeiten der Stellgröße- bzw. der Momentwerte einen direkten Einfluss auf die Genauigkeit der Kupplungskennlinie. Um diesem Einfluss entgegen zu wirken, wird von Desfriches et al. (2010) die Kupplungskennlinie in sechs unabhängige Momentbereiche aufgeteilt und aus den in dem jeweiligen Bereich auftretenden Adaptionsdaten Mittelwerte für Kupplungsmoment bzw. Stellgröße

berechnet. Die Aktualisierung der Stützstellen des tabellarischen Kennlinienmodells erfolgt anschließend in Form einer gewichteten Summe aus den aktuellen Stützstellenwerten und den berechneten Mittelwerten.

Statt der direkten Übernahme von Adaptiondaten arbeiten weitere, heuristisch entwickelte Adaptionalgorithmen mit dem sogenannten Momentfehler, der sich aus der Differenz zwischen dem gemessenen bzw. rechnerisch ermittelten und dem aus der aktuellen Kupplungskennlinie resultierenden Wert des Kupplungsmoments ergibt. Der Zusammenhang zwischen dem Momentfehler und der Anpassung der Kennlinienparameter kann ebenfalls auf unterschiedliche Weise realisiert werden. Reibold (2009) verwendet z.B. zur Anpassung der Kennlinienparameter additive Korrekturterme, die jeweils über Multiplikation des aktuellen Momentfehlers mit einem festen, parameterabhängigen Gewichtungsfaktor berechnet werden. Ferner kann der besagte Gewichtungsfaktor auch von weiteren Systemgrößen abhängen (Reibold 2011).

Eine systematische Entwicklung des Adaptionalgorithmus unterscheidet sich von der heuristischen beschriebenen insofern, dass hierbei statt heuristischen Überlegungen Methoden der Systemidentifikation eingesetzt werden, um Maßnahmen zur Anpassung des Kennlinienmodells zu definieren. Für die Adaption von Kupplungskennlinien werden in erster Linie zwei Arten der Identifikationsverfahren, nichtrekursive und rekursive, eingesetzt. Der Unterschied zwischen den beiden Verfahrensarten liegt darin, dass bei nichtrekursiven Verfahren die Kennlinienidentifikation anhand von zuvor aufgezeichneten Messdaten erfolgt, während bei rekursiven Verfahren die Kennlinienparameter mit jedem neu eintreffenden Messwert aktualisiert werden. Eine genauere Beschreibung entsprechender Identifikationsverfahren erfolgt im Kapitel 2. Eine nichtrekursive Identifikation unter Verwendung des Levenberg-Marquardt-Verfahrens, in Kombination mit Kennlinienapproximation durch eine Bézier-Kurve dritten Grades, wurde von Joshi et al. (2007) vorgeschlagen. Ausgehend von den Bewegungsgleichungen der primären und sekundären Kupplungsseiten werden in geeigneten Betriebssituationen die entsprechenden Winkelgeschwindigkeiten durch numerische Integration berechnet und mit gemessenen Werten verglichen. Die gebildeten Differenzen werden als Ausgangsfehler zur Kennlinienidentifikation verwendet. Alternativ dazu schlagen Bothe et al. (1999) vor, die Kupplungskennlinie in eine geeignete Anzahl von Bereichen aufzuteilen und für jeden davon aus den erfassten Adaptiondaten einen Bereichsschwerpunkt zu bestimmen. Dabei soll die Identifikation anschließend, abhängig von dem verwendeten Kennlinienmodell, entweder über lineare Regression, oder mit Hilfe von nichtlinearer Optimierung, im Sinne der kleinsten Fehlerquadrate, erfolgen.

Eine spezifische Eigenschaft von nichtrekursiven Verfahren besteht darin, dass die Identifikation erst nach der Aufzeichnung einer ausreichenden Anzahl an Messdaten erfolgt.¹⁶ Im Hinblick auf die Kennlinienadaption findet die Anpassung des Kennlinienmodells dadurch zum einen zeitverzögert statt, zum anderen sind ausreichende Steuergerätekapazitäten zum Aufzeichnen von Messdaten erforderlich. Diese beiden Merkmale können durch den Einsatz von rekursiven Identifikationsverfahren eliminiert werden. So schlagen z.B. Bast et al. (2002) vor, die Kupplungskennlinie basierend auf der Bewegungsgleichung der primären Kupplungsseite unter Verwendung eines, nicht näher spezifizierten, Kennlinienmodells zu identifizieren. Den Ausgangsfehler stellt dabei die Differenz zwischen der gemessenen und durch numerische Integration berechneten Antriebsdrehzahl dar. Allerdings machen Bast et al. (2002) keine konkreten Angaben zum eingesetzten Identifikationsverfahren und den damit erzielten Ergebnissen. Es wird lediglich vorgeschlagen zur Auslegung des Adaptionalgorithmus nichtlineare Parameteridentifikation, Erweitertes Kalman-Filter, Neuro-Fuzzy-Methode, oder dergleichen zu verwenden. Auch Dolcini (2007) bzw. Dolcini et al. (2010) geben an, die Parameter der Kupplungskennlinie als Koeffizienten eines Polynoms dritten Grades durch rekursive Identifikation im Sinne der kleinsten Fehlerquadrate zu schätzen. Es werden jedoch weder das verwendete Identifikationsverfahren, noch dessen Implementierung bzw. Schätzergebnisse vorgestellt.

1.2.4 Adaption zur Berücksichtigung weiterer Systemabhängigkeiten

Wie in Abschnitt 1.1 bereits erwähnt, weist das übertragbare Kupplungsmoment einer Reibungskupplung außer der Hauptabhängigkeit von der Kupplungsstellgröße auch Abhängigkeiten von weiteren Systemgrößen auf. Diese Abhängigkeiten unterscheiden sich sowohl in der Dynamik, mit der sie während des Betriebs auftreten, als auch in dem Ausmaß der Auswirkung auf das übertragbare Kupplungsmoment. In diesem Kontext sind in erster Linie der Kupplungsschlupf, die Reibflächen- bzw. Kupplungstemperatur, Hysterese und die Übersprecheffekte relevant (vgl. Abschnitt 1.1.3).

Prinzipiell existieren zwei Möglichkeiten, um die Abhängigkeit der Drehmomentübertragung von den relevanten Systemgrößen innerhalb der Regelungsebene zu berücksichtigen. Die erste Möglichkeit besteht darin, das Kupplungssystem mit einer ausreichenden Detaillierungstiefe zu modellieren und das resultierende Gesamtmodell innerhalb der Regelung zu verwenden. Die praktische Verwendbarkeit einer derartigen Vorgehensweise ist

¹⁶ Die erforderliche Anzahl hängt u.a. von der Modellstruktur und Qualität bzw. Informationsgehalt der Daten ab.

jedoch zum einen davon abhängig, ob das resultierende Gesamtmodell während des Betriebs adaptierbar ist und zum anderen, ob aus diesem Modell die zu einem vorgegebenen Kupplungsmoment korrespondierende Stellgröße abgeleitet werden kann. Diese beiden Anforderungen versuchen Deiml et al. (2004) mit Hilfe einer auf Fuzzy-Logik basierten Modellierung des Kupplungssystems zu erfüllen. Die aktuelle Kupplungskennlinie wird dabei in Form einer gewichteten Interpolation zwischen zwei, zuvor festgelegten, minimalen bzw. maximalen Kennlinienverläufen ermittelt. Die Berechnung des der jeweiligen Betriebsituation angepassten Gewichtungsfaktors erfolgt mit dem erwähnten Fuzzy-Modell. Bei einer geschickten Wahl der Zugehörigkeitsfunktionen kann bei dieser Vorgehensweise ein in Parametern lineares Gesamtmodell resultieren, welches mit entsprechenden Verfahren der Optimierung im Sinne der kleinsten Fehlerquadrate identifiziert werden kann (vgl. Kapitel 2).

Die zweite, alternative Möglichkeit zur Berücksichtigung von Systemabhängigkeiten des übertragbaren Kupplungsmoments besteht darin, die relevanten Systemabhängigkeiten auf die Kupplungskennlinie zu projizieren und innerhalb der Regelungsebene lediglich das Kennlinienmodell zu verwenden (vgl. z.B. Botonakis et al. 2009). Diese Vorgehensweise wird dadurch begünstigt, dass die, an der Berechnung des Kupplungsmoments beteiligten Variablen entsprechend Gl. (1.9) multiplikativ zusammenhängen. Dadurch ist es möglich, die Abhängigkeiten der jeweiligen Variablen von den relevanten Systemgrößen separat zu modellieren und die resultierenden Modelle einzeln zu adaptieren. Entsprechende Verfahren zur Adaption der Reibwertabhängigkeit von dem Kupplungsschlupf haben z.B. Baeuerle et al. (2002) für Nasskupplungen, Frank und Neuwirth (2012) für Nass- und Trockenkupplungen, sowie Gao und Liu (2010) für Lammelschaltkupplungen in Automatengetrieben entwickelt. Die Modifikation der Reibwertmodelle erfolgt bei den ersten beiden Verfahren über heuristisch definierte Anpassungsmaßnahmen und bei dem letzten mit Hilfe eines adaptiven Zustandsbeobachters für lineare zeitvariante Systeme. Eine weitere, zwar unübliche, aber interessante, Möglichkeit zur Nachbildung der Schlupfabhängigkeit des Kupplungsmoments wird von Amari et al. (2009) vorgeschlagen. Sie berechnen das Kupplungsmoment als Produkt aus dem Antriebsmoment, dem Kupplungsschlupf und einer experimentell ermittelten nichtlinearen Funktion, deren Argument das Produkt aus der Stellgröße und dem Kupplungsschlupf darstellt. Henneberger et al. (2002) beschreiben ein Verfahren zur Adaption der Temperaturabhängigkeit des Reibwertes und Esly et al. (2003) adaptieren die temperaturbedingte Verschiebung des Eingriffspunktes der Kupplung. Temperaturwerte können dabei entweder gemessenen oder mit einem geeigneten Temperaturmodell (vgl. z.B. Shi und Mo 2010) berechnet werden. Weiterhin existieren unterschiedliche Verfahren zur Adaption der

Kupplungshysterese, die entweder während des Fahrbetriebs (Reibold 2009, 2011), oder im Rahmen der Inbetriebnahme am Getriebeprüfstand (Hodrus 2011) ausgeführt werden können. Ebenfalls zur Ausführung an einem Getriebeprüfstand wurden von Hodrus (2011b, 2012) Adaptionverfahren für das Übersprechverhalten bei Doppelkupplungen ausgelegt.

In den vorangegangenen Abschnitten wurden die wesentlichen existierenden Verfahren zur Adaption des Übertragungsverhaltens von Reibungskupplungen vorgestellt. Neben der expliziten Adaption des Zusammenhangs zwischen der Stellgröße und dem übertragbaren Drehmoment einer Kupplung (Abschnitte 1.2.1 bis 1.2.3) wurden Verfahren zur Adaption weiterer Systemabhängigkeiten des Kupplungssystems präsentiert. Ob neben der Kupplungskennlinie auch weitere Systemabhängigkeiten berücksichtigt werden, hängt letztendlich von dem eingesetzten Konzept der Kupplungsregelung ab. Dabei ist es primär wichtig, die Funktionalität des Gesamtsystems, bestehend aus Adaption und Regelung, zu untersuchen und Wechselwirkungen zwischen Adaptions- und Regelungsvorgängen zu analysieren. Meist können solche Untersuchungen für das Gesamtsystem ausschließlich experimentell, bzw. in der Theorie nur für einzelne Systembereiche durchgeführt werden, weil eine geschlossene analytische Systembeschreibung selten vorhanden ist.

1.3 Ziele und Aufbau der Arbeit

Die genaue Kenntnis der Kupplungskennlinie einer Reibungskupplung in jeder Betriebssituation ist eine wichtige Voraussetzung zur Erfüllung der hohen regelungstechnischen Anforderungen an eine automatisierten Kupplungsbetätigung bzgl. Schaltdauer und Komfort. Ein großes Potential zur Adaption von Kupplungskennlinien bieten in diesem Kontext Methoden der Systemidentifikation. Die bisherigen Arbeiten auf diesem Gebiet sind jedoch sehr allgemein gehalten. Konkrete Angaben zu verwendeten Kennlinienmodellen, eingesetzten Identifikationsverfahren und den damit erzielten Ergebnissen sind selten und wenn überhaupt nur unvollständig vorhanden. Die Relevanz dieser Angaben ist aber sehr hoch. Denn sowohl das Kennlinienmodell als auch das Identifikationsverfahren haben einen ganz entscheidenden Einfluss auf die Formulierung und Lösbarkeit des Optimierungsproblems. Vor diesem Hintergrund erscheint eine eingehende Analyse der Möglichkeiten zur Adaption von Kupplungskennlinien während des Fahrbetriebs mit Methoden der Systemidentifikation äußerst wichtig und bildet den zentralen Untersuchungsgegenstand der vorliegenden Arbeit.

Im Vordergrund dieser Untersuchungen stehen durchgängig analytische, parametrische Kennlinienmodelle, die eine geschlossene Formulierung des Identifikationsproblems und dessen Lösung mit gradientenbasierten Verfahren ermöglichen. Neben identifikationstechnischen Untersuchungen üblicher Approximationsfunktionen, wie z.B. Polynome, wird ein optimiertes Kennlinienmodell entwickelt, das durch drei Hauptmerkmale ausgezeichnet ist. Zum einen ist dieses Modell universell zur Nachbildung von Kupplungskennlinie sowohl bei nass- als auch bei trockenlaufenden Kupplungen einsetzbar. Zum anderen ermöglicht es eine analytische Invertierung der Kupplungskennlinie sowie eine eindeutige Interpretation der Modellparameter. Die zuletzt genannte Eigenschaft dieser Modelle bildet den Ausgangspunkt für die Analyse einer innovativen Vorgehensweise zur Adaption der Kennlinienabhängigkeit von mehreren Systemgrößen gleichzeitig. Statt wie üblich, einzelne Abhängigkeiten zu modellieren und separat zu adaptieren, werden bei der in dieser Arbeit präsentierten Vorgehensweise einzelne Kennlinienabhängigkeiten als unterschiedlich ausgeprägte Zeitvarianz der Parameter des Kennlinienmodells aufgefasst. Die Identifikation der Kupplungskennlinie kann dadurch mit unterschiedlicher Intensität der Anpassung einzelner Parameter und unabhängig von den Ursachen der Kennlinienänderung erfolgen.

Die Darstellung der genannten Untersuchungen erstreckt sich über sieben nachfolgende Kapitel. Im Kapitel 2 wird zunächst ein zusammenfassender Überblick über die existierenden Methoden der Systemidentifikation gegeben und anschließend die theoretischen Grundlagen der im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Identifikationsmethoden aufbereitet. Im Wesentlichen handelt es sich dabei um gradientenbasierte Methoden, sowohl in rekursiver als auch nichtrekursiver Ausführung. Das Kapitel 3 befasst sich mit der Modellierung und Analyse von nass- und trockenlaufenden Kupplungssystemen, wobei im Vordergrund deren Betätigungsvorgang und Reibeigenschaften stehen. Die Detaillierungstiefe der Modelle ist dahingehend angepasst, dass eine Analyse des quasistationären Übertragungsverhaltens des jeweiligen Kupplungssystems bzw. dessen Zeitvarianz durchgeführt werden kann. Ausgehend von den modellierten Systemeigenschaften erfolgen im Kapitel 4 identifikationstechnische Untersuchungen existierender, sowie Entwicklung einer optimierten Approximationsfunktion für Kupplungskennlinien. Kapitel 5 dient den vorbereitenden Betrachtungen im Hinblick auf die Umsetzung der Kennlinienidentifikation bei nass- und trockenlaufenden Kupplungssystemen. Im Fokus stehen dabei sowohl die theoretischen, als auch praktischen Implementierungsaspekte. Die Anwendung ausgewählter Verfahren zur Identifikation von Kupplungskennlinien während des Fahrbetriebs wird in Kapitel 6 für nichtrekursive Verfahren und in Kapitel 7 für rekursive Verfahren vorgestellt. Die Untersuchung des Identifikationsvorganges erfolgt dabei

zunächst mit Hilfe von Simulation und anschließend anhand von Fahrzeugmessungen aus realem Fahrbetrieb von Serienfahrzeugen mit nass- bzw. trockenlaufenden Doppelkupplungen. Schließlich wird in Kapitel 8 zum einen die Zusammenfassung der durchgeführten Untersuchungen vorgenommen und zum anderen ein Ausblick auf weitergehende Analysen bezüglich Möglichkeiten zur Erweiterung der Kennlinienidentifikation bzw. deren Einsatz innerhalb der Kupplungsregelung präsentiert.

2. Grundlagen der Systemidentifikation

Die Systemidentifikation spielt eine zentrale Rolle bei Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit und wird deshalb im Folgenden näher vorgestellt. Nach der DIN 19236 kann die Systemidentifikation als ein Teilgebiet der Optimierungstheorie aufgefasst werden. Methoden der Systemidentifikation werden immer dann eingesetzt, wenn unbekannte Eigenschaften und/oder Parameter eines mathematischen Modells, das ein existierendes System beschreibt, ermittelt werden sollen. Das existierende System kann dabei sowohl technischer, als auch nicht technischer Natur sein.¹ Für die Anwendung von Identifikationsmethoden sind in erster Linie zwei Aspekte von Bedeutung. Zum einen ist es wichtig, dass die Systemanregung zumindest qualitativ bekannt und die Reaktion des Systems auf diese Anregung feststellbar sind und zum anderen, dass die Verknüpfung zwischen der Anregung und Reaktion durch das zu identifizierende Systemmodell beschreibbar ist. Abbildung 8 verdeutlicht den Einsatzbereich der Systemidentifikation und zeigt beispielhaft Verwendungsmöglichkeiten des identifizierten Systemmodells.

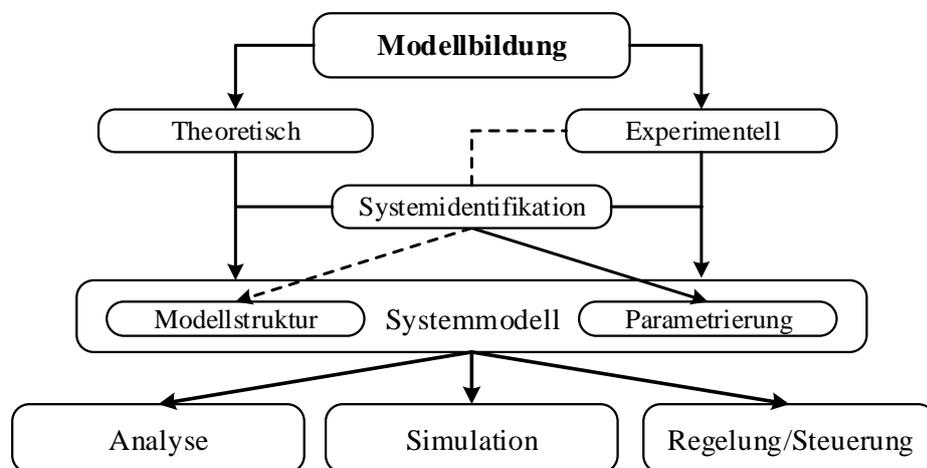


Abbildung 8: Anpassung der Modellparameter an das Systemverhalten mit Systemidentifikation

Im Hinblick auf die Fragestellungen der Regelungstechnik sind die Zustandsschätzung und Stellgesetzoptimierung weitere Themengebiete der Optimierungstheorie, die mit der Systemidentifikation eng verknüpft sind. Zur Lösung von konkreten regelungstechnischen Problemstellungen können mathematische Werkzeuge dieser Themengebiete sowohl separat, als auch in Kombination eingesetzt werden. So kann eine große Anzahl von Identifikationsproblemen

¹ Als ein reales, technisches System kann z.B. ein Fahrzeug bzw. als ein nicht technisches System die Wirtschaftsvorgänge auf dem Binnenmarkt eines Staates angesehen werden.

nur in Kombination aus Systemidentifikation und Zustandsschätzung bewerkstelligt werden. Und zwar ist es immer dann der Fall, wenn die, für den Identifikationsvorgang relevanten, Zustandsgrößen messtechnisch nicht erfasst werden können. Eine derartige Vorgehensweise wird im weiteren Verlauf dieses Kapitels näher betrachtet.

Seit den anfänglichen Untersuchungen von C. F. Gauss am Anfang des 19. Jahrhunderts (vgl. Börsch und Simon 1887) wurden sowohl die ursprünglichen Ideen kontinuierlich weiterentwickelt, als auch neue Ansätze erarbeitet. Das heutige Ergebnis ist eine schwer überschaubare Vielfalt an Identifikationsmethoden mit deren Behandlung sich dutzende Fach- und Lehrbücher befassen. Eine große Anzahl von Identifikationsmethoden kann unter anderem damit begründet werden, dass die einzelnen Methoden im Allgemeinen nur unter bestimmten Voraussetzungen bzgl. Modellstruktur oder Signalqualität die erforderliche Effizienz gewährleisten können. Ein zusammenfassender Überblick über die wesentlichen Unterscheidungsmerkmale existierender Identifikationsmethoden und deren Eingrenzung in Bezug auf die Fragestellungen der vorliegenden Arbeit wird in Abschnitt 2.1 vorgenommen. Ein wesentliches Klassifizierungsmerkmal der Identifikationsmethoden ist die Art deren Ausführung. In diesem Zusammenhang haben in dieser Arbeit die nichtrekursiven und rekursiven Methoden eine herausragende Bedeutung. Diese Varianten werden in den Abschnitten 2.2 und 2.3 diskutiert. Die darauffolgenden Abschnitte 2.4 und 2.5 befassen sich mit der Erweiterung der rekursiven Identifikationsmethoden zur Handhabung von zeitvarianten Modellparametern sowie zur parallelen Schätzung von Zustandsgrößen.

2.1 Unterscheidungsmerkmale existierender Identifikationsmethoden

Aufgrund der großen Vielfalt existierender Identifikationsmethoden und deren Überschneidung in einzelnen Aspekten ist eine klar abgegrenzte, allgemeingültige Klassifikation dieser Methoden kaum möglich, sie wird in den meisten Fachbüchern auf unterschiedliche Weise vorgenommen. Statt einer Klassifizierung werden daher im Folgenden die wesentlichen Hauptmerkmale existierender Identifikationsmethoden aufgestellt, deren Ausprägungsvarianten diskutiert und mit Hinblick auf die, im Fokus dieser Arbeit liegenden, Untersuchungen eingegrenzt. Als wesentliche Hauptmerkmale werden in diesem Kontext das zu identifizierende System bzw. Systemmodell, das resultierende Optimierungsproblem, der Ansatz zur Lösung dieses Problems, sowie die Ausführungsart der Problemlösung bzw. des Identifikationsvorganges angesehen. Von jedem dieser Hauptmerkmale existieren unterschiedliche Ausprägungsvarianten, die wiederum in verschiedenen Kombinationen den

existierenden Identifikationsmethoden zugeordnet werden können. Diese Kombinationen ergeben schließlich die hohe Anzahl existierender Identifikationsmethoden.

2.1.1 Systemmodelle

In den meisten Fällen existieren verschiedene Möglichkeiten zur mathematischen Beschreibung eines gegebenen Systems. Am Beispiel des quasistationären Übertragungsverhaltens einer Kupplung zeigt Abbildung 6 mehrere Möglichkeiten zur Modellierung von Kupplungskennlinien. Das Systemmodell beeinflusst dabei ganz entscheidend sowohl die Genauigkeit der Nachbildung des Systemverhaltens, als auch die Wahl der Identifikationsmethode und Identifizierbarkeit der Modellparameter. Aus identifikationstechnischer Sicht können in erster Linie folgende Hauptmerkmale eines Systemmodells definiert werden: der Abstraktionsgrad, die Modellform, sowie die Art der Verknüpfung zwischen dem Systemeingang und Ausgang.

In Bezug auf die Abstraktion eines Systemmodells wird, abhängig von der a priori vorhandenen Systemkenntnis, zwischen White-, Gray- und Blackbox-Modellen unterschieden (vgl. Nelles 2001; Schröder 2010). White-Box Modelle basieren auf einer theoretischen Analyse des Systemverhaltens, sie haben daher eine vollständig bekannte Struktur, die konkrete physikalische Systemgegebenheiten, wie z.B. Massen oder Federkonstanten, beinhaltet. Bei Gray-Box Modellen ist die Modellstruktur ebenfalls a priori bekannt, sie beinhaltet allerdings sowohl theoretisch hergeleitete, als auch approximierte Beschreibungen des Systemverhaltens. Die Modellparameter können dabei sowohl den physikalischen Systemgegebenheiten entsprechen, als auch abgewandelte Größen, wie z.B. Systemverstärkungen oder Kennlinienkoeffizienten darstellen. In diesem Kontext können die in dieser Arbeit betrachteten Modelle von Kupplungskennlinien als Gray-Box Modelle aufgefasst werden. Black-Box Modelle stellen eine weitere Abstraktionsstufe der Modellierungsart dar, bei der keine Information über die Beschaffenheit des Systems vorliegt und lediglich die Nachbildung des Ein-Ausgangsverhaltens im Vordergrund steht. Mit Aufstellung und Identifikation von Black-Box-Modellen befassen sich mehrere identifikationstheoretische Arbeiten. Grundlegende Aspekte dieser Thematik werden z.B. von Sjöberg et al. (1995) diskutiert.

Als weiteres Hauptmerkmal eines Systemmodells kann die Modellform aufgefasst werden. In erster Linie wird dabei zwischen parametrischen und nichtparametrischen Modellen unterschieden. Im ersten Fall existiert eine analytische Beschreibung des Zusammenhangs zwischen den Eingangs- und Ausgangsgrößen des Systems. Dieser Zusammenhang beinhaltet

endlich viele einstellbare Parameter, deren Werte das modellierte Systemverhalten explizit beeinflussen (z.B. Koeffizienten einer Differentialgleichung). Bei nichtparametrischen Modellen existiert ein derartiger analytischer Zusammenhang nicht. Das Systemverhalten wird stattdessen z.B. in Form einer Tabelle, eines aufgezeichneten Frequenzgangs, oder experimentell ermittelten Korrelationsfunktion beschrieben. Für beide Modellformen existieren spezialisierte Identifikationsmethoden, die z.B. von Isermann (1988a,b) und Ljung und Torkel (1994) ausführlich vorgestellt werden. Bei den parametrischen Modellen spielt die Art der Integration der Parameter in die Modellstruktur eine wichtige Rolle. In diesem Zusammenhang wird grundsätzlich zwischen Modellen, die eine lineare bzw. nichtlineare Parameterabhängigkeit aufweisen, unterschieden. Die Parameterabhängigkeit eines Systemmodells bezieht sich dabei auf die Erfüllung bzw. Nichterfüllung des Linearitätsprinzips in Bezug auf die Modellparameter.² In der vorliegenden Arbeit werden ausschließlich parametrische Modelle betrachtet, die entweder eine lineare, oder eine nichtlineare Parameterabhängigkeit aufweisen. Eine Darstellung ausgewählter Identifikationsmethoden für derartige Modelle erfolgt in den Abschnitten 2.2 und 2.3. Im Kontext der Identifikation von Kupplungskennlinien bieten parametrische Modelle eine Reihe von Vorteilen, z.B. im Hinblick auf eine physikalisch basierte Modellierung von Kupplungssystemen, Auswahl an praxiskonformen Identifikationsmethoden, oder Übertragbarkeit des Adaptionverfahrens auf verschiedene Kupplungssysteme.

Das dritte Hauptmerkmal von Systemmodellen ist die Art der Verknüpfung zwischen dem Systemeingang und Ausgang. In Anlehnung an Kumar und Varaiya (1986) wird dabei in erster Linie zwischen gedächtnislosen Systemen und Systemen mit Gedächtnis bzw. statischen und dynamischen Systemen unterschieden.³ Bei statischen Systemen gilt für die deterministische Berechnung des Systemausgangs

$$\mathbf{y} = \mathbf{f}(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}, t), \quad (2.1)$$

wobei \mathbf{u} den Eingangs- bzw. $\boldsymbol{\theta}$ den Parametervektor des Systems darstellen. Das Auftauchen der Zeitvariable t in Gl. (2.1) deutet darauf hin, dass die Verknüpfung zwischen dem

² Im Zusammenhang mit Linearitätsangaben eines Systemmodells ist eine Unterscheidung zwischen Linearität in Bezug auf das Ein-Ausgangsverhalten bzw. in Bezug auf die Parameterabhängigkeit äußerst wichtig. So können Systemmodelle, die das Linearitätsprinzip in Bezug auf das Ein-Ausgangsverhalten erfüllen, durchaus eine nichtlineare Abhängigkeit von Parametern aufweisen.

³ An dieser Stelle sei angemerkt, dass hier die Begriffe statisch und dynamisch ausschließlich auf die Eigenschaften der Systemmodelle bezogen sind. Dieselben Begriffe werden auch verwendet zur Beschreibung der Optimierungsart. Bei einer statischen Optimierung werden dabei Modellparameter bzw. bei einer dynamischen Funktionsverläufe optimiert. In dieser Arbeit geht es ausschließlich um Modellparameter.

Systemeingang und Ausgang sich im Laufe der Zeit ändern kann. In diesem Fall spricht man von zeitvarianten Systemen (z.B. Maybeck 1979). Ist eine derartige Zeitabhängigkeit nicht vorhanden, ist das System zeitinvariant. Aus Gl. (2.1) ist zu erkennen, dass der aktuelle Wert der Ausgangsgröße keine Abhängigkeit von den zurückliegenden Werten der Ausgangsgröße aufweist (gedächtnislos) und lediglich von dem aktuellen Wert der Eingangsgröße abhängt. Im Gegensatz zu statischen Systemen berechnet sich die Ausgangsgröße eines zeitkontinuierlichen dynamischen Systems, bzw. Systems mit Gedächtnis, im Fall eines deterministischen allgemeinen Zustandsraummodells, als

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}, t), \quad (2.2)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{h}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}, t). \quad (2.3)$$

Dynamische Modelle können weiterhin in zeitkontinuierliche entsprechend Gl. (2.2) und zeitdiskrete entsprechend

$$\mathbf{x}(k + 1) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \boldsymbol{\theta}, k) \quad (2.4)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{h}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \boldsymbol{\theta}, k) \quad (2.5)$$

unterteilt werden. Eine Hilfestellung bei der Auswahl geeigneter Identifikationsmethoden für zeitkontinuierliche Zustandsraummodelle wird von Bohn (2000) gegeben, sowie von Zypkin (1995) für verschiedene zeitdiskrete Modellformen. Die Analyse der Kupplungssysteme im Rahmen dieser Arbeit erfolgt überwiegend anhand von zeitkontinuierlichen bzw. die Identifikation der Kennlinienparameter anhand von zeitdiskreten Systemmodellen. Bei dynamischen Modellen in Gl. (2.2) und (2.4) taucht eine weitere Größe \mathbf{x} auf. Diese Größe beschreibt den „inneren“ Systemzustand, der in erster Linie von den zurückliegenden Ereignissen abhängt. Besonders anschaulich wird dieser Sachverhalt in diskreter Form, siehe Gl. (2.4). Die Gleichungen (2.2) und (2.4) repräsentieren lediglich eine von mehreren Möglichkeiten zur Beschreibung eines dynamischen Systems. Alternative Darstellungsformen, z.B. als Differential- bzw. Differenzgleichungen, sind möglich und werden im Kontext der Systemidentifikation aus theoretischer und praktischer Sicht z.B. von Ljung und Torkel (1994) diskutiert.

In Abbildung 9 werden die vorangehend diskutierten Hauptmerkmale von Systemmodellen im Kontext der Systemidentifikation zusammenfassend dargestellt.

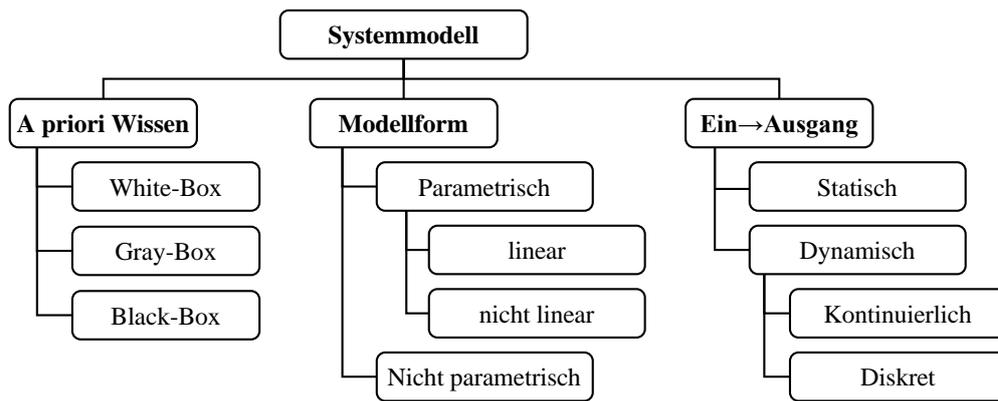


Abbildung 9: Unterscheidungsmerkmale von Systemmodellen im Kontext der Systemidentifikation

2.1.2 Varianten und Formulierung von Optimierungsproblemen

Die Identifikation von Systemparametern kann als eine Optimierungsaufgabe aufgefasst werden, wobei abhängig von der Formulierung entweder ein Maximierungs- oder ein Minimierungsproblem resultiert (vgl. Abschnitt 2.1.3). Für die meisten Fragestellungen der Optimierungstheorie können zwei Hauptmerkmale definiert werden. Das erste davon besteht in der An- bzw. Abwesenheit von Nebenbedingungen, die bei der Lösung des Optimierungsproblems zu berücksichtigen sind. Bei Optimierung ohne Nebenbedingungen handelt es sich in erster Linie um Ermittlung von Extrempunkten einer Funktion. Diese können meistens über bekannte, notwendige und hinreichende, Bedingungen der Analysis ermittelt werden (vgl. Abschnitt 2.1.3). Bei Optimierung mit Nebenbedingungen entspricht das gesuchte Optimum im Allgemeinen nicht zwangsläufig einem Extrempunkt. Vielmehr liegt die Optimierungsaufgabe in der Ermittlung eines, unter Einhaltung der Nebenbedingungen, gültigen Minimal- bzw. Maximalwert einer Funktion. Eine ausführliche Behandlung von Optimierungsproblemen mit Nebenbedingungen wird z.B. von Köhler (2005) und Papageorgiou et al. (2012) vorgenommen.

Das zweite Hauptmerkmal optimierungstechnischer Fragestellungen beschreibt die Art des gesuchten Optimums, welches entweder lokal oder global sein kann. Die meisten, insbesondere ableitungsbasierten, Identifikationsmethoden sind zur Ermittlung von lokalen Extrempunkten konzipiert, ermöglichen aber unter bestimmten Voraussetzungen (vgl. Abschnitt 2.1.3) auch analytische Lösungen des Optimierungsproblems. Die Ermittlung von globalen Optima erfolgt hingegen ausschließlich auf numerischem Wege, kann aber nicht immer garantiert werden. Diese Thematik wird z.B. von Pardalos und Romeijn (2002) eingehend diskutiert.

Bei der Bearbeitung von identifikationstechnischen Fragestellungen spielt die Formulierung des Optimierungsproblems eine entscheidende Rolle. In Anlehnung an Bohn und Unbehauen (2013) sind in diesem Kontext die probabilistischen Ansätze und Ansätze zur Modellanpassung bzw. Fehlerminimierung verbreitet und werden nachfolgend vorgestellt.

Probabilistische Formulierung

Probabilistische Formulierungen von Optimierungsproblemen basieren auf der Wahrscheinlichkeitstheorie und arbeiten mit Verteilungsdichten von Systemgrößen, die in eine Abhängigkeit von den gesuchten Systemparametern gebracht werden können. Ausgehend von diesen Abhängigkeiten werden Systemparameter ermittelt, die eine Maximierung der betrachteten Verteilungsdichte hervorrufen. Die bekanntesten probabilistischen Identifikationsmethoden sind die Maximum-a-posteriori- und Maximum-Likelihood-Methode.

Die Maximum-a-posteriori-Methode basiert auf dem Satz von Bayes, nach dem die a posteriori Verteilungsdichte einer Zufallsvariable a , die eine statistische Abhängigkeit von einer weiteren Zufallsvariable b aufweist, als

$$f_a(a|b) = \frac{f_b(b|a)f_a(a)}{f_b(b)} = \frac{f_b(b|a)f_a(a)}{\int_{-\infty}^{\infty} f_b(b|a)f_a(a) da} \quad (2.6)$$

berechnet werden kann. Mit \mathbf{y} als Vektor der gemessenen Werte des Systemausgangs, $\boldsymbol{\theta}$ als Vektor der Systemparameter die den Systemausgang beeinflussen und $\hat{\boldsymbol{\theta}}$ als Schätzwert für $\boldsymbol{\theta}$ resultiert äquivalent zu Gl. (2.6) die Formulierung des Optimierungsproblems zu

$$\hat{\boldsymbol{\theta}} = \arg \max_{\boldsymbol{\theta}} f_{\boldsymbol{\theta}}(\boldsymbol{\theta} | \mathbf{y}) \quad (2.7)$$

Bei der Maximum-Likelihood-Methode wird statt der bedingten Verteilungsdichte des Parametervektors die Verteilungsdichte der Messung bzw. die Likelihood-Funktion

$$f_y(\mathbf{y}|\boldsymbol{\theta}) = \prod_{i=1}^N f_{y_i}(y_i|\boldsymbol{\theta}) \quad (2.8)$$

für die N erfassten Messwerte verwendet, wodurch das Optimierungsproblem als

$$\hat{\boldsymbol{\theta}} = \arg \max_{\boldsymbol{\theta}} f_y(\mathbf{y} | \boldsymbol{\theta}) \quad (2.9)$$

formuliert werden kann. Eine eingehende Diskussion probabilistischer Identifikationsmethoden wird z.B. von Sage und Melsa (1971), Goodwin (1977), Kumar und Varaiya (1986), oder Köhler (2005) geführt.

Formulierung als Fehlerminimierung

Methoden der Systemidentifikation, die auf Modellanpassung bzw. Fehlerminimierung basieren, arbeiten mit dem Modellfehler und haben meist die in Abbildung 10 dargestellte Struktur. Dabei sind \mathbf{u} die Eingangs- bzw. \mathbf{y} die Ausgangsgrößen des Systems, $\hat{\mathbf{y}}$ ist die Modellausgangsgröße, die meistens den Schätzwert für \mathbf{y} repräsentiert, und \mathbf{e} der Modellfehler als Differenz zwischen \mathbf{y} und $\hat{\mathbf{y}}$.⁴

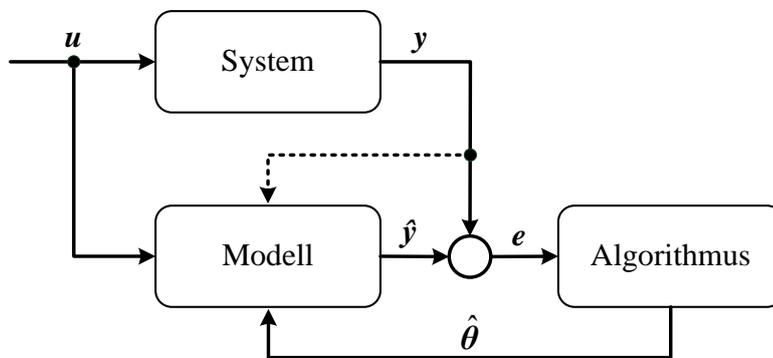


Abbildung 10: Struktur von Identifikationsmethoden zur Modellanpassung bzw. Fehlerminimierung

Anhand des Modellfehlers erfolgt die Berechnung einer Kostenfunktion, die in Abhängigkeit von den Modellparametern eine akkumulierte Abweichung zwischen dem realen und modellierten Systemverhalten beschreibt. Oft wird eine in Bezug auf den Modellfehler quadratische Kostenfunktion der Form

$$F(\boldsymbol{\theta}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \mathbf{e}_i^T(\boldsymbol{\theta}) \mathbf{e}_i(\boldsymbol{\theta}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N (\mathbf{y}_i - \hat{\mathbf{y}}_i(\boldsymbol{\theta}))^T (\mathbf{y}_i - \hat{\mathbf{y}}_i(\boldsymbol{\theta})), \quad (2.10)$$

angesetzt. Das Optimierungsproblem entspricht damit einer Minimierungsaufgabe und kann als

$$\hat{\boldsymbol{\theta}} = \arg \min_{\boldsymbol{\theta}} F(\boldsymbol{\theta}) \quad (2.11)$$

⁴ Auch andere Varianten der Fehlerbildung, z.B. als Gleichungsfehler oder Eingangsfehler (Isermann 1988a) sind möglich, setzen jedoch bestimmte Annahmen bzgl. der Modelstruktur (z.B. Invertierbarkeit) und statistischen Eigenschaften des Fehlersignals (z.B. Normalverteilung) voraus.

formuliert werden.⁵ Der Ansatz der Fehlerminimierung bei einer quadratischen Kostenfunktion wird in den meisten identifikationstheoretischen Fachbüchern unter der Bezeichnung Methode der kleinsten Fehlerquadrate (Least-Squares-Methode) behandelt (vgl. Zypkin 1995; Haber 1999; Söderström und Stoica 2001; Nelles 2001; Crassidis und Junkins 2004). Unter bestimmten Annahmen bzgl. statistischer Eigenschaften des Modellfehlers kann die Äquivalenz dieser Formulierung zu probabilistischen Formulierungen gezeigt werden (Jazwinski 1970).

2.1.3 Ansätze zur Lösung von Optimierungsproblemen

Existierende Verfahren zur Lösung von Optimierungsproblemen, z.B. in der Formulierung nach Gl. (2.9) und (2.11), werden meistens in ableitungsbasiert und ableitungsfrei unterteilt. Ableitungsbasierte Verfahren verwenden zur Maximierung- bzw. Minimierung der Zielfunktion deren Ableitungen nach dem gesuchten Parametervektor. Die Berechnung der Ableitungen kann dabei entweder analytisch exakt, oder, bei einem hohen Aufwand der analytischen Berechnung, approximiert erfolgen. Im Falle von Optimierungsproblemen ohne Nebenbedingungen entspricht das gesuchte Optimum dem Extrempunkt der Funktion. Dieser kann in bekannter Weise über die Nullstellen der ersten Ableitung (auch als Gradient bezeichnet) gefunden werden. Damit gilt als notwendige Bedingung für Gl. (2.7) und (2.9)

$$\frac{df(\boldsymbol{\theta})}{d\boldsymbol{\theta}} = \mathbf{0} \quad (2.12)$$

bzw. für Gl. (2.11)

$$\frac{dF(\boldsymbol{\theta})}{d\boldsymbol{\theta}} = \mathbf{0}. \quad (2.13)$$

Die hinreichende Bedingung bzw. die Art des Extrempunktes kann anhand der Definitheit⁶ der Hesse-Matrix $\frac{d^2f(\boldsymbol{\theta})}{d\boldsymbol{\theta}d\boldsymbol{\theta}^T}$ bzw. $\frac{d^2F(\boldsymbol{\theta})}{d\boldsymbol{\theta}d\boldsymbol{\theta}^T}$ überprüft werden. Entspricht der Extrempunkt einer Minimalstelle, ist die Hesse-Matrix positiv definit bzw. negativ definit für eine Maximalstelle. Im Fall konvexer Optimierungsprobleme oder bei bekannter Umgebung des gesuchten Extremums sind ableitungsbasierten Methoden vergleichsweise effizient und erlauben oft eine analytische bzw. stochastische Untersuchung der Konvergenzeigenschaften. Insbesondere bei

⁵ Prinzipiell kann durch Vorzeichenwechsel ein Minimierungsproblem stets in ein Maximierungsproblem und umgekehrt überführt werden, im Kontext einer Maximierung der Wahrscheinlichkeitsdichte bzw. Minimierung einer Kostenfunktion ist eine entsprechende Unterscheidung jedoch mehr anschaulicher.

⁶ Es existieren verschiedene Kriterien zur Prüfung der Definitheit einer Matrix (z.B. das Eigenwertkriterium).

linearen Optimierungsproblemen kann damit eine analytische Lösung berechnet werden. Aus diesen Gründen werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit ableitungsbasierte Methoden eingesetzt. Eine einführende Betrachtung hierzu erfolgt in den Abschnitten 2.2 und 2.3.

Die ableitungsfreien Optimierungsverfahren basieren meistens auf heuristischen oder stochastischen Überlegungen. Diese Verfahren werden in erster Linie dann eingesetzt, wenn entweder bei lokalen Optimierungsproblemen eine Berechnung des Gradienten sehr aufwendig bzw. nicht möglich ist, oder die Ermittlung des globalen Optimums im Vordergrund steht. Im ersten Fall werden meistens heuristische Verfahren, wie Hooke-Jeeves-, Koordinaten-, oder Simplex- bzw. Nelder-Mead- Verfahren eingesetzt (vgl. Schröder 2010, Papageorgiou et al. 2012). Eine hohe Wahrscheinlichkeit der Lösung von globalen Optimierungsproblemen zeigen stochastisch basierte Verfahren, wie evolutionäre- bzw. genetische Algorithmen (Holland 1992; Völkel 2005), sowie denen verwandte Verfahren nach dem Prinzip des simulierten Ausglühens (simulated annealing) (Kirkpatrick et al. 1983; Schröder 2010).

2.1.4 Ausführung des Optimierungsvorganges

In Bezug auf die Umsetzung des Lösungsansatzes kann ein Optimierungsproblem entweder analytisch oder numerisch gelöst werden. Im ersten Fall wird das Optimierungsproblem anhand einer ausreichenden Anzahl von Messdaten analytisch, meistens durch Auflösung der Gl. (2.12) bzw. (2.13) nach dem Parametervektor, gelöst. Unter bestimmten Voraussetzungen ist eine derartige Vorgehensweise z.B. für Systeme mit einer linearen Parameterabhängigkeit möglich. Die wichtigsten Voraussetzungen bestehen dabei in der Annahme von Normalverteilungen im Fall einer probabilistischen Problemformulierung bzw. in der Verwendung einer quadratischen Kostenfunktion bei dem Ansatz der Fehlerminimierung. Ein verbreitetes ableitungsbasiertes Identifikationsverfahren zur analytischen Ermittlung der Systemparameter ist die direkte Least-Squares-Methode (vgl. Abschnitt 2.2.1).

Sind die oben genannten Voraussetzungen nicht erfüllt bzw. ist das System nichtlinear in den Parametern, kann im Allgemeinen das Optimierungsproblem auf analytischem Wege nicht gelöst werden. In diesem Fall ist eine numerische Umsetzung des Lösungsansatzes erforderlich. Bei einer numerischen Ermittlung eines Extrempunktes mit ableitungsbasierten Methoden wird der optimale Parametervektor iterativ ermittelt. Ausgehend von einem gewählten Startvektor der Systemparameter wird dabei mit Hilfe des Gradienten bzw. der Hesse-Matrix eine derartige Anpassung des Startvektors berechnet, die eine Minimierung der Kostenfunktion bzw. Maximierung der Verteilungsdichte hervorruft. Diese Anpassung wird

solange wiederholt, bis einer der festgelegten Abbruchkriterien erreicht wurde. Übliche Abbruchkriterien sind das Unterschreiten einer Grenze für die erzielte Verbesserung bzw. für die Größenordnung der ermittelten Parameteranpassung sowie die maximale Anzahl von Iterationsschritten. Zu den bekanntesten Verfahren für numerische Lösung von Optimierungsproblemen zählen das Gradientenabstiegs-, Newton- oder Gauss-Newton-Verfahren.

Weiterhin kann in Anlehnung an Bohn und Unbehauen 2013 bei der Ausführungsweise eines Identifikationsverfahrens zwischen einer nichtrekursiven und rekursiven unterschieden werden. Diese Unterscheidung ist sowohl für die analytische, als auch für die numerische Umsetzung des Lösungsansatzes zutreffend. Der Unterschied liegt darin, dass die Ausführung von nichtrekursiven Verfahren anhand einer ausreichenden, zuvor erhobenen Anzahl an Messdaten erfolgt, während bei rekursiven Verfahren in jedem Rechenschritt der ermittelte Parametervektor anhand der neu erfassten Messdaten aktualisiert wird. Beide Ausführungsvarianten sind im Kontext der Aufgabenstellung dieser Arbeit relevant und werden in den nachfolgenden Abschnitten 2.2 und 2.3 für lineare und nichtlineare parameterabhängige Systeme genauer betrachtet. Im Vordergrund stehen dabei Least-Squares-Verfahren, zum einen, weil der Ansatz der Modellanpassung im Kontext der vorliegenden Arbeit anschaulicher ist, und zum anderen, weil diese Verfahren unter bestimmten Annahmen ohnehin äquivalent zu probabilistischen Verfahren sind.

Abbildung 11 fasst die in den Abschnitten 2.1.2, 2.1.3 und 2.1.4 diskutierten Hauptmerkmale identifikationstechnischer Fragestellungen im Kontext der Optimierungstheorie zusammen.

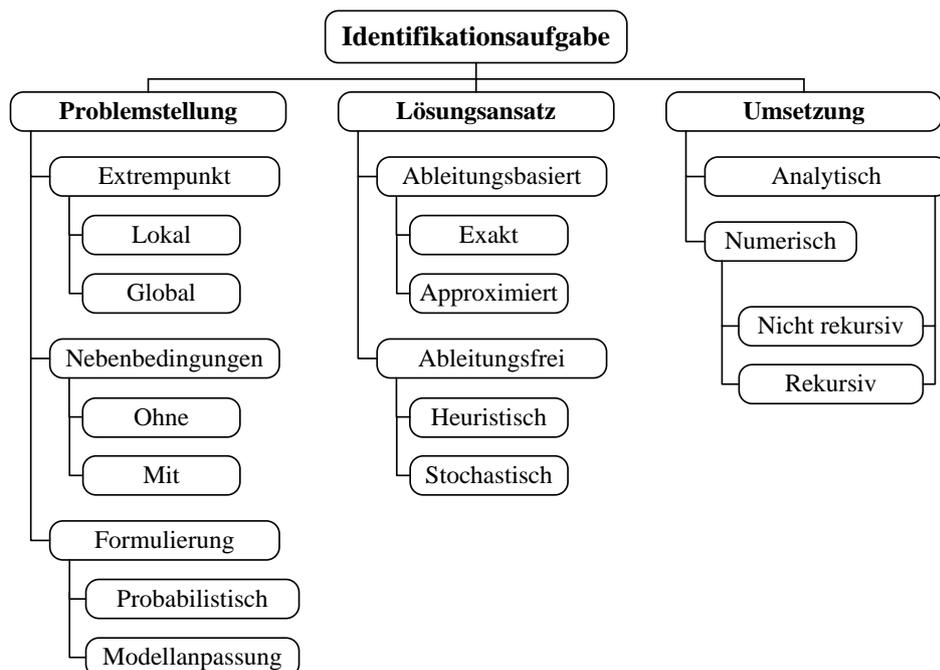


Abbildung 11: Optimierungstheoretische Merkmale im Kontext einer Identifikationsaufgabe

2.2 Least-Squares-Methoden für lineare Parameterabhängigkeit

Im Allgemeinen hängt der Ausgang eines Systemmodells nichtlinear von den Systemparametern ab. Systemmodelle, die eine lineare Parameterabhängigkeit des Ausgangs aufweisen, sind Spezialfälle identifikationstechnischer Fragestellungen. Für sie existiert eine analytische Lösung des Optimierungsproblems. In den nachfolgenden Abschnitten werden sowohl die nichtrekursive (Abschnitt 2.2.1), als auch die rekursive Ausführung (Abschnitt 2.2.2) der Least-Squares-Methode für linear parameterabhängige Systemmodelle vorgestellt.

2.2.1 Nichtrekursive Ausführung

Bei einer linearen Parameterabhängigkeit kann im eindimensionalen Fall die Berechnung des Ausgangs eines zeitdiskreten Systemmodells als

$$\hat{y}(k) = \boldsymbol{\theta}^T \boldsymbol{\varphi}(k) \quad (2.14)$$

dargestellt werden. Der Spaltenvektor $\boldsymbol{\varphi}(k)$ hat dabei die gleiche Dimension wie $\boldsymbol{\theta}$ und beinhaltet alle relevanten Daten zur Berechnung von $\hat{y}(k)$. Als Beispiel für die Gl. (2.14) kann die allgemeine Differenzgleichung eines linearen Eingrößensystems mit den Koeffizienten a_i und b_i in Vektorform als

$$y(k) = [a_1 \cdots a_n \ b_0 \cdots b_m] \begin{bmatrix} y(k-1) \\ \vdots \\ y(k-n) \\ u(k) \\ \vdots \\ u(k-m) \end{bmatrix}, \quad (2.15)$$

mit

$$\boldsymbol{\theta}^T = [a_1 \cdots a_n \ b_0 \cdots b_m] \quad (2.16)$$

und

$$\boldsymbol{\varphi}(k) = [y(k-1) \cdots y(k-n) \ u(k) \cdots u(k-m)]^T \quad (2.17)$$

angegeben werden. Bei Verwendung eines Gewichtungsfaktors α , der eine separate Vorgabe des Einflusses einzelner Messdaten in jedem Schritt ermöglicht,⁷ ergibt sich in Anlehnung an

⁷ Eine unterschiedliche Gewichtung von Messdaten ist z.B. dann sinnvoll, wenn eine Abhängigkeit der Qualität der Messdaten von bekannten Einflüssen, wie z.B. der Betriebssituation, gegeben ist.

Ljung (1999) die Least-Squares-Kostenfunktion des Systemmodells nach Gl. (2.14) zu

$$F(\boldsymbol{\theta}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \alpha(i) [y(i) - \boldsymbol{\theta}^T \boldsymbol{\varphi}(i)]^2. \quad (2.18)$$

Die erste Ableitung von Gl. (2.18) nach dem Parametervektor $\boldsymbol{\theta}$ liefert

$$F'(\boldsymbol{\theta}) = - \sum_{i=1}^k \alpha(i) y(i) \boldsymbol{\varphi}(i) + \sum_{i=1}^k \alpha(i) \boldsymbol{\varphi}(i) \boldsymbol{\varphi}^T(i) \boldsymbol{\theta}. \quad (2.19)$$

Mit der notwendigen Bedingung $F' = 0$ kann die Gl. (2.19) nach $\boldsymbol{\theta}$ als

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \left[\sum_{i=1}^k \alpha(i) \boldsymbol{\varphi}(i) \boldsymbol{\varphi}^T(i) \right]^{-1} \sum_{i=1}^k \alpha(i) y(i) \boldsymbol{\varphi}(i) \quad (2.20)$$

aufgelöst werden. Das Dachzeichen auf dem Parametervektor in Gl. (2.20) deutet darauf hin, dass die angegebene Berechnung einen, von der Anzahl der Messdaten N abhängigen, Schätzwert für $\boldsymbol{\theta}$ liefert. Stimmt die Systembeschreibung nach Gl. (2.14) mit dem realen Systemverhalten überein, hängt die Genauigkeit der Schätzung nach Gl. (2.20) von den stochastischen Wechselwirkungen zwischen dem Datenvektor $\boldsymbol{\varphi}$ und der im gemessenen Ausgangssignal y beinhaltenden Störung ab. Sind diese stochastisch unabhängig, liefert Gl. (2.20) eine erwartungstreue, bzw. bei deren Unkorreliertheit eine konsistente Schätzung von $\boldsymbol{\theta}$ (vgl. Goodwin 1977; Ljung 1999). Bei einer konsistenten Schätzung nähert sich $\hat{\boldsymbol{\theta}}$ mit wachsender Anzahl an Messdaten N dem wahren Parametervektor $\boldsymbol{\theta}$, wodurch für eine hohe Genauigkeit der nichtrekursiven Parameterschätzung nach Gl. (2.20) die Speicherung einer möglichst hohen Anzahl an zurückliegenden Zeitschritten erforderlich ist. Der hohen Genauigkeit dieser Vorgehensweise stehen mit Hinblick auf die Fragestellung der vorliegenden Arbeit jedoch zwei Nachteile gegenüber. Zum einen bewirkt die Speicherung von Messdaten eine zeitliche Verzögerung bei der Ermittlung von Kupplungsparametern, zum anderen setzt sowohl die Speicherung, als auch die Verarbeitung einer großen Anzahl an Messdaten hohe Anforderungen bzgl. der Leistungsfähigkeit des Steuergerätes voraus. Eine entscheidende Abhilfe in diesen Aspekten bietet die rekursive Ausführung der Last-Squares-Methode.

2.2.2 Rekursive Ausführung

Der Hauptunterschied nichtrekursiver und rekursiver Identifikationsmethoden besteht in der Art und Weise, wie die Information über das Systemverhalten aus vorangegangenen Zeitschritten festgehalten wird. Statt der vollständigen Speicherung von Systemdaten wird bei den rekursiven Methoden die Systeminformation im Wesentlichen in dem geschätzten Parametervektor und einer Hilfsgröße, die die Systeminformation aus dem aktuellen und vorangegangenen Zeitschritten akkumuliert, gespeichert (Ljung und Söderström 1983). Auf diese Weise ist zur Schätzung des Parametervektors in jedem Zeitschritt lediglich die Kenntnis des vorangegangenen Schätzwertes und der besagten Hilfsgröße erforderlich, wodurch der Speicheraufwand erheblich reduziert wird.

Die Herleitung der rekursiven Ausführung der Least-Squares-Methode für lineare Parameterabhängigkeit erfolgt in Anlehnung an Söderström und Stoica (2001) ausgehend von der Gl. (2.20). Im ersten Schritt wird die inverse Summenbildung in Gl. (2.20) in Form einer Matrix

$$\mathbf{P}(k) = \left[\sum_{i=1}^k \alpha(i) \boldsymbol{\varphi}(i) \boldsymbol{\varphi}^T(i) \right]^{-1} \quad (2.21)$$

ausgedrückt. Diese Matrix stellt bei der Least-Squares-Methode die eingangs erwähnte Hilfsgröße zur Speicherung der Systeminformation dar. Durch Herausziehen der aktuellen Systemdaten aus der zweiten Summenbildung in Gl. (2.20) und Berücksichtigung von Gl. (2.21) folgt für den Parameterschätzwert zunächst

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \mathbf{P}(k) \left[\sum_{i=1}^{k-1} \alpha(i) \boldsymbol{\varphi}(i) y(i) + \alpha(k) \boldsymbol{\varphi}(k) y(k) \right]. \quad (2.22)$$

Bei Verwendung des Parameterschätzwertes aus dem letzten Zeitschritt kann der Summenausdruck in Gl. (2.22) als

$$\sum_{i=1}^{k-1} \alpha(i) \boldsymbol{\varphi}(i) y(i) = \mathbf{P}^{-1}(k-1) \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) \quad (2.23)$$

dargestellt werden. Die Inverse der Matrix \mathbf{P} in Gl. (2.23) kann aus der Gl. (2.21) durch Herausziehen der Systemdaten des aktuellen Zeitschritts aus der Summenbildung als

$$\mathbf{P}^{-1}(k) = \mathbf{P}^{-1}(k-1) + \alpha(k) \boldsymbol{\varphi}(k) \boldsymbol{\varphi}^T(k). \quad (2.24)$$

rekursiv berechnet werden. Wird nun die Gl. (2.24) nach $\mathbf{P}^{-1}(k-1)$ aufgelöst und mit der Gl. (2.23) in Gl. (2.22) eingesetzt, resultiert die Schätzung des Parametervektors zu

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) + \mathbf{P}(k)\boldsymbol{\varphi}(k)\alpha(k)[y(k) - \boldsymbol{\varphi}^T(k)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1)]. \quad (2.25)$$

Der Klammerausdruck in der Gl. (2.25) kann dabei als Prädiktionsfehler $e(k)$ zwischen dem gemessenen und modelliertem Systemausgang aufgefasst werden (Söderström und Stoica 2001). Es handelt sich dabei um eine Prädiktion, da die Berechnung des Systemausgangs $\hat{y}(k)$ auf den Systemdaten und Parameterschätzung zum Zeitpunkt $k-1$ basiert (vgl. in Gl. (2.15) die Zusammensetzung von $\boldsymbol{\varphi}$). Entsprechende Identifikationsverfahren werden daher in der Literatur, sowohl bei einer linearen, als auch bei einer nichtlinearen Parameterabhängigkeit, oft als Prädiktionsfehlerverfahren bezeichnet.

Aus den obigen Ausführungen geht hervor, dass zur Ermittlung von $\mathbf{P}(k)$ eine Matrixinversion erforderlich ist, denn eine rekursive Berechnung ist lediglich für $\mathbf{P}^{-1}(k)$ durch die Gl. (2.24) gegeben. Mit Hilfe des Matrixinversionslemmas kann jedoch auch für $\mathbf{P}(k)$ eine rekursive Berechnung aufgestellt werden (vgl. Goodwin 1977, Kumar und Varaiya 1986, Söderström und Stoica 2001). Der rekursive Algorithmus der Least-Squares-Methode für linear parameterabhängige Systemmodelle lautet damit

$$\mathbf{L}(k) = \frac{\mathbf{P}(k-1)\boldsymbol{\varphi}(k)}{\alpha^{-1}(k) + \boldsymbol{\varphi}^T(k)\mathbf{P}(k-1)\boldsymbol{\varphi}(k)} \quad (2.26)$$

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) + \mathbf{L}(k)e(k) \quad (2.27)$$

$$\mathbf{P}(k) = \mathbf{P}(k-1) - \frac{\mathbf{P}(k-1)\boldsymbol{\varphi}(k)\boldsymbol{\varphi}^T(k)\mathbf{P}(k-1)}{\alpha^{-1}(k) + \boldsymbol{\varphi}^T(k)\mathbf{P}(k-1)\boldsymbol{\varphi}(k)}. \quad (2.28)$$

Aus diesen Gleichungen ist zu erkennen, dass zur Ausführung des obigen Algorithmus die Vorgabe von Anfangswerten für $\mathbf{P}(0)$ und $\hat{\boldsymbol{\theta}}(0)$ erforderlich ist, wobei diese Anforderung für rekursive Identifikationsmethoden allgemeingültig ist. Im Falle der linearen Least-Squares-Methode kann gezeigt werden, dass unter bestimmten Voraussetzungen (vgl. Ljung 1999) mit fortschreitender Identifikationsdauer der Einfluss der Startwerte reduziert wird und das rekursiv erzielte Schätzergebnis dem Ergebnis der nicht rekursiven Schätzung entspricht.

2.3 Least-Squares-Methoden für nichtlineare Parameterabhängigkeit

Bei einer nichtlinearen Abhängigkeit des Modellausganges von dem Parametervektor ist eine analytische Ermittlung des optimalen Parametervektors im Allgemeinen nicht möglich. In diesem Fall ist eine numerische Umsetzung des Lösungsansatzes erforderlich. Die numerische Minimierung einer Kostenfunktion, z.B. in der quadratischen Form nach Gl. (2.10), mit ableitungsbasierten Methoden, erfolgt im Allgemeinen in mehreren Iterationsschritten.⁸ Ausgehend von einem gewählten Startvektor der Systemparameter wird in jedem Iterationsschritt die Richtung und der Betrag der Parameterkorrektur neu bestimmt und die Korrektur dahingehend vorgenommen, dass die Kostenfunktion fortlaufend reduziert wird. Die Ermittlung der Richtung und des Betrages des Korrekturschritts kann dabei entweder, wie z.B. bei der Newton-Methode, in einer gemeinsamen Rechenoperation (vgl. z.B. Papageorgiou et al. 2012), oder getrennt voneinander erfolgen. Im zweiten Fall wird z.B. bei der Gradientenabstiegsmethode die Korrekturrichtung dem negativen Gradienten der Kostenfunktion gleich gesetzt und der Korrekturbetrag mit Methoden für Liniensuche (vgl. Lindström und Wedin 1984) ermittelt. Sowohl die Newton- als auch die Gradientenabstiegsmethode sind herausragend aus den meisten iterativen Optimierungsmethoden (vgl. Köhler 2005). Die Newton-Methode gehört dabei, aufgrund der erforderlichen Berechnung der Hesse-Matrix, zu den Methoden, die eine hohe Anzahl an Rechenoperationen pro Iterationsschritt benötigen. Dafür ist jedoch die Anzahl der erforderlichen Iterationsschritte vergleichsweise gering. Die Gradientenabstiegsmethode stellt den genau den umgekehrten Fall dar. Es werden wenige Rechenoperationen pro Iterationsschritt durchgeführt, die Anzahl der benötigten Iterationen ist jedoch vergleichsweise hoch.

Eine weit verbreitete Optimierungsmethode, die einen akzeptablen Kompromiss zwischen der Anzahl an Rechenoperationen und Iterationsschritten darstellt, ist die Gauss-Newton-Methode. Sie kann zum einen sowohl in der nichtrekursiven (Abschnitt 2.3.1), als auch in rekursiver (Abschnitt 2.3.2) Ausführung realisiert werden. Zum anderen ermöglicht sie in modifizierter Variante (z.B. als Levenberg-Marquardt-Methode) eine erhebliche Erhöhung der Robustheit gegenüber fehlerhafter Berechnung der Parameterkorrektur. Aus diesen Gründen werden die Gauss-Newton-Methode bzw. deren Modifikationen für Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit eingesetzt. In den nachfolgenden Abschnitten erfolgt eine einführende

⁸ Eine Ausnahme bilden Optimierungsprobleme für die eine Kostenfunktion in Form einer Hyperkugel darstellbar ist. Dann kann das Optimum u.U. in einem Rechenschritt ermittelt werden (Köhler 2005).

Vorstellung dieser Verfahren.⁹ Detaillierte Angaben zu deren identifikationstechnischen Eigenschaften, Besonderheiten bzw. Vergleich mit alternativen Verfahren würden den Rahmen der vorliegenden Arbeit sprengen und werden daher ausgelassen. Stattdessen wird an dieser Stelle auf die entsprechende Fachliteratur (z.B. Ramsin und Wedin 1977; Fan 2012) verwiesen.

2.3.1 Nichtrekursive Ausführung

Grundform der Gauss-Newton-Methode

Der Grundansatz der Gauss-Newton-Methode besteht in der Linearisierung der Parameterabhängigkeit des Fehlers zwischen der gemessenen und berechneten Ausgangsgröße

$$e(\boldsymbol{\theta}) = y - \hat{y}(\boldsymbol{\theta}). \quad (2.29)$$

Durch Abbruch der Taylorreihe nach dem ersten Glied resultiert die Fehlerapproximation zu

$$e(\boldsymbol{\theta} + \Delta\boldsymbol{\theta}) \cong \tilde{e}(\Delta\boldsymbol{\theta}) = e(\boldsymbol{\theta}) + \left(\frac{\partial e(\boldsymbol{\theta})}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right)^T \Delta\boldsymbol{\theta}. \quad (2.30)$$

Mit der Gl. (2.30), dem Gewichtungsfaktor α und Einführung des Vektors $\mathbf{j} = \frac{\partial e(\boldsymbol{\theta})}{\partial \boldsymbol{\theta}}$ kann die quadratische Kostenfunktion in Least-Squares-Formulierung als

$$\tilde{F}(\Delta\boldsymbol{\theta}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \alpha(i) \tilde{e}^2(i) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \alpha(i) [e(i) + \mathbf{j}^T(i) \Delta\boldsymbol{\theta}]^2 \quad (2.31)$$

approximiert werden. Weiterhin folgt aus der notwendigen Bedingung für eine Minimalstelle der Kostenfunktion

$$\frac{\partial \tilde{F}}{\partial \Delta\boldsymbol{\theta}} = \tilde{F}' = \sum_{i=1}^k \alpha(i) \mathbf{j}(i) e(i) + \sum_{i=1}^k \alpha(i) \mathbf{j}(i) \mathbf{j}^T(i) \Delta\boldsymbol{\theta} = 0. \quad (2.32)$$

Die Korrektur des Parametervektors im n -ten Iterationsschritt resultiert nun durch Auflösen der Gl. (2.32) nach $\Delta\boldsymbol{\theta}$ zu

⁹ An dieser Stelle sei angemerkt, dass in dieser Arbeit nicht die Ermittlung einer optimalen Identifikationsmethode (z.B. durch Vergleich verschiedener Methoden miteinander), sondern prinzipielle Untersuchungen zur Identifikation des Übertragungsverhaltens von Reibungskupplungen, im Vordergrund stehen.

$$\Delta\boldsymbol{\theta}_n(k) = -\left[\sum_{i=1}^k \alpha(i)\mathbf{j}(i)\mathbf{j}^T(i)\right]^{-1} \sum_{i=1}^k \alpha(i)\mathbf{j}(i)e(i). \quad (2.33)$$

Die n -te Iteration des Parameterschätzwerts kann damit schließlich als

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_n = \hat{\boldsymbol{\theta}}_{n-1} + \Delta\boldsymbol{\theta}_n \quad (2.34)$$

berechnet werden. Die Gleichungen (2.29), (2.33) und (2.34) stellen den Algorithmuskern der Gauss-Newton-Methode in der nichtrekursiven Ausführung dar. Die Iteration wird dabei bis zum Erreichen eines der festgelegten Abbruchkriterien fortgesetzt. In Anlehnung an Madsen et al. (2004) sind die drei nachfolgenden Abbruchkriterien

$$\left\|\sum_{i=1}^k \mathbf{j}(i)e(i)\right\|_{\infty} \leq \varepsilon_1, \quad 0 < \varepsilon_1 \ll 1, \quad (2.35)$$

$$\|\Delta\boldsymbol{\theta}_n\|_2 \leq \varepsilon_2(\|\boldsymbol{\theta}_n\|_2 + \varepsilon_2), \quad 0 < \varepsilon_2 \ll 1, \quad (2.36)$$

$$n > n_{\max} \quad (2.37)$$

im Kontext der Gauss-Newton-Methode sinnvoll. Da für die Norm $\|x\|_{\infty} = \max|x_i|$ gilt, wird durch Gl. (2.35) geprüft, ob sämtliche Absolutwerte der Elemente von $\sum_{i=1}^k \mathbf{j}(i)e(i)$ unterhalb der Schranke ε_1 liegen. Durch die Gl. (2.36) wird stattdessen die Signifikanz der berechneten Parameteränderung relativ zum aktuellen Schätzwert bewertet. Aus Gl. (2.33) ist zu erkennen, dass zur Berechnung der Parameterkorrektur die Inversion der Matrix

$$\mathbf{G} = \sum_{i=1}^k \alpha(i)\mathbf{j}(i)\mathbf{j}^T(i) \quad (2.38)$$

erforderlich ist. Wird \mathbf{G} aufgrund von Fehler- bzw. Rauscheinflüssen der Messdaten oder infolge von numerischen Ungenauigkeiten singular, kann der Korrekturschritt nicht berechnet werden, bzw. der Algorithmus divergieren falls \mathbf{G} negativ definit wird (vgl. Madsen et al. 2004; Schröder 2010). In der oben angegebenen Grundform beinhaltet die Gauss-Newton-Methode keine Überwachung des Iterationsvorganges, wodurch eine derartige Situation nicht erkannt bzw. vermieden werden kann. Eine nachfolgend dargestellte Modifikation der Gauss-Newton-Methode schafft einen Mechanismus zur Überwachung des Iterationsvorganges und eine Verbesserung dessen Robustheit.

Levenberg-Marquardt-Methode

Mit unterschiedlichen Herangehensweisen, jedoch mit einem ähnlichen Ergebnis, haben Levenberg (1944) und Marquardt (1963) eine Erweiterung der Kostenfunktion in Gl. (2.31) vorgeschlagen, die der Eliminierung der genannten Risiken der Gauss-Newton-Methode dient. Diese Erweiterung besteht im Wesentlichen in der Berücksichtigung des quadrierten Betrages des Korrekturvektors innerhalb der Kostenfunktion als

$$\tilde{F}_{LM}(\Delta\boldsymbol{\theta}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \alpha(i) [e(i) + \mathbf{j}^T(i)\Delta\boldsymbol{\theta}]^2 + \delta \Delta\boldsymbol{\theta}^T \Delta\boldsymbol{\theta}, \quad \delta(k) > 0. \quad (2.39)$$

Über die Variable δ kann die Gewichtung der Parameterkorrektur innerhalb der Kostenfunktion vorgegeben bzw. während des Iterationsvorganges angepasst werden. Zur Anpassung von δ existieren verschiedene Strategien.¹⁰ Generell wird dabei die Effizienz des Korrekturschrittes anhand des Vergleiches des ursprünglichen und des aktuellen Wertes der Kostenfunktion überprüft (vgl. z.B. Schröder 2010). Im Falle einer deutlichen Reduktion der Kostenfunktion werden größere Korrekturschritte zugelassen bzw. δ reduziert. Findet keine Reduktion der Kostenfunktion statt, ist dies ein Hinweis auf eine schwache Übereinstimmung des linearisierten Fehlermodells nach Gl. (2.30) mit der tatsächlichen Fehlerentwicklung, wodurch eine Verringerung der Korrekturschrittweite bzw. Erhöhung von δ erforderlich wird.¹¹

Analog zu der Vorgehensweise in Gl. (2.32) und (2.33) resultiert aus der Gl. (2.39) der Korrekturschritt der Levenberg-Marquardt-Methode zu

$$\Delta\boldsymbol{\theta}_{LM,n}(k) = - \left[\sum_{i=1}^k \alpha(i) \mathbf{j}(i) \mathbf{j}^T(i) + \delta_n \mathbf{I} \right]^{-1} \sum_{i=1}^k \alpha(i) \mathbf{j}(i) e(i). \quad (2.40)$$

Aus dieser Gleichung ist zu erkennen, dass der Term $\delta(k)\mathbf{I}$ einen positiven Beitrag zu den Diagonalelementen von \mathbf{G} leistet, wodurch die modifizierte Matrix

$$\mathbf{G}_{LM} = \sum_{i=1}^k \alpha(i) \mathbf{j}(i) \mathbf{j}^T(i) + \delta_n \mathbf{I} \quad (2.41)$$

für $\delta > 0$ regulär und die Berechnung der Parameterkorrektur stets möglich wird.

¹⁰ Detaillierte Angabe der Anpassungsstrategien, die in dieser Arbeit eingesetzt werden, erfolgt in Abschnitt 6.

¹¹ Optimierungsverfahren die mit einer internen Steuerung der Korrekturschrittweite arbeiten sind in der Literatur auch unter der Bezeichnung Trust-Region Methoden bekannt (vgl. Papageorgiou et al. 2012).

2.3.2 Rekursive Ausführung

Die Herleitung der rekursiven Ausführung der Gauss-Newton-Methode kann auf unterschiedliche Weise erfolgen. Verbreitet ist die Herangehensweise über das Konzept der stochastischen Approximation bzw. über die von Robinson und Monro (1951) vorgeschlagene Methode zur rekursiven Approximation von Nullstellen einer Funktion (Robinson-Monro Methode). Alternativ kann die prinzipielle Wirkungsweise der rekursiven Ausführung der Gauss-Newton-Methode, in Analogie zur Vorgehensweise bei linearer Parameterabhängigkeit in Abschnitt 2.2.2, ausgehend von der nichtrekursiven Berechnung der Parameterkorrektur nach Gl. (2.33) bzw. (2.34) dargestellt werden. Im ersten Schritt wird die Matrix

$$\mathbf{P}(k) = \left[\sum_{i=1}^k \alpha(i) \mathbf{j}(i) \mathbf{j}^T(i) \right]^{-1} \quad (2.42)$$

eingeführt, wobei für die rekursive Berechnung der Inverse von $\mathbf{P}(k)$

$$\mathbf{P}^{-1}(k) = \mathbf{P}^{-1}(k-1) + \alpha(k) \mathbf{j}(k) \mathbf{j}^T(k) \quad (2.43)$$

folgt. Weiterhin kann die zweite Summe in Gl. (2.33) als

$$\sum_{i=1}^k \alpha(i) \mathbf{j}(i) e(i) = \sum_{i=1}^{k-1} \alpha(i) \mathbf{j}(i) e(i) + \alpha(k) \mathbf{j}(k) e(k) \quad (2.44)$$

ausgedrückt werden, wobei die Summe auf der rechten Seite von Gl. (2.44) unter Berücksichtigung der Gl. (2.33) aus der Parameterkorrektur

$$\Delta \boldsymbol{\theta}(k-1) = -\mathbf{P}(k-1) \sum_{i=1}^{k-1} \alpha(i) \mathbf{j}(i) e(i) \quad (2.45)$$

als

$$\sum_{i=1}^{k-1} \alpha(i) \mathbf{j}(i) e(i) = -\mathbf{P}^{-1}(k-1) \Delta \boldsymbol{\theta}(k-1). \quad (2.46)$$

dargestellt werden kann. Durch Auflösung der Gl. (2.43) nach $\mathbf{P}^{-1}(k-1)$ und Einsetzen der resultierenden Beziehung in die Gl. (2.46) und weiterhin in die Gl. (2.44) ergibt sich die Berechnung der Parameterkorrektur nach Gl. (2.33) zu

$$\Delta \boldsymbol{\theta}(k) = \Delta \boldsymbol{\theta}(k-1) - \mathbf{P}(k) \alpha(k) \mathbf{j}(k) \mathbf{j}^T(k) \Delta \boldsymbol{\theta}(k-1) - \mathbf{P}(k) \alpha(k) \mathbf{j}(k) e(k). \quad (2.47)$$

Üblicherweise wird die Annahme gemacht, dass die Parameterschätzung zum vorangegangenen Zeitpunkt für die vorliegenden Messdaten bereits optimal war bzw. dass $\tilde{F}'(k-1) = 0$ gilt (vgl. Ljung und Söderström 1983; Ljung 1999; Söderström und Stoica 2001). Daraus folgt unmittelbar $\Delta\boldsymbol{\theta}(k-1) = 0$, wodurch die ersten beiden Summanden in der Gl. (2.47) entfallen und die aktuelle Parameterkorrektur unabhängig von der vorangegangenen als

$$\Delta\boldsymbol{\theta}(k) = -\mathbf{P}(k)\alpha(k)\mathbf{j}(k)e(k) \quad (2.48)$$

berechnet werden kann. Damit resultiert die Parameterschätzung zum aktuellen Zeitpunkt unter Berücksichtigung der Gl. (2.34) zu

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) - \mathbf{P}(k)\alpha(k)\mathbf{j}(k)e(k). \quad (2.49)$$

Die Matrix $\mathbf{P}(k)$ in Gl. (2.49) kann analog zu Abschnitt 2.2.2 mit Hilfe des Matrixinversionlemas berechnet werden (Söderström und Stoica 2001). Der rekursive Algorithmus der Gauss-Newton-Methode lautet somit

$$\mathbf{L}(k) = -\frac{\mathbf{P}(k-1)\mathbf{j}(k)}{\alpha^{-1}(k) + \mathbf{j}^T(k)\mathbf{P}(k-1)\mathbf{j}(k)}, \quad (2.50)$$

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) + \mathbf{L}(k)e(k), \quad (2.51)$$

$$\mathbf{P}(k) = \mathbf{P}(k-1) + \frac{\mathbf{P}(k-1)\mathbf{j}^T(k)\mathbf{j}(k)\mathbf{P}(k-1)}{\alpha^{-1}(k) + \mathbf{j}^T(k)\mathbf{P}(k-1)\mathbf{j}(k)}. \quad (2.52)$$

Analog zu dem rekursiven Least-Squares-Algorithmus für lineare Parameterabhängigkeiten in Abschnitt 2.2.2 ist für die rekursive Ausführung der Gauss-Newton-Methode eine Vorgabe von Startwerten für $\hat{\boldsymbol{\theta}}(0)$ und $\mathbf{P}(0)$ erforderlich. Aufgrund der nichtlinearen Parameterabhängigkeit des Modellausganges ist die Prüfung der Konvergenzeigenschaften der Gauss-Newton-Methode jedoch wesentlich aufwendiger als im Fall einer linearen Parameterabhängigkeit.¹² Eine Möglichkeit dazu bietet die Stabilitätstheorie nach Ljapunov bei Anwendung auf eine Beschreibung des asymptotischen Verhaltens des Identifikationsalgorithmus durch Differentialgleichungen (vgl. Ljung 1977). Unter bestimmten Voraussetzungen, wie gute Übereinstimmung zwischen System und Modell, Gewährleistung der Modellstabilität während der Schätzung, ausreichende Systemanregung bzw. Schätzdauer, oder Beginn der Schätzung innerhalb des Einzugsbereichs der gesuchten Minimalstelle der

¹² Eine Ausnahme bildet die Anwendung der Gauss-Newton Methode zur Identifikation von Systemen mit einer linearen Parameterabhängigkeit, in diesem Fall entspricht sie wegen $\frac{\partial e(\boldsymbol{\theta})}{\partial \boldsymbol{\theta}} = \mathbf{j} = -\boldsymbol{\varphi}$ dem linearen Least-Squares-Algorithmus.

Kostenfunktion, kann gezeigt werden, dass sich die Wahrscheinlichkeit der asymptotischen Konvergenz der Schätzung zum wahren Parametervektor dem Wert 1 nähert (vgl. Ljung und Söderström 1983).¹³ Der Gauss-Newton-Algorithmus in Gl. (2.50) - (2.52) stellt die Grundstruktur rekursiver Identifikationsalgorithmen dar. Zur Verbesserung bzw. Gewährleistung dessen Konvergenzeigenschaften existieren verschiedene Maßnahmen, deren ausführliche Beschreibung an dieser Stelle ausgelassen bzw. auf die entsprechende Literatur (z.B. Ljung und Söderström 1983) verwiesen wird. Eine Ausnahme bilden die Konzepte zur Identifikation von zeitvarianten Systemparametern. Sie spielen eine zentrale Rolle bei der Identifikation von Kupplungskennlinien und werden daher im nachfolgenden Abschnitt diskutiert. Des Weiteren werden die im Rahmen der Implementierung des Algorithmus zur Identifikation von Kupplungskennlinien vorgenommenen Modifikationen bei der Diskussion der praktischen Aspekte in Kapitel 5 angegeben.

2.4 Identifikation zeitvarianter Systemparameter

Bei den in den vorangegangenen Abschnitten 2.2 und 2.3 dargestellten Identifikationsmethoden wurde davon ausgegangen, dass das Systemverhalten zeitinvariant ist bzw. keine Änderungen der Systemparameter während der Identifikationsdurchführung stattfinden. Diese Annahme ist daran erkennbar, dass alle zurückliegenden Messdaten in die Bildung der Kostenfunktionen in Gl. (2.18) und (2.31) gleichermaßen eingehen. Eine Möglichkeit zur separaten Gewichtung der Messdaten durch den Faktor $\alpha(k)$ ist zwar prinzipiell gegeben, sie dient jedoch in erster Linie der Handhabung von betriebsbedingten Qualitätsschwankungen der Messsignale. Werden die vorgestellten Least-Squares-Methoden also zur Identifikation von zeitvarianten Systemparametern eingesetzt, kann die resultierende Parameterschätzung als Mittelwert über die zurückliegenden Messdaten bzw. Zeitschritte interpretiert werden. Steht jedoch das aktuelle Systemverhalten im Mittelpunkt des Interesses, wie z.B. bei der Adaption von Kupplungssystemen, ist die bisher betrachtete Vorgehensweise zu dessen Ermittlung nicht optimal.

Nachfolgend werden zwei Möglichkeiten zur Modifikation der in den Abschnitten 2.2 und 2.3 vorgestellten Identifikationsmethoden vorgestellt die eine optimierte Identifikation von zeitvarianten Systemparametern ermöglichen. Bei der ersten Modifikation handelt es sich um den

¹³ Wie bereits in Abschnitt 2.1.2 erwähnt, eignen sich ableitungsbasierte Optimierungsmethoden in erster Linie zur Ermittlung von lokalen Minimalstellen. Der Startvektor $\hat{\theta}(0)$ beeinflusst daher auch in der rekursiven Ausführung signifikant die Wahrscheinlichkeit der Ermittlung des wahren Parametervektors.

Einsatz des sogenannten Vergessensfaktors (Abschnitt 2.4.1) und bei der zweiten um die direkte Beeinflussung der Kovarianzmatrix (Abschnitt 2.4.2).

2.4.1 Konzept des Vergessensfaktors

Das in diesem Abschnitt vorgestellte Konzept basiert auf der Tatsache, dass bei zeitvarianten Systemen die Information über die Systemänderung in erster Linie in den aktuellen und weniger in den zurückliegenden Messdaten enthalten ist. Infolgedessen besteht der Ansatz des Vergessensfaktors darin, den Einfluss der zurückliegenden Messungen bei der Schätzung aktueller Parameterwerte zu reduzieren. Zwecks einer einheitlichen Darstellungsweise erfolgt hier die Vorstellung des Konzeptes des Vergessensfaktors unter Verwendung der Summendarstellung der zu minimierenden Kostenfunktion. Ausgehend von der nichtrekursiven Least-Squares-Methode für linear parameterabhängige Systeme ist die Vorgehensweise besonders anschaulich, die resultierenden Ergebnisse sind jedoch in gleicher Weise auf die Gauss-Newton-Methode übertragbar.

In Anlehnung an Ljung und Söderström (1983) wird im ersten Schritt der Gewichtungsfaktor $\alpha(i)$ in den beiden Summen der Gl. (2.20) durch eine Funktion $\beta(k, i)$ ersetzt, wodurch für die aktuelle Parameterschätzung die Gleichung

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \left[\sum_{i=1}^k \beta(k, i) \boldsymbol{\varphi}(i) \boldsymbol{\varphi}^T(i) \right]^{-1} \sum_{i=1}^k \beta(k, i) y(i) \boldsymbol{\varphi}(i) \quad (2.53)$$

resultiert. Nun ist eine Funktion $\beta(k, i)$ gesucht, die eine abklingende Gewichtung der zurückliegenden Messdaten gewährleistet. Mit der Einführung des Vergessensfaktors $\lambda(k) < 1$ ist eine Möglichkeit hierfür z.B. durch die Rekursion

$$\beta(k, i) = \lambda(k) \beta(k-1, i), \quad 1 \leq i \leq k-1, \quad (2.54)$$

bzw. in Produktform

$$\beta(k, i) = \left[\prod_{j=i+1}^k \lambda(j) \right] \alpha(i), \quad \beta(i, i) = \alpha(i) \quad (2.55)$$

gegeben. Im Falle eines konstanten Vergessensfaktors resultiert aus Gl. (2.55) eine exponentiell abklingende Gewichtung der zurückliegenden Messdaten im aktuellen Zeitschritt als

$$\beta(k, i) = \lambda_0^{k-i} \alpha(i). \quad (2.56)$$

Mit der definierten Gewichtungsfunktion $\beta(k, i)$ kann der Parameterschätzwert in der nichtrekursiven Ausführung nach Gl. (2.53) berechnet werden. Die Herleitung der rekursiven Variante dieser Berechnungsvorschrift kann ausgehend von

$$\mathbf{P}(k) = \left[\sum_{i=1}^k \beta(k, i) \boldsymbol{\varphi}(i) \boldsymbol{\varphi}^T(i) \right]^{-1} \quad (2.57)$$

erfolgen, wobei die inverse Matrix \mathbf{P}^{-1} mit der Gl. (2.54) als

$$\mathbf{P}^{-1}(k) = \lambda(k) \mathbf{P}^{-1}(k-1) + \alpha(k) \boldsymbol{\varphi}(k) \boldsymbol{\varphi}^T(k) \quad (2.58)$$

berechnet werden kann. In Analogie zur Vorgehensweise in Abschnitt 2.2.2 kann damit der rekursive Least-Squares-Algorithmus für linear parameterabhängige, zeitvariante Systeme als

$$\mathbf{L}(k) = \frac{\mathbf{P}(k-1) \boldsymbol{\varphi}(k)}{\frac{\lambda(k)}{\alpha(k)} + \boldsymbol{\varphi}^T(k) \mathbf{P}(k-1) \boldsymbol{\varphi}(k)} \quad (2.59)$$

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) + \mathbf{L}(k) e(k) \quad (2.60)$$

$$\mathbf{P}(k) = \frac{1}{\lambda(k)} \left[\mathbf{P}(k-1) - \frac{\mathbf{P}(k-1) \boldsymbol{\varphi}(k) \boldsymbol{\varphi}^T(k) \mathbf{P}(k-1)}{\frac{\lambda(k)}{\alpha(k)} + \boldsymbol{\varphi}^T(k) \mathbf{P}(k-1) \boldsymbol{\varphi}(k)} \right] \quad (2.61)$$

aufgestellt werden.

Bei Anwendung des vorgestellten Konzepts auf die Gauss-Newton-Methode in Abschnitt 2.3 folgt für deren rekursive Ausführung mit $\tilde{\mathbf{j}} = -\mathbf{j} = -\frac{\partial e(\boldsymbol{\theta})}{\partial \boldsymbol{\theta}}$ die identische Struktur

$$\mathbf{L}(k) = \frac{\mathbf{P}(k-1) \tilde{\mathbf{j}}(k)}{\frac{\lambda(k)}{\alpha(k)} + \tilde{\mathbf{j}}^T(k) \mathbf{P}(k-1) \tilde{\mathbf{j}}(k)}, \quad (2.62)$$

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) + \mathbf{L}(k) e(k) \quad (2.63)$$

$$\mathbf{P}(k) = \frac{1}{\lambda(k)} \left[\mathbf{P}(k-1) - \frac{\mathbf{P}(k-1) \tilde{\mathbf{j}}(k) \tilde{\mathbf{j}}^T(k) \mathbf{P}(k-1)}{\frac{\lambda(k)}{\alpha(k)} + \tilde{\mathbf{j}}^T(k) \mathbf{P}(k-1) \tilde{\mathbf{j}}(k)} \right]. \quad (2.64)$$

Aus den obigen Gleichungen ist zu erkennen, dass der Vergessensfaktor $\lambda < 1$ eine Erhöhung der Kovarianzmatrix $\mathbf{P}(k)$ und folglich auch der Verstärkung $\mathbf{L}(k)$ bei der Parameterkorrektur in Gl. (2.60) und (2.63) bewirkt. Aus den genannten Gleichungen ist weiterhin zu erkennen, dass der aktuelle Prädiktionsfehler $e(k)$, und somit auch die vorhandene

Störanteile, über $L(k)$ den Parameterschätzwert unmittelbar beeinflussen. Infolgedessen gilt es, bei der Wahl des Vergessensfaktors einen Kompromiss zwischen einer schnellen Reaktion auf Parameteränderung ($\lambda < 1$) und einer gedämpften Rückführung des Prädiktionsfehlers ($\lambda \approx 1$) zu finden (vgl. Söderström und Stoica 2001). Das Konzept des Vergessensfaktors eignet sich daher in erster Linie für langsame Parameteränderungen (vgl. Isermann und Münchhof 2011).

Eine Besonderheit bei der Verwendung eines Vergessensfaktor besteht darin, dass, aufgrund dessen multiplikativen Einwirkung, die Korrekturverstärkungen sämtlicher Systemparameter in $L(k)$ zum gleichen Anteil erhöht werden. Es wird quasi davon ausgegangen, dass alle Systemparameter eine Änderung erfahren haben und entsprechend auch eine Nachführung aller Parameter erforderlich ist. Der Einfluss dieser Besonderheit auf die Identifikation von Kupplungskennlinien wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit, in Abschnitt 6.1.3 analysiert. Alternativ bzw. ergänzend zum Konzept des Vergessensfaktors wird im nachfolgenden Abschnitt eine universelle Erweiterung der Identifikationsalgorithmen vorgestellt, die sowohl eine gezielte, als auch schnelle Nachführung festgelegter Systemparameter ermöglicht.

2.4.2 Kovarianzberechnung mit Berücksichtigung der Zeitvarianz der Parameter

Unter bestimmten Annahmen, wie einem normalverteilten, stochastischen Parametervektor θ , kann die Matrix P in den Algorithmen nach Gln. (2.59) - (2.64) als Kovarianzmatrix des Parameterschätzfehlers interpretiert werden (vgl. Unbehauen und Bohn 2013). In diesem Fall beschreiben die Diagonalelemente von P die Varianz einzelner Parameter während der Identifikation und können als ein Maß für die Unsicherheit der aktuellen Schätzwerte bzw. indirekt als ein Maß für die mögliche Ausprägung der Parameterkorrektur aufgefasst werden.

Mit fortschreitender Konvergenz der Schätzung wird P und somit auch die Korrekturverstärkung L entsprechend Gln. (2.59) - (2.64) fortlaufend reduziert. Ein durch geändertes Systemverhalten resultierender Anstieg des Prädiktionsfehlers hat dadurch eine wesentlich geringere Auswirkung auf die Parameterkorrektur als zu Beginn der Schätzung, wodurch die Konvergenzdauer zu den aktuellen Parameterwerten ansteigt. Eine wirkungsvolle Vorgehensweise zur Identifikation zeitvarianter Systeme, die eine schnelle Reaktion auf Parameteränderungen ermöglicht, besteht darin, die a priori Kenntnis über die zu erwartenden Änderungen der Systemparameter bei der Berechnung der Kovarianzmatrix P explizit zu berücksichtigen. Von Ljung und Söderström (1983) wird hierzu die modifizierte Form des rekursiven Gauss-Newton Algorithmus als

$$\mathbf{L}(k) = \frac{\mathbf{P}(k-1)\mathbf{j}(k)}{r(k) + \mathbf{j}^T(k)\mathbf{P}(k-1)\mathbf{j}(k)}, \quad (2.65)$$

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) + \mathbf{L}(k)e(k), \quad (2.66)$$

$$\mathbf{P}(k) = \mathbf{P}(k-1) - \frac{\mathbf{P}(k-1)\mathbf{j}(k)\mathbf{j}^T(k)\mathbf{P}(k-1)}{r(k) + \mathbf{j}^T(k)\mathbf{P}(k-1)\mathbf{j}(k)} + \mathbf{Q}(k). \quad (2.67)$$

angegeben. Der additive Korrekturterm \mathbf{Q} in Gl. (2.67) kann dabei als Kovarianzmatrix der zu erwartenden Parameteränderungen des zeitvarianten Systems interpretiert werden. Die Matrix \mathbf{Q} wird meistens als Diagonalmatrix gewählt und dient der expliziten Erhöhung bestimmter Diagonalelemente der Kovarianzmatrix \mathbf{P} und ermöglicht folglich eine erhöhte Änderungsrate genau dieser Systemparameter. Zusätzlich zur Korrekturmatrix \mathbf{Q} wird im obigen Algorithmus die Variable r verwendet. Dadurch können a priori Kenntnisse über die Varianz des Messfehlers berücksichtigt werden (vgl. Ljung und Söderström 1983).¹⁴

Eine modifizierte Variante der Berechnung der Kovarianzmatrix nach Gl. (2.67) wird in Isermann und Münchhof (2011) diskutiert. Die Modifikation besteht dabei darin, dass die Korrekturmatrix \mathbf{Q} nicht durchgängig, sondern erst bei Erkennung eines geänderten Systemverhaltens hinzu addiert wird. Die Erkennung dieser Änderung erfolgt dabei z.B. durch Auswertung der Varianz des Prädiktionsfehlers $\hat{\sigma}_e^2$, die durch die rekursive Tiefpassfilterung mit dem Pol γ

$$\hat{\sigma}_e^2(k) = \gamma\hat{\sigma}_e^2(k-1) + (1-\gamma)e^2(k) \quad (2.68)$$

approximiert werden kann. Übersteigt die Fehlervarianz eine festgelegte untere Schranke σ_{e0}^2 , ist dies ein Hinweis auf eine Änderung des Systemverhaltens und erfordert die Modifikation der Kovarianzberechnung durch die Korrekturmatrix \mathbf{Q} . Für \mathbf{Q} gilt damit der Zusammenhang

$$\mathbf{Q}(k) = \begin{cases} \mathbf{0}, & \text{für } \hat{\sigma}_e^2(k) < \sigma_{e0}^2 \\ \text{diag}(q_1 \dots q_p), & \text{für } \hat{\sigma}_e^2(k) \geq \sigma_{e0}^2, \end{cases} \quad (2.69)$$

wobei p die Anzahl der unbekannt Systemparameter und q_i die Korrekturhöhe einzelner Diagonalelemente von \mathbf{P} definiert.

Das dargestellte Konzept der modifizierten Berechnung der Kovarianzmatrix bietet die Möglichkeit, zum einen die unterschiedlichen Änderungsraten einzelner Systemparameter

¹⁴ So bewirkt z.B. ein als stark angenommenes Messrauschen aufgrund der Verwendung von r im Nenner von Gln. (2.65) und (2.67) eine verringerte Modifikation des Schätzparameters in Gl. (2.66).

entsprechend derer zu erwartenden Änderungen separat vorzugeben und zum anderen eine schnelle Reaktion auf Änderungen des Systemverhaltens zu gewährleisten. Die Grundstruktur nach Gln. (2.65) - (2.67) wird im Kapitel 7 zur rekursiven Identifikation zeitvarianter Kupplungskennlinien eingesetzt und die Ergebnisse analysiert.

2.5 Identifikation mit Zustandsschätzung

Bei den praktischen Anwendungen kommt oft der Fall vor, dass nicht alle Zustandsgrößen eines Systems messtechnisch erfasst werden können. Sind diese Größen zur Ausführung einer bestimmten Aufgabe in Bezug auf die Regelung, Analyse oder Identifikation des Systems unabdingbar bzw. werden sie in dem verwendeten Systemmodell verarbeitet, können sie oft während des Betriebs rechnerisch ermittelt werden. Sehr verbreitet in diesem Kontext ist das Konzept der Zustandsbeobachtung bzw. das diesem verwandte Konzept der Zustandsschätzung. Beide basieren auf dem Ansatz einer korrigierenden Rückführung des Fehlers zwischen dem modellierten und gemessenen Systemausgang. Der Unterschied besteht im Wesentlichen darin, dass die Berechnung der Fehlerrückführung bei der Zustandsbeobachtung primär auf den deterministischen (z.B. Luenberger 1964) und bei der Zustandsschätzung auf deterministischen und stochastischen Systemeigenschaften (z.B. Kalman 1960) basiert. Mit Hinblick auf einen hohen stochastischen Anteil im Verhalten von Kfz-Kupplungssystemen wird in der vorliegenden Arbeit mit dem Konzept der Zustandsschätzung gearbeitet. Ein sehr verbreitetes Werkzeug der Zustandsschätzung ist das nach dessen Erfinder benannte Kalman-Filter. In den nachfolgenden Abschnitten wird die Funktionsweise des Kalman-Filters einführend vorgestellt.

2.5.1 Das Kalman-Filter

Als Beschreibung des realen Systemverhaltens für die nachfolgenden Ausführungen wird das lineare Zustandsraummodell in zeitdiskreter Form

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) + \mathbf{w}(k), \quad (2.70)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{C}\mathbf{x}(k) + \mathbf{v}(k) \quad (2.71)$$

angenommen. In den obigen Gleichungen ist \mathbf{A} die System-, \mathbf{B} die Eingangs- und \mathbf{C} die Ausgangsmatrix. Weiterhin wird über die Größe \mathbf{w} der Einfluss des Prozessrauschens bzw. über \mathbf{v} des Messrauschens additiv berücksichtigt. Die Rauschsignale werden dabei jeweils als

zeitdiskretes, identisch normal verteiltes, mittelwertfreies, weißes Rauschen mit den Kovarianzmatrizen

$$E[\mathbf{w}(k)\mathbf{w}^T(k-i)] = \begin{cases} \mathbf{Q}_K, & \text{für } i = 0 \\ \mathbf{0}, & \text{für } i \neq 0, \end{cases} \quad (2.72)$$

$$E[\mathbf{v}(k)\mathbf{v}^T(k-i)] = \begin{cases} \mathbf{R}_K, & \text{für } i = 0 \\ \mathbf{0}, & \text{für } i \neq 0 \end{cases} \quad (2.73)$$

angenommen. Das Grundprinzip der Zustandsschätzung mit dem Kalman-Filter ist in Abbildung 12 dargestellt und besteht darin, parallel zum realen System in Gln. (2.70), (2.71) ein Systemmodell

$$\hat{\mathbf{x}}^-(k+1) = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}}^-(k) + \mathbf{B}u(k) \quad (2.74)$$

$$\hat{\mathbf{y}}(k) = \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}^-(k) \quad (2.75)$$

einzusetzen und die Berechnung der Zustandsgrößen als

$$\hat{\mathbf{x}}^+(k) = \hat{\mathbf{x}}^-(k) + \mathbf{K}(k)[\mathbf{y}(k) - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}^-(k)] \quad (2.76)$$

zu korrigieren. Üblicherweise werden dabei die Zustandsgrößen vor dem Korrekturschritt mit einem hochgestellten Minuszeichen bzw. nach dem Korrekturschritt mit Pluszeichen gekennzeichnet.

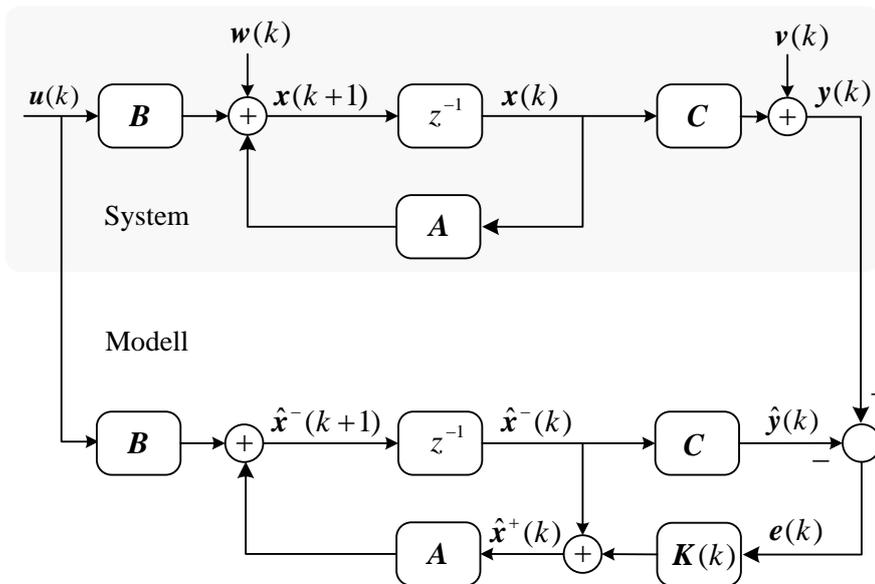


Abbildung 12: Grundstruktur des Kalman-Filters zur Schätzung von Zustandsgrößen

Der Algorithmus des Kalman-Filters bzw. die Berechnung einer optimalen Fehlerrückführung \mathbf{K} kann auf unterschiedlichen Wegen, z.B. über die Theorie der normalverteilten Zufallsvektoren, Orthogonalitätsprinzip oder Minimierung einer Kostenfunktion bzw. der Varianz des Schätzfehlers hergeleitet werden (vgl. Aström 1970; Gelb 1974; Stengel 1994; Wendel 2007). Nachfolgend werden die wichtigsten Herleitungsschritte der zuletzt genannten Variante angegeben.

Im ersten Schritt wird von der Kovarianzmatrix der Zustandsschätzung

$$\mathbf{P}_{xx}^+(k) = E\left[[\hat{\mathbf{x}}^+(k) - \mathbf{x}(k)][\hat{\mathbf{x}}^+(k) - \mathbf{x}(k)]^T\right] \quad (2.77)$$

nach dem Korrekturschritt ausgegangen, wobei E den Erwartungswertoperator darstellt. Das primäre Ziel der nachfolgenden Ausführungen ist die Realisierung einer minimalen Varianz der korrigierten Zustandsschätzung. Da die Diagonalelemente von $\mathbf{P}_{xx}^+(k)$ die Varianzen einzelner Zustandsgrößen beschreiben kann dieses Ziel als Minimierung der Spur von $\mathbf{P}_{xx}^+(k)$ formuliert werden. Unter Berücksichtigung von Gln. (2.74) und (2.75) und Einsetzen der Gl. (2.76) in Gl. (2.77) folgt nach Erwartungswertbildung und Vereinfachung¹⁵

$$\mathbf{P}_{xx}^+(k) = [\mathbf{I} - \mathbf{K}(k)\mathbf{C}]\mathbf{P}_{xx}^-(k)[\mathbf{I} - \mathbf{K}(k)\mathbf{C}]^T + \mathbf{K}(k)\mathbf{R}_K\mathbf{K}^T(k). \quad (2.78)$$

Die Kovarianzmatrix der unkorrigierten Schätzung \mathbf{P}_{xx}^- in Gl. (2.78) kann mit Gl. (2.70) und (2.74) als

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_{xx}^-(k+1) &= E\left[[\hat{\mathbf{x}}^-(k+1) - \mathbf{x}(k+1)][\hat{\mathbf{x}}^-(k+1) - \mathbf{x}(k+1)]^T\right] \\ &= \mathbf{A}\mathbf{P}_{xx}^+(k)\mathbf{A}^T + \mathbf{Q}_K \end{aligned} \quad (2.79)$$

berechnet werden. Als Optimierungsproblem wird nun die Minimierung der Spur von $\mathbf{P}_{xx}^+(k)$ nach Gl. (2.78) formuliert, wobei die Verstärkung \mathbf{K} die Optimierungsvariable repräsentiert. Dieses Optimierungsproblem kann auf die bekannte Weise über die notwendige Bedingung

$$\frac{d \text{Spur}[\mathbf{P}_{xx}^+(k)]}{d \mathbf{K}(k)} = \mathbf{0} \quad (2.80)$$

gelöst werden. Die optimale Fehlerrückführung des Kalman-Filters resultiert damit zu

$$\mathbf{K}(k) = \mathbf{P}_{xx}^-(k)\mathbf{C}^T[\mathbf{C}\mathbf{P}_{xx}^-(k)\mathbf{C}^T + \mathbf{R}_K]^{-1}. \quad (2.81)$$

¹⁵ An dieser Stelle sei an die angenommenen Eigenschaften der Rauschsignale bzw. deren Unkorreliertheit mit anderen Signalen und deren Eliminierung durch Erwartungswertbildung hingewiesen.

Die Grundform des Algorithmus des Kalman-Filters kann nun als

$$\hat{\mathbf{x}}^-(k+1) = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}}^+(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k), \quad (2.82)$$

$$\mathbf{P}_{xx}^-(k+1) = \mathbf{A}\mathbf{P}_{xx}^+(k)\mathbf{A}^T + \mathbf{Q}_K, \quad (2.83)$$

$$\mathbf{K}(k) = \mathbf{P}_{xx}^-(k)\mathbf{C}^T[\mathbf{C}\mathbf{P}_{xx}^-(k)\mathbf{C}^T + \mathbf{R}_K]^{-1}, \quad (2.84)$$

$$\hat{\mathbf{x}}^+(k) = \hat{\mathbf{x}}^-(k) + \mathbf{K}[\mathbf{y}(k) - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}^-(k)], \quad (2.85)$$

$$\mathbf{P}_{xx}^+(k) = [\mathbf{I} - \mathbf{K}(k)\mathbf{C}]\mathbf{P}_{xx}^-(k) \quad (2.86)$$

zusammengefasst werden, wobei sich Gl. (2.86) durch Einsetzen der Gl. (2.81) in Gl. (2.78) ergibt. Eine wichtige Einschränkung des obigen Algorithmus besteht darin, dass er sich ausschließlich zur Zustandsschätzung bei linearen Systemen eignet. Eine Erweiterung für nichtlineare Systeme ist mit Hinblick auf die Anwendung bei Kupplungssystemen wichtig und wird in dem nachfolgenden Abschnitt erläutert.

2.5.2 Das Erweiterte Kalman-Filter

Die Anwendung des Grundprinzips des Kalman-Filters (vgl. Abschnitt 2.5.1) zur Zustandsschätzung bei nichtlinearen Systemen basiert im Wesentlichen auf der Linearisierung des nichtlinearen Zustandsraummodells, das in der allgemeinen Form als

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{w}(k)), \quad (2.87)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{h}(\mathbf{x}(k), \mathbf{v}(k)) \quad (2.88)$$

gegeben ist, um den jeweiligen Arbeitspunkt (Gelb 1974; Stengel 1994). Die Prädiktion des Systemzustandes bzw. des Ausgangsvektors und der Korrekturschritt erfolgt damit nach

$$\hat{\mathbf{x}}^-(k+1) = \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}^+(k), \mathbf{u}(k)), \quad (2.89)$$

$$\hat{\mathbf{y}}(k) = \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}^-(k)), \quad (2.90)$$

$$\hat{\mathbf{x}}^+(k) = \hat{\mathbf{x}}^-(k) + \mathbf{K}(k)[\mathbf{y}(k) - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}^-(k))]. \quad (2.91)$$

Mit Einführung der Jakobi-Matrizen der Zustands- bzw. Ausgangsgleichung als

$$\mathbf{J}_f(k) = \frac{\partial \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}^+(k), \mathbf{u}(k))}{\partial \mathbf{x}^T}, \quad (2.92)$$

$$\mathbf{J}_h(k) = \frac{\partial \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}^-(k))}{\partial \mathbf{x}^T} \quad (2.93)$$

kann der Algorithmus in Gl. (2.82) bis (2.86) beibehalten werden, wobei die Jakobi-Matrix \mathbf{J}_f statt der Systemmatrix \mathbf{A} in Gl. (2.83) bzw. \mathbf{J}_h statt der Ausgangsmatrix \mathbf{C} in Gl. (2.84) und Gl. (2.86) verwendet werden.

Bei den bisherigen Ausführungen zur Zustandsschätzung mit Kalman-Filter wurde stets von einer vollständig bekannten und zeitinvarianten Systembeschreibung ausgegangen, was jedoch in den meisten praktischen Anwendungen eine Ausnahme sein wird. Im Allgemeinen ist das Systemverhalten stattdessen sowohl unbekannt als auch zeitvariant. In diesem Fall kann es sinnvoll sein, die Zustandsschätzung mit der Parameteridentifikation zu kombinieren. Zu diesem Zweck existieren unterschiedliche Herangehensweisen, die in dem nachfolgenden Abschnitt behandelt werden.

2.5.3 Kombination von Zustands- und Parameterschätzung

Ein verbreitetes Konzept zur gleichzeitigen Schätzung von Zuständen und Parametern besteht darin, die unbekannt Systemparameter als zusätzliche Zustandsgrößen aufzufassen und den modifizierten Zustandsvektor des resultierenden nichtlinearen Systems mit dem Erweiterten Kalman-Filter (vgl. Abschnitt 2.5.2) zu schätzen (vgl. Cox 1964). Untersuchungen von Ljung (1979) haben jedoch gezeigt, dass eine derartige Vorgehensweise, aufgrund von nicht berücksichtigten Abhängigkeiten zwischen den unbekannt Systemparametern und der Filterverstärkung, bereits bei linearen Systemen zu einem systematischen Schätzfehler führen kann. In der gleichen Arbeit wird als Abhilfemaßnahme vorgeschlagen, die Zustands- und Parameterschätzung in verschiedene Ebenen zu gliedern. Die Zustandsschätzung erfolgt dabei weiterhin mit dem Kalman-Filter und die Parameterschätzung mit einem übergeordneten Identifikationsalgorithmus, der die Abhängigkeit der Filterverstärkung von den unbekannt Systemparametern, bzw. die Auswirkung der Parameteranpassung auf den Prädiktionsfehler, berücksichtigt. Abbildung 13 zeigt die vereinfachte Struktur dieser Vorgehensweise.

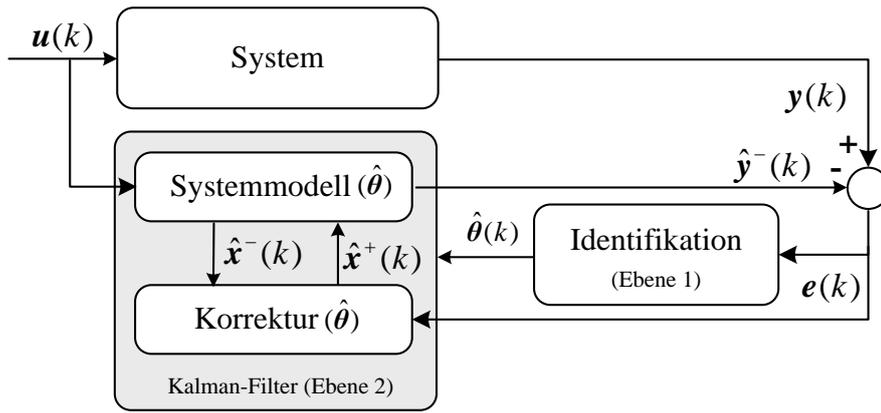


Abbildung 13: Vereinfachte Struktur der Kombination aus Zustands- und Parameterschätzung

Die Änderungen des Algorithmus des Kalman-Filters in der obigen Kombination bestehen im Wesentlichen darin, dass die Matrizen \mathbf{A} , \mathbf{B} und \mathbf{C} bei linearen Systemen bzw. die Funktionen \mathbf{f} und \mathbf{h} , bzw. \mathbf{J}_f und \mathbf{J}_h , bei nichtlinearen Systemen eine Abhängigkeit von der aktuellen Schätzung der Systemparameter aufweisen. Im nichtlinearen Fall (der den linearen als Sonderfall beinhaltet) entspricht die modifizierte Systembeschreibung dadurch

$$\hat{\mathbf{x}}^-(k+1) = \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}^+(k), \mathbf{u}(k), \hat{\boldsymbol{\theta}}(k)), \quad (2.94)$$

$$\hat{\mathbf{y}}(k) = \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}^-(k), \hat{\boldsymbol{\theta}}(k)), \quad (2.95)$$

$$\hat{\mathbf{x}}^+(k) = \hat{\mathbf{x}}^-(k) + \mathbf{K}(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) [\mathbf{y}(k) - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}^-(k), \hat{\boldsymbol{\theta}}(k))]. \quad (2.96)$$

In den obigen Gleichungen resultiert die Abhängigkeit der Kalmanverstärkung von der Parameterschätzung aufgrund der Verwendung von $\mathbf{J}_f(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k))$ und $\mathbf{J}_h(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k))$ in der Berechnung von \mathbf{K} . In Kombination mit der Parameterschätzung lautet diese

$$\mathbf{K}(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) = \mathbf{P}_{xx}^-(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) \mathbf{J}_h^T(\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) [\mathbf{J}_h(\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) \mathbf{P}_{xx}^-(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) \mathbf{J}_h^T(\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) + \mathbf{R}_K]^{-1}, \quad (2.97)$$

$$\mathbf{P}_{xx}^-(k+1, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) = \mathbf{J}_f(\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) \mathbf{P}_{xx}^+(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) \mathbf{J}_h^T(\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) + \mathbf{Q}_K, \quad (2.98)$$

$$\mathbf{P}_{xx}^+(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) = [\mathbf{I} - \mathbf{K}(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k)) \mathbf{J}_h(\hat{\boldsymbol{\theta}}(k))] \mathbf{P}_{xx}^-(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k)). \quad (2.99)$$

Aus identifikationstechnischer Sicht beschreiben die Gln. (2.94) - (2.99) ein zusammenhängendes System, das von dem Parametervektor $\hat{\boldsymbol{\theta}}$ abhängt. Damit kann in bekannter Weise (vgl. Abschnitt 2.1.2) ein Optimierungsproblem im Sinne der Least-Squares-Minimierung formuliert werden, wobei als Prädiktionsfehler

$$\mathbf{e}(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}) = \mathbf{y} - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}^-(k), \hat{\boldsymbol{\theta}}) \quad (2.100)$$

verwendet wird. Bei Anwendung der Gauss-Newton-Methode zur Lösung dieses Optimierungsproblems wird die Ableitung des Prädiktionsfehlers nach dem Parametervektor benötigt (vgl. 2.3). Im vorliegenden Fall resultiert sie ausgehend von Gl. (2.100) zu

$$\frac{d\mathbf{e}(k, \hat{\boldsymbol{\theta}}(k))}{d\hat{\boldsymbol{\theta}}^T} = - \frac{d\mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}^-(k), \hat{\boldsymbol{\theta}}(k))}{d\hat{\boldsymbol{\theta}}^T} = - \frac{d\mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}^-(k), \hat{\boldsymbol{\theta}}(k))}{d\hat{\mathbf{x}}^{-T}} \hat{\mathbf{x}}^-(k) - \frac{\partial \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}^-(k), \hat{\boldsymbol{\theta}}(k))}{\partial \boldsymbol{\theta}^T}. \quad (2.101)$$

Da in die Berechnung von $\hat{\mathbf{x}}^-(k)$ entsprechend Gl. (2.94) auch $\hat{\mathbf{x}}^+(k-1)$ eingeht, ist es erforderlich zur Auswertung von Gl. (2.101) die Gln. (2.94) bis (2.99) nach dem Parametervektor abzuleiten. Anschließend kann damit der Gauss-Newton-Algorithmus entsprechend den Ausführungen in Abschnitt 2.3 auf das Gesamtsystem, das durch die Gln. (2.94) - (2.99) gegeben ist, angewendet werden.

Alternativ zu der in diesem Abschnitt vorgestellten Vorgehensweise können zur gleichzeitigen Schätzung von Zustandsgrößen und unbekanntem Systemparameter Methoden der dualen Kalman-Filterung eingesetzt werden. Deren Funktionsweise ist ähnlich der hier vorgestellten und wird an dieser Stelle nicht weiter ausgeführt, stattdessen wird auf die Literatur (z.B. Wan und Nelson 1996; Cheng et al. 2012) verwiesen.

In diesem Kapitel wurden grundlegende Sachverhalte der Systemidentifikation behandelt, sowie ausgewählte rekursive und nichtrekursive Identifikationsmethoden vorgestellt. In Kapiteln 6 und 7 werden die vorgestellten Methoden zur Identifikation des quasistationären Übertragungsverhaltens bei Reibungskupplungen eingesetzt. Die Nachbildung des quasistationären Übertragungsverhaltens von Reibungskupplungen erfolgt basierend auf den Ausführungen in Kapiteln 3 und 4. In Kapitel 5 werden die wesentlichen praktisch relevanten Aspekte der Implementierung der vorgestellten Identifikationsmethoden diskutiert. Dabei wird in erster Linie auf die Darstellung des Prädiktionsfehlers, Begrenzung des Parameter-raums, Gewichtung der Systemdaten und weitere identifikationstechnisch relevante Systemeigenschaften eingegangen.

3. Modellierung und Analyse der Kupplungssysteme

Der zentrale Untersuchungsgegenstand dieser Arbeit ist die Identifikation des quasistationären Übertragungsverhaltens von Reibungskupplungen. Infolgedessen werden bei der Modellierung der nass- und trockenlaufenden Kupplungssysteme die Systemgrenzen derart festgelegt, dass als Modelleingang die, auf der Regelungsebene definierte, Stellgröße der Kupplung bzw. als Ausgang das übertragbare Kupplungsmoment aufgefasst werden. Die Realisierung der Stellgröße spielt im Kontext dieser Arbeit eine untergeordnete Rolle, da sie ohnehin meist messtechnisch erfasst oder anderweitig bestimmt und hier als bekannt angenommen wird.¹

Basierend auf den entwickelten Kupplungsmodellen werden zum einen quasistationäre Verläufe von Kupplungskennlinien hergeleitet (Abschnitte 3.1.3 und 3.2.3) und zum anderen in nachfolgenden Kapiteln deren Ermittlung mit Methoden der Systemidentifikation untersucht. Bei der Modellierung wird vorrangig von der prinzipiellen Funktionsweise statt von einer konkreten Ausführungsvariante der betrachteten Kupplungen ausgegangen. Dies dient der besseren Übertragbarkeit der gewonnenen Erkenntnisse auf gleichartige Kupplungssysteme. Der Detaillierungsgrad der Modelle wird dahingehend angepasst, dass sowohl das quasistationäre Übertragungsverhalten, als auch dessen Zeitvarianz beim jeweiligen Kupplungssystem analysiert werden können.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass in dieser Arbeit nicht das Ziel verfolgt wird, sämtliche Ursachen der Zeitvarianz des Übertragungsverhaltens von Reibungskupplungen bei der Identifikation zu berücksichtigen. Vielmehr stehen die ausgeprägten Abhängigkeiten des Übertragungsverhaltens von Temperatur und Reibungsbeiwert im Fokus der Untersuchungen. Anhand dieser Abhängigkeiten wird der, in Abschnitt 1.3 erläuterte, Ansatz zur Identifikation von Kupplungskennlinien als zeitvariante Systeme untersucht und kann ggf. auf anderweitige Systemabhängigkeiten übertragen werden. So konzentriert sich der Modellierungsvorgang in erster Linie auf die wesentlichen Systemeigenschaften, wie die Realisierung des Schließvorganges (Abschnitte 3.1.1 bzw. 3.2.1), sowie die spezifischen Reibeigenschaften (3.1.2 und 3.2.2) von nass- bzw. trockenlaufenden Kupplungssystemen.

Die resultierenden Kupplungsmodelle stellen eine Kombination aus einer phänomenologischen und empirischen Modellierungsweise dar. Im letzten Fall werden bestimmte

¹ Für detaillierte Angaben zu Regelungskonzepten für Kupplungsstellgrößen wird an dieser Stelle auf Arndt et al. (2013) verwiesen.

Effekte, wie z.B. die Systemabhängigkeiten des Reibwertes, mit Hilfe von Kennlinien bzw. Kennfeldern nachgebildet. Auf diese Weise kann ein effizienter Kompromiss zwischen einer hohen Modellkomplexität und Nachbildung relevanter Effekte der Drehmomentübertragung mit Reibungskupplungen erreicht werden.

3.1 Nasslaufende Kupplung

Das wesentliche Merkmal nasslaufender Kupplungen ist die Verwendung eines Fluides zur Kühlung der Reibflächen und Abfuhr der Wärmeenergie aus dem Kupplungssystem. Auf diese Weise können zum einen unerwünschte Auswirkungen der Temperaturerhöhung aufgrund der Reibleistung minimiert und zum anderen eine vergleichsweise kompakte Bauweise als Lamellenpaket realisiert werden (vgl. Kirchner 2007). Diese Eigenschaften prädestinieren die Nasskupplung zum Einsatz als Anfahrlement in hoch motorisierten Kraftfahrzeugen, wie z.B. dem Audi R8 mit einem maximalen Antriebsmoment von über 500 Nm. Als nachteilig gelten bei den Nasskupplungen im Wesentlichen die erhöhte Verlustleistung aufgrund der zusätzlichen hydraulischen Aggregate, sowie deren, im Vergleich zu trockenlaufenden Systemen, komplexere Bauart (Kimmig und Agner 2006).

Die Realisierung des Schließvorganges einer Nasskupplung kann prinzipiell auf zwei Arten, hydraulisch oder mit Hilfe von Hebelementen wie der Membranfeder (vgl. Abschnitt 3.2.1), erfolgen (Kimmig und Agner 2006). Zum heutigen Zeitpunkt werden jedoch die meisten auf dem Markt existierenden Nasskupplungen hydraulisch betätigt. Diese Variante steht daher im Fokus der nachfolgenden Ausführungen.

3.1.1 Aufbau und Schließvorgang einer Nasskupplung

Die Darstellung des Funktionsprinzips einer hydraulisch betätigten, nasslaufenden Reibungskupplung erfolgt anhand Abbildung 14. Die wesentlichen Bestandteile der Kupplung sind der antriebs- bzw. abtriebsseitige Lamellenträger, das Lamellenpaket, sowie die hydraulische Anordnung zur Erzeugung der Anpresskraft zwischen den Reiblamellen.

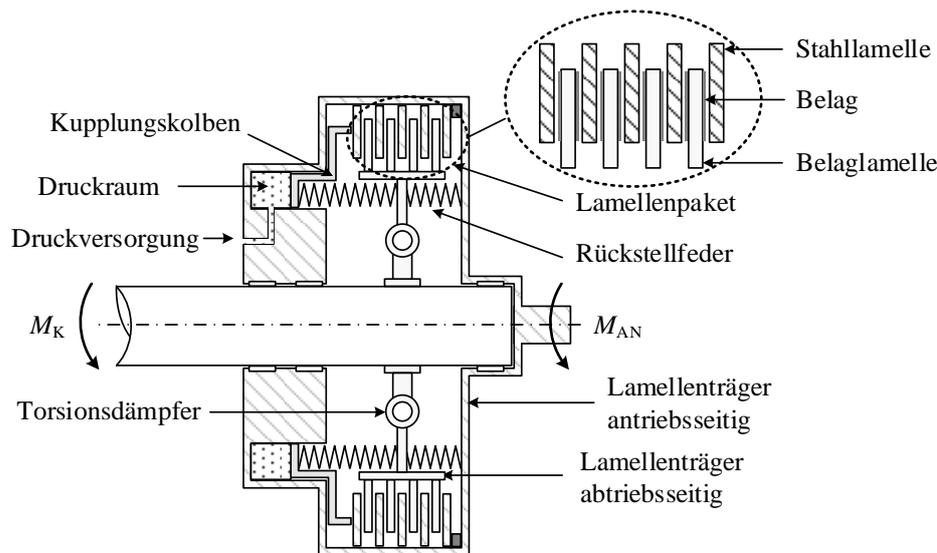


Abbildung 14: Funktionsprinzip einer nasslaufenden, hydraulisch betätigten Reibkupplung

Von dem antriebsseitigen Lamellenträger wird das Antriebsmoments durch den Reibkontakt im Lamellenpaket über den Torsionsdämpfer auf den Abtrieb übertragen. Die primäre Aufgabe des Torsionsdämpfers ist die Reduktion der antriebsseitig eingeleiteten Schwingungen, die zur Beeinträchtigung des Fahr- bzw. Akustikkomforts führen können (vgl. Drexel 1997). Bei der Identifikation des stationären Übertragungsverhaltens von Reibkupplungen im Rahmen dieser Arbeit wird der Einfluss des Torsionsdämpfers nicht berücksichtigt. Dies ist zum einen damit begründet, dass die Auswirkungen des Torsionsdämpfers für das mittlere Kupplungsmoment irrelevant sind, zum anderen liegt die Arbeitsfrequenz des Torsionsdämpfers größtenteils oberhalb der erfassbaren Grenzfrequenz, die bei einer im Kfz-Bereich üblichen Abtastfrequenz von 100 Hz nach dem Shannontheorem 50 Hz beträgt.²

Wie in Abschnitt 1.1.2 ausgeführt, wird die Höhe des übertragbaren Kupplungsmoments bei Reibkupplungen in erster Linie über die Anpresskraft zwischen den Reiblamellen beeinflusst. Zum Aufbau der Anpresskraft gelangt das Hydrauliköl über den Versorgungsanschluss in den Druckraum der Kupplung und bewirkt eine Verschiebung des Kupplungskolbens. Dadurch wird das Kühlfluid aus den Spalten zwischen den Stahl- und Belaglamellen herausgequetscht und die Reibflächen treten in Kontakt. Das Öffnen der Kupplung erfolgt meistens mit Hilfe einer Rückstellfeder, die während des Schließvorganges zusammengedrückt bzw. bei Reduktion des hydraulischen Drucks wieder entspannt wird. Abbildung 15 zeigt ein Ersatzmodell des beschriebenen Vorganges der Kupplungsbetätigung. Mit Hinblick auf die praktische Ausführung wird dabei angenommen, dass der hydraulische Druck nicht direkt in

² Die aufgrund der Zündfrequenz des Motors eingeleiteten Schwingungen des Torsionsdämpfers liegen bei einem 4 Zylinder, 4 Takt Motor für Drehzahlen von 600 min^{-1} bis 6000 min^{-1} im Bereich von 20 Hz – 200 Hz.

$$Q_L = \frac{p_V - p_K}{R_H}, \quad (3.1)$$

wobei R_H den hydraulischen Leitungswiderstand repräsentiert. Die zeitliche Änderung des Kupplungsdruckes p_K im Druckraum der Kupplung kann damit über den Quotienten der Volumenstrombilanz ΔQ und der hydraulischen Kapazität C_H als

$$\dot{p}_K = \frac{\Delta Q}{C_H} = (Q_L - A_K \dot{x}_K) \frac{K}{V_K} \quad (3.2)$$

berechnet werden (vgl. Will und Gebhardt 2011). In Gl. (3.2) ist K das Kompressibilitätsmodul des Fluides. Das Produkt aus der hydraulisch wirksamen Fläche des Kupplungskolbens A_K und der Schließgeschwindigkeit \dot{x}_K wird üblicherweise als Fluidvolumenstrom interpretiert, der aus dem Kapazitätswolumen V_K austritt. Für den Kupplungsdruck folgt damit unmittelbar

$$p_K(t) = \int_0^t \dot{p}_K(t) dt + p_K(0), \quad (3.3)$$

bzw. für die hydraulische Schließkraft der Kupplung

$$F_H = A_K p_K. \quad (3.4)$$

Unter Berücksichtigung der in Abbildung 15 dargestellten Wechselwirkungen gilt für die Impulsänderung des Kupplungskolbens

$$m_K \ddot{x}_K = F_H - F_R - F_D - F_{LM} - F_F + F_G, \quad (3.5)$$

also

$$m_K \ddot{x}_K = A_K p_K - c_R (x_K + \Delta x) - d_K \dot{x}_K - d_F \dot{x}_K - F_{LM}(x_K) + F_G(x_K), \quad (3.6)$$

wobei über Δx die Vorspannung der Rückstellfeder berücksichtigt werden kann. Die Kontaktkräfte $F_G(x_K)$ und $F_{LM}(x_K)$ in Gl. (3.6) sind im Allgemeinen nichtlinear und weisen den in Abbildung 16 dargestellten Verlauf auf. Der Kolbenweg x_{K1} repräsentiert dabei den Kontaktpunkt des Kupplungskolbens mit den Reiblamellen.

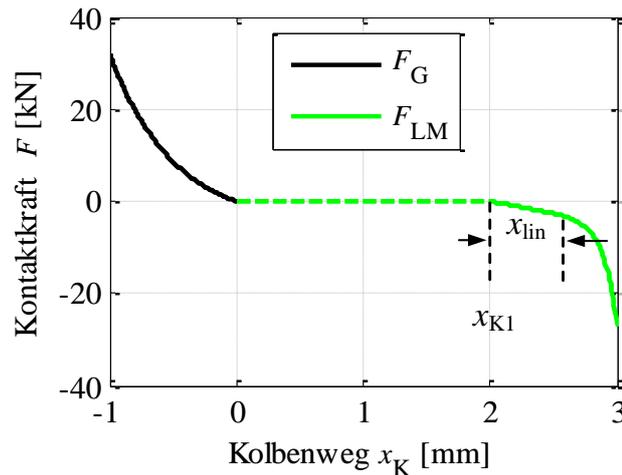


Abbildung 16: Verlauf von F_{LM} und F_G zur Nachbildung der Kontaktkräfte nach Gl. (3.7) bzw. (3.8).

In dieser Arbeit werden die Kontaktkräfte als statische, stückweise definierte Funktionen

$$F_G(x_K) = \begin{cases} a_1 e^{a_2 x_K} - a_1 & \text{für } x_K \leq 0, \\ 0 & \text{für } x_K > 0, \end{cases} \quad (3.7)$$

bzw.

$$F_{LM}(x_K) = \begin{cases} 0 & \text{für } x_K < x_{K1}, \\ b_1 e^{b_2(x_K - x_{K1})} - b_1 + b_3(x_K - x_{K1}) & \text{für } x_K \geq x_{K1}, \end{cases} \quad (3.8)$$

approximiert (vgl. Abbildung 16). Die Gestalt der Kontaktfunktionen kann dabei über die Koeffizienten a_1 , a_2 bzw. b_1 , b_2 und b_3 an die realen Systemgegebenheiten angepasst werden. Für das übertragbare Kupplungsmoment ist nach Gl. (1.9) der Verlauf von $F_{LM}(x_K)$ relevant, da diese Funktion die Ausprägung der Anpresskraft F_{AN} im Reibkontakt definiert. Durch den linearen Anfangsbereich x_{in} können Elastizitäten des Lamellenkontaktes berücksichtigt werden, die z.B. bei Verwendung von Wellfedern entstehen (vgl. z.B. Fraj 2000).

3.1.2 Reibeigenschaften von Nasskupplungen

Während des Betätigungsvorganges einer Nasskupplung treten zwei verschiedene Reibungsarten, die Festkörper- und die Flüssigkeitsreibung, auf (vgl. Abschnitt 1.1.2). In der ersten Phase des Schließvorganges werden die Reibverhältnisse durch die Flüssigkeitsreibung aufgrund des Kühlfluides zwischen den Reiblamellen bestimmt. Das dabei übertragene Kupplungsmoment kann ausgehend von Gl. (1.16) als

$$M_{SCH} = z \frac{\pi}{2(h + h_F)} \eta \Delta \omega (r_A^4 - r_I^4) \quad (3.9)$$

berechnet werden und wird meist als Schleppmoment bezeichnet. Die Variable h_F wird hier als Maximaldicke der Fluidschicht aufgefasst, die sich zu Beginn des Festkörperkontakts in der zweiten Phase des Schließvorganges stationär einstellt.³ Die Berechnung des Schleppmoments nach Gl. (3.9) berücksichtigt zwar nicht die Reduktion des Schleppmomentes infolge des Einbruchs bzw. Konsistenzänderung der Fluidschicht bei höheren Differenzdrehzahlen (vgl. Rao 2012), ist aber zur Berücksichtigung des viskosen Reibmoments bei der Untersuchung des quasistationären Übertragungsverhaltens gut geeignet, da sie gewissermaßen den Maximalwert des Schleppmomentes darstellt.

In der zweiten Phase des Schließvorganges beginnt der Übergang zum Festkörperkontakt zwischen den Kupplungslamellen, wodurch die Flüssigkeitsreibung und Festkörperreibung zunächst gleichzeitig vorherrschen. Diese Phase wird Mischreibung genannt und zeichnet sich durch folgende Wechselwirkungen aus. Zum einen haben die Untersuchungen von Rao (2012) ergeben, dass aufgrund der abnehmenden Fluidschicht das viskose Kupplungsmoment nach Gl. (3.9) zunächst erhöht wird, zum anderen reduziert sich der Anteil der Flüssigkeitsreibung am übertragbaren Gesamtmoment zugunsten der Festkörperreibung infolge der verringerten Wirkfläche der Fluidschicht (Fraj 2000). In der vorliegenden Arbeit erfolgt die Berücksichtigung dieser Effekte durch die vereinfachte Annahme, dass der Übergang von der viskosen zur Festkörperreibung ausschließlich im Intervall x_{lin} der Kontaktfunktion $F_{LM}(x_K)$ stattfindet bzw. dass die Kraft $F_{LM}(x_{K1} + x_{lin})$ ausreicht, um die Fluidschicht zwischen den Lamellen zu verdrängen. Der Anteil der viskosen Reibung während des Schließvorganges wird dabei über die Gewichtungsfunktion

$$g(x_K) = \begin{cases} 1, & \text{für } x_K \leq x_{K1} \\ 1 - \frac{x_K - x_{K1}}{x_{lin}}, & \text{für } x_{K1} < x_K < (x_{K1} + x_{lin}) \\ 0, & \text{für } x_K \geq x_{K1} + x_{lin} \end{cases} \quad (3.10)$$

definiert. Das Reibmoment der Festkörperreibung kann durch die bekannte Beziehung nach Gl. (1.9) berechnet werden. Für das maximal übertragbare Drehmoment einer nasslaufenden Kupplung gilt damit im gesamten Arbeitsbereich

³ Aufgrund der Oberflächenrauheit treten zunächst nur die Spitzen des Oberflächenprofils in Kontakt, die Dicke der Fluidschicht beträgt dabei h_F . In übrigen Flächengebieten herrscht nach wie vor Flüssigkeitsreibung.

$$M_{K,\max} = (1 - g(x_K))\mu r_G z F_{LM}(x_K) + g(x_K) \left(\frac{z}{2(h + h_F)} \eta \pi \Delta\omega (r_A^4 - r_I^4) \right), \quad (3.11)$$

wobei hier für die Anpresskraft die Kontaktkraft $F_{LM}(x_K)$ eingesetzt wurde.

Eine wichtige Rolle bei der Drehmomentübertragung mit Reibungskupplungen spielt der Reibwert μ . In erster Linie ist dabei seine Abhängigkeit vom Kupplungsschlupf entscheidend. In diesem Kontext wird zwischen einer abfallenden und ansteigenden Reibwertcharakteristik unterschieden (s. Abbildung 17).⁴

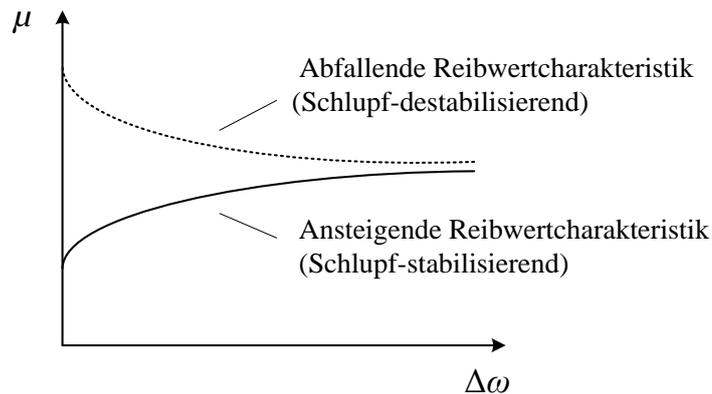


Abbildung 17: Spezifische Reibwertcharakteristiken von Reibungskupplungen.

Es kann gezeigt werden, dass ein steigender Reibwertverlauf, in Bezug auf eine vorgegebene Differenzdrehzahl, stabilisierend bzw. ein abfallender destabilisierend wirkt, da im ersten Fall das Kupplungsmoment durch den ansteigenden Reibwert zwangsläufig erhöht bzw. im zweiten Fall reduziert wird (vgl. z.B. Steinhilper 2012). Eine ansteigende Reibwertcharakteristik wird immer dann bevorzugt, wenn gute Regelbarkeit des Kupplungssystems bzw. komfortables Anfahrverhalten im Vordergrund stehen. Die abfallende Reibwertcharakteristik wird stattdessen dann eingesetzt, wenn kurze Schaltzeiten priorisiert werden.

Bei nasslaufenden Reibungskupplungen hängt der Reibwert aus konstruktiver Sicht im Wesentlichen von den Materialien der Reibpaarung und Eigenschaften des eingesetzten Kühlfluides ab.⁵ Bei vorgegebener Reibpaarung kann der Verlauf der Reibwertcharakteristik über die Eigenschaften des Kühlfluides beeinflusst werden. So geht aus den Betrachtungen von Heilenkötter (1990) hervor, dass eine ansteigende Reibwertcharakteristik bei nasslaufenden

⁴ Ein, über dem Kupplungsschlupf, abfallender Reibwertverlauf wird gelegentlich als Ford- bzw. ansteigender als GM-Charakteristik bezeichnet (Heilenkötter 1990).

⁵ Im Bereich automatisierter Getriebe wird das Kühlfluid als Automatic Transmission Fluid (ATF) bezeichnet.

Kupplungen durch Hinzunahme spezieller Ölzusätze im ATF erzielbar ist.⁶ In Tabelle 2 sind die Reibwerte der üblichen Reibpaarungen von Nasskupplungen zusammengefasst.

Tabelle 2: Reibwerte gängiger Reibpaarungen bei Nasskupplungen (Steinhilper 2012)

Reibpaarung Stahl/	Sinterbronze	Sintereisen	Papier	Stahl
Gleitreibung $\mu_{G,max}$	0,05 – 0,1	0,07 – 0,1	0,1 – 0,12	0,05 – 0,08
Haftreibung μ_H	0,12 – 0,14	0,1 – 0,14	0,08 – 0,1	0,08 – 0,12

Zur Modellierung von Reibungsvorgängen werden verschiedene Möglichkeiten in der Literatur vorgeschlagen (vgl. Olsson et al. 1998; Stamm 2009). Sie reichen von statischen Kennlinien, wie das numerisch optimierte Karnopp-Modell (Karnopp 1985), bis hin zu detaillierten dynamischen Modellen, wie das LuGre-Modell (Canudas de Wit et al. 1995). Bei der Identifikation von Kupplungskennlinien im Rahmen dieser Arbeit steht in erster Linie die Reibwertcharakteristik, als Abhängigkeit des Reibwerts von dem Kupplungsschlupf, im Fokus der Untersuchungen. Infolgedessen ist für die Analyse der Auswirkung der Reibwertänderung auf die Zeitvarianz des quasistationären Übertragungsverhaltens der Kupplung die Beschreibung der Reibwertcharakteristik in Form einer statischen Funktion vollkommen ausreichend. Eine weit verbreitete Approximation der Abhängigkeit des Reibwertes von Kupplungsschlupf, mit der sowohl die GM- als auch Ford-Charakteristik darstellbar sind, ist

$$\mu(\Delta\omega) = \mu_H + (\mu_D - \mu_H) \left(1 - e^{-\left| \frac{\Delta\omega}{\omega_{SG}} \right|^{\delta_1}} \right) + \delta_2 \Delta\omega. \quad (3.12)$$

In Gl. (3.12) sind μ_H der Haftreibwert, μ_D der dynamische Reibwert, δ_1 und δ_2 system-spezifische Parameter und ω_{SG} stellt den Kupplungsschlupf dar, bei dem sich die Stribeck-Geschwindigkeit⁷ zwischen den Reibflächen einstellt. Die wesentlichen Systemabhängigkeiten der Reibwertcharakteristik nasslaufender Kupplungen werden im Rahmen der Analyse der Zeitvarianz des quasistationären Übertragungsverhaltens von Nasskupplungen in Abschnitt 3.1.4 angegeben.

⁶ Zwecks Realisierung einer ansteigender Reibwertcharakteristik werden als Friction Modifier oft polare Verbindungen eingesetzt (Heilenkötter 1990).

⁷ Die Stribeck-Geschwindigkeit definiert die Gleitgeschwindigkeit beim Übergang von Haft- zu Gleitreibung.

3.1.3 Quasistationäres Übertragungsverhalten von Nasskupplungen

In Abschnitt 1.1 wurde bereits erwähnt, dass die Kupplungskennlinie den stationären Zusammenhang zwischen der Stellgröße der Kupplung und dem übertragbarem Kupplungsmoment repräsentiert. Sie ändert sich jedoch während des Betriebs in Abhängigkeit von dem aktuellen Systemzustand und ist somit im Allgemeinen quasistationär bzw. in jedem Betriebszustand mehr oder weniger unterschiedlich. Ausgehend von den in den Abschnitten 3.1.1 und 3.1.2 dargestellten Modellen der Schließeinrichtung bzw. der Reibeigenschaften einer Nasskupplung wird nachfolgend das quasistationäre Übertragungsverhalten nasslaufender Kupplungen hergeleitet. Im Vordergrund steht dabei die Ermittlung charakteristischer Verläufe von Kupplungskennlinien der betrachteten Kupplungsart und deren Abhängigkeiten von konstruktiven Systemparametern, wie der Ausprägung des linearen Bereichs der Funktion F_{LM} , der Elastizität des Lamellenkontaktes in diesem Bereich, sowie der Federkonstante der Rückstellfeder.

Ein stationärer Betriebspunkt ist im Wesentlichen dadurch gekennzeichnet, dass in dem betrachteten System keine Zustandsänderungen auftreten. Für die, in den vorangegangenen Abschnitten, angegebene Modellierung von nasslaufenden Kupplungen folgt im stationären Betriebspunkt $\ddot{x}_K = \dot{x}_K = \dot{p}_K = \Delta\dot{\omega} = 0$ womit die Gleichungen (3.2), (3.6) und (3.12) zu

$$\dot{p}_K = Q_L \frac{K}{V_K} = 0, \quad (3.13)$$

$$A_K p_{K0} - c_R (x_{K0} + \Delta x) - F_{LM}(x_{K0}) + F_G(x_{K0}) = 0 \quad (3.14)$$

bzw.

$$\mu(\Delta\omega) = \mu_0 \quad (3.15)$$

reduziert werden. Der Index „0“ repräsentiert dabei den stationären Wert der jeweiligen Systemgröße. Damit Gl. (3.13) erfüllt werden kann muss $Q_L = 0$ gelten. Aus Gl. (3.1) ist ersichtlich, dass aus dieser Forderung $p_K = p_V$ folgt, wodurch Gl. (3.14) in

$$A_K p_V - c_R (x_{K0} + \Delta x) - F_{LM}(x_{K0}) + F_G(x_{K0}) = 0 \quad (3.16)$$

übergeht. Bei Berücksichtigung der Fallunterscheidung der Funktionen $F_G(x_K)$ und $F_{LM}(x_K)$ in Gl. (3.7) und (3.8) folgt aus Gl. (3.16) für die stationäre Kräftebilanz

$$0 = \begin{cases} A_K p_V - c_R (x_{K0} + \Delta x) + a_1 e^{a_2 x_{K0}} - a_1 & \text{für } x_{K0} \leq 0, \\ A_K p_V - c_R (x_{K0} + \Delta x) & \text{für } 0 < x_{K0} < x_{K1}, \\ A_K p_V - c_R (x_{K0} + \Delta x) - b_1 e^{b_2 (x_{K0} - x_{K1})} + b_1 - b_3 (x_{K0} - x_{K1}) & \text{für } x_{K0} \geq x_{K1}. \end{cases} \quad (3.17)$$

Die Gl. (3.17) ist zwar transzendent, stellt aber einen Sonderfall dar, da sie mit Hilfe der Lambert-W Funktion analytisch nach x_{K0} aufgelöst werden kann (vgl. Anhang A). Der stationäre Wert des Kolbenweges kann damit in Abhängigkeit von dem Versorgungsdruck als

$$x_{K0}(p_V) = \begin{cases} \frac{A_K p_V - a_1 - c_R \Delta x}{c_R} - \frac{W(\chi)}{a_2} & \text{für } \frac{A_K p_V - c_R \Delta x}{c_R} \leq 0, \\ \frac{A_K p_V - c_R \Delta x}{c_R} & \text{für } 0 < \frac{A_K p_V - c_R \Delta x}{c_R} < x_{K1}, \\ \frac{A_K p_V + b_1 - c_R \Delta x + b_3 x_{K1}}{c_R + b_3} - \frac{W(\chi)}{b_2} & \text{für } x_{K1} \leq \frac{A_K p_V - c_R \Delta x}{c_R}, \end{cases} \quad (3.18)$$

berechnet werden, wobei $W(\chi)$ den Wert der Lambert-W Funktion an der Stelle

$$\chi = \begin{cases} -\frac{a_1 a_2}{c_R} e^{\frac{(A_K p_V - a_1 - c_R \Delta x) a_2}{c_R}} & \text{für } \frac{A_K p_V - c_R \Delta x}{c_R} \leq 0, \\ -\frac{b_1 b_2 e^{-b_2 x_{K1}}}{c_R + b_3} e^{\frac{(A_K p_V + b_1 - c_R \Delta x + b_3 x_{K1}) b_2}{c_R + b_3}} & \text{für } \frac{A_K p_V - c_R \Delta x}{c_R} \geq x_{K1}, \end{cases} \quad (3.19)$$

angibt (vgl. Anhang A). Die Kontaktkraft des Lamellenpakets, die für das übertragbare Kupplungsmoment maßgebend ist, kann damit als Funktion des Versorgungsdruckes durch

$$F_{LM}(x_{K0}(p_V)) = \begin{cases} 0 & \text{für } x_{K0} < x_{K1}, \\ b_1 e^{b_2 (x_{K0} - x_{K1})} - b_1 + b_3 (x_{K0} - x_{K1}) & \text{für } x_{K0} \geq x_{K1}, \end{cases} \quad (3.20)$$

ausgedrückt werden. Mit $M_{K,mr}$ als Kupplungsmoment aufgrund der mechanischen Reibung, bzw. $M_{K,fr}$ aufgrund der Fluidreibung, sowie $g(x_{K0})$ nach Gl. (3.10) folgt für das stationär übertragbare Drehmoment einer Nasskupplung

$$M_{K,max} = (1 - g(x_{K0})) M_{K,mr} + g(x_{K0}) M_{K,fr}, \quad (3.21)$$

wobei für die einzelnen Momentanteile stationär

$$M_{K,mr} = \mu_0 r_G z F_{LM}(x_{K0}), \quad (3.22)$$

$$M_{K,fr} = \frac{z}{2(h(x_{K0}) + h_F)} \eta \pi \Delta \omega_0 (r_A^4 - r_I^4) \quad (3.23)$$

gilt. Abbildung 18 zeigt typische Verläufe des stationären Kupplungsmoments während des Schließvorganges einer nasslaufenden Kupplung, die unter Verwendung der Gleichungen (3.18) - (3.23) bei einem konstanten Reibwert von $\mu_0 = 0,1$ und unterschiedlichen Fluidtemperaturen von 10°C bzw. 60°C bzw. entsprechenden Viskositätswerten ermittelt wurden.⁸

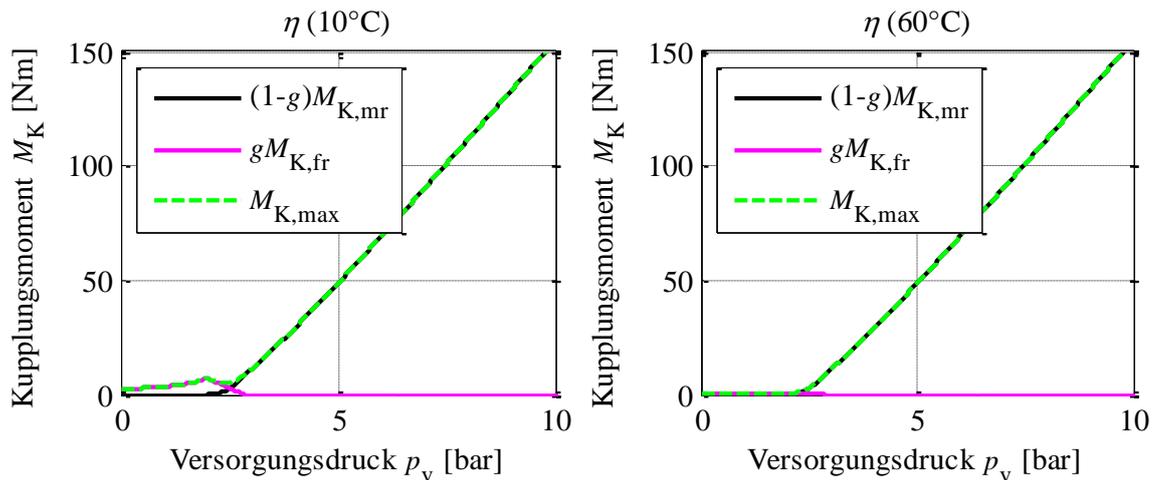


Abbildung 18: Stationäre Verläufe des Kupplungsmoments während des Schließvorganges einer nasslaufenden Kupplung bei unterschiedlicher Viskosität des Kühlfluides.

Die linke Grafik der Abbildung 18 zeigt, dass die Momentübertragung aufgrund der viskosen Reibung bereits vor dem Kontakt der Reiblamellen stattfindet. Die Fluidreibung ist nach Gl. (3.23) ausschließlich von dem aktuellen Betriebszustand abhängig und kann nicht explizit beeinflusst werden. Der Beitrag der Fluidreibung zum übertragbaren Gesamtmoment ist im Wesentlichen während der Zusammenpressung der Reiblamellen erkennbar und verschwindet nahezu vollständig mit ansteigenden Werten der Kupplungsstellgröße aufgrund des Herauspressens des Kühlfluides aus dem Spalt zwischen den Reibflächen. Weiterhin weist das viskose Reibmoment eine ausgeprägte Abhängigkeit von der Temperatur bzw. von der Viskosität des Kühlfluides auf und ist in erster Linie bei niedrigen Temperaturen relevant.

Die Übertragung des Kupplungsmoments aufgrund der Festkörperreibung beginnt erst beim mechanischen Kontakt zwischen den Kupplungslamellen. Das resultierende Reibmoment hängt über die Anpresskraft explizit von der Eingangsgröße der Kupplung, dem Versorgungsdruck p_v , ab und kann aus der Regelungsebene direkt vorgegeben werden. Die Kupplungskennlinie, als Zusammenhang zwischen dem Versorgungsdruck und dem übertragbaren

⁸ Eine Betätigung der Kupplung bei einem konstanten Kupplungsschlupf ist z.B. bei Lastübernahme während des Schaltvorganges in Doppelkupplungsgetrieben relevant.

mechanischen Reibmoment, ist daher für die Kupplungsvorsteuerung besonders wichtig. Im Folgenden werden deren Abhängigkeiten von konstruktiven Systemparametern unter Verwendung der Gleichungen (3.18) - (3.20), (3.22) qualitativ analysiert.⁹

Abbildung 19 zeigt die Auswirkung der Ausprägung des linearen Bereichs x_{lin} bzw. der Kontaktelastizität in diesem Bereich (definiert durch den Parameter b_3 der Funktion F_{LM}) auf die Form der Kupplungskennlinie einer Nasskupplung.

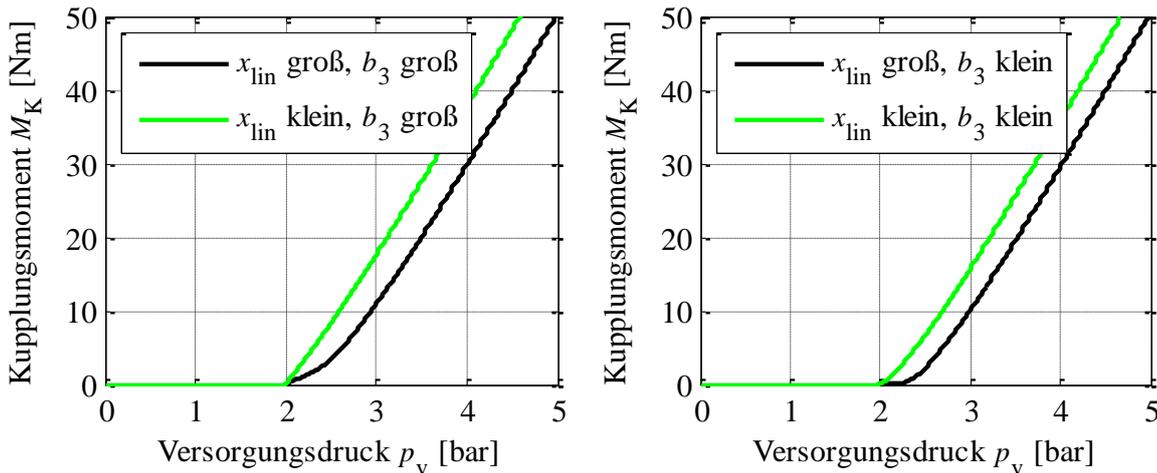


Abbildung 19: Qualitative Auswirkung der konstruktiven Systemparameter x_{lin} und b_3 auf die Form der Kupplungskennlinie einer Nasskupplung im unteren Drehmomentbereich.

Aus Abbildung 19 ist zu erkennen, dass ein kleiner linearer Übergangsbereich x_{lin} , so wie er in den meisten praktischen Realisierungen von Nasskupplungen anzutreffen ist, einen nahezu linearen Verlauf der Kupplungskennlinie bewirkt. Die Größe dieses Bereichs definiert die Ausprägung des nichtlinearen Anstiegs der Kupplungskennlinie, wobei die Kennliniensteigung in diesem Bereich durch die Kontaktelastizität beeinflusst wird (vgl. dunkle Kennlinienverläufe in Abbildung 19).

Damit die Reibflächen der Kupplungslamellen in Kontakt treten und die Übertragung des mechanischen Reibmoments beginnt, ist eine Verschiebung des Kupplungskolbens um den Betrag des Spaltes x_{K1} (vgl. Abbildung 16) erforderlich. Der dazu notwendige Versorgungsdruck ist stationär ausschließlich von der Federkonstante der Rückstellfeder c_R abhängig. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 20 unter Verwendung von Gln. (3.18) - (3.22) qualitativ dargestellt.

⁹ Die stationären Zusammenhänge in Gln. (3.18) - (3.23) können sowohl zur Analyse, wie es in dieser Arbeit der Fall ist, als auch zur konstruktiven Auslegung der Form der Kupplungskennlinie herangezogen werden.

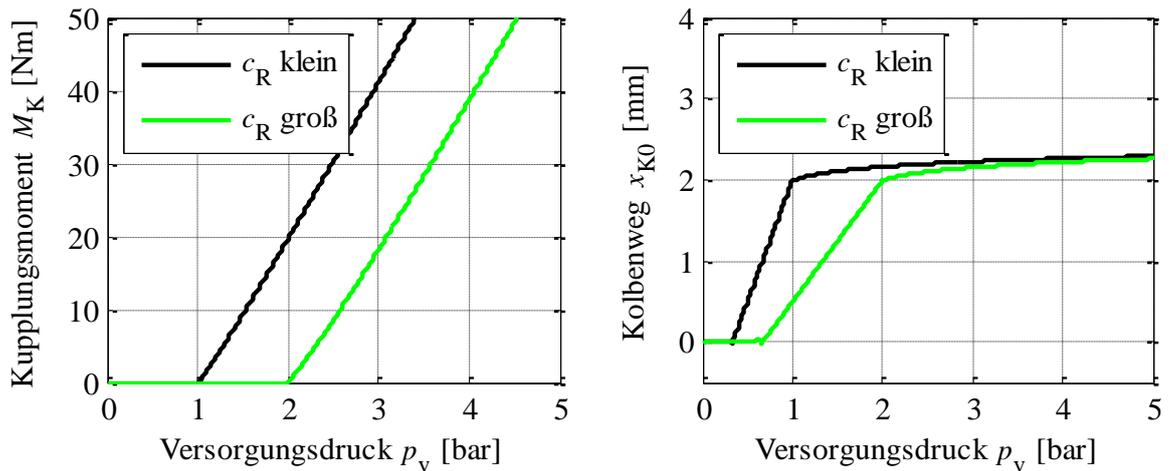


Abbildung 20: Qualitative Auswirkung der Federkonstante der Rückstellfeder c_R auf die Kupplungskennlinie und Verlauf des Kolbenweges während des Schließvorganges.

Aus den Verläufen des Kolbenweges während des Schließvorganges in der rechten Grafik der Abbildung 20 ist zu erkennen, dass die Verringerung der Federkonstante der Rückstellfeder einen geringeren Druckwert zur Überwindung des Spaltes zwischen den Reibflächen und Erreichung des Kontaktpunktes x_{K1} erfordert. In Bezug auf die Kupplungskennlinie resultiert dadurch eine Verschiebung des Eingriffspunktes der Kupplung (vgl. linke Grafik).

Bei gegebenen konstruktiven Randbedingungen kann die Kupplungskennlinie einer Nasskupplung durch den Eingriffspunkt p_{V0} , die Kennliniensteigung ζ_N bzw. den Steigungsverlauf $\zeta_N(p_V)$, vollständig beschrieben werden. Die Zeitvarianz dieser Kennlinienmerkmale wird im nachfolgenden Abschnitt analysiert.

3.1.4 Zeitvarianz der Kupplungskennlinie einer Nasskupplung

Als wesentliche Ursachen der Änderung des Übertragungsverhaltens einer Reibungskupplung wird in diesem Abschnitt der Einfluss des Reibwerts, der Temperatur, sowie der Verschleißvorgänge auf die Steigung der Kupplungskennlinie bzw. den Eingriffspunkt bei Nasskupplungen analysiert. Mit Hinblick auf die Identifikation der Kupplungskennlinie als ein zeitvariantes System sind dabei Erkenntnisse über den Betrag und die Änderungsdynamik dieser Kennlinienparameter während des Fahrbetriebs von besonderem Interesse.

Die Reibwertcharakteristik ändert sich während des Fahrbetriebs abhängig von der Reibflächentemperatur T_R , sowie der Flächenpressung p_R zwischen den Reiblamellen. Abhängig von der Reibpaarung haben diese Größen unterschiedliche Auswirkung auf den Reibwert. Bei den für Nasskupplungen üblichen Reibpaarungen (vgl. Tabelle 2) bewirkt eine Erhöhung der

Temperatur bzw. der Flächenpressung eine Verringerung des Reibwerts (vgl. Heilenkötter 1990; Rao 2012). Bei Verwendung des Funktionsparameters ϵ_T für die Approximation der Temperaturabhängigkeit bzw. ϵ_{p1} für die Druckabhängigkeit, werden in dieser Arbeit beide Effekte durch multiplikative Modifikation von Gl. (3.12) als

$$\mu(\Delta\omega, T_R, p_R) = \left(\epsilon_{p1} e^{\epsilon_{p2} p_R} + (1 - \epsilon_{p1}) \right) (1 - (\epsilon_T T_R)^4) \cdot \left[\mu_H + (\mu_D - \mu_H) \left(1 - e^{-\left| \frac{\Delta\omega}{\omega_S} \right|^{\delta_1}} \right) + \delta_2 \Delta\omega \right] \quad (3.24)$$

berücksichtigt.¹⁰ Bei Vernachlässigung der Reduktion der Anpresskraft im Lamellenpaket aufgrund der Verzahnungsreibung (vgl. Rao 2012) kann die Flächenpressung p_R in Gl. (3.24) aus dem Verhältnis der Anpresskraft und der Fläche der Reiblamellen nach

$$p_R = \frac{F_{LM}(x_K)}{\pi(r_A^2 - r_I^2)} \quad (3.25)$$

ermittelt werden. Abbildung 21 zeigt ein typisches Reibwertverhalten einer nasslaufenden Kupplung (vgl. Heilenkötter 1990; Snima 2006; Rao 2012), das unter Verwendung der Gl. (3.24), in Abhängigkeit von dem Kupplungsschlupf, Temperatur und Flächenpressung, nachgebildet wurde.

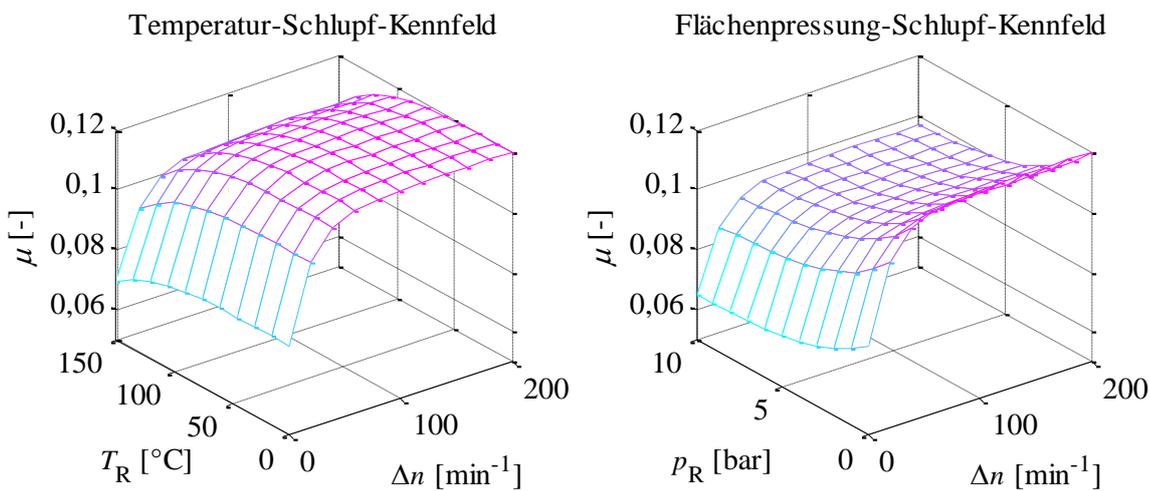


Abbildung 21: Typische Reibwertkennfelder einer Nasskupplung in Abhängigkeit von dem Kupplungsschlupf Δn und Temperatur T_R bzw. der Flächenpressung p_R

¹⁰ Im Allgemeinen variiert der Reibwert, aufgrund unterschiedlicher Temperatur und Flächenpressung, zwischen einzelnen Lamellenkontakten. Diese Effekte werden in dieser Arbeit wegen geringer Relevanz vernachlässigt.

Aus Gl. (3.22) ist zu erkennen, dass die Steigung der Kupplungskennlinie direkt proportional zum Reibwert ist und folglich dieselben Abhängigkeiten wie in Gl. (3.24) aufweist. So erfolgt eine Reduktion der Kennliniensteigung während des normalen Fahrbetriebs unterhalb der Leistungsgrenze um den Faktor von ca. 0,7 in Abhängigkeit von dem Kupplungsschlupf, sowie um den Faktor von ca. 0,8 bzw. 0,85 in Abhängigkeit von der Temperatur bzw. Flächenpressung im Lamellenpaket (vgl. Abbildung 21). Aufgrund der multiplikativen Verknüpfung der genannten Effekte kann eine Reduktion der Kennliniensteigung insgesamt um den Faktor von ca. 0,5 stattfinden. Oberhalb der Leistungsgrenze der Reibpaarung bzw. des Kühlfluides können diese Änderungen wesentlich höher sein (Snima 2006) spielen aber an dieser Stelle keine besondere Rolle, da sie im normalen Fahrbetrieb selten auftreten bzw. diesen regelungstechnisch vorgebeugt werden kann.

Für Identifikation der Kupplungskennlinie als eines zeitvarianten Systems ist vielmehr die Änderungsdynamik der Kennliniensteigung von Bedeutung. Sie kann aus der Betrachtung eines idealisierten Schaltvorganges abgeschätzt werden. Dabei wird von einer Drehzahländerung von 500 min^{-1} auf 0 min^{-1} , einer Temperaturerhöhung von 70°C auf 120°C , sowie einer Erhöhung der Flächenpressung von 0 bar auf 10 bar während der Schaltdauer von 0,5 Sekunden, ausgegangen. Abbildung 22 zeigt den zeitlichen Verlauf des Reibwerts entsprechend Gl. (3.24), sowie die dadurch resultierenden Variationen der Kupplungskennlinie während des betrachteten Schaltvorganges. Es werden zwei Reibwertverläufe, mit und ohne Berücksichtigung der Schlupfabhängigkeit generiert (linke Grafik), wobei die Kupplungskennlinien in der rechten Grafik der Abbildung 22 für den ersten Fall dargestellt sind.

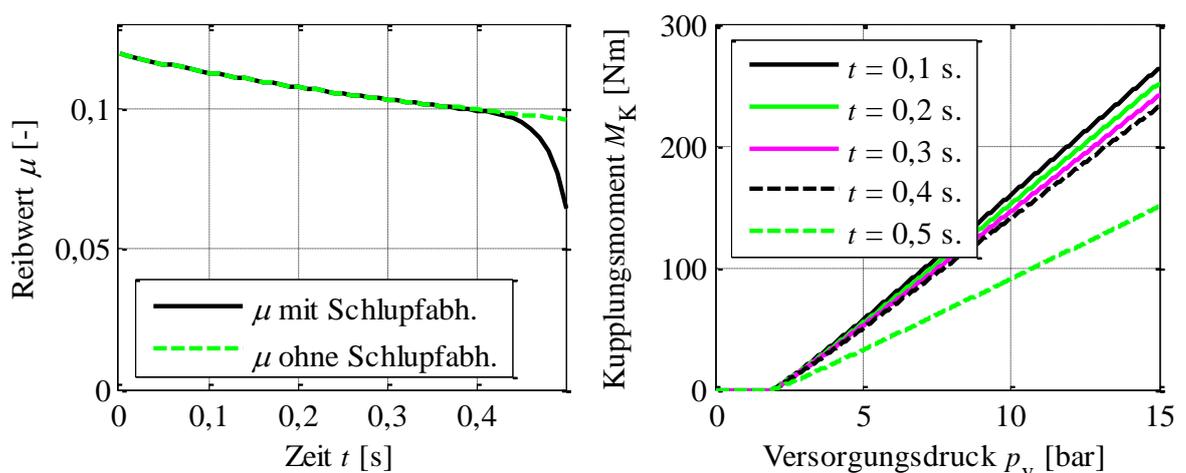


Abbildung 22: Zeitlicher Reibwertverlauf und resultierende Kennlinienvariationen während eines idealisierten Schaltvorganges mit einer Nasskupplung.

Die maximale Änderungsrate des Reibwertes in der Abbildung 22, die aufgrund der Einflüsse der Temperatur und Flächenpressung während des Schaltvorganges entsteht, beträgt ca. $\frac{30\%}{s}$ bezogen auf den Anfangswert. Die maximale Änderungsrate des Reibwertes aufgrund der Schlupfreduktion in der Endphase des Schaltvorganges ist dagegen wesentlich höher, sie liegt im Bereich von ca. $\frac{350\%}{s}$ und ist direkt proportional der Änderungsrate der Kennliniensteigung. Damit der Identifikationsalgorithmus einer derartigen Steigungsänderung bei einer Abtastzeit von $T = 0,01$ Sekunden nachfolgen kann, ist eine Änderungsrate des entsprechenden Schätzparameters von ca. $\frac{3,5\%}{0,01 s}$ bezogen auf den Steigungsanfangswert erforderlich. Untersuchungen zur Erreichbarkeit der erforderlichen Änderungsdynamik während der zeitvarianten Kennlinienidentifikation werden in Kapitel 7 durchgeführt.

Auch das Verhalten der Kupplungsmechanik ändert sich während des Fahrbetriebs und induziert in erster Linie über die Anpresskraft $F_{LM}(x_{K0})$ nach Gl. (3.20) Änderungen des quasistationären Übertragungsverhaltens einer Nasskupplung. In dem hier betrachteten, stationären Fall verringern sich in erster Linie die Federkonstante der Rückstellfeder c_R , sowie die, durch den Parameter b_3 definierte, Kontaktelastizität des linearen Übergangsbereichs x_{lin} mit steigender Kupplungstemperatur T_K . Die Auswirkung dieser Systemparameter auf die Kupplungskennlinie wurde bereits im vorangegangenen Abschnitt analysiert (vgl. Abbildungen 19 und 20). Nachfolgend wird die Zeitvarianz dieser Einflüsse untersucht.

Die Temperaturabhängigkeit mechanischer Systemeigenschaften wird im Wesentlichen über die Änderung des E-Moduls induziert. Bei Metallen sinkt das E-Modul, für Temperaturen bis zum ca. 0,5-fachen der Schmelztemperatur nahezu linear mit steigender Temperatur (Wiese 2010). Die Änderungsrate des E-Moduls beträgt bei Stahl ca. $\frac{5\%}{100K}$. Bei Annahme einer Erhöhung der Kupplungstemperatur während des Fahrbetriebs von $20 \frac{K}{s}$ resultiert eine Änderungsrate des jeweiligen, von dem E-Modul proportional abhängigen Kennlinienparameters, von $\frac{1\%}{s}$. So resultiert für das Kennlinienbeispiel in Abbildung 19 die Änderungsrate des Eingriffspunktes zu $0,02 \frac{bar}{s}$. Weiterhin bewirkt für das genannte Beispiel die Reduktion der Kontaktelastizität des Lamellenpakets eine Änderung der Kennliniensteigung im Bereich x_{lin} von $0,2 \frac{Nm/bar}{s}$. Als Zwischenergebnis ist an dieser Stelle festzuhalten, dass die Dynamik der Kennlinienänderungen aufgrund der genannten Temperaturabhängigkeiten niedriger als die Dynamik der Reibwertänderung ist.

Die bisher betrachteten Ursachen der Zeitvarianz der Kupplungskennlinie einer Nasskupplung haben einen temporären Charakter, da sie ausschließlich in Abhängigkeit von den betrachteten Systemgrößen auftreten. Zusätzlich haben Verschleiß und Materialermüdung innerhalb der Kupplung einen Einfluss auf die Kupplungskennlinie. In erster Linie sind in diesem Kontext die Änderung der Reibwertcharakteristik aufgrund der Alterung des Kühlfluides (vgl. Heilenkötter 1990) bzw. des Verschleiß der Reibflächen (vgl. Snima 2006), sowie Änderungen des Reibradius (vgl. Fischer et al. 2012) zu nennen. Diese Effekte treten jedoch mit einer wesentlich niedrigeren Dynamik auf als die betrachteten temporären Änderungen und sind aus Sicht der zeitvarianten Systemidentifikation vergleichsweise einfach zu handhaben.

3.2 Trockenlaufende Kupplung

Die am weitesten verbreitete Art der Reibungskupplungen im Kfz-Bereich stellt die Trockenkupplung dar. Bei dieser Kupplungsart erfolgt die Drehmomentübertragung ohne Verwendung eines Fluides zur Abfuhr der thermischen Energie von den Reibflächen bzw. Bauteilen der Kupplung. Die Kühlung erfolgt stattdessen in erster Linie durch Konvektion aufgrund der im Kupplungsgehäuse zirkulierenden Luft und ist daher prinzipiell weniger effektiv als bei den Nasskupplungen. Infolgedessen sind Trockenkupplungen weniger thermisch dauerhaft belastbar und erfordern im Vergleich zu Nasskupplungen größere Kupplungsscheiben zur Gewährleistung der Wärmeabfuhr in hochmotorisierten Fahrzeugen (Drexl 1997). Zu den Vorteilen von Trockenkupplungen zählen der höhere Wirkungsgrad (aufgrund fehlender Nebenaggregate zur Realisierung des Kühlkreislaufs), einfacherer Aufbau und geringere Produktions- sowie Wartungskosten (Naunheimer et al. 2007; Kirchner 2007). Die nachfolgenden Abschnitte 3.2.1 und 3.2.2 befassen sich mit Aufbau, Schließvorgang und Reibeigenschaften von trockenlaufenden Reibungskupplungen.

3.2.1 Aufbau und Schließvorgang einer Trockenkupplung

Abhängig von dem zu übertragenden maximalen Drehmoment kann eine Trockenkupplung als Ein- bzw. Mehrscheibenkupplung ausgeführt sein. Mehrscheibenkupplungen werden in erster Linie im Nkw- und Rennsport-Bereich eingesetzt. Im Pkw-Sektor ist dagegen die Einscheibenvariante am weitesten verbreitet und steht daher im Fokus nachfolgender Ausführungen. Weiterhin existieren zwei, prinzipiell unterschiedliche, Arten der Betätigung einer Trockenkupplung. Während im Handschaltgetriebe die Kupplung im nicht betätigten Zustand

geschlossen ist, wird in den meisten automatisierten Getrieben aus Sicherheitsgründen die Kupplung erst bei Betätigung geschlossen, damit bei einem Versagen der Aktuatorik der Drehmomenttransfer unterbrochen wird (Reik et al. 2004; Fischer und Berger 1998).¹¹ Bei der praktischen Realisierung des Betätigungsmechanismus wird zusätzlich zwischen der gezogenen und gedrückten Betätigung unterschieden (vgl. z.B. Drexl 1997). Die Unterscheidung zwischen einer betätigt geschlossenen bzw. offenen Kupplung, sowie der Betätigungsart, spielt für die prinzipiellen Untersuchungen dieser Arbeit keine Rolle und wird daher nicht betrachtet. Das Funktionsprinzip einer Trockenkupplung wird am Beispiel einer automatisierten Einscheibenkupplung mit zugeführter Betätigung, anhand Abbildung 23 erläutert.

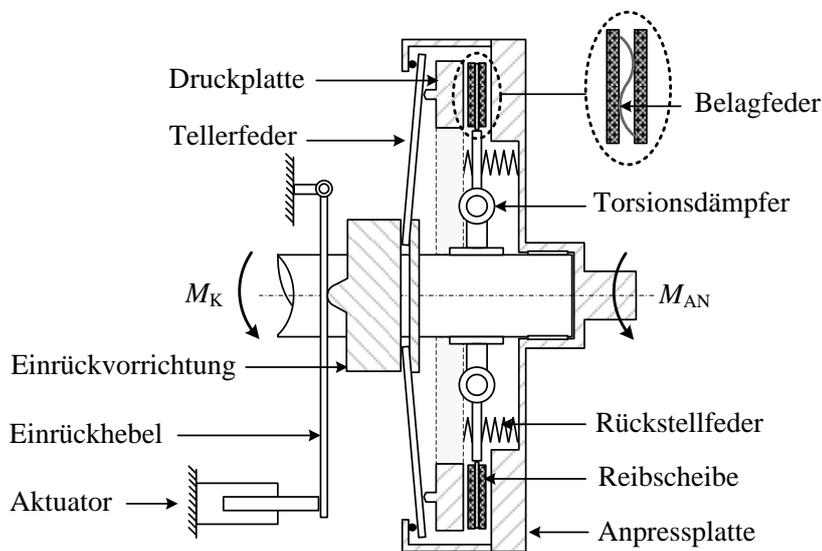


Abbildung 23: Aufbau und Funktionsprinzip einer automatisierten trockenlaufenden Einscheibenkupplung mit zugeführter Betätigung

Zum Schließen der Kupplung wird der Einrückhebel durch den Aktuator ausgelenkt und betätigt über die Einrückvorrichtung die Tellerfeder. Aufgrund deren beidseitigen Abstützung wird die Kraft der Tellerfeder auf die Druckplatte umgeleitet, verschiebt diese und bewirkt ein Einklemmen der Reibscheibe zwischen Druck- und Anpressplatte. Über den entstandenen Reibschluss kann das Antriebsmoment von der Anpressplatte auf die Reibscheibe und weiter über den Torsionsdämpfer auf die Getriebeeingangswelle übertragen werden. Auch bei der Trockenkupplung wird der Einfluss des Torsionsdämpfers bei der Identifikation des quasi-stationären Übertragungsverhaltens der Kupplung nicht berücksichtigt (vgl. Erläuterungen in Abschnitt 3.1.1).

¹¹ Selten werden auch automatisierte Kupplungen eingesetzt, die im nicht betätigten Zustand geschlossen sind (z.B. die K2 im DKG C635 vom Hersteller Fiat Powertrain Technologies), dies erfordert jedoch zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen (vgl. Kimmig et al. 2010).

Zwischen den Reibbelägen der Reibscheibe ist die Belagfederung integriert. Sie dient der Verbesserung des Fahrkomforts zu Beginn der Drehmomentübertragung. Das Öffnen der Kupplung erfolgt mit Hilfe von Rückstellfedern, die zwischen der Druck- und Anpressplatte angebracht sind. Die nachfolgende Abbildung zeigt das Ersatzmodell des beschriebenen Vorganges der Betätigung einer Trockenkupplung.

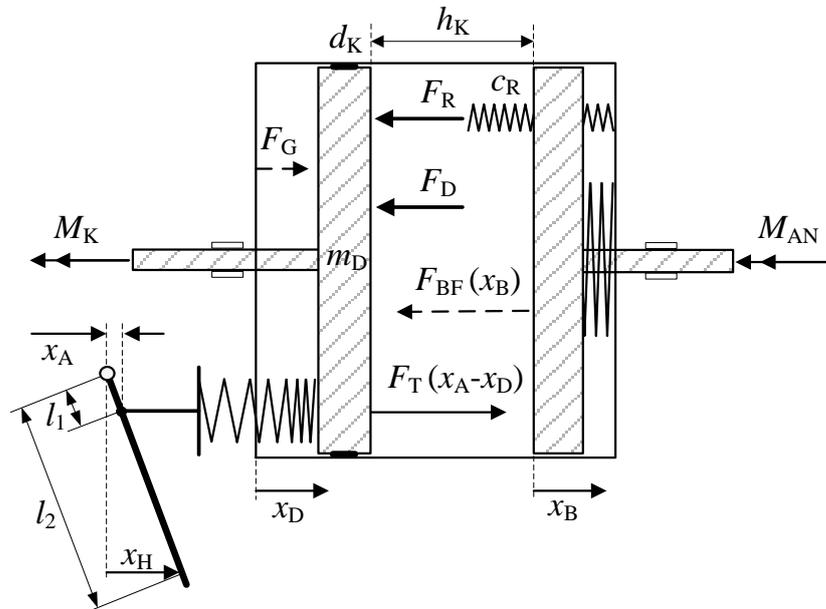


Abbildung 24: Ersatzmodell des Schließvorganges einer Trockenkupplung

In Abbildung 24 sind d_K die Dämpfungskonstante der translatorischen Bewegung der Druckplatte, m_D deren Masse und c_R die Federkonstante der Rückstellfedern. Die zugehörigen Kräfte sind mit entsprechenden Indizes gekennzeichnet. Die Kräfte F_G und F_{BF} stellen Reaktionskräfte dar, die beim Kontakt der Druckplatte mit dem Gehäuse bzw. mit der an der Anpressplatte anliegenden Reibscheibe wirken. Beide Kräfte wirken nur bei Zustandekommen des jeweiligen Kontaktes und sind daher gestrichelt dargestellt. Als Eingangsgröße des Ersatzmodells in Abbildung 24 wird die Verschiebung x_H des Einrückhebels verwendet, da diese in der Praxis meist messtechnisch erfasst und als Stellgröße der Kupplung verwendet wird. Abhängig von den Hebellängen l_1 bzw. l_2 des Einrückhebels bewirkt die Verschiebung x_H eine Auslenkung

$$x_A = \frac{l_1}{l_2} x_H \quad (3.26)$$

der auf die Tellerfeder wirkenden Einrückvorrichtung. In Abhängigkeit von der resultierenden Verschiebungsdifferenz $x_A - x_D$ wird schließlich die Kraft F_T von der Tellerfeder auf die Druckplatte übertragen. Die auf die Druckplatte wirkende Kraft der Tellerfeder kann als

Funktion der Hebelbetätigung x_H über den, von Almen und Laszlo (1936) hergeleiteten Zusammenhang

$$F_T = \frac{4EK_Tq \left(\frac{l_1}{l_2} x_H - x_D\right)}{(1 - \nu^2)D_A^2} \left(\left(H - \left(\frac{l_1}{l_2} x_H - x_D\right) \right) \left(H - \frac{\left(\frac{l_1}{l_2} x_H - x_D\right)}{2} \right) + q^2 \right), \quad (3.27)$$

mit einer hohen Genauigkeit approximiert werden. Die Variable K_T in dieser Gleichung ist geometrieabhängig und berechnet sich mit D_A als Außen- bzw. D_I als Innendurchmesser der Tellerfeder nach

$$K_T = \pi \left(\frac{D_A}{D_A - D_I} \right)^2 \left(\frac{D_A + D_I}{D_A - D_I} - \frac{2}{\ln(D_A/D_I)} \right). \quad (3.28)$$

Weiterhin sind in Gl. (3.27) E der Elastizitätsmodul des Tellerfedermaterials, ν die Poissonzahl¹², H die Höhe der Tellerfeder im nicht betätigten Zustand und q deren Dicke (vgl. Abbildung 25).

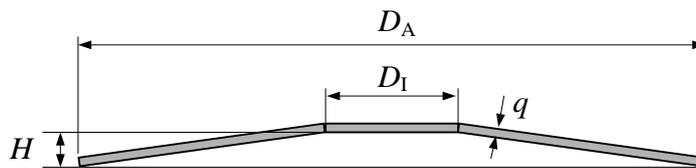


Abbildung 25: Vereinfachte Darstellung der Tellerfedergeometrie für Berechnung der Federkraft

Abbildung 26 zeigt typische Verläufe der Tellerfedercharakteristik nach Gl. (3.27) und (3.28) automatisierter Trockenkupplungen mit gedrückter Betätigung im Kfz-Bereich (vgl. z.B. Kimmig und Agner 2006).

¹² Die Poisson- bzw. Querkontraktionszahl beschreibt das Verhältnis der Dicken- zur Längenänderung eines Körpers infolge äußerer Krafteinwirkung.

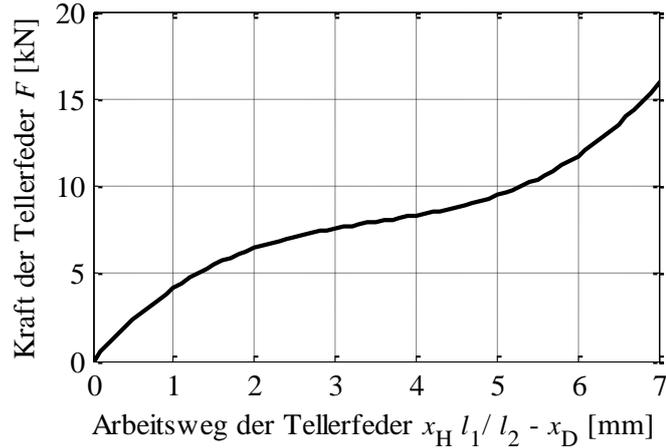


Abbildung 26: Typische Kraft-Weg Charakteristik der Tellerfeder einer automatisierter Trockenkupplung mit gedrückter Betätigung

Bei bekannter Auslenkung x_H des Einrückhebels resultiert mit Gl. (3.27) und (3.28) aus der Kräftebilanz in Abbildung 24 die Impulsänderung der Druckplatte zu

$$m_D \ddot{x}_D = F_T - F_R - F_D - F_{BF} + F_G \quad (3.29)$$

bzw.

$$m_D \ddot{x}_D = F_T(x_H, x_D) - c_R(x_D + \Delta x) - d_K \dot{x}_D - F_{BF}(x_D) + F_G(x_D), \quad (3.30)$$

wobei über Δx die Vorspannung der Rückstellfedern berücksichtigt werden kann. Die Kontaktkräfte F_{BF} und F_G können analog zur Kontaktmodellierung bei Nasskupplungen durch stückweise definierte Funktionen

$$F_G(x_D) = \begin{cases} a_1 e^{a_2 x_D} - a_1 & \text{für } x_D \leq 0 \\ 0 & \text{für } x_D > 0 \end{cases} \quad (3.31)$$

bzw.

$$F_{BF}(x_D) = \begin{cases} 0 & \text{für } x_D < x_{K1} \\ b_1 e^{b_2(x_D - x_{K1})} - b_1 + b_3(x_D - x_{K1}) & \text{für } x_D \geq x_{K1} \end{cases} \quad (3.32)$$

approximiert werden (vgl. Abbildung 16 in Abschnitt 3.1.1). Der Schließvorgang einer Trockenkupplung kann somit durch die Gleichungen (3.30) - (3.32) vollständig beschrieben werden. Für das übertragbare Kupplungsmoment ist dabei der Verlauf der Funktion $F_{BF}(x_D)$ relevant, da diese die Ausprägung der Anpresskraft F_{AN} im Reibkontakt definiert.

3.2.2 Reibeigenschaften von Trockenkupplungen

Die Mechanismen der Drehmomentübertragung mit Trockenkupplungen wurden in der Vergangenheit ausführlich analysiert (vgl. Florig 1927; Bottonakis 2010) und basieren im Wesentlichen auf der mechanischen Festkörperreibung im Reibkontakt zwischen Reibscheibe und Druck- bzw. Anpressplatte. Auch bei trockenlaufenden Kupplungssystemen hat der Reibwert μ den zentralen Einfluss auf das übertragbare Kupplungsmoment. Für die Beläge der Reibscheiben werden in den meisten Kfz-Trockenkupplungen organische oder metallische Belege eingesetzt. In Kombination mit Stahl oder Eisenguss als Materialien der Anpress- bzw. Druckplatte können damit verschiedene Reibwertcharakteristiken realisiert bzw. Schlupf-abhängigkeit des Reibwertes beeinflusst werden. Im Bereich der automatisierten Kupplungen wird jedoch, in Analogie zu nasslaufenden Kupplungssystemen aus Komfortgründen die ansteigende Reibwertcharakteristik bevorzugt (vgl. Abbildung 17 in Abschnitt 3.1.2). Das Reibwertniveau von Trockenkupplungen ist aufgrund der Festkörperreibung wesentlich höher als bei Nasskupplungen. Typische Reibwertangaben sind in Tabelle 3 für gängige Reibpaarungen zusammengefasst.

Tabelle 3: Reibwerte gängiger Reibpaarungen bei Trockenkupplungen (Steinhilper 2012).

Reibpaarung	Organisch/Grauguss	Sinterbronze/Stahl	Stahl/Stahl
Gleitreibung $\mu_{G,max}$	0,3 – 0,4	0,15 – 0,3	0,3 – 0,4
Haftreibung μ_H	0,3 – 0,5	0,2 – 0,4	0,4 – 0,6

Aufgrund ähnlicher Formeigenschaften der Reibwertcharakteristik einer Trockenkupplung kann diese, analog zur Modellierungsweise bei Nasskupplungen, als eine statische Kennlinie

$$\mu(\Delta\omega) = \mu_H + (\mu_D - \mu_H) \left(1 - e^{-\left| \frac{\Delta\omega}{\omega_{SG}} \right|^{\delta_1}} \right) + \delta_2 \Delta\omega. \quad (3.12)$$

dargestellt werden. Die wesentlichen Systemabhängigkeiten der Reibwertcharakteristik trockenlaufender Kupplungen werden im Rahmen der Analyse der Zeitvarianz des quasi-stationären Übertragungsverhaltens bei Trockenkupplungen (Abschnitt 3.2.4) angegeben.

3.2.3 Quasistationäres Übertragungsverhalten von Trockenkupplungen

Ausgehend von den Betrachtungen des Schließvorganges (Abschnitt 3.2.1) bzw. der Reibeigenschaften (Abschnitt 3.2.2) von Trockenkupplungen wird nachfolgend deren quasistationäres Übertragungsverhalten hergeleitet. Im Vordergrund steht dabei die Ermittlung charakteristischer Verläufe von Kupplungskennlinien der betrachteten Kupplungsart und deren Abhängigkeiten von konstruktiven Systemparametern, wie dem Betätigungsweg bzw. den Kontakteigenschaften der Belagfederung, der Federkonstante der Rückstellfedern, sowie der Kraftcharakteristik der Tellerfeder. Bei der Betrachtung der Tellerfedercharakteristik sind für die Kennlinienidentifikation in erster Linie die Federhöhe H und das E-Modul des eingesetzten Materials relevant (vgl. Abschnitt 3.2.4).

Wie in Abschnitt 3.1.3 ausgeführt, ist ein stationärer Betriebspunkt dadurch gekennzeichnet, dass in ihm keine Änderungen des Systemzustandes auftreten. In Bezug auf die Beschreibung des Betätigungsvorganges einer Trockenkupplung entspricht dies der Forderung $\ddot{x}_D = \dot{x}_D = \Delta\dot{\omega} = 0$, wodurch sich die Gln. (3.30) und (3.12) zu

$$F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x) - F_{BF}(x_{D0}) + F_G(x_{D0}) = 0 \quad (3.33)$$

bzw.

$$\mu(\Delta\omega) = \mu_0 \quad (3.34)$$

vereinfachen. Der Index „0“ in Gl. (3.33) repräsentiert den stationären Wert der Druckplattenposition x_D . Mit der Fallunterscheidung in den Funktionen $F_G(x_D)$ und $F_{BF}(x_D)$ in Gln. (3.31) und (3.32) resultiert die stationäre Kräftebilanz in Gl. (3.33) zu

$$0 = \begin{cases} F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x) + a_1 e^{a_2 x_{D0}} - a_1 & \text{für } x_{D0} \leq 0, \\ F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x) & \text{für } 0 < x_{D0} < x_{K1}, \\ F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x) - b_1 e^{b_2(x_{D0} - x_{K1})} + b_1 - b_3(x_{D0} - x_{K1}) & \text{für } x_{D0} \geq x_{K1}. \end{cases} \quad (3.35)$$

Beim Einsetzen der Kraft der Tellerfeder nach Gl. (3.27) in (3.35) wird ersichtlich, dass eine analytische Auflösung der Gl. (3.35) nach x_{D0} für die erste und dritte Teilgleichung nicht möglich ist, da diese eine Kombination aus einem Polynom dritten Grades und der e-Funktion darstellen. Die Auflösung der Gl. (3.35) nach x_{D0} , bzw. die Ermittlung der stationären Position der Druckplatte für eine vorgegebene Verschiebung des Einrückhebels x_H , erfolgt daher auf numerischen Wege unter Verwendung des Newton-Raphson-Algorithmus (vgl.

Madsen et al. 2004).¹³ Maßgebend für die Fallunterscheidung in der Gl. (3.35) ist dabei der stationäre Wert der Druckplattenposition, der als Lösung der zweiten Teilgleichung in Gl. (3.35) resultiert. Da dieser Wert im Allgemeinen nicht der tatsächlichen Position der Druckplatte entspricht, wird er als x_{D0}^* gekennzeichnet und beschreibt die Druckplattenposition ohne Einwirkung der Kontaktkräfte. Die tatsächliche stationäre Position der Druckplatte ergibt sich somit als Lösung der relevanten Teilgleichung in der Gl. (3.35) zu

$$x_{D0} = \begin{cases} x_{D0} |_{F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x) + a_1 e^{a_2 x_{D0}} - a_1 = 0} & \text{für } x_{D0}^* \leq 0, \\ x_{D0} |_{F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x) = 0} & \text{für } 0 < x_{D0}^* < x_{K1}, \\ x_{D0} |_{F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x) - b_1 e^{b_2(x_{D0} - x_{K1})} + b_1 - b_3(x_{D0} - x_{K1}) = 0} & \text{für } x_{D0}^* \geq x_{K1}, \end{cases} \quad (3.36)$$

wobei die relevante Teilgleichung in Abhängigkeit von x_{D0}^* ermittelt wird. Die für das übertragbare Kupplungsmoment ausschlaggebende stationäre Kontaktkraft der Belagfederung kann damit als Funktion der Verschiebung des Einrückhebels x_H durch

$$F_{BF}(x_{D0}(x_H)) = \begin{cases} 0 & \text{für } x_{D0} < x_{K1}, \\ b_1 e^{b_2(x_{D0} - x_{K1})} - b_1 + b_3(x_{D0} - x_{K1}) & \text{für } x_{D0} \geq x_{K1}, \end{cases} \quad (3.37)$$

berechnet werden. Für das maximal übertragbare Kupplungsmoment einer Trockenkupplung folgt damit entsprechend Gl. (1.9), im stationären Betriebspunkt

$$M_{K,max} = \mu_0 r_G z F_{BF}(x_{D0}). \quad (3.38)$$

Unter Verwendung der hergeleiteten Zusammenhänge in Gln. (3.36) - (3.38) werden nachfolgend Kupplungskennlinien trockenlaufender Kupplungen dargestellt und deren Abhängigkeit von konstruktiven Systemparametern analysiert.

Aufgrund der elastischen Belagfederung ist bei Trockenkupplungen der Anfangsbereich x_{lin} zu Beginn des Reibkontaktes bezogen auf den Belagfederweg deutlich ausgeprägt. Die linke Grafik in Abbildung 27 zeigt typische Verläufe von Kupplungskennlinien einer Trockenkupplung, die bei einem konstanten Reibwert von $\mu_0 = 0,3$ und qualitativ unterschiedlichen Kontakteigenschaften der Belagfederung (vorgegeben durch den Parameter b_3 der Kontaktfunktion F_{BF}) für gängige Belagfederkennlinien (vgl. Maucher 1986; Sfarni et al. 2009) ermittelt wurden. In der rechten Grafik der Abbildung 27 sind qualitative Auswirkungen des

¹³ Prinzipiell existiert für die zweite Teilgleichung der Gl. (3.35) eine analytische Lösung. Aus Gründen der formalen Übersichtlichkeit wird jedoch x_{D0} als $f(x_H)$ aus Gl. (3.35) durchgehend numerisch ermittelt.

Belagfederweges (definiert durch die Ausprägung des linearen Bereichs x_{lin} der Funktion F_{BF}), auf die Form der Kupplungskennlinie dargestellt.

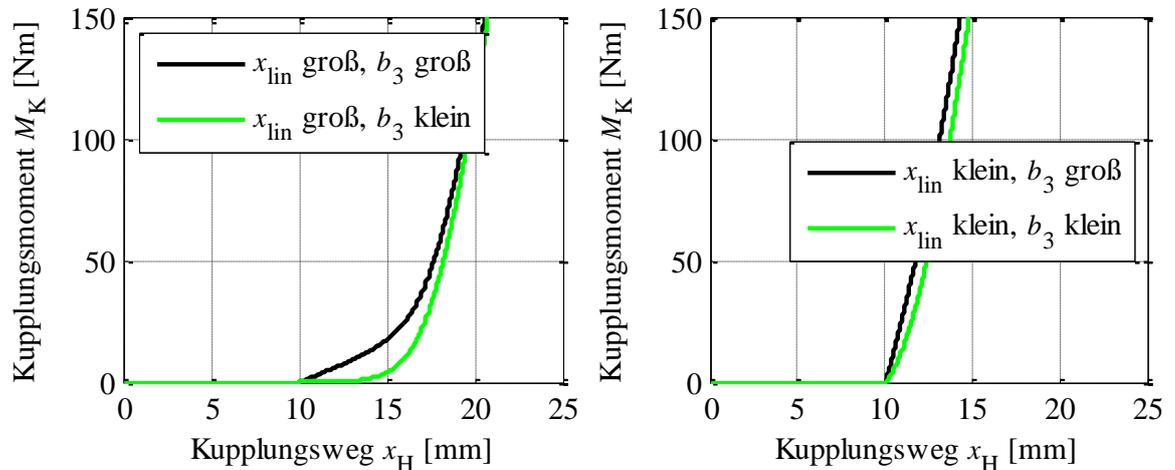


Abbildung 27: Qualitative Auswirkung der konstruktiven Systemparameter x_{lin} und b_3 auf die Form der Kupplungskennlinie einer Trockenkupplung

Aus Abbildung 27 ist zu erkennen, dass die Steigung der Kupplungskennlinie einer Trockenkupplung von einem relativ geringen Wert in dem Anfangsbereich der Kennlinie zum wesentlich höheren Wert im Endbereich kontinuierlich ansteigt. Bei einer gegebenen Charakteristik der Tellerfeder werden die Anfangssteigung der Kupplungskennlinie, sowie die Ausprägung des nichtlinearen Übergangs von der Anfangs- in die Endsteigung, im Wesentlichen über die Eigenschaften der Belagfederung definiert (vgl. Abbildung 27).

Neben den Eigenschaften der Belagfederung weist die Kupplungskennlinie eine Abhängigkeit von der Federkonstante der Rückstellfedern auf. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 28 qualitativ dargestellt.

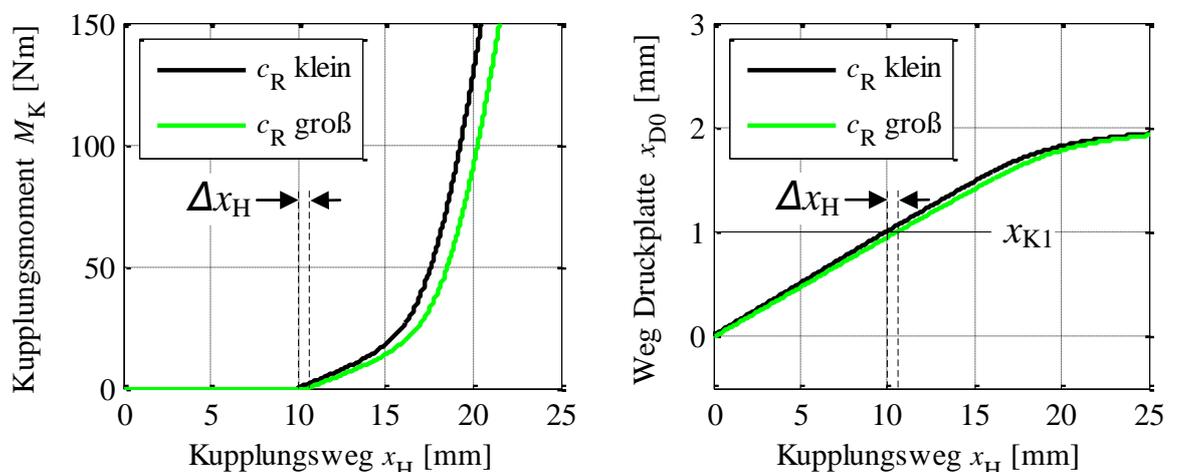


Abbildung 28: Qualitative Auswirkung der Federkonstante der Rückstellfedern c_R auf die Kupplungskennlinie und Verlauf des Kolbenweges während des Schließvorganges.

Damit die Reibflächen in Kontakt treten, ist eine Verschiebung der Druckplatte um den Weg h_K erforderlich (vgl. Abbildung 24). Aufgrund der Kinematik des Einrückhebels resultiert daraus zunächst ein Einrückweg von $x_H = h_K \frac{l_2}{l_1}$, der in der Abbildung 28 ca. 10 mm beträgt. Zusätzlich werden während der Kupplungsbetätigung die Rückstellfedern zusammengedrückt, wodurch eine entsprechende Kraft der Tellerfeder von $F_{T\Delta} = h_K c_R$ erforderlich wird. Dieser Kraft entspricht unter Berücksichtigung der Gl. (3.27) eine Höhenänderung der Tellerfeder von $x_{T\Delta}$, die eine weitere Verschiebung des Einrückhebels um $x_{H\Delta} = \frac{l_2}{l_1} x_{T\Delta}$ hervorruft. So beginnt bei einer höheren Federkonstante der Rückstellfedern die Drehmomentübertragung erst bei einem höheren Wert der Kupplungsstellgröße (Eingriffspunkt) als bei einer niedrigen Federkonstante (vgl. Abbildung 28, linke Grafik). Bezogen auf den Weg der Kupplungsstellgröße entspricht dies einer späteren Erreichung des Punktes x_{K1} ab dem die Reibflächen in Kontakt treten (vgl. rechte Grafik in der Abbildung 28).

Einen weiteren Einfluss auf die Form der Kupplungskennlinie hat die Charakteristik der Tellerfeder. Bei konstruktiv vorgegebenen Abmessungen D_A , D_I und q (vgl. Abbildung 25) hängt die Kraft der Tellerfeder entsprechend Gl. (3.27) im Wesentlichen von der Federhöhe H und dem E-Modul des eingesetzten Federmaterials ab. Abbildung 29 zeigt die qualitative Abhängigkeit der Kupplungskennlinie trockenlaufender Kupplungen von der Höhe H und dem E-Modul der Tellerfeder.

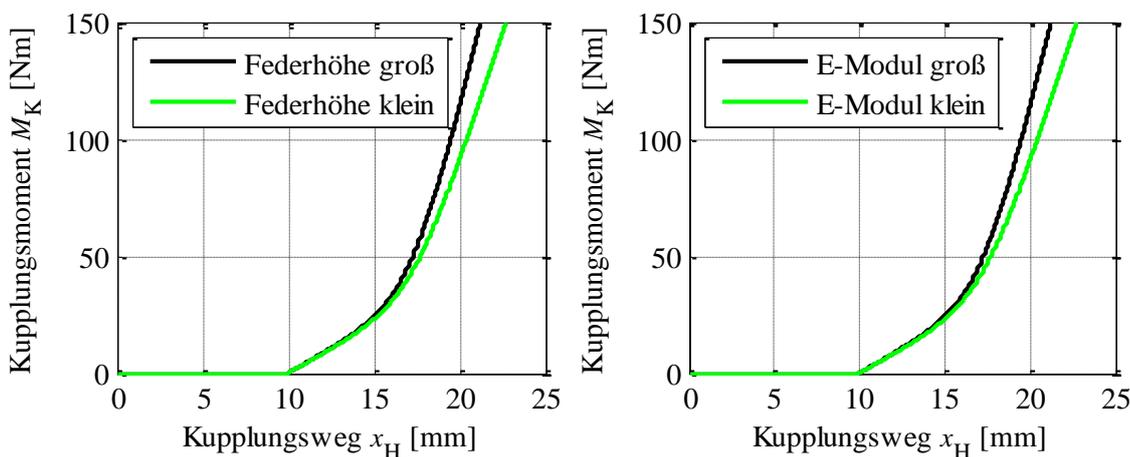


Abbildung 29: Qualitativer Einfluss der Federhöhe H bzw. des E-Moduls auf die Form der Kupplungskennlinie einer Trockenkupplung.

Aus Abbildung 29 ist zu erkennen, dass sowohl die Reduktion der Federhöhe als auch des E-Moduls eine Verringerung der Steigung der Kupplungskennlinie hervorruft. Die Steigungsänderung ist nach der Kompressionsphase der Belagfederung besonders ausgeprägt, da hier

die Deformation der Tellerfeder aufgrund der höheren Kontaktsteifigkeit der Belagfederung deutlich zunimmt.

Bei gegebenen konstruktiven Randbedingungen kann die Kupplungskennlinie einer Trockenkupplung durch den Eingriffspunkt x_{H0} , sowie den Steigungsverlauf der Kupplungskennlinie $\zeta_T(x_H)$ vollständig beschrieben werden (vgl. Abbildung 27, Abbildung 28). Die Zeitvarianz dieser Kennlinienmerkmale wird im nachfolgenden Abschnitt analysiert.

3.2.4 Zeitvarianz der Kupplungskennlinie einer Trockenkupplung

In Analogie zu den Untersuchungen der Zeitvarianz der Kupplungskennlinie bei Nasskupplungen (vgl. Abschnitt 3.1.4) wird in diesem Abschnitt in erster Linie der Einfluss des Reibwertes, der Temperatur, sowie der Verschleißvorgänge auf den Eingriffspunkt und den Steigungsverlauf einer Trockenkupplung betrachtet. Im Vordergrund stehen dabei qualitative Aussagen über die Größenordnung und die Änderungsdynamik dieser Kennlinienmerkmale während des Fahrbetriebs.

Die Reibwertcharakteristik einer Trockenkupplung weist die den Kfz-Kupplungen üblichen Abhängigkeiten von der Reibflächentemperatur und der Flächenpressung auf. Abhängig von der Reibpaarung haben diese Größen unterschiedliche Auswirkung auf den Reibwertverlauf. In Analogie zur Vorgehensweise bei Nasskupplungen kann die Reibwertcharakteristik von Trockenkupplungen durch Gl. (3.24) nachgebildet werden. Typisches Reibwertverhalten trockenlaufender Kupplungen mit organischen Reibbelägen (vgl. Tabelle 3) und einer ansteigender Reibwertcharakteristik ist in Abbildung 30 dargestellt (vgl. Botonakis 2010; Steinhilper 2012; Fischer et al. 2012).

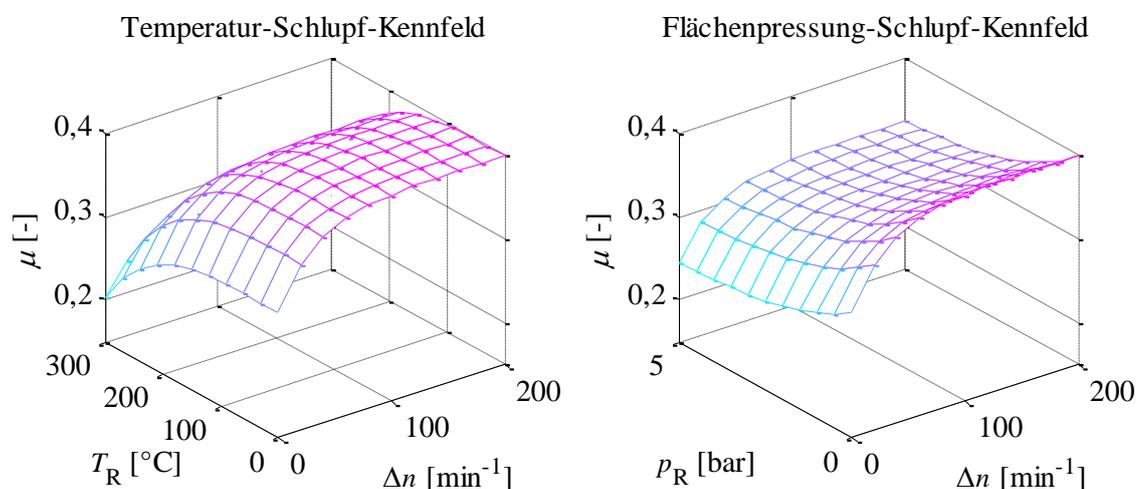


Abbildung 30: Typische Reibwertkennfelder einer Trockenkupplung in Abhängigkeit von dem Kuppungsschlupf Δn und Temperatur T_R bzw. der Flächenpressung p_R

Da die Kühlung der Reibflächen bei Trockenkupplungen ausschließlich durch Luftkonvektion erfolgt, ist die abführbare Wärmeenergie begrenzt. Eine thermische Überlastung ist damit nicht ausgeschlossen und führt zur vergleichsweise starken Reduktion des Reibwertes, die den Faktor 0,5 erreichen kann (vgl. Abbildung 30, linke Grafik).¹⁴ Zusätzlich kann bei hoher Flächenpressung eine Reduktion des Reibwertes um einen Faktor von ca. 0,75 sowie bei geringen Differenzdrehzahlen um ca. 0,8 entstehen. Aufgrund der multiplikativen Verknüpfung der Reibwerteeinflüsse kann der Reibwert einer Trockenkupplung insgesamt um den Faktor von ca. 0,3 reduziert werden. Da der Reibwert die Berechnung des Kupplungsmoments nach Gl. (3.38) proportional beeinflusst, kann bei Fading eine entsprechende Reduktion des Steigungsverlaufs der Kupplungskennlinie um den Faktor 0,3 resultieren.

In Analogie zur Vorgehensweise bei Nasskupplungen (vg. Abschnitt 3.1.4) wird die Dynamik der Reibwertänderung bei Trockenkupplungen anhand eines idealisierten Schaltvorganges abgeschätzt. Dabei wird von einer Drehzahländerung von 500 min^{-1} auf 0 min^{-1} , einer Temperaturerhöhung von 100°C auf 180°C , sowie einer Erhöhung der Flächenpressung von 0 bar auf 1 bar während der Schaltdauer von 0,5 Sekunden, ausgegangen. Abbildung 31 zeigt den zeitlichen Verlauf des Reibwertes nach Gl. (3.24), sowie die dadurch resultierenden Variationen der Kupplungskennlinie während des beschriebenen Schaltvorganges. Es werden zwei Reibwertverläufe, mit und ohne Berücksichtigung der Schlupfabhängigkeit, generiert (linke Grafik), wobei die Kupplungskennlinien in der rechten Grafik der Abbildung 31 für den ersten Fall dargestellt sind.

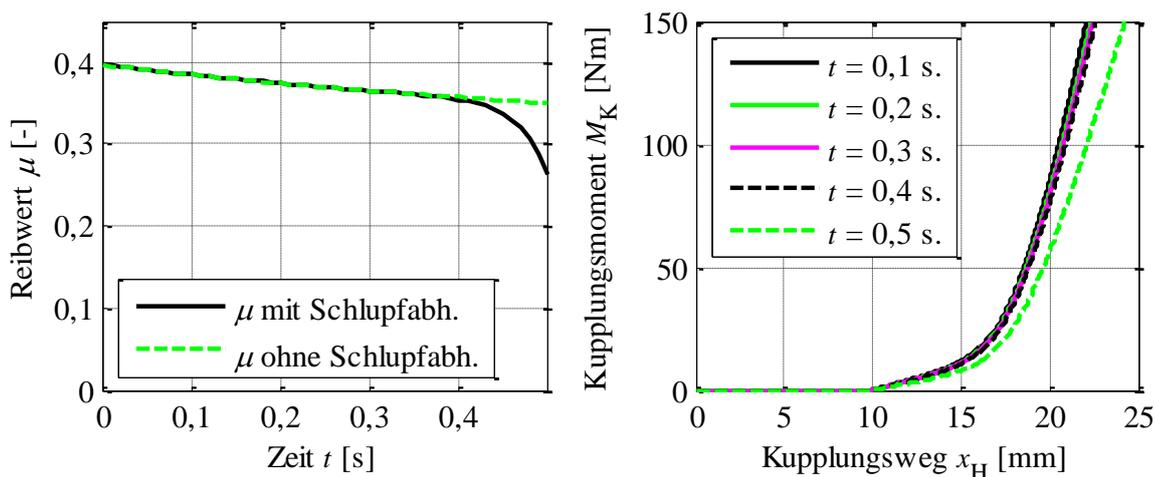


Abbildung 31: Zeitlicher Reibwertverlauf und resultierende Kupplungskennlinien während eines idealisierten Schaltvorganges mit einer Trockenkupplung.

¹⁴ Ein Reibwertabfall aufgrund hoher thermischer Überlastung wird als Fading bezeichnet (Drexel 1997).

Bei dem betrachteten Schaltvorgang beträgt die maximale Änderungsrate des Reibwertes, die aufgrund der Temperatur und Flächenpressung resultiert, ca. $\frac{20\%}{s}$ bezogen auf den Anfangswert. Die Schlupfänderung in der Endphase des Schaltvorganges bewirkt dagegen eine wesentlich höhere Rate der Reibwertänderung von ca. $\frac{250\%}{s}$ und ist direkt proportional der Änderungsrate der Kennliniensteigung. Damit der Identifikationsalgorithmus einer derartigen Steigungsänderung bei einer Abtastzeit von $T = 0,01$ Sekunden nachfolgen kann, ist eine Änderungsrate des entsprechenden Schätzparameters von ca. $\frac{2,5\%}{s}$ erforderlich. Untersuchungen zur Erreichbarkeit der erforderlichen Änderungsdynamik während der zeitvarianten Kennlinienidentifikation werden in Kapitel 7 durchgeführt.

Neben den durch die Reibwertabhängigkeiten induzierten Kennlinienänderungen haben die Änderungen der mechanischen Eigenschaften der Kupplung während des Fahrbetriebs einen zusätzlichen Einfluss auf deren stationäres Übertragungsverhalten. Für das stationäre Kupplungsmoment nach Gln. (3.36) - (3.38) ist dabei in erster Linie die Auswirkung der Temperatur auf die Elastizität der Belagfederung bzw. der Rückstellfedern sowie auf die Eigenschaften der Tellerfeder relevant. Der Einfluss dieser Systemparameter auf die Kupplungskennlinie wurde in Abschnitt 3.2.3 analysiert und ist in Abbildung 27 bis Abbildung 29 qualitativ angegeben. Nachfolgend wird die Dynamik, mit der diese Auswirkungen während des Fahrbetriebs auftreten, untersucht.

Die Temperaturabhängigkeit der elastischen Eigenschaften entsteht in erster Linie über die Änderung des E-Moduls, dessen Änderungsrate bei Stahl ca. $\frac{5\%}{100\text{ K}}$ beträgt (vgl. Erläuterungen in Abschnitt 3.1.4). Bei Annahme einer Temperaturerhöhung von $30 \frac{\text{K}}{s}$ resultiert eine Änderungsrate des jeweiligen, von dem E-Modul proportional abhängigen Kennlinienparameters, von $\frac{1,5\%}{s}$. Für das Kennlinienbeispiel in Abbildung 29 folgt daraus eine durch den E-Modul induzierte Änderungsrate der Kennliniensteigung im oberen Kennlinienbereich von ca. $0,5 \frac{\text{Nm/mm}}{s}$. Des Weiteren beträgt die über die Änderung der Steifigkeit der Rückstellfedern induzierte Änderungsrate des Eingriffspunktes ca. $0,002 \frac{\text{mm}}{s}$. Diese Angabe bezieht sich jedoch nur auf die Verschiebung des Eingriffspunktes aufgrund der Änderung der Federsteifigkeit (vgl. Abbildung 28) und nicht auf dessen temperaturbedingte Verschiebung infolge kinematischer Änderungen im Stellmechanismus.

Zusätzlich zur Beeinflussung der Systemelastizitäten kann die Erhöhung der Kupplungstemperatur eine Verformung der Tellerfeder bewirken, wodurch zusätzliche Änderungen des

Eingriffspunktes resultieren. Von Esly et al. (2003) wird für diesen Effekt eine Änderung des Eingriffspunktes von ca. $0,12 \frac{\text{mm}}{100 \text{ K}}$ angegeben. Ein Temperaturanstieg von $30 \frac{\text{K}}{\text{s}}$ bewirkt somit eine zusätzliche Änderungsrate des Eingriffspunktes von $0,036 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$. Als Zwischenergebnis ist an dieser Stelle festzuhalten, dass die Dynamik der Kennlinienänderungen aufgrund der Temperaturabhängigkeiten der Kupplungsmechanik weit unterhalb der Dynamik der Reibwertänderung liegt.

Zusätzlich zu den bisher betrachteten temporären Ursachen der Änderung des quasi-stationären Übertragungsverhaltens von Trockenkupplungen während des Fahrbetriebs haben Verschleiß und Materialermüdung innerhalb der Kupplung einen Einfluss auf die Kupplungskennlinie. In diesem Kontext sind in erster Linie die verschleißbedingte Verschiebung des Reibradius (vgl. Botonakis 2010), das Setzen der Tellerfeder bzw. der Belagfederung (Naunheimer et al. 2007), sowie die Nachstellung der Kupplungsmechanik aufgrund von Belagverschleiß (Kimmig et al. 2003; Kimmig und Agner 2006) zu nennen. Die Dynamik dieser Änderungen ist jedoch im Vergleich zu Einflüssen der Reibwertänderungen gering und aus identifikationstechnischer Sicht weitestgehend unkritisch.¹⁵

In diesem Kapitel wurden die grundlegenden Zusammenhänge der Drehmomentübertragung mit nass- bzw. trockenlaufenden Reibungskupplungen diskutiert. Im Fokus standen dabei die mechanischen Eigenschaften wie der Schließmechanismus sowie das Reibwertverhalten beider Kupplungssysteme. Im Rahmen dieser Betrachtungen wurden Modelle des quasi-stationären Übertragungsverhaltens von Nass- bzw. Trockenkupplungen hergeleitet und deren Zeitvarianz analysiert. Basierend auf diesen Modellen werden im nachfolgenden Kapitel Ansätze zur Approximation der quasistationären Drehmomentübertragung durch statische Funktionen analysiert.

¹⁵ In Anlehnung an Kimmig und Agner 2006 wird dabei vorausgesetzt, dass die Verschleißnachstellung in sehr kleinen Inkrementen erfolgt.

4. Approximation von Kupplungskennlinien

Im vorangegangenen Kapitel wurden repräsentative Verläufe von Kupplungskennlinien nass- bzw. trockenlaufender Reibungskupplungen phänomenologisch basiert hergeleitet. Die dabei ermittelte Beschreibung von Kupplungskennlinien, in Form von Gln. (3.18) - (3.22) bei Nasskupplungen bzw. Gln. (3.36) - (3.38) bei Trockenkupplungen, ist jedoch unhandlich und zur Identifikation während des Fahrbetriebs weitestgehend ungeeignet. Vielmehr sind Approximationen von Kupplungskennlinien erforderlich, die einen geeigneten Kompromiss zwischen geringer Komplexität und hoher Genauigkeit der Nachbildung der Kennlinienform gewährleisten. Aus diesem Grund widmet sich dieses Kapitel der Analyse der üblichen sowie der Entwicklung eines optimierten Modells zur Approximation von Kupplungskennlinien (Abschnitt 4.1 bzw. Abschnitt 4.2).

4.1 Analyse üblicher Kennlinienmodelle

In Abschnitt 1.2.2 wurde ein Überblick über die zur Kennlinienadaption eingesetzten Modelle gegeben. Mit Hinblick auf die Zielsetzung dieser Arbeit (vgl. Abschnitt 1.3) sind von den betrachteten Modellierungsmöglichkeiten ausschließlich durchgängig analytische, parametrische Kennlinienmodelle relevant. In dieser Kategorie werden in der Literatur zur Approximation von Kupplungskennlinien Geradengleichungen und Polynome vorgeschlagen (Bothe et al. 1999; Joshi et al. 2007; Dolcini 2007, 2010; Han und Yoon 2012). Genaue Angaben zur Implementierung der Kennlinienidentifikation bei Verwendung dieser Approximationen sind jedoch meist nicht vorhanden. Grundlegende Möglichkeiten deren Implementierung werden daher im weiteren Verlauf dieses Abschnittes analysiert.

Die Kennlinienapproximation durch eine Gerade ist zwar primär bei Nasskupplungen (vgl. 3.1.3) bzw. durch ein Polynom bei Trockenkupplungen (vgl. 3.2.3) relevant, aus Gründen der Allgemeingültigkeit werden jedoch die beiden Approximationsmöglichkeiten nachfolgend ohne Bezug zu einer konkreten Kupplungsart betrachtet. Mit Hinblick auf die Aufgabenstellung dieser Arbeit sind dabei in erster Linie die identifikationstechnischen Eigenschaften der genannten Kennlinienmodelle von Bedeutung. Diese werden in den Abschnitten 4.1.1 und 4.1.2 behandelt. Des Weiteren befasst sich der Abschnitt 4.1.3 mit den praktischen Eigenschaften der betrachteten Kennlinienapproximationen.

4.1.1 Kennlinienapproximation durch eine Gerade

Eine geradlinige Kupplungskennlinie kann mit der Eingangsgröße der Kupplung u_K und der Kennliniensteigung ζ als

$$M_K(u) = \zeta(u_K - u_0) \quad (4.1)$$

approximiert werden und ist in Abbildung 32 dargestellt.

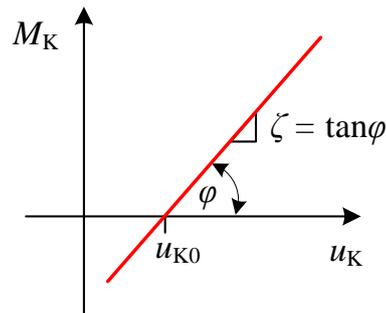


Abbildung 32: Approximation der Kupplungskennlinie durch eine Gerade

Die unbekannt Parameter in Gl. (4.1) sind die Steigung ζ sowie der Eingriffspunkt der Kupplung u_{K0} , der aus der geometrischen Sicht die Verschiebung der Geraden entlang der Abszisse definiert. Der Einfluss der beiden Kennlinienparameter auf die Kupplungskennlinie ist eindeutig interpretierbar, sodass unter Berücksichtigung der in den Abschnitten 3.1.4 und 3.2.4 untersuchten Zeitvarianz hervorgeht, dass in ζ die Systemabhängigkeiten des Reibwertes beinhaltet sind.

Durch Ausmultiplizieren der Gl. (4.1) sowie Substitution $\theta_1 = \zeta$ und $\theta_2 = \zeta u_{K0}$ kann das Kennlinienmodell in modifizierter Form als

$$M_K(u) = \theta_1 u_K - \theta_2 \quad (4.2)$$

bzw.

$$M_K(u) = [u_K \quad -1] \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

dargestellt werden. Durch die Umformung der Gl. (4.1) zu (4.3) wird die Berechnung des Kupplungsmoments linear abhängig von den unbekannt Kennlinienparametern. So können diese mit den in Abschnitt 2.2 diskutierten Verfahren identifiziert werden. Diese Verfahren ermöglichen eine analytische Lösung des Optimierungsproblems, und sind aus diesem Grund der iterativen Problemlösung, die bei nichtlinearer Parameterabhängigkeit zu verwenden wäre, vorzuziehen.

Beim Vergleich der durch eine Gerade approximierten Kupplungskennlinie (Abbildung 32) mit dem tatsächlichen quasistationären Übertragungsverhalten einer Reibungskupplung (z.B. Abbildung 18) wird deutlich, dass die betrachtete Kennlinienapproximation ausschließlich für $u_K \geq u_{K0}$ gültig ist. Folglich kann die Kennlinienidentifikation nur beim Erkennen einer entsprechenden Betriebssituation stattfinden. Da jedoch der Eingriffspunkt u_{K0} in dieser Arbeit als ein unbekannter Systemparameter behandelt wird, ist es für die Kennlinienidentifikation nach Gl. (4.3) besonders wichtig, den Startwert für die Schätzung des Eingriffspunktes $\hat{u}_{K0}(0) > u_{K0}$ zu wählen und die Erkennung einer gültigen Betriebssituation anhand der Schätzung \hat{u}_{K0} in geeigneter Weise zu aktualisieren. Möglichkeiten zur Identifikation von Kupplungskennlinien bei nasslaufenden Kupplungen anhand der Gl. (4.3) wurden z.B. von Tarasow et al. (2010b) sowohl in der Simulation als auch anhand von Messungen untersucht. In Abschnitt 4.2.3 wird eine allgemeine Vorgehensweise vorgestellt, mit der die genannte Problematik der a priori Kenntnis der Lage des Eingriffspunktes aufgehoben werden kann.

4.1.2 Kennlinienapproximation durch Polynome

Zur Approximation von Kupplungskennlinien, die einen nichtlinearen Verlauf aufweisen können Polynome eingesetzt werden. Abbildung 33 zeigt zwei in Bezug auf den Gültigkeitsbereich unterschiedliche Varianten dieser Art der Kennlinienapproximation.

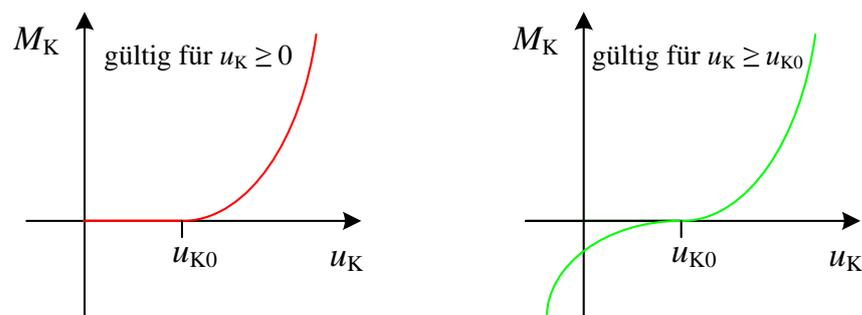


Abbildung 33: Unterschiedliche Gültigkeitsbereiche bei Kennlinienapproximation durch Polynome

Experimentelle Untersuchungen haben gezeigt, dass die unterschiedlichen Gültigkeitsbereiche der Kennlinienmodelle in Abbildung 33 Approximationspolynome unterschiedlicher Ordnungen erfordern. So sind zur Realisierung eines im gesamten Stellbereich gültigen Kennlinienmodells (rechte Grafik in Abbildung 33) Polynome von mindestens achter Ordnung erforderlich, während die Nachbildung des Kennlinienverlaufs lediglich für Stellgrößenwerte, die größer als der Eingriffspunkt sind, bereits Polynome vierter Ordnung ausreichen. Beide Varianten werden nachfolgend aus Sicht der Systemidentifikation betrachtet.

Die allgemeine Form eines im gesamten Stellbereich gültigen Approximationspolynoms n -ter Ordnung lautet in Monombasis¹

$$M_K(u) = a_n u_K^n + a_{n-1} u_K^{n-1} + \dots + a_1 u_K. \quad (4.4)$$

Analog zur Darstellung einer Approximationsgeraden durch Gl. (4.3), kann Gl. (4.4) als

$$M_K(u) = [u_K^n \quad u_K^{n-1} \quad \dots \quad u_K] \begin{bmatrix} a_n \\ a_{n-1} \\ \vdots \\ a_1 \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

ausgedrückt werden, wodurch die lineare Abhängigkeit des Kupplungsmoments M_K von den Polynomkoeffizienten erkennbar wird. Ausgehend von Gl. (4.4) bzw. (4.5) können die unbekannt Koeffizienten a_i mit Identifikationsverfahren für lineare Parameterabhängigkeit identifiziert werden. Anzumerken bei dieser Vorgehensweise ist die Tatsache, dass das Kennlinienmodell nach Gl. (4.5) keine explizite Information über die Lage des Eingriffspunktes beinhaltet.

Approximationspolynome zur Nachbildung von Kupplungskennlinien für $u_K \geq u_{K0}$, weisen prinzipiell eine geringere Ordnung auf, da die Nachbildung des Anfangsbereichs für $u_K < u_{K0}$ entfällt. Das resultierende Kennlinienmodell beinhaltet dabei den Eingriffspunkt explizit als unbekannt Modellparameter. Bei Verwendung eines Polynoms m -ter Ordnung lautet in diesem Fall die allgemeine Form des Kennlinienmodells

$$M_K(u) = a_m (u_K - u_{K0})^m + a_{m-1} (u_K - u_{K0})^{m-1} + \dots + a_1 (u_K - u_{K0}). \quad (4.6)$$

Aus Gl. (4.6) ist zu erkennen, dass die unbekannt Parameter a_i und u_0 nichtlineare Verknüpfungen aufweisen und folglich zu deren Identifikation den Einsatz von Verfahren für nichtlineare Parameterabhängigkeiten erfordern.

In den meisten praktischen Anwendungsfällen im Bereich der Steuerung von automatisierten Kupplungen wird angestrebt, den Eingriffspunkt der Kupplung möglichst genau und explizit zu kennen. Das Kennlinienmodell in Gl. (4.6) erfüllt diese Anforderung. Ist die genaue Kenntnis des Eingriffspunktes jedoch nicht erforderlich, kann das Kennlinienmodell in Gl. (4.6) durch Ausmultiplizieren auf die Form

$$M_K(u) = \tilde{a}_m u_K^m + \tilde{a}_{m-1} u_K^{m-1} + \dots + \tilde{a}_1 u_K + \tilde{a}_0 \quad (4.7)$$

¹ Die Darstellung der Polynomapproximation in Monombasis dient der besseren Übersichtlichkeit. Die durchgeführten Betrachtungen sind auf anderweitige Polynombasen (vgl. Abschnitt 1.2.2) übertragbar.

gebracht werden, wodurch eine lineare Parameterabhängigkeit des Kupplungsmoments M_K in Gl. (4.7) erreicht und der Einsatz entsprechender Identifikationsverfahren ermöglicht wird.

Bisher wurde davon ausgegangen, dass sowohl die durch die Polynomkoeffizienten vorgegebene Form der Kupplungskennlinie, als auch die Lage des Eingriffspunktes unbekannt sind. Bei der Betrachtung des quasistationären Übertragungsverhaltens von Reibungskupplungen in den Abschnitten 3.1.3 und 3.2.3 wurde festgestellt, dass die Grundform einer Kupplungskennlinie primär durch die konstruktiven Gegebenheiten vorgegeben wird. Während des Fahrbetriebs ändert sich temporär im Wesentlichen die Steigung der Kupplungskennlinie und Lage des Eingriffspunktes (vgl. Abschnitte 3.1.4 und 3.2.4). Ist also die Grundform der Kupplungskennlinie, z.B. aufgrund bekannter konstruktiver Gegebenheiten a priori bekannt, können die Koeffizienten a_i in Gl. (4.6) als konstant angenommen werden. Die Änderung der Kennliniensteigung, die primär über die Temperatur- bzw. Reibwertabhängigkeit induziert wird, kann dabei durch die Erweiterung des Kennlinienmodells in Gl. (4.6) um einen entsprechenden Verstärkungsfaktor V_P als

$$M_K(u) = V_P(a_m(u_K - u_{K0})^m + a_{m-1}(u_K - u_{K0})^{m-1} + \dots + a_1(u_K - u_{K0})) \quad (4.8)$$

berücksichtigt werden. Auf diese Weise beinhaltet das Kennlinienmodell in Gl. (4.8) statt $m+1$, wie das Kennlinienmodell in Gl. (4.6), lediglich zwei unbekannte Parameter, nämlich die Steigungsverstärkung V_P sowie den Eingriffspunkt u_{K0} . Diese können mit Identifikationsverfahren für nichtlineare Parameterabhängigkeit identifiziert werden.

4.1.3 Praktische Eigenschaften üblicher Kennlinienmodelle

In den Abschnitten 4.1.1 und 4.1.2 wurden Möglichkeiten zur Approximation von Kupplungskennlinien durch Geradengleichungen bzw. Polynome sowie verschiedene Identifikationsvarianten resultierender Kennlinienmodelle analysiert. Alle der betrachteten Kennlinienapproximationen sind dadurch ausgezeichnet, dass sie durchgängig analytisch und parametrisch sind. Nachfolgend werden deren praktischen Eigenschaften zusammengefasst.

Bei Verwendung der Geradengleichung nach Gl. (4.2) sowie der modifizierten Polynomapproximation nach Gl. (4.8) können die unbekanntes Modellparameter eindeutig interpretiert werden, sie liefern in beiden Fällen Information über die Lage des Eingriffspunktes bzw. über die Grundsteigung der Kupplungskennlinie. Der Einsatz dieser Modelle setzt jedoch

Kenntnisse bezüglich der Grundform der Kupplungskennlinie voraus.² Da diese im Allgemeinen nicht bekannt ist bzw. sich während des Fahrbetriebs ändern kann, stellen die Kennlinienapproximationen nach Gln. (4.2) und (4.8) Sonderfälle dar und werden nicht weiter behandelt.

Für den praktischen Einsatz bei allgemeinen Kennlinienformen sind vielmehr die Approximationen nach Gln. (4.4), (4.6) oder (4.7) relevant. In diesen Fällen handelt es sich um abstrakte Kennlinienmodelle, bei denen die einzelnen Modellparameter bzw. Polynomkoeffizienten im Allgemeinen keine physikalische bzw. geometrische Bedeutung haben, sondern nur in der gegebenen Kombination die Kupplungskennlinie darstellen. Aufgrund dessen ist an dieser Stelle im Allgemeinen festzuhalten, dass bei Verwendung von Polynomen zum einen keine Information über die Änderungsursachen des Übertragungsverhaltens der Kupplung aus den Modellparametern gewonnen werden kann.³ Zum anderen kann aufgrund der fehlenden Zuordnung der Modellparameter zu den physikalischen Vorgängen innerhalb des Kupplungssystems keine Aussage über die Zeitvarianz einzelner Modellparameter getroffen werden. Folglich ist bei Approximation von Kupplungskennlinien durch Polynome die Umsetzung des in Abschnitt 1.3 vorgestellten Ansatzes der zeitvarianten Kennlinienidentifikation nicht ohne Weiteres möglich.

Weiterhin ist im Hinblick auf die Verwendung der Kupplungskennlinie innerhalb der Vorsteuerung bzw. für Berechnung der Kupplungsstellgröße zu einem vorgegebenen Wert des Kupplungsmoments eine analytische Invertierung des Kennlinienmodells wichtig (vgl. Abschnitt 1.2.2). Bei Approximation der Kupplungskennlinie durch eine Gerade kann diese Forderung vollständig erfüllt werden. Im Falle von Kennlinienmodellierung durch Polynome können diese zwar bis zum vierten Grad analytisch invertiert werden, im Allgemeinen resultieren dabei jedoch vier Lösungsmöglichkeiten, wodurch zusätzliche Maßnahmen zur Ermittlung der plausiblen Stellgröße erforderlich werden.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die diskutierten Approximationen in Bezug auf die im Rahmen der Zielsetzung dieser Arbeit angestrebten praktischen Eigenschaften von Kennlinienmodellen, wie universelle Einsetzbarkeit, Interpretierbarkeit der Parameter sowie Invertierung des Kennlinienmodells, schlecht geeignet sind. Infolgedessen wird im nachfolgenden Abschnitt ein Kennlinienmodell entwickelt, welches die Realisierung der genannten Modelleigenschaften ermöglicht.

² Diese Aussage ist auch für die Kennlinienapproximation durch eine Gerade gültig, da in diesem Fall eine geradlinige Kennlinienform a priori angenommen wird.

³ Derartige Information kann z.B. für die Diagnose des Kupplungszustandes relevant sein.

4.2 Entwicklung eines universellen Kennlinienmodells

Ein zentraler Aspekt der vorliegenden Arbeit besteht in der Untersuchung der Möglichkeiten, systembedingte Änderungen der Kupplungskennlinie über die Zeitvarianz einzelner Kennlinienparameter darzustellen und diese Parameter als zeitvariante Größen zu identifizieren. Entsprechende Identifikationsverfahren wurden in Abschnitt 2.4 vorgestellt. Eine entscheidende Rolle bei dieser Vorgehensweise spielt das eingesetzte Kennlinienmodell. Aufgrund der Tatsache, dass während des Fahrbetriebs einzelne Ursachen der Kennlinienänderung mit unterschiedlicher Dynamik auftreten, ist eine eindeutige Zuordnung der Kennlinienparameter einzelnen Änderungsursachen vorteilhaft. Mit Hinblick darauf wird in Abschnitt 4.2.1 ein Ansatz zur geometriebasierten Modellierung von Kupplungskennlinien vorgestellt. Darauf basierend wird in Abschnitt 4.2.2 eine spezielle Ausführungsvariante dieses Ansatzes angegeben, welche die genannten Anforderungen erfüllt. In der Grundform ist das resultierende Kennlinienmodell zunächst für $u \geq u_0$ gültig. In Abschnitt 4.2.3 wird eine Möglichkeit zur Erweiterung des Gültigkeitsbereichs derartiger Kennlinienmodellen diskutiert.

4.2.1 Grundlegender Approximationsansatz

Der Grundgedanke des hier vorgestellten Ansatzes besteht darin, dass nicht die Kennlinienform selbst, wie bei herkömmlichen Modellierungsansätzen, sondern der zu dieser Form korrespondierende Steigungsverlauf approximiert wird. Die Kupplungskennlinie resultiert anschließend durch Integration der Approximationsfunktion für die Kennliniensteigung über die Stellgröße der Kupplung. Die Integrationskonstante ergibt sich dabei aus der Nebenbedingung $M_K(u_{K0}) = 0$.

Im Falle einer geradlinigen Kupplungskennlinie, wie sie z.B. bei Nasskupplungen vorkommt (vgl. Abbildung 20), entspricht die Approximationsfunktion der Kennliniensteigung einer Konstanten. Die Integration über u_K liefert die bekannte Geradengleichung. Der Verlauf der Kennliniensteigung ist jedoch im Allgemeinen nichtlinear. In Abbildung 27 beginnt z.B. die Kupplungskennlinie mit einer geringen Steigung, die in dem mehr oder weniger ausgeprägten Anfangsbereich zunächst konstant bleibt, im mittleren Kennlinienbereich ansteigt und im Endbereich der Kennlinie wieder konstant ist. Ein derartiger Steigungsverlauf kann z.B. durch eine Sigmoidfunktion⁴ nachgebildet werden und ist zusammen mit der dazu korrespondierenden Kupplungskennlinie in Abbildung 34 beispielhaft dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass

⁴ Zu Sigmoidfunktionen bzw. S-Funktionen zählen Funktionen, die einen s-förmigen Verlauf aufweisen, wie z.B. die Funktionen Arkustangens oder Tangens-Hyperbolicus.

bei Approximation des Steigungsverlaufs durch eine Sigmoidfunktion die resultierende Kupplungskennlinie im Allgemeinen nur für $u_K \geq u_{K0}$ gültig ist. Auf die Erweiterung des Gültigkeitsbereichs wird in Abschnitt 4.2.3 eingegangen.

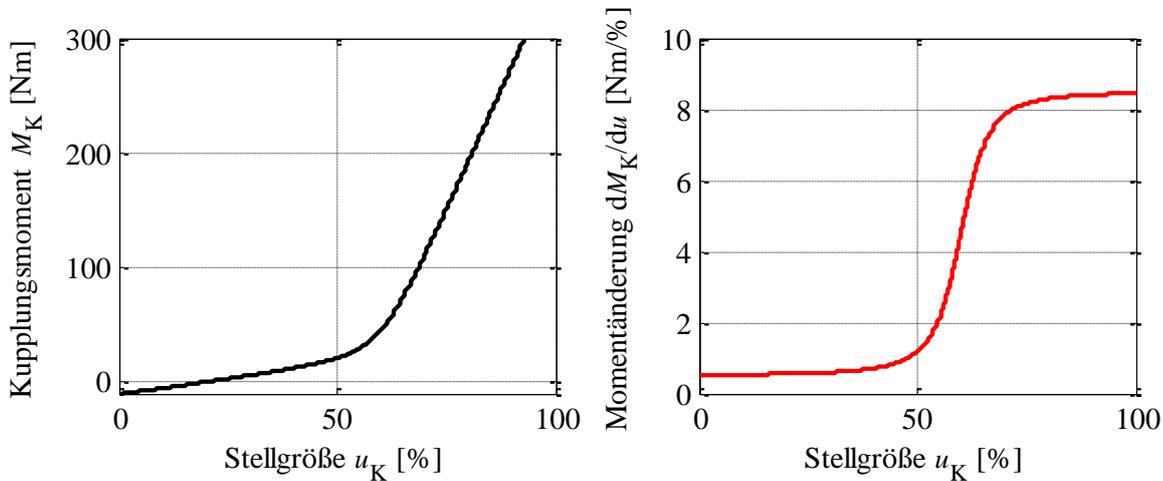


Abbildung 34: Beispielhafte nichtlineare Kupplungskennlinie und deren Steigungsverlauf

Die Herausforderung bei der beschriebenen Vorgehensweise liegt im Allgemeinen darin, eine geeignete Funktion zur Approximation der Steigung einer gegebenen Kupplungskennlinie zu bestimmen. Eine spezielle Funktion, die sich vorteilhaft zur Nachbildung von Steigungsverläufen einer großen Zahl von Kupplungskennlinien eignet wird nachfolgend vorgestellt.

4.2.2 Spezielle Ausführungsvariante

Wie im vorangegangenen Abschnitt erwähnt, können Steigungsverläufe von Kupplungskennlinien oft durch Sigmoidfunktionen approximiert werden. Durch experimentelle Untersuchungen derartiger Funktionen hat sich die Funktion

$$f(u_K) = \frac{u_K}{\sqrt{u_K^2 + 1}} \tag{4.9}$$

im aktuellen Kontext als besonders vorteilhaft erwiesen, da sie neben der Gewährleistung der geforderten Flexibilität eine analytische Invertierung des resultierenden Kennlinienmodells ermöglicht.

Zur universellen Nachbildung von Kupplungskennlinien verschiedener Kupplungssysteme durch den in Abschnitt 4.2.1 vorgestellten Ansatz ist es erforderlich, die Grundform der Approximationsfunktion in Gl. (4.9) zu parametrieren. Zur Gewährleistung einer hohen

Flexibilität des Kennlinienmodells werden dabei fünf, im folgenden Verlauf der Arbeit erläuterte, Kennlinienparameter eingeführt, wodurch Gl. (4.9) in

$$\frac{dM_K(u_K)}{du} = \theta_1 \left(\frac{0,5\theta_3(u_K - \theta_2 - \theta_5)}{\sqrt{\theta_3^2(u_K - \theta_2 - \theta_5)^2 + 1}} + 0,5 \right) + \theta_1\theta_4 \quad (4.10)$$

übergeht. Durch Integration der Gl. (4.10) über die Kupplungsstellgröße u_K (vgl. Anhang D) entsteht folgendes universelles Modell zur Nachbildung von Kupplungskennlinien

$$M_K(u_K) = 0,5\theta_1 \left(\sqrt{(u_K - \theta_2 - \theta_5)^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} - \sqrt{\theta_5^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} + (u_K - \theta_2) + 2\theta_4(u_K - \theta_2) \right). \quad (4.11)$$

Abbildung 35 zeigt die physikalische bzw. geometrische Bedeutung der eingeführten Parameter des Kennlinienmodells in Gl. (4.11).

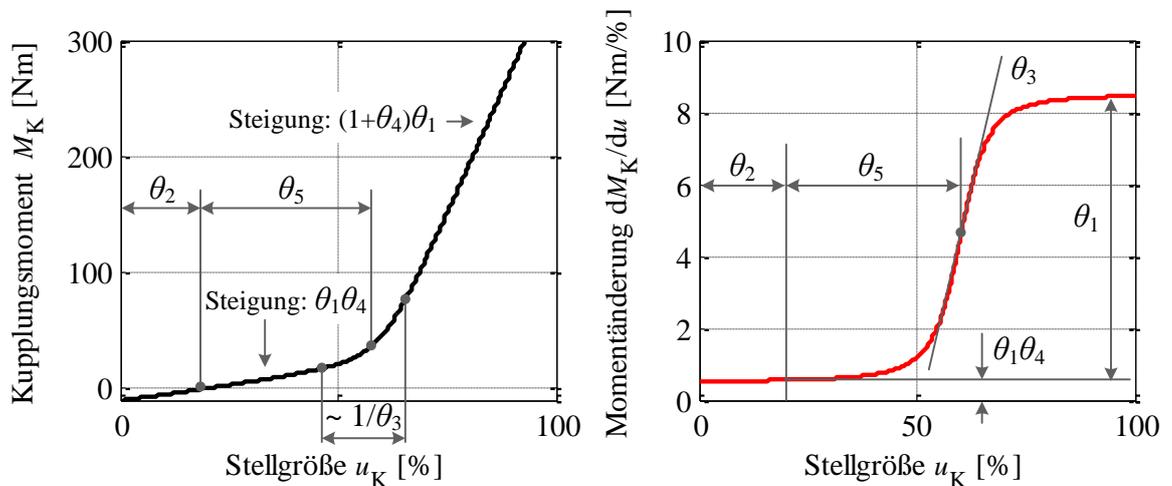


Abbildung 35: Parametrierung des Kennlinienmodells bei Approximation durch Gl. (4.9)

Aus Abbildung 35 ist zu erkennen, dass die Parameter des Kennlinienmodells in Gl. (4.11) eine eindeutige geometrische Bedeutung haben. Damit können die in Abschnitten 3.1 und 3.2 diskutierten konstruktiven bzw. betriebsbedingten Einflüsse auf die Kupplungskennlinie einzelnen Kennlinienparametern zugeordnet werden (vgl. Abbildungen 19 und 20 sowie Abbildungen 27 bis 29). So beschreibt der Term $(1+\theta_4)\theta_1$ die Kennliniensteigung im Endbereich der Kupplungskennlinie. Im Anfangsbereich ist die Kennliniensteigung durch das Produkt $\theta_1\theta_4$ definiert. Auf diese Weise wirkt sich der Parameter θ_1 sowohl auf die

Kennliniensteigung im Anfangs- als auch im Endbereich proportional aus. Dadurch kann der Einfluss der Anpresskraft bzw. der Reibwertänderung auf die Kennliniensteigung in θ_1 zusammengefasst werden. Des Weiteren ist die Steigung der Kupplungskennlinie im Anfangsbereich proportional zur Kontaktelastizität im Bereich x_{lin} der Kontaktfunktion in Abbildung 16. Die Ausprägung dieses Bereichs wird durch den Parameter θ_5 beschrieben. Weiterhin wird durch den Parameter θ_3 der Übergang von der Anfangs- in die Endsteigung der Kennlinie und somit der Verlauf der Kontaktelastizität in Anfangsbereich der Kupplungskennlinie definiert. Parameter θ_2 steht stellvertretend für den Eingriffspunkt der Kupplung und bewirkt aus geometrischer Sicht eine Verschiebung der Kupplungskennlinie entlang der Abszisse.

Die gewählte Parametrierung hat den Vorteil, dass die Kennlinienparameter in solche unterteilt werden können, die die Form der Kupplungskennlinie ($\theta_3, \theta_4, \theta_5$), den Eingriffspunkt der Kupplung (θ_2) sowie den Steigungsverlauf (θ_1) definieren. Während die Parameter $\theta_2, \theta_3, \theta_4$ und θ_5 sich während des Fahrbetriebs eher langsam ändern, beinhaltet der Parameter θ_1 die Einflüsse der Reibwertabhängigkeit, wodurch eine hohe Änderungsdynamik dieses Parameters induziert wird. Des Weiteren bietet die eindeutige Interpretierbarkeit der Kennlinienparameter die Möglichkeit zur Berücksichtigung von a priori Kenntnissen über das Kupplungssystem durch die Initialisierung der Modellparameter. Ist z.B. konstruktionsbedingt kein linearer Anfangsbereich der Kupplungskennlinie vorhanden, so kann dies durch die Festlegung des Parameters $\theta_4 = 0$ berücksichtigt werden. In diesem Fall haben die Parameter θ_2 und θ_5 eine redundante Auswirkung, beide bewirken eine Verschiebung der Kupplungskennlinie entlang der Abszisse. In diesem Fall kann ebenfalls $\theta_2 = 0$ festgesetzt werden, wodurch sich die Anzahl der unbekanntenen Kennlinienparameter auf drei reduziert.

Die vorgestellte Parametrierung bietet hohe Flexibilität bei der Nachbildung verschiedener Kennlinienverläufe. Abbildung 36 zeigt beispielhafte Kennlinienformen, die mit dem Modell nach Gl. (4.11) durch angegebene Parameterwerte realisierbar sind. Hierbei ist zu erkennen, dass das Kennlinienmodell nach Gl. (4.11) sowohl zur Nachbildung von geradliniger, als auch nichtlinearer Kennlinienformen geeignet und somit sowohl bei Nasskupplungen als auch bei Trockenkupplungen universell einsetzbar ist. Verschiedene Varianten der Parametrierung des Kennlinienmodells nach Gl. (4.11) werden im Rahmen der Identifikation von Kupplungskennlinien in den Kapiteln 6 und 7 demonstriert.

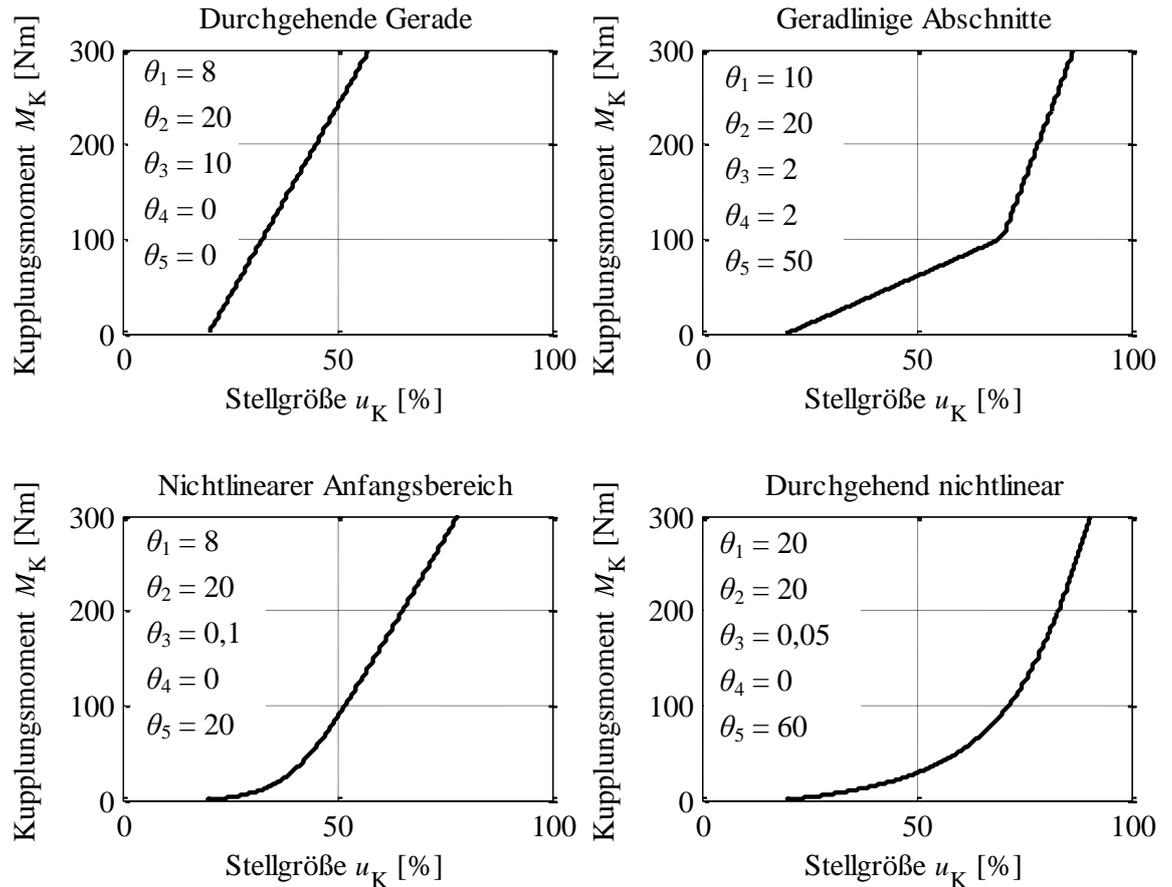


Abbildung 36: Beispielhafte Kennlinienformen, die mit Gl. (4.11) darstellbar sind

Zu Beginn dieses Abschnitts wurde erwähnt, dass das Kennlinienmodell nach Gl. (4.11) auf analytischem Wege nach dem Funktionsargument u aufgelöst werden kann. Mit Einführung der Hilfsvariablen a und b als

$$a = 1 + 2\theta_4, \quad (4.12)$$

$$b(M_{K,\text{soll}}) = \frac{2M_{K,\text{soll}}}{\theta_1} + \sqrt{\theta_5^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} - \theta_5 - 2\theta_4\theta_5 \quad (4.13)$$

resultiert für das Kennlinienmodell in Gl. (4.11) die Berechnung der Kupplungsstellgröße, ausgehend von einem vorgegebenen Kupplungsmoment $M_{K,\text{soll}}$ zu (vgl. 0)

$$u_{K,\text{soll}}(M_{K,\text{soll}}) = \frac{ab(M_{K,\text{soll}}) - \sqrt{b^2(M_{K,\text{soll}}) + \frac{a^2 - 1}{\theta_3^2}}}{a^2 - 1} + \theta_2 + \theta_5, \quad a \neq 1, \quad (4.14)$$

$$u_{K,\text{soll}}(M_{K,\text{soll}}) = \frac{b^2(M_{K,\text{soll}}) - \frac{1}{\theta_3^2}}{2b(M_{K,\text{soll}})} + \theta_2 + \theta_5, \quad a = 1. \quad (4.15)$$

Eine derartige analytische Invertierung der Kupplungskennlinie ist im Rahmen einer gesamtheitlichen Auslegung bzw. Untersuchung der Kupplungsregelung oder auch für Simulationen zwecke vorteilhaft.

4.2.3 Erweiterung des Gültigkeitsbereichs

Wie in Abschnitt 4.2.1 erwähnt bzw. aus Abbildungen 35 und 36 zu erkennen, ist das Kennlinienmodell nach Gl. (4.11) im Allgemeinen nur für Stellgrößenwerte $u_K \geq u_{K0}$ gültig.⁵ Daraus folgt die in Abschnitt 4.1.1 angesprochene Anforderung, bereits vor der Identifikation Annahmen über der Lage des Eingriffspunktes zu treffen. Die daraus resultierende Problematik ist in erster Linie mit der Wahl des Startwertes für den Parameter u_0 verbunden. Zum einen besteht sie darin, dass für einen Startparameter $\hat{u}_{K0}(0) < u_{K0}$ das Kennlinienmodell nicht gültig ist und zum anderen bei der Wahl $\hat{u}_{K0}(0) \gg u_{K0}$ die Kennlinienidentifikation evtl. „verspätet“ beginnt, wodurch u.U. relevante Information über das Systemverhalten unberücksichtigt bleibt. Eine Möglichkeit dieser Problematik entgegen zu wirken, bietet der Einsatz einer Aktivierungsfunktion $f_{\text{akt}}(u_K - \theta_2)$ innerhalb des Kennlinienmodells, wodurch Gl. (4.11) zu

$$M_K(u_K) = 0,5\theta_1 \left(\sqrt{(u_K - \theta_2 - \theta_5)^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} - \sqrt{\theta_5^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} + (u_K - \theta_2) + 2\theta_4(u_K - \theta_2) \right) \cdot f_{\text{akt}}(u_K - \theta_2) \quad (4.16)$$

modifiziert wird. Bei Verwendung einer sprungförmigen Aktivierungsfunktion ändert sich im Punkt θ_2 deren Funktionswert von 0 zu 1, bzw. von ≈ 0 zu ≈ 1 beim Einsatz einer stetigen Aktivierungsfunktion. Aufgrund der multiplikativen Verknüpfung des Kennlinienmodells mit der Aktivierungsfunktion in Gl. (4.16) resultiert im ersten Fall $M_K(u_K < u_{K0}) = 0$, bzw. $M_K(u_K < u_{K0}) \approx 0$ im zweiten Fall. Mit Hinblick auf die Verwendung von gradientenbasierten Methoden (vgl. Abschnitt 2.1) zur Identifikation von Kennlinienparametern θ_i wird in dieser Arbeit die zuletzt genannte Variante vorgezogen. Als Aktivierungsfunktion wird dabei die stetige Sigmoidfunktion

$$f_{\text{akt}} = 0,5 \tanh(p(u_K - \theta_2)) + 0,5 \quad (4.17)$$

⁵ Eine Ausnahme dieser Feststellung resultiert für $\theta_4 = 0$. Hier kann das Kennlinienmodell in Gl. (4.11) prinzipiell im gesamten Stellbereich gültig sein.

eingesetzt, da aus dem Vergleich üblicher, differenzierbarer Aktivierungsfunktionen hervorgeht, dass mit Gl. (4.17) der schmalste Übergang von ≈ 0 zu ≈ 1 bei gleicher Maximalsteigung realisierbar ist. Der Parameter p definiert dabei die Ausprägung des Aktivierungsübergangs. Abbildung 37 zeigt den Verlauf der Aktivierungsfunktion nach Gl. (4.17) für $p = 10$ sowie die resultierende Kupplungskennlinie bei Verwendung von Gl. (4.17) in (4.16).

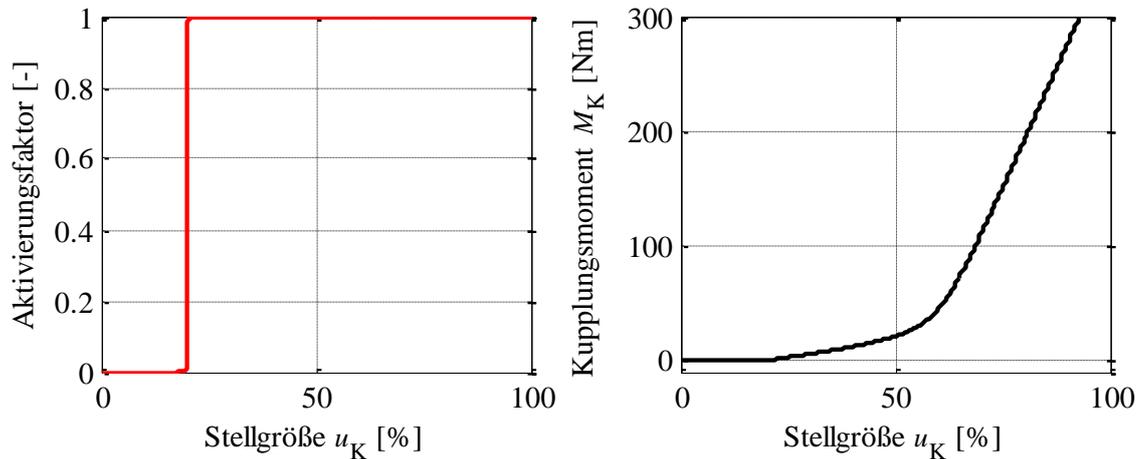


Abbildung 37: Verlauf der Aktivierungsfunktion in Gl. (4.17) (links) und resultierende Kupplungskennlinie nach (4.16) (rechts)

Aus Abbildung 37 ist zu erkennen, dass die durchgeführte Modifikation des Kennlinienmodells in Gl. (4.11) dessen Gültigkeit auf den gesamten Stellbereich der Kupplung erweitert, wobei sich die Anzahl der unbekanntem Modellparameter sowie der Vorgang der Kennlinieninvertierung nicht ändern und das resultierende Modell nach wie vor eine durchgängig analytische, stetige Funktion darstellt. An dieser Stelle sei erwähnt, dass die vorgestellte Vorgehensweise ohne Weiteres auf anderweitige Kennlinienmodelle, wie z.B. bei Kennlinienapproximation durch Geraden bzw. Polynome (vgl. Abschnitt 4.1), anwendbar ist. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die Multiplikation des Originalmodells mit Gl. (4.17) eine nichtlineare Abhängigkeit des Modellausgangs von den unbekanntem Modellparametern bewirkt, wodurch der Einsatz entsprechender Identifikationsverfahren erforderlich wird.

Das in Abschnitt 4.2 vorgestellte Kennlinienmodell, bestehend aus Gln. (4.16) und (4.17), bildet die Grundlage für Identifikation von Kupplungskennlinien im weiteren Verlauf dieser Arbeit. Aufgrund einer nichtlinearen Verknüpfung der Modellparameter werden dabei die in Abschnitt 2.3 dargestellten Identifikationsmethoden eingesetzt. Im nachfolgenden Kapitel werden die zentralen Aspekte der praktischen Implementierung dieser Methoden zur Identifikation von Kupplungskennlinien diskutiert.

5. Implementierungsaspekte

Die Implementierung bzw. Anwendung eines Identifikationsalgorithmus zur Ermittlung von unbekanntem Systemparametern stellt generell ein wichtiges Verbindungsglied zwischen den theoretischen Methoden der Systemidentifikation und der praktischen Problemstellung dar. Die Umsetzungsweise der Identifikationsmethodik sowie der Einfluss von a priori Kenntnissen während des Implementierungsvorganges können Eigenschaften und Qualität der Parameterschätzung signifikant beeinflussen. Im Hinblick darauf werden in diesem Kapitel die wesentlichen Aspekte der Anwendung der in Kapitel 2 beschriebenen Identifikationsmethoden zur Identifikation der Parameter des in Abschnitt 4.2 vorgestellten Kennlinienmodells analysiert. In diesem Rahmen erfolgt in Abschnitt 5.1 eine Betrachtung der Systemgrößen, die sich als Referenz für die Kennlinienidentifikation eignen. Abschnitt 5.2 befasst sich mit den Randbedingungen und der Berücksichtigung von Vorkenntnissen während des Identifikationsvorganges. Die ersten beiden Abschnitte sind sowohl für die Untersuchungen in der Simulation, als auch für Fahrzeugtests relevant. Bei der in Abschnitt 5.3 diskutierten Signalaufbereitung, sowie bei der Betrachtung von numerischen Effekten in Abschnitt 5.4, steht dagegen die praktische Einsetzbarkeit der Kennlinienidentifikation im realen Fahrbetrieb im Vordergrund.

5.1 Referenzgrößen für Kennlinienidentifikation

Ein wichtiger Aspekt bei der Implementierung des Identifikationsalgorithmus ist die Wahl der Referenzgrößen zur Bildung des Modellfehlers bzw. Bewertung der Genauigkeit des Kennlinienmodells während der Identifikation. In diesem Kontext sind zwei prinzipiell unterschiedliche Varianten möglich. Im ersten Fall ist das Kennlinienmodell Bestandteil eines allgemeineren Systemmodells, sodass der Ausgang dieses Modells die Referenzgröße für die Identifikation der beinhalteten Kupplungskennlinie bildet.¹ Im zweiten Fall erfolgt die Kennlinienidentifikation direkt anhand der gemessenen bzw. berechneten Werte des Kupplungsmoments. Beide Varianten werden nachfolgend diskutiert.

¹ Diese Variante wird gelegentlich als modellbasierte Identifikation bezeichnet.

5.1.1 Allgemeiner Modellausgang

Bei Verwendung eines allgemeinen Modellausgangs als Referenzgröße für die Kennlinienidentifikation stellt die Kupplungskennlinie einen Teil des Gesamtmodells dar. Der Aufbau des Gesamtmodells kann dabei beliebig realisiert sein. Wichtig ist jedoch, dass eine funktionelle Abhängigkeit zwischen den Kennlinienparametern und dem Ausgang des Gesamtmodells gegeben ist. Abbildung 38 zeigt eine schematische Darstellung dieses Konzeptes.

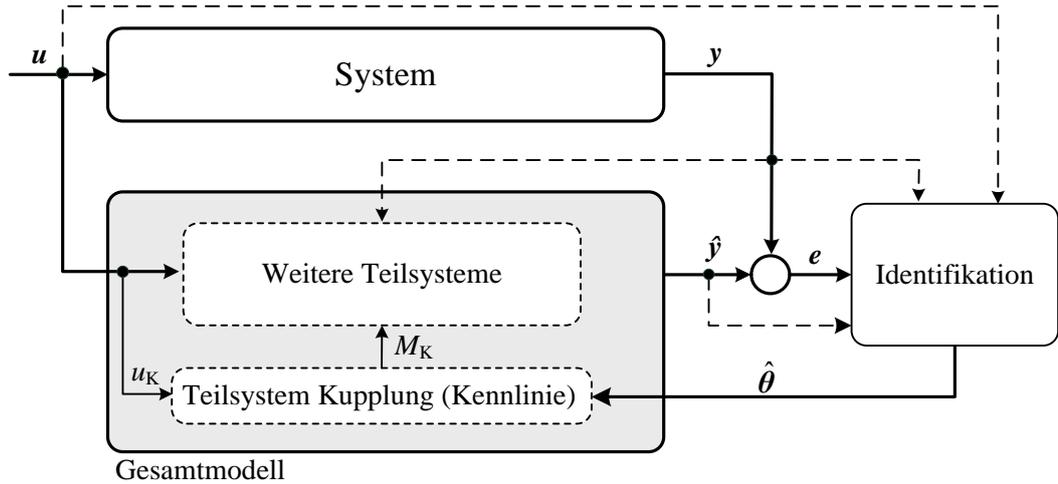


Abbildung 38: Modellbasierte Identifikation der Kupplungskennlinie

Eine Ausführungsvariante der Vorgehensweise in Abbildung 38 entsteht bei Verwendung der Bewegungsgleichung für die primäre Kupplungsseite (vgl. Abbildung 1) als Gesamtmodell, das in zeitkontinuierlicher Form

$$\dot{\omega}_P(t) = -\frac{d_P}{J_P} \omega_P(t) - \frac{1}{J_P} M_K(t) + \frac{1}{J_P} M_{AN}(t), \quad (5.1)$$

$$y(t) = \omega_P(t), \quad (5.2)$$

bzw. in zeitdiskreter Form (vgl. Anhang F)

$$\omega_P(k) = \frac{J_P}{J_P + T d_P} \omega_P(k-1) - \frac{T}{J_P + T d_P} M_K(k) + \frac{T}{J_P + T d_P} M_{AN}(k), \quad (5.3)$$

$$y(k) = \omega_P(k) \quad (5.4)$$

lautet. Hierbei repräsentieren ω_P die Winkelgeschwindigkeit, J_P das Massenträgheitsmoment und d_P die rotatorische Dämpfungskonstante der primären Kupplungsseite. Die Variable T in Gl. (5.3) stellt die Abtastzeit dar. Experimentelle Untersuchungen haben gezeigt, dass bei einer im Automotivbereich üblichen Abtastzeit von $T = 0,01$ Sekunde der Fehler aufgrund der

Diskretisierung bei Berechnung der Primärdrehzahl nach Gln. (5.3), (5.4) im Vergleich zu Gln. (5.1), (5.2) vernachlässigbar gering ist.

Die Berechnung des Schätzwertes $\hat{\omega}_P$ für ω_P kann entweder über numerische Integration der Gl. (5.1) oder in zeitdiskreter Form nach Gl. (5.3) erfolgen. Durch Einsetzen des Kennlinienmodells nach Gl. (4.16) für das Kupplungsmoment \hat{M}_K und Ermittlung der Momentrichtung aus dem Vorzeichen des Kupplungsschlupfes $\Delta\omega$ resultiert aus Gl. (5.3) die Schätzung der Winkelgeschwindigkeit der Primärseite zu

$$\hat{\omega}_P(k) = \frac{J_P}{J_P + Td_P} \omega_P(k-1) - \frac{T}{J_P + Td_P} \hat{M}_K(k) \text{sign}(\Delta\omega(k)) + \frac{T}{J_P + Td_P} M_{AN}(k), \quad (5.5)$$

$$y(k) = \hat{\omega}_P(k). \quad (5.6)$$

Mit der gemessenen Winkelgeschwindigkeit $y(k)$ ergibt sich daraus der Modellfehler

$$e(k) = y(k) - \hat{y}(k) = \omega_P(k) - \hat{\omega}_P(k). \quad (5.7)$$

Für die Anwendung der Least-Squares-Identifikationsmethoden, die in Kapitel 2 vorgestellt wurden, ist die Berechnung des Fehlergradienten bezüglich des unbekanntem Parametervektors θ erforderlich (vgl. Abschnitt 2.3). Da $\omega_P(k-1)$ in Gl. (5.5) als gemessene Größe von θ unabhängig ist, berechnet sich der Fehlergradient \mathbf{j} ausgehend von Gl. (5.7) zu

$$\mathbf{j}(k) = \frac{\partial e(k)}{\partial \theta} = -\frac{\partial \hat{\omega}_P(k)}{\partial \theta} = \frac{T}{J_P + Td_P} \frac{\partial \hat{M}_K(k)}{\partial \theta} \text{sign}(\Delta\omega(k)). \quad (5.8)$$

Hiermit kann die Identifikation der Kupplungskennlinie z.B. mit dem Algorithmus nach Gln. (2.29), (2.33) - (2.37) oder nach Gln. (2.29), (2.50) - (2.52) implementiert werden.

Vorteile einer modellbasierten Identifikation der Kupplungskennlinie ergeben sich in erster Linie dann, wenn aufgrund der Einbindung des Kennlinienmodells in das Gesamtmodell zusätzliche Information über das Kupplungsverhalten erzielt wird. Ein Beispiel hierzu ist die Berücksichtigung der Bewegungsgleichungen der sekundären Kupplungsseite im Gesamtmodell, das in diesem Fall durch

$$\dot{\omega}_P(t) = -\frac{d_P}{J_P} \omega_P(t) - \frac{1}{J_P} M_K(t) \text{sign}(\Delta\omega(t)) + \frac{1}{J_P} M_{AN}(t), \quad (5.9)$$

$$\dot{\omega}_S(t) = -\frac{d_S}{J_S} \omega_S(t) + \frac{1}{J_S} M_K(t) \text{sign}(\Delta\omega(t)) - \frac{1}{J_S} M_L(t), \quad (5.10)$$

$$\mathbf{y}(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_P(t) \\ \omega_S(t) \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

beschrieben wird. Der Index S kennzeichnet dabei die Größen bzw. Systemparameter der Sekundärseite und M_L repräsentiert das Lastmoment (vgl. Abbildung 1). Es ist zu erkennen, dass im Gesamtmodell nach Gln. (5.9) - (5.11) das Kupplungsmoment über Gl. (5.10) auch auf die Änderung der sekundärseitigen Winkelgeschwindigkeit wirkt. Da diese meistens messtechnisch erfasst wird, resultiert dadurch eine zusätzliche Referenzgröße die unabhängig von dem evtl. fehlerhaften (vgl. Abschnitt 1.2.1) Motormoment berechnet wird und folglich eine genauere Bestimmung des Kupplungsmoments ermöglicht. Allerdings ist für die Auswertung der Gl. (5.10) die Kenntnis des im Allgemeinen unbekanntes Lastmoments erforderlich, wodurch der genannte Vorteil deutlich relativiert wird.

Als Nachteil der modellbasierten Kennlinienidentifikation kann zum einen die aufwendigere Berechnung des Fehlergradienten angesehen werden, die abhängig von der Modellstruktur bzw. Einbindung des Kupplungsmoments im Gesamtmodell mehr oder weniger kompliziert sein kann. Zum anderen entfällt aufgrund der Verwendung der primärseitigen Winkelgeschwindigkeit als Referenzgröße der direkte Bezug zum übertragbaren Kupplungsmoment, dessen Nachbildung durch die Kupplungskennlinie das primäre Identifikationsziel darstellt. In diesem Fall wird auch die Bewertung des Identifikationsvorganges anhand des Fehlerverlaufs erschwert, da die berechnete Drehzahlabweichung keine unmittelbare, quantitative Information über die Abweichung des Kupplungsmoments liefert. Eine alternative Vorgehensweise zur Wahl der Referenzgröße für die Kennlinienidentifikation, bei der die genannte Problematik nicht auftritt, wird im nachfolgenden Abschnitt diskutiert.

5.1.2 Kupplungsmoment als Modellausgang

Alternativ zur Verwendung eines allgemeinen Modellausgangs wie z.B. der Winkelgeschwindigkeiten in den Ausführungsbeispielen in Abschnitt 5.1.1, kann als Referenzgröße für die Identifikation der Kennlinienparameter direkt das wirkende Kupplungsmoment verwendet werden. Während die messtechnische Erfassung dieser Größe in der Praxis aufwendig und kostenintensiv ist (vgl. Abschnitt 1.2.1), existieren vielfältige Möglichkeiten zu deren rechnerischen Ermittlung (vgl. Abbildung 5). In dieser Arbeit erfolgt die Berechnung des Kupplungsmoments basierend auf der Drehmomentbilanz der primären Kupplungsseite

$$J_P \dot{\omega}_P(t) = -d_P \omega_P(t) - M_K(t) + M_{AN}(t), \quad (5.12)$$

woraus

$$M_K(t) = M_{AN}(t) - J_P \dot{\omega}_P(t) - d_P \omega_P(t), \quad (5.13)$$

folgt bzw. in zeitdiskreter Form bei Approximation von $\dot{\omega}_P$ durch den Differenzenquotienten

$$\tilde{M}_K(k) = M_{AN}(k) - \frac{J_P + T d_P}{T} \omega_P(k) + \frac{J_P}{T} \omega_P(k-1). \quad (5.14)$$

Das Tildezeichen in Gl. (5.14) deutet darauf hin, dass es sich um einen berechneten Referenzwert handelt. Die Gl. (5.14) stellt die Grundform der Berechnung des Kupplungsmoments in dieser Arbeit dar und ermöglicht sowohl die Analyse der Robustheit der Kennlinienidentifikation bei einer gegebenen Signalqualität und Systemstörungen, als auch Untersuchungen zur Erhöhung der Robustheit durch geeignete Filtermaßnahmen (vgl. Abschnitt 5.3).

Bei Verwendung der Referenzgröße \tilde{M}_K nach Gl. (5.14) sowie Berechnung von \hat{M}_K anhand des Kennlinienmodells nach Gl. (4.16) folgt für den Modellfehler

$$e(k) = \tilde{M}_K(k) - \hat{M}_K(k) \text{sign}(\Delta\omega(k)). \quad (5.15)$$

Der Fehlergradient \mathbf{j} resultiert damit zu

$$\mathbf{j}(k) = \frac{\partial e(k)}{\partial \boldsymbol{\theta}} = -\frac{\partial \hat{M}_K(k)}{\partial \boldsymbol{\theta}} \text{sign}(\Delta\omega(k)) \quad (5.16)$$

und ist bis auf den Faktor $-\frac{T}{J_P + T d_P}$ identisch mit Gl. (5.8). Wird jedoch der Fehler in Gl. (5.7) durch Einsetzen von Gln. (5.3) und (5.5) gebildet, ergibt sich

$$e(k) = \omega_P(k) - \hat{\omega}_P(k) = \frac{T}{J_P + T d_P} \left(M_K(k) - \hat{M}_K(k) \text{sign}(\Delta\omega(k)) \right). \quad (5.17)$$

Beim Vergleich der Berechnung der Parameterkorrektur nach Gl. (2.33) anhand Gl. (5.17) und Gl. (5.8) mit Korrekturberechnung anhand Gl. (5.15) und (5.16) wird erkennbar, dass beide Varianten einen identischen Korrekturvektor und folglich gleichwertige Identifikationsverläufe ergeben. An dieser Stelle sei angemerkt, dass in beiden Fällen die Kenntnis der Systemparameter J_P und d_P vorausgesetzt wird. Sind diese Parameter aus Systemdaten nicht bekannt, können sie in geeigneten Betriebssituationen identifiziert werden (vgl. Anhang G).

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird als Referenzgröße das Kupplungsmoment eingesetzt. Anhand des Modellfehlers nach Gl. (5.15) wird dadurch eine direkte Bewertung der Genauigkeit des Kennlinienmodells während der Identifikation möglich.

5.1.3 Gültigkeit der Referenzmodelle

In Abschnitt 1.1.2 wurde erwähnt, dass die Berechnung des wirkenden Kupplungsmoments nach Gl. (1.9) als

$$M_{K,\max} = \mu r_G z F_N \quad (1.9)$$

im Allgemeinen nur für $|\Delta\omega| > 0$ gilt. Da das Modell der Kupplungskennlinie eine Approximation des Zusammenhanges in Gl. (1.9) darstellt, ist sowohl die Berechnung des Modellfehlers nach Gl. (5.7) als auch nach Gl. (5.15) nur für $|\Delta\omega| > 0$ gültig. Infolgedessen kann der Identifikationsvorgang ausschließlich bei schlupfender Kupplung ausgeführt werden. In praktischen Anwendungen der Kennlinienidentifikation kann diese Bedingung z.B. durch den Einsatz einer zusätzlichen Überwachungsfunktion gewährleistet werden, wobei aufgrund von Messungenauigkeiten die Bedingung $|\Delta\omega| > \Delta\omega_{\min}$ anstelle von $|\Delta\omega| > 0$ verwendet wird. Die primäre Aufgabe der Überwachungsfunktion besteht dabei darin, bei Detektion eines Kupplungsschlupf von $|\Delta\omega| > \Delta\omega_{\min}$ den Identifikationsalgorithmus auszuführen bzw. bei $|\Delta\omega| \leq \Delta\omega_{\min}$ anzuhalten. Während der inaktiven Identifikationsphase wird der Schätzzustand, der durch die aktuellen Werte der Kovarianzmatrix \mathbf{P} (vgl. Abschnitt 2.3) sowie den aktuellen Parametervektor $\boldsymbol{\theta}$ eindeutig festgelegt ist, beibehalten. In Abschnitt 5.2.2 wird eine alternative Möglichkeit zur Gewährleistung der Gültigkeitsbedingung bezüglich des Kupplungsschlupfes diskutiert.

Eine zusätzliche Einschränkung des Gültigkeitsbereichs der Modelle in Abschnitten 5.1.1 und 5.1.2 ergibt sich bei Identifikation von Kupplungskennlinien bei Doppelkupplungen. In diesem Fall ist Gl. (5.7) bzw. Gl. (5.15) nur dann gültig, wenn sich nur eine der beiden Teilkupplungen im Eingriff befindet. Alternativ kann das Übertragungsverhalten der gesamten Kupplung in Form eines Kupplungskennfeldes identifiziert werden (Tarasow et al. 2013). Eine derartige Vorgehensweise bedingt jedoch zum einen die Erweiterung des Kennlinienmodells in Gl. (4.16) um fünf weitere unbekannte Modellparameter der zweiten Kupplung. Zum anderen stellt die Kennfeldidentifikation lediglich einen Spezialfall der Identifikation des quasistationären Übertragungsverhaltens von Reibungskupplungen dar und wird daher

mit Hinblick auf den allgemeingültigen Charakter der Untersuchungen dieser Arbeit im Folgenden nicht näher betrachtet.

5.2 Randbedingungen und Vorkenntnisse

Ein weiterer wichtiger Aspekt bei der Implementierung von Identifikationsmethoden zur Adaption von Kupplungskennlinien besteht in der Berücksichtigung von systemspezifischen Randbedingungen und Vorkenntnissen während des Identifikationsvorganges. Diese Thematik wird in den beiden nachfolgenden Abschnitten diskutiert.

5.2.1 Begrenzung des Parameterraums

Zur Verwendung des Kennlinienmodells innerhalb der Kupplungsregelung ist es primär wichtig, dass die identifizierte Kupplungskennlinie in jeder Phase des Identifikationsvorganges physikalisch plausibel ist. Für das Kennlinienmodell in Gl. (4.16) lautet in diesem Kontext die grundlegende Randbedingung $\theta_i \geq 0$ für $i = 1, \dots, 5$. Eine praktische Möglichkeit zur Gewährleistung dieser Bedingung besteht in der Begrenzung des zulässigen Parameter-raums für die Bestimmung der unbekanntenen Kennlinienparameter. Diese Vorgehensweise basiert auf der Rückprojektion des aktualisierten Parametervektors in den zulässigen Parameterraum, falls infolge der Aktualisierung unzulässige Parameterwerte entstehen (vgl. Ljung und Söderström 1983). Zu diesem Zweck wird im ersten Schritt die Parameterkorrektur $\Delta\theta(k)$ und der neue Parametervektor als

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) + \Delta\theta(k) \quad (5.18)$$

berechnet (vgl. Abschnitt 2). Liegt der aktualisierte Parametervektor $\hat{\theta}(k)$ innerhalb des gültigen Parameterraums, wird er übernommen. Anderenfalls erfolgt eine Reduktion der Parameterkorrektur um einen definierten Faktor nach

$$\Delta\theta(k) = \vartheta\Delta\theta(k). \quad (5.19)$$

Mit dem modifizierten Korrekturvektor $\Delta\theta(k)$ erfolgt eine erneute Auswertung von Gl. (5.18) und Plausibilitätsprüfung des resultierenden Parametervektors $\hat{\theta}(k)$. Dieser Vorgang wird solange wiederholt, bis $\hat{\theta}(k)$ sich im gültigen Parameterraum befindet.

Alternativ kann die Einhaltung der Randbedingung $\theta_i \geq 0$ für $i = 1, \dots, 5$ durch die Substitution

$$\theta_i = \tilde{\theta}_i^2 \quad (5.20)$$

erzielt werden. In diesem Fall werden statt der Originalparameter die Parameter $\tilde{\theta}_i$ identifiziert. Die Berechnung von θ_i erfolgt entsprechend Gl. (5.20). Während die Vorgehensweise nach Gln. (5.18), (5.19) für jeden Parameter eine beidseitige Begrenzung der Parameterwerte ermöglicht, kann durch die Gl. (5.20) lediglich eine einseitige Begrenzung realisiert werden. Infolgedessen wird in dieser Arbeit die erste Variante vorgezogen.

5.2.2 Gewichtung der Eingangsdaten

Eine bedeutende Möglichkeit zur Beeinflussung des Identifikationsvorganges ist die Gewichtung der Systemdaten, die zur Berechnung der Parameterkorrektur verwendet werden und Eingangsdaten des Identifikationsalgorithmus darstellen. In den Identifikationsmethoden, die in Abschnitt 2.2 und 2.3 vorgestellt wurden, erfolgt eine derartige Gewichtung über den Faktor α , der die jeweiligen Fehlereinträge der Kostenfunktionen in Gln. (2.18) und (2.31) multiplikativ beeinflusst. Abhängig von der Qualität der Systemdaten kann der Gewichtungsfaktor während des Identifikationsvorganges variieren, wobei fehlerbehaftete bzw. unsichere Systemdaten schwach gewichtet und dadurch mit einer geringeren Intensität bei der Berechnung der Parameterkorrektur berücksichtigt werden. Der Absolutbetrag eines Gewichtungsfaktors ist dabei weitestgehend unbedeutend, entscheidend ist dessen relativer Unterschied zu vorangegangenen Gewichtungsfaktoren. Bei der Identifikation von Kupplungskennlinien in dieser Arbeit werden Gewichtungsfaktoren im Bereich zwischen 0 und 1 verwendet.

Alternativ zu der in Abschnitt 5.1.3 erwähnten Überwachungsfunktion bietet das Gewichtungskonzept eine weitere Möglichkeit zur Berücksichtigung des Gültigkeitsbereiches der Referenzmodelle. So entspricht der Gewichtungsfaktor innerhalb einer Betriebsituation mit geltendem Referenzmodell dem Wert 1, anderenfalls dem Wert 0.

Aus Gl. (5.5) bzw. (5.14) ist zu erkennen, dass in die Berechnung der jeweiligen Referenzgröße das wirkende Antriebsmoment eingeht. Da in den meisten Serienfahrzeugen diese Größe nicht messtechnisch, sondern zum größten Teil kennfeldbasiert im Motorsteuergerät berechnet wird (vgl. Fischer und Röpke 2000), ist deren Genauigkeit beschränkt. Insbesondere bei Verbrennungsmotoren kann in bestimmten Betriebsituationen das berechnete Antriebsmoment von dem tatsächlich wirkenden abweichen (Woschni et al. 1999). Derartige Betriebsituationen entstehen in erster Linie bei hochdynamischen Drehmomentänderungen, bei Zu- bzw. Abschalten von Nebenaggregaten sowie im Schleppbetrieb. Infolgedessen ist es

in entsprechenden Betriebsituationen sinnvoll, die Gewichtung der Systemdaten und somit den Einfluss von evtl. fehlerhafter Information auf die Kennlinienschtzung zu reduzieren. Tabelle 4 fasst die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Gewichtung der Systemdaten zusammen. Die Bezeichnung „inaktiv“ in den beiden unteren Zeilen der Tabelle 4 bezieht sich dabei auf die Teilkupplung einer Doppelkupplung, die zum jeweiligen Zeitpunkt nicht identifiziert wird.

Tabelle 4: Betriebsabhngige Gewichtung der Systemdaten whrend der Kennlinienidentifikation

i	SystemgröÙe	Wert des Gewichtungsfaktors α_i
Bei Einfach- und Doppelkupplungen		
1	$ \Delta\omega \geq \Delta\omega_{\min}$	1
	$ \Delta\omega < \Delta\omega_{\min}$	0
2	$M_{AN} \geq M_{AN,\min}$	1
	$M_{AN} < M_{AN,\min}$	0,5
3	$\dot{M}_{AN} \leq \dot{M}_{AN,\max}$	1
	$\dot{M}_{AN} > \dot{M}_{AN,\max}$	0,5
Bei Doppelkupplungen		
4	$u_{K,\text{inaktiv}} \leq 0,5u_{K0,\text{inaktiv}}$	1
	$u_{K,\text{inaktiv}} > 0,5u_{K0,\text{inaktiv}}$	0

Aus Tabelle 4 ist zu erkennen, dass die Gewichtung der Eingangsdaten der Kennlinienidentifikation anhand von vier SystemgröÙen $|\Delta\omega|$, M_{AN} , \dot{M}_{AN} , bzw. im Fall einer Doppelkupplung zusatzlich anhand von $u_{K,\text{inaktiv}}$, erfolgt. Den einzelnen SystemgröÙen wird dabei ein separater Gewichtungsfaktor α_i zugeordnet. Der Gesamtfaktor α , der innerhalb des Identifikationsalgorithmus verwendet wird, ergibt sich aus Multiplikation der einzelnen Gewichtungsfaktoren α_i zu $\alpha = \prod_{i=1}^4 \alpha_i$.

5.3 Signalaufbereitung

Aus den vorangegangenen Abschnitten des Kapitels 5 geht hervor, dass sowohl die Berechnung der Referenzgröße in Gl. (5.14) bzw. des Modellfehlers in Gl. (5.15) und des Fehlergradienten in Gl. (5.16) als auch die Festlegung der Gewichtungsfaktoren unter Verwendung von messtechnisch erfassten Systemdaten erfolgt. In erster Linie handelt es sich dabei um die Winkelgeschwindigkeiten der primären sowie der sekundären Kupplungsseiten, das berechnete Antriebsmoment und die Stellgrößen der Kupplung. Die Qualität dieser Signale hat daher einen Einfluss auf die Genauigkeit der Kennlinienidentifikation während des Fahrbetriebs und wird im Folgenden betrachtet. Im Rahmen dieser Betrachtungen erfolgt zunächst in Abschnitt 5.3.1 eine einführende Analyse der Signalqualität der genannten Messgrößen anhand von beispielhaften Messungen aus dem realen Fahrbetrieb. Basierend auf der Signalanalyse werden anschließend in Abschnitt 5.3.2 Maßnahmen zu deren Verbesserung diskutiert.

5.3.1 Analyse der Messsignale

Die Erhebung von Messdaten zur Analyse der Signalqualität im realen Fahrbetrieb erfolgt in dieser Arbeit an zwei verschiedenen Fahrzeugen, einem Volkswagen Passat 3C mit einem nasslaufenden Doppelkupplungsgetriebe DQ 500 sowie einem Volkswagen Golf VI mit einem trockenlaufenden Doppelkupplungsgetriebe DQ 200. Abbildung 39 zeigt beispielhafte Verläufe der für die Kennlinienidentifikation relevanten Signale während einer Anfahrt mit nachfolgenden Schaltvorgängen. Der Index „P“ bezeichnet dabei die primäre bzw. „S“ die sekundäre Kupplungsseite.

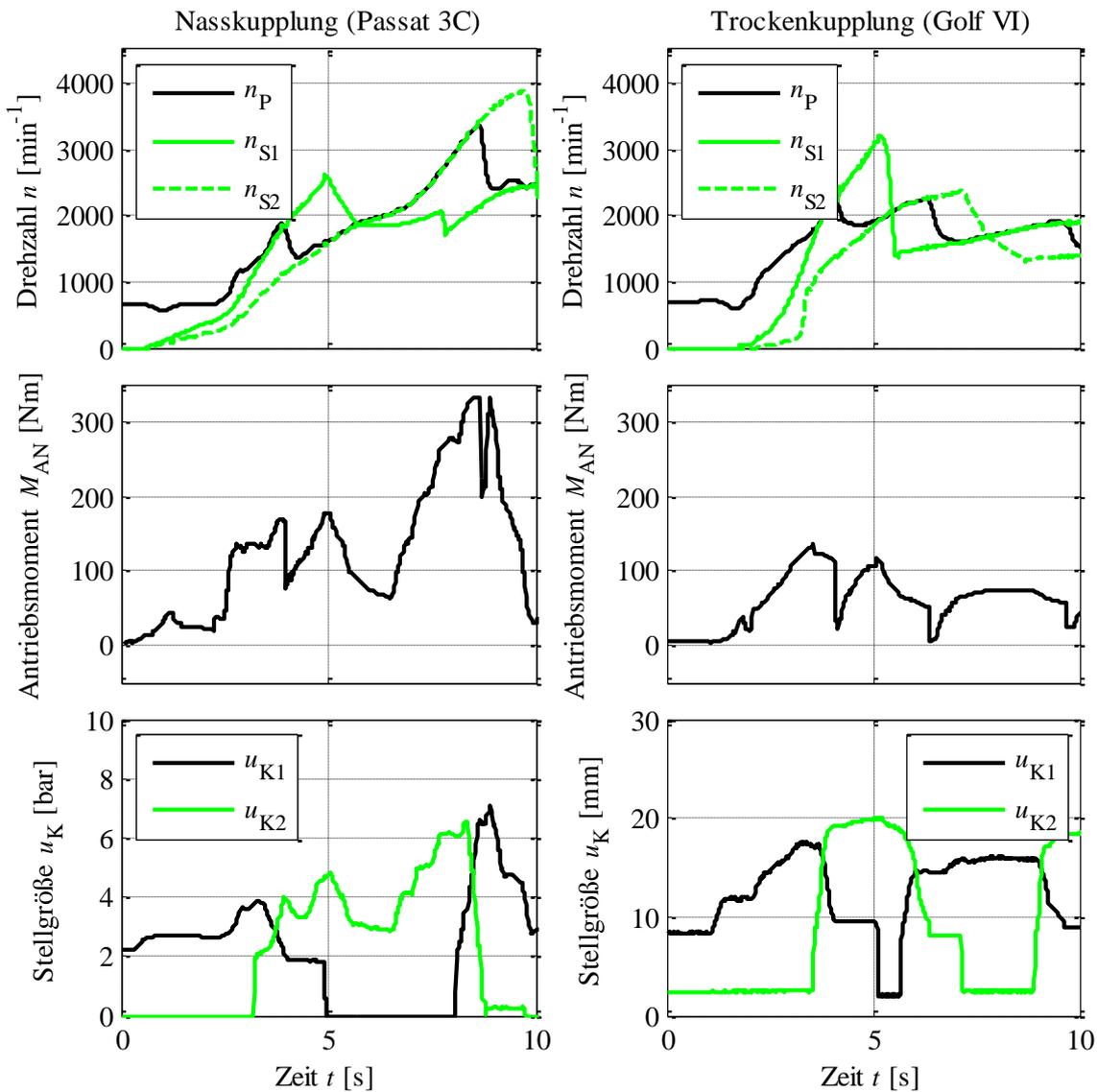


Abbildung 39: Beispielhafte Signalverläufe bei Anfahrt und Schaltvorgängen mit Nass- bzw. trockenlaufenden Doppelkupplungen

Aus Abbildung 39 ist zu erkennen, dass die betrachteten Signale auf den ersten Blick keine stark ausgeprägten Rauschanteile aufweisen. Dabei ist jedoch zu beachten, dass während das Antriebsmoment mit dem Faktor 1 in die Berechnung des Referenzmoments \tilde{M}_K nach Gl. (5.14) eingeht, die primärseitige Kupplungsdrehzahl mit dem Faktor $\frac{J_P + T d_P}{T}$ bzw. $\frac{J_P}{T}$ in diese Berechnung eingeht. Für Parameterwerte von z.B. $J_P = 0,3$, $d_P = 0,005$ und $T = 0,01$ resultiert dadurch ein Verstärkungsfaktor des Drehzahlsignals von ca. 30, wodurch auch Rauschanteile entsprechend verstärkt werden. Abbildung 40 zeigt den zeitlichen Verlauf des Kupplungsmoments, das während des Fahrbetriebs in Abbildung 39 für beide Kupplungen anhand Gl. (5.14) berechnet wurde.

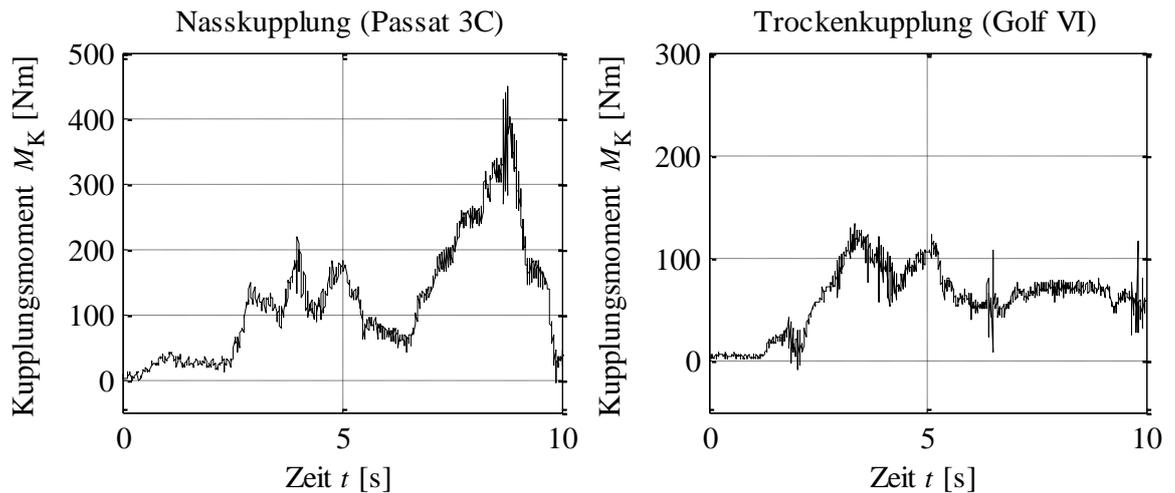


Abbildung 40: Berechnetes Kupplungsmoment nach Gl. (5.14) für den Fahrbetrieb in Abbildung 39

Aus Abbildung 40 ist zu erkennen, dass das berechnete Kupplungsmoment deutlich ausgeprägte Rauschanteile beinhaltet. Diese resultieren in erster Linie aufgrund der verstärkten Rauschanteile im Drehzahlsignal. Zu deren Veranschaulichung wird im linken Diagramm der der Abbildung 41 der Leerlaufbetrieb des Verbrennungsmotors betrachtet, da in diesem Fall das Nutzsignal weitestgehend konstant ist. Im rechten Diagramm der Abbildung 41 ist das entsprechende einseitige Amplitudenspektrum dargestellt. Da die Signalqualität bei den betrachteten nass- bzw. trockenlaufenden Kupplungssystemen sehr ähnlich ist, werden bei der nachfolgenden Signalanalyse nur die Signale der Nasskupplung betrachtet.

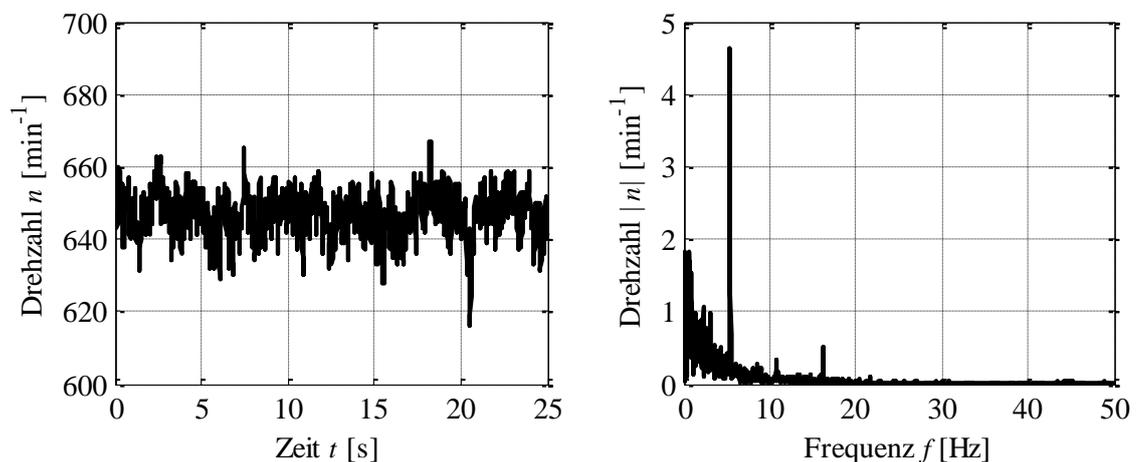


Abbildung 41: Drehzahl der primären Kupplungsseite im Leerlaufbetrieb (links) sowie das einseitige Amplitudenspektrum des Drehzahlsignals (Gleichanteil entfernt)

Im Amplitudenspektrum der Leerlaufdrehzahl in Abbildung 41 ist neben den niederfrequenten Grundschwingungen eine stark ausgeprägte Komponente mit einer Frequenz von ca. 5,5 Hz zu erkennen. Das Zwei-, Drei- und Vierfache dieser Frequenz ist zwar wesentlich weniger ausgeprägt, aber dennoch deutlich erkennbar. Infolgedessen liegt die Annahme nahe, dass es

sich dabei um die Zündfrequenz des Verbrennungsmotors handelt, da bei der betrachteten Leerlaufdrehzahl von ca. 650 min^{-1} die Zündfrequenz eines Zylinders gerade

$$f_{\text{ZYL}} = \frac{1}{2} \frac{n_{\text{P}}}{60} = \frac{1}{2} \frac{650}{\text{min}} \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 5,4 \text{ Hz} \quad (5.21)$$

beträgt. Um diese Annahme zu prüfen, wird ein rampenförmiger Drehzahlverlauf sowie dessen Spektrogramm in Abbildung 42 betrachtet.

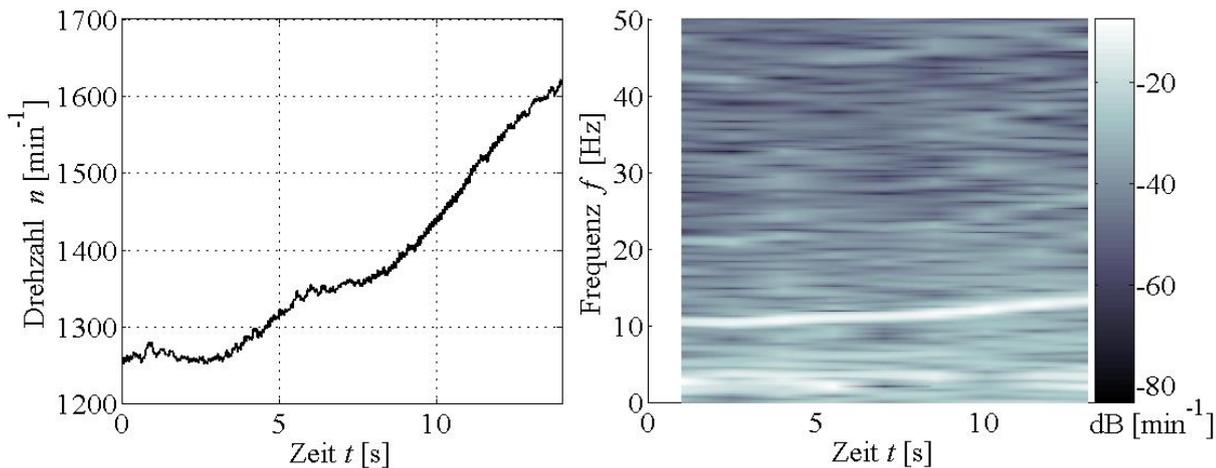


Abbildung 42: Rampenförmiger Drehzahlanstieg (links) sowie das Spektrogramm des Drehzahlsignals ohne Gleichanteil, wobei n in $\text{dB} [\text{min}^{-1}] = 20 \log \left(\frac{n}{1 \text{ min}^{-1}} \right) \text{ dB}$ gilt

Die Zylinderzündfrequenz bei der Anfangsdrehzahl von etwa 1270 min^{-1} im linken Diagramm der Abbildung 42 beträgt nach Gl. (5.21) ca. 10,6 Hz bzw. ca. 13,5 Hz bei einer Drehzahl von 1620 min^{-1} im Endbereich des betrachteten Drehzahlverlaufs. Dies stimmt mit dem ausgeprägten Signalanteil überein, der in dem Spektrogramm bei 0 Sekunden mit dem Wert von ca. 10 Hz beginnt und proportional zur Drehzahl bis zu einem Wert von ca. 13,5 Hz bei 14 Sekunden ansteigt. Somit ist gezeigt, dass das gemessene Signal der primärseitigen Kuppelungsdrehzahl ausgeprägte Komponenten beinhaltet, die proportional der Zylinderzündfrequenz sind. Da diese Signalkomponenten über das Verbrennungsmoment induziert werden, dessen Berechnungsmodell im Allgemeinen unbekannt ist, wird das Signal des Motor Moments für die in der Abbildung 42 dargestellte Betriebsphase anhand der Abbildung 43 analysiert.

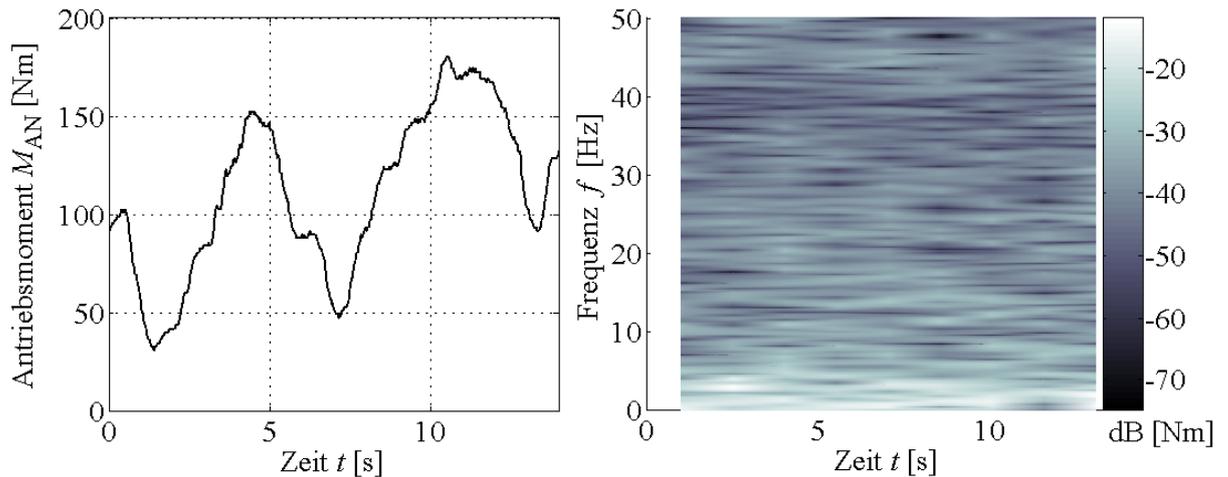


Abbildung 43: Zeitlicher Verlauf des berechneten Antriebsmoments während des Drehzahlanstiegs in Abbildung 42 sowie das Spektrogramm des Momentsignals ohne Gleichanteil, wobei M_{AN} in dB [Nm] = $20 \log \left(\frac{M_{AN}}{1 \text{ Nm}} \right)$ dB

Aus dem Spektrogramm in Abbildung 43 ist zu erkennen, dass das berechnete Signal des Antriebsmoments keine ausgeprägten spektralen Anteile, deren Frequenz der Zylinderzündfrequenz proportional ist, beinhaltet. Es kann daher angenommen werden, dass das vom Motorsteuergerät ausgegebene Antriebsmoments einen Mittelwert über die einzelnen Zylinder repräsentiert.

In Bezug auf die Kennlinienidentifikation ist diese Erkenntnis insofern wichtig, als die Berechnung des Kupplungsmoments in Gl. (5.14) sowohl auf dem gemessenen Drehzahl- als auch auf dem berechneten Drehmomentsignal basiert. Signalanteile, die aufgrund der oszillierenden Charakteristik des tatsächlich wirkenden Antriebsmoments im Drehzahlsignal vorhanden sind, im berechneten Signal des Antriebsmoments jedoch nicht auftreten, führen unweigerlich zu Fehlern bei der Berechnung des Kupplungsmoments, der die Referenzgröße der Kennlinienidentifikation darstellt. Die Amplitude der momentinduzierten Drehzahl-schwingung, die auf den ersten Blick vergleichsweise gering erscheint, wird dabei entsprechend Gl. (5.14) um den Faktor $\frac{J_P + T d_P}{T}$ bzw. $\frac{J_P}{T}$ verstärkt und beeinflusst deutlich das berechnete Kupplungsmoment (s. Abbildung 44). Des Weiteren ist aus Abbildung 44 zu erkennen, dass durch die Momentberechnung nach Gl. (5.14) auch höherfrequente Signalanteile verstärkt werden (vgl. Spektrogramme in Abbildungen 42 und 44) und sich als deutlich erkennbares Rauschen im Momentsignal auswirken.² Zur Erhöhung der Genauigkeit der

² An dieser Stelle sei angemerkt, dass sowohl bei einer direkten Verwendung des Drehzahlsignals (Abbildung 42, links), als auch bei Verwendung des berechneten Kupplungsmoments (Abbildung 44, links) als Referenzgröße des Identifikationsalgorithmus, identische Identifikationsverläufe entstehen (vgl. Abschnitt 5.1.2). Im letzteren Fall ist jedoch die Auswirkung von Rauschteilen im Drehzahlsignal wesentlich anschaulicher.

Kennlinienidentifikation ist es daher erforderlich, den Einfluss der beiden genannten Effekte auf die Berechnung des Referenz-Kupplungsmoments zu reduzieren. Dieser Thematik widmet sich der nachfolgende Abschnitt.

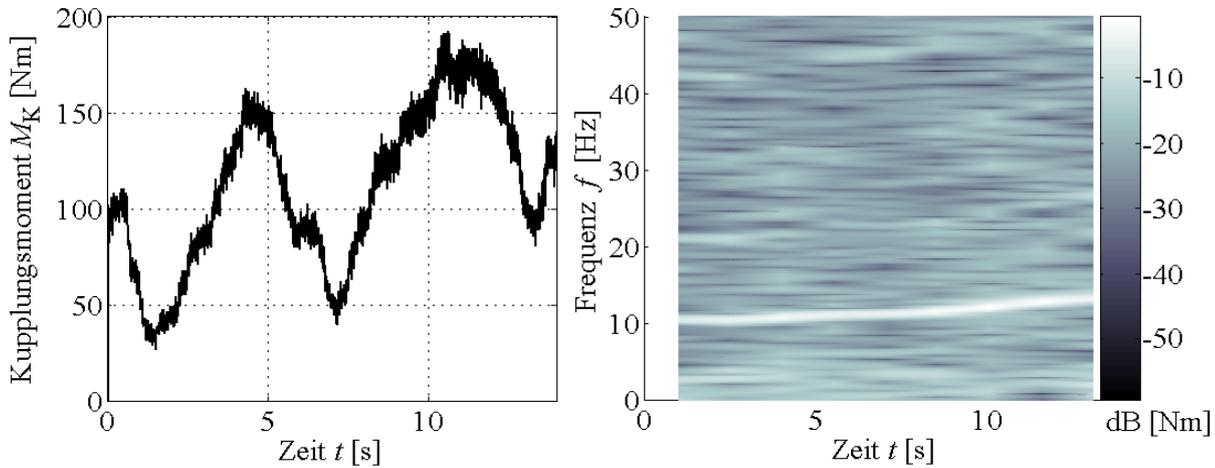


Abbildung 44: Zeitlicher Verlauf des berechneten Kupplungsmoments während des Drehzahlanstiegs in Abbildung 42 sowie das Spektrogramm des Momentsignals ohne Gleichanteil, wobei M_k in dB [Nm] = $20 \log \left(\frac{M_k}{1 \text{ Nm}} \right)$ dB gilt

5.3.2 Filterung

Aus der vorangegangenen Signalanalyse resultieren zwei Anforderungen an die Signalbehandlung vor der Verwendung der Messdaten zur Kennlinienidentifikation. Zum einen ist es erforderlich, die zündungsbedingten Drehzahlschwankungen und zum anderen die Rauschanteile aus dem berechneten Kupplungsmoment zu eliminieren. Prinzipiell können beide Anforderungen durch ein Tiefpassfilter erfüllt werden. Dazu ist jedoch eine Sperrfrequenz des Filters im Bereich von ca. 5 Hz erforderlich, um die zündungsbedingten Drehzahlschwankungen bei niedrigen Antriebsdrehzahlen zu eliminieren. In diesem Fall werden jedoch auch Anteile des Nutzsignals und damit ein Teil der relevanten Information über das Systemverhalten herausgefiltert (vgl. Abbildung 42, Abbildung 43). Aus diesem Grund werden zwei verschiedene Filter, ein Kerbfilter³ zur Eliminierung von zündungsbedingten Oszillationen sowie ein Tiefpassfilter zur Unterdrückung von Rauschen, eingesetzt.

³ Gelegentlich werden Filter dieser Art auch mit dem englischen Begriff Notch-Filter bezeichnet.

Kerbfilter

Zur Unterdrückung von zündungsbedingten Oszillationen im berechneten Kupplungsmoment wird in dieser Arbeit ein Kerbfilter zweiter Ordnung mit der diskreten Übertragungsfunktion

$$G_{\text{KF}}(z) = \left(\frac{1 - 2r \cos(\omega_0 T) + r^2}{2 - 2 \cos(\omega_0 T)} \right) \left(\frac{1 - 2 \cos(\omega_0 T) z^{-1} + z^{-2}}{1 - 2r \cos(\omega_0 T) z^{-1} + r^2 z^{-2}} \right) \quad (5.22)$$

eingesetzt (vgl. Anhang H). Die Variable ω_0 repräsentiert dabei die Kreisfrequenz der zu eliminierenden Signalanteile. Bei der praktischen Realisierung wird das Kerbfilter in Form einer Differenzgleichung implementiert, wobei während des Fahrbetriebs die zu filternde Kreisfrequenz bei Verwendung von Gl. (5.21) als

$$\omega_0 = f_{\text{ZYL}} 2\pi \quad (5.23)$$

an die aktuelle Betriebssituation angepasst wird. Bei Anwendung des Kerbfilters in Gl. (5.22) mit Polradius $r = 0,99$ (vgl. Anhang H) auf das berechnete Kupplungsmoment in Abbildung 44 resultiert der in dem linken Teil der Abbildung 45 dargestellte Momentverlauf. Der rechte Teil der Abbildung 45 zeigt das Spektrogramm des gefilterten Momentsignals.

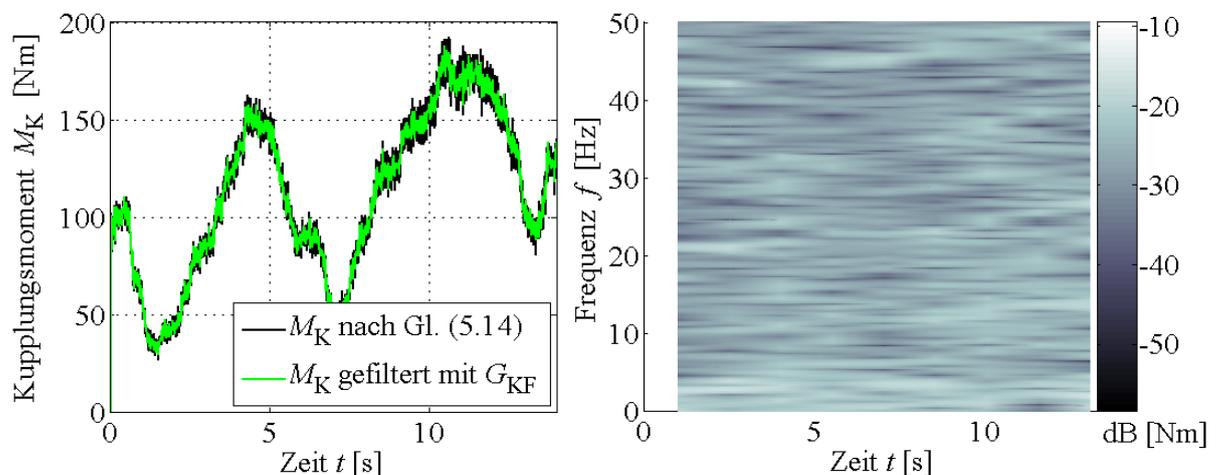


Abbildung 45: Zeitlicher Verlauf des Kupplungsmoments aus Abbildung 44 nach Anwendung des Kerbfilters sowie das Spektrogramm des gefilterten Momentsignals ohne Gleichanteil, wobei M_K in $\text{dB [Nm]} = 20 \log \left(\frac{M_K}{1 \text{ Nm}} \right) \text{ dB}$ gilt

Aus dem Spektrogramm in Abbildung 45 ist zu erkennen, dass durch das eingesetzte Kerbfilter die Signalanteile mit der Zylinderzündfrequenz aus dem berechneten Kupplungsmoment gezielt unterdrückt werden (vgl. Spektrogramme in Abbildungen 44 und 45). Da das Kerbfilter lediglich im Sperrbereich eine Phasenänderung bewirkt, bleibt dabei die ursprüngliche Signalform weitestgehend unverändert.

Tiefpassfilter

Zur Eliminierung von hochfrequenten Rauschanteilen im Nutzsinal können Tiefpassfilter eingesetzt werden. Aufgrund der filterbedingten Phasenverschiebung ist bei Verwendung des gefilterten Signals als Referenzgröße für das Kennlinienmodell nach Gl. (4.16) eine entsprechende zeitliche Verschiebung der Kupplungsstellgröße, die als Eingangssignal des Kennlinienmodells fungiert, erforderlich. Da die Kupplungskennlinie nach Gl. (4.16) ein nicht-lineares Modell darstellt, ist eine einfache Realisierung der zeitlichen Anpassung des Stellgrößensignals durch dessen Filterung mit dem identischen Tiefpassfilter nicht möglich. Zur Gewährleistung beider Anforderungen, der Eliminierung von Rauschanteilen aus dem berechneten Kupplungsmoment und einer exakten zeitlichen Anpassung des Stellgrößensignals an das gefilterte Momentsignal, wird in dieser Arbeit ein FIR-Tiefpassfilter⁴ mit einem linearen Phasenverlauf eingesetzt. Der Vorteil eines Filters mit linearem Phasenverlauf liegt in der identischen Phasenlaufzeit sämtlicher Signalanteile, wodurch zum einen eine konstante Gruppenlaufzeit t_G resultiert und zum anderen keine laufzeitbedingte Signalverzerrung stattfindet (vgl. Lücke 1999). Auf diese Weise kann die Synchronisierung des gefilterten Kupplungsmoments mit dem Stellgrößensignal durch eine zeitliche Verschiebung des letzteren um t_G realisiert werden. Zur Glättung von Signalverläufen im Zeitbereich ist als FIR-Tiefpassfilter mit einem linearen Phasenverlauf der sogenannte gleitende Mittelwert (moving average) mit der allgemeinen Übertragungsfunktion zur gleichgewichteten Mittelung von M Werten

$$G_{MA}(z) = \frac{1}{M} (1 + z^{-1} + \dots + z^{-(M-1)}) \quad (5.24)$$

gut geeignet, wobei sich die Gruppenlaufzeit des Filters für ungerade Filterlänge M aus der Beziehung

$$t_G = \frac{M - 1}{2} \quad (5.25)$$

ergibt.

In dieser Arbeit erfolgt die Mittelwertbildung über fünf Werte, wodurch eine Sperrfrequenz des Filters von ca. 20 Hz resultiert. Abbildung 46 zeigt den Verlauf des berechneten Kupplungsmoments in Abbildung 44 nach Verwendung des Kerbfilters in Gl. (5.22) sowie

⁴ Die Abkürzung FIR bezeichnet einen Filter mit endlicher Impulsantwort (engl.: finite impulse response).

einer zweifachen⁵ Anwendung der Tiefpassfilterung nach Gl. (5.24) mit anschließender Verschiebung des gefilterten Signals um die zweifache Gruppenlaufzeit t_G .

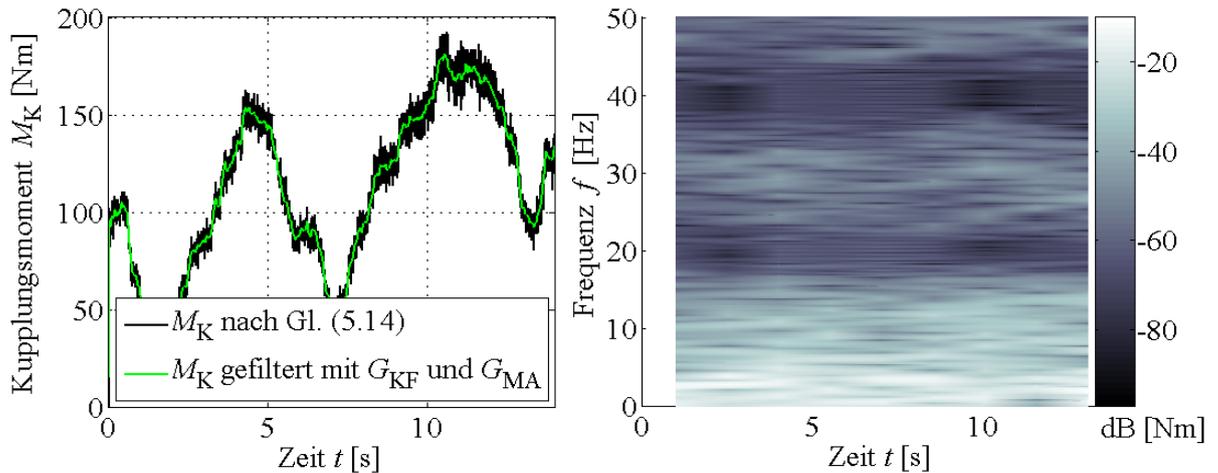


Abbildung 46: Zeitlicher Verlauf des Kupplungsmoments aus Abbildung 44 nach Anwendung des Kerb- bzw. Tiefpassfilters sowie das Spektrogramm des gefilterten Momentsignals ohne Gleichanteil, wobei M_K in dB [Nm] = $20 \log \left(\frac{M_K}{1 \text{ Nm}} \right)$ dB gilt

Aus Abbildung 46 ist zu erkennen, dass durch die angewendeten Filtermaßnahmen eine deutliche Verbesserung der Signalqualität des berechneten Signals des Kupplungsmoments erzielt wird. Die Identifikation von Kupplungskennlinien in den nachfolgenden Kapiteln dieser Arbeit erfolgt überwiegend unter Verwendung des gefilterten Referenzsignals. Die Auswirkungen der Filterung auf das Identifikationsergebnis werden allerdings anhand von exemplarischen Identifikationsvorgängen mit ungefiltertem Drehmomentsignal untersucht.

5.4 Numerische Effekte

Bei der Implementierung von Identifikationsalgorithmen für den Dauereinsatz auf einem Steuergerät ist zu beachten, dass numerische Ungenauigkeiten, die z.B. aufgrund von Rundungsfehlern bei begrenzter Bitlänge entstehen, während des Betriebs akkumuliert werden und dadurch den Identifikationsvorgang beeinflussen können. Bei iterativen Verfahren in nichtrekursiver Ausführung kann sich dieser Einfluss dahingehend äußern, dass die approximierten Hessematrix, wie z.B. die Matrix \mathbf{G} in Gl. (2.38), singulär, damit nicht invertierbar, und folglich die Parameterkorrektur nicht berechenbar wird. Bei rekursiven Verfahren können Ungenauigkeiten in der Berechnung zum Verlust der Symmetrieeigen-

⁵ Durch eine zwei- bzw. mehrfache Anwendung des Filters wird eine höhere Unterdrückung bei gleichbleibender Filterlänge erreicht.

schaften bzw. der positiven Definitheit der Kovarianzmatrix, wie z.B. der Matrix \mathbf{P} in Gl. (2.52), und folglich zur Beeinträchtigung der Schätzgenauigkeit bis hin zu Konvergenzproblemen führen.

Einige nichtrekursive Methoden beinhalten bereits Mechanismen zur Gewährleistung der Regularität der Hessematrix. Bei der in Abschnitt 2.3.1 dargestellten Levenberg-Marquardt-Methode wird dies durch die Addition einer Diagonalmatrix $\delta\mathbf{I}$ zu der Kovarianzmatrix \mathbf{P} entsprechend Gl. (2.41) realisiert. Bei der rekursiven Gauss-Newton Methode (vgl. Abschnitt 2.3.2) kann in Anlehnung an Ljung und Söderström (1983) die numerischen Genauigkeit z.B. durch die Verwendung der optimierten Berechnung der Kovarianzmatrix nach

$$\mathbf{P}(k) = [\mathbf{I} - \mathbf{L}(k)\mathbf{j}^T(k)]\mathbf{P}(k-1)[\mathbf{I} - \mathbf{j}(k)\mathbf{L}^T(k)]/\lambda(k) + \mathbf{L}(k)\mathbf{L}^T(k) \quad (5.26)$$

erhöht werden. Die Matrix \mathbf{L} in Gl. (5.26) repräsentiert dabei die Verstärkung der Parameterkorrektur nach Gl. (2.50) und λ den Vergessensfaktor (vgl. Abschnitt 2.4.1).⁶ Eine derartige Berechnungsweise ist für eine geringe Anzahl von unbekanntem Parameter ($d \leq 10$) aus numerischer Sicht hinreichend genau (Ljung und Söderström 1983) und wird daher für die Untersuchungen der Identifikation von Kupplungskennlinien im Rahmen dieser Arbeit eingesetzt. Des Weiteren wird zur Reduktion des Rechenaufwandes und gleichzeitiger Gewährleistung der Symmetrie der Kovarianzmatrix während der Kennlinienidentifikation lediglich eine Diagonalhälfte der Matrix berechnet und anschließend gespiegelt.

Alternative Maßnahmen, die sowohl bei rekursiven, als auch bei nicht rekursiven Verfahren zur Vorbeugung von numerisch bedingten Schwierigkeiten bei der Berechnung von Kovarianzmatrizen Verwendung finden, sind unter den Bezeichnungen Cholesky- bzw. QR -Zerlegung sowie UD -Faktorisierung bekannt (Ljung und Söderström 1983; Stengel 1994; Papageorgiou et al. 2012). Diese Maßnahmen basieren auf der Darstellung der Kovarianzmatrix \mathbf{P} in Form eines Produktes aus zwei bzw. drei Hilfsmatrizen, die anstatt der Matrix \mathbf{P} laufend aktualisiert werden. Aufgrund von besonderen Eigenschaften der Hilfsmatrizen, wie z.B. Diagonalität oder Triangulalität, sind deren Produkt und damit auch die Kovarianzmatrix \mathbf{P} stets positiv definit und symmetrisch.

⁶ Aufgrund der Übereinstimmung mit der Kovarianzberechnung im Algorithmus des Kalman-Filters wird die Gl. (5.26) gelegentlich als stabilisierte Kalman-Gleichung bezeichnet.

6. Nichtreursive Kennlinienidentifikation bei Nass- und Trockenkupplungen

Basierend auf der Analyse von nass- bzw. trockenlaufenden Kupplungen in Kapitel 3 wurde im Kapitel 4 ein universelles Modell zur Nachbildung von Kupplungskennlinien beider Kupplungssysteme entwickelt. Da die Werte der Parameter des Kennlinienmodells im Allgemeinen unbekannt sind, bzw. sich während des Betriebs ändern, befassen sich das vorliegende sowie das nächste Kapitel mit deren Ermittlung durch Anwendung von Methoden der Systemidentifikation. Im vorliegenden Kapitel werden zur Ermittlung unbekannter Kennlinienparameter nichtreursive Identifikationsmethoden eingesetzt, in Kapitel 7 rekursive. In Abschnitt 6.1 erfolgen entsprechende Untersuchungen zunächst unter idealen Bedingungen in der Simulation. So können Auswirkungen bestimmter system- sowie methodenspezifischer Effekte, wie der Änderung des Reibwerts oder der Verwendung eines Vergessensfaktors, auf das Identifikationsergebnis gezielt analysiert werden. Anschließend werden in Abschnitt 6.2 reale Kupplungskennlinien einer nasslaufenden Doppelkupplung im Volkswagen Passat 3C, sowie einer trockenlaufenden Doppelkupplung im Volkswagen Golf VI identifiziert. Da die Umsetzung der Kennlinienidentifikation bei der Nass- und Trockenkupplung nahezu identisch ist, erfolgen entsprechende Untersuchungen für beide Kupplungssysteme parallel.

Als Identifikationsverfahren wird in diesem Abschnitt die Levenberg-Marquardt-Methode in nicht rekursiver Ausführung eingesetzt (vgl. Abschnitt 2.3.1). Die Modifikation des Parametervektors bzw. Berechnung der Parameterkorrektur erfolgt dabei nach

$$\Delta\boldsymbol{\theta}_{\text{LM},n}(k) = - \left[\sum_{i=1}^k \alpha(i) \mathbf{j}(i) \mathbf{j}^T(i) + \delta_n \mathbf{I} \right]^{-1} \sum_{i=1}^k \alpha(i) \mathbf{j}(i) e(i), \quad (2.34)$$

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_n = \hat{\boldsymbol{\theta}}_{n-1} + \Delta\boldsymbol{\theta}_{\text{LM},n}, \quad (2.40)$$

wobei die Variable k die Anzahl der zurückliegenden Zeitschritte, die zur Bildung der Kostenfunktion (vgl. Abschnitte 2.2, 2.3) verwendet werden, angibt. Für den Modellfehler e sowie den Fehlergradienten \mathbf{j} in Gl. (2.40) wird entsprechend den Ausführungen in Abschnitt 5.1.2

$$e(k) = \tilde{M}_{\text{K}}(k) - \hat{M}_{\text{K}}(k) \text{sign}(\Delta\omega(k)), \quad (5.15)$$

$$\mathbf{j}(k) = \left(\frac{\partial e(k)}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right) = - \left(\frac{\partial \hat{M}_{\text{K}}(k)}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right) \text{sign}(\Delta\omega(k)) \quad (5.16)$$

eingesetzt. Die GewichtungsvARIABLE δ in Gl. (2.40) wird ausgehend von dem Verhältnis

$$\rho = \frac{F(\hat{\boldsymbol{\theta}}_{n-1}) - F(\hat{\boldsymbol{\theta}}_n)}{F(\hat{\boldsymbol{\theta}}_{n-1}) - \tilde{F}(\Delta\boldsymbol{\theta}_{LM,n})} \quad (6.1)$$

der tatsächlichen zur approximateden Verringerung der Kostenfunktion, die aufgrund des Korrekturschrittes $\Delta\boldsymbol{\theta}_{LM,n}(k)$ resultiert, ermittelt (vgl. Nielsen 1999; Madsen et al. 2004). Die Berechnung der tatsächlichen Kostenfunktion in Gl. (6.1) erfolgt dabei nach

$$F(\hat{\boldsymbol{\theta}}_n) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \alpha(i) e^2(i, \hat{\boldsymbol{\theta}}_n), \quad (6.2)$$

bzw. der approximateden nach

$$\tilde{F}(\Delta\boldsymbol{\theta}_{LM,n}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \alpha(i) [e(i, \hat{\boldsymbol{\theta}}_{n-1}) + \mathbf{j}^T(i) \Delta\boldsymbol{\theta}_{LM,n}]^2. \quad (6.3)$$

Die Ermittlung von δ erfolgt in Anlehnung an Nielsen (1999) über

$$\delta_n = \begin{cases} \delta_{n-1} \cdot \max\left\{\frac{1}{3}, 1 - (2\rho - 1)^3\right\}, & \text{für } \rho > 0, \\ \delta_n \cdot v_n, & \text{für } \rho \leq 0, \end{cases} \quad (6.4)$$

wobei der Faktor v in Gl. (6.4) ebenfalls in Abhängigkeit von ρ über

$$v_n = \begin{cases} 2, & \text{für } \rho > 0, \\ 2v_{n-1}, & \text{für } \rho \leq 0 \end{cases} \quad (6.5)$$

bestimmt wird. Verbal ausgedrückt wird durch die Anpassung von δ nach Gln. (6.1) - (6.5) sichergestellt, dass bei einer Übereinstimmung der Änderungsrichtung der approximateden und der tatsächlichen Kostenfunktion die Schrittweite der Parameterkorrektur vergrößert bzw. im entgegengesetzten Fall verringert wird.

Der vorausgehend angegebene Algorithmus der Levenberg-Marquardt-Methode wird nachfolgend zur Identifikation von Kupplungskennlinien bei Nass- bzw. Trockenkupplungen sowohl in der Simulation als auch anhand von Fahrzeugmessungen eingesetzt.

Zur besseren Übersicht der Untersuchungen, die in diesem Kapitel durchgeführt werden, sind die einzelnen Untersuchungsschritte in Tabelle 5 zusammengefasst.

Tabelle 5: Zusammenfassung der Untersuchungen in Kapitel 6

Untersuchungen in der Simulation (Abschnitt 6.1)		Untersuchungen an Fahrzeugmessungen (Abschnitt 6.2)	
Abschnitt	Untersuchungsart	Abschnitt	Untersuchungsart
6.1.1	<ul style="list-style-type: none"> • Ohne Nachbildung der Reibwertänderungen im Modell • Algorithmus für zeitinvariante Systeme nach Gln. (2.34), (2.40) 	6.2.1	<ul style="list-style-type: none"> • Identifikation anhand eines Anfahrvorganges • Einfluss sämtlicher Effekte der Drehmomentübertragung • Algorithmus für zeitinvariante Systeme nach Gln. (2.34), (2.40)
6.1.2	<ul style="list-style-type: none"> • Mit Nachbildung der Reibwertänderungen im Modell • Algorithmus für zeitinvariante Systeme nach Gln. (2.34), (2.40) 		
6.1.3	<ul style="list-style-type: none"> • Mit Nachbildung der Reibwertänderungen im Modell • Algorithmus für zeitvariante Systeme nach Gln. (2.34), (6.8) 	6.2.2	<ul style="list-style-type: none"> • Identifikation anhand einer längeren Testfahrt • Einfluss sämtlicher Effekte der Drehmomentübertragung • Algorithmus für zeitinvariante Systeme nach Gln. (2.34), (2.40)

6.1 Untersuchungen in der Simulation

Im ersten Schritt werden die prinzipiellen Vorgänge bei der Identifikation von Kupplungskennlinien unter idealisierten Bedingungen anhand eines vereinfachten Systemmodells, bestehend aus einer Reibungskupplung, zusammengefasster rotatorischer Dämpfung d und dem generalisierten Massenträgheitsmoment J_{FZG} des Fahrzeuges untersucht (vgl. Abbildung 47).

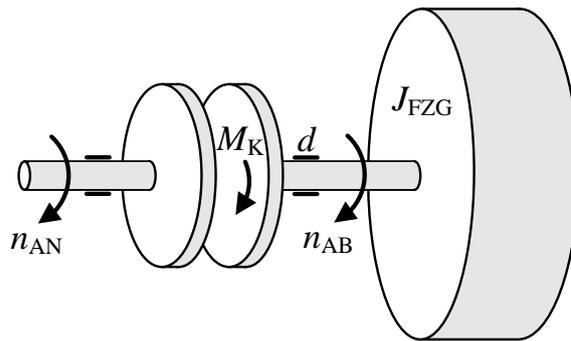


Abbildung 47: Vereinfachtes Modell zur Untersuchung der Kennlinienidentifikation in der Simulation

Die Modellgleichungen für das System in Abbildung 47 lauten mit $\omega = 2\pi n$

$$\dot{\omega}_{AB}(t) = -\frac{d}{J_{FZG}}\omega_{AB}(t) + \frac{1}{J_{FZG}}M_K(t), \quad (6.6)$$

$$\omega_{AB}(t) = \begin{cases} \int_0^t \dot{\omega}_{AB}(\tau) d\tau + \omega_{AB}(0), & \text{für } |\omega_{AN}(t) - \omega_{AB}(t)| > 0, \\ \omega_{AN}(t), & \text{für } |\omega_{AN}(t) - \omega_{AB}(t)| = 0, \end{cases} \quad (6.7)$$

wobei ω_{AN} und ω_{AB} die Winkelgeschwindigkeiten der An- bzw. Abtriebsseite repräsentieren. Die Idealisierung des Simulationsmodells in Gl. (6.6), (6.7) ist in erster Linie darin zusehen, dass das Kupplungsmoment M_K durch das statische Kennlinienmodell entsprechend Gl. (4.16) unter Berücksichtigung der Reibwertabhängigkeiten nach Gl. (3.24) nachgebildet wird. Der wesentliche Vorteil besteht dabei darin, dass die wahren Werte der zu identifizierenden Kennlinienparameter exakt bekannt sind und zur Bewertung der Identifikationsergebnisse direkt verwendet werden können. Bei Verwendung eines detaillierten, dynamischen Simulationsmodells bzw. eines realen Kupplungssystems sind dagegen die wahren Werte der Kennlinienparameter im Allgemeinen unbekannt.¹ Die Bewertung der Kennlinienidentifikation kann in diesem Fall lediglich anhand der nachgebildeten Form der Kupplungskennlinie, bzw. bei relativen Vergleichen von Identifikationsvorgängen anhand des Wertes der Kostenfunktion, erfolgen.

Die Kupplungskennlinien, die zur Nachbildung des Übertragungsverhaltens einer Nass- bzw. Trockenkupplung im Simulationsmodell nach Gln. (6.6) und (6.7) eingesetzt werden, sind in Abbildung 48 mit den zugehörigen Parameterwerten dargestellt.

¹ Genau genommen existieren in diesem Fall die wahren Kennlinienparameter erst gar nicht, da die Kupplungskennlinie keine explizit vorliegende Systemeigenschaft, sondern vielmehr ein imaginäres Konstrukt zur Beschreibung des Übertragungsverhaltens der Kupplung darstellt.

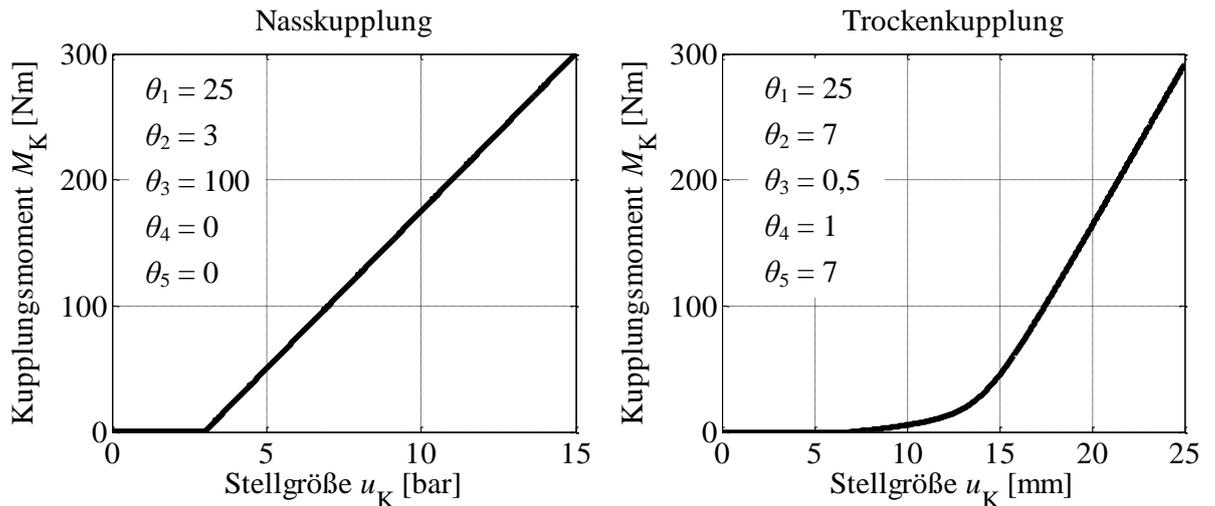


Abbildung 48: Kupplungskennlinie der Nass- bzw. Trockenkupplung im Simulationsmodell

In Abschnitt 4.2 wurde erwähnt, dass aufgrund der eindeutigen, geometriebasierten Parametrierung das universelle Kennlinienmodell in Gl. (4.16) an verschiedene Kupplungssysteme angepasst werden kann bzw. eine direkte Berücksichtigung von a priori Kenntnissen über das Kupplungssystem ermöglicht. So kann z.B. im Simulationsmodell die Kenntnis hinsichtlich der geradlinigen Form der Kupplungskennlinie einer Nasskupplung durch Festsetzung der Parameterwerte $\theta_4 = \theta_5 = 0$ und $\theta_3 = 100$ berücksichtigt werden (vgl. Abbildung 35). Als unbekannte Parameter des Kennlinienmodells einer Nasskupplung verbleiben in diesem Fall lediglich die Parameter θ_1 und θ_2 .

Bei der Adaption von Kupplungskennlinien in der Praxis besteht eine wesentliche Herausforderung darin, die Kennlinie möglichst schnell an die aktuelle Betriebssituation anzupassen. Mit Hinblick darauf erfolgen in diesem Abschnitt die Untersuchungen der Kennlinienidentifikation anhand eines idealisierten Anfahrvorganges. Hierbei wird die Abtriebsdrehzahl n_{AB} (vgl. Abbildung 47) durch die Erhöhung des Kupplungsmoments M_K über die Stellgröße u_K an eine konstante Antriebsdrehzahl n_{AN} angeglichen. Anhand dieser Betriebsphase werden nachfolgend die Kupplungskennlinien der modellierten Nass- bzw. Trockenkupplung unter Verwendung der Levenberg-Marquardt-Methode nach Gln. (2.34), (2.40) mit Berücksichtigung von Gln. (5.15), (5.16) und Gln. (6.1) - (6.5) identifiziert. Zur Untersuchung der Einflüsse der Reibwertänderungen auf die Kennlinienidentifikation werden Anfahrvorgänge sowohl mit als auch ohne Änderungen des Reibwertes simuliert.

6.1.1 Identifikation ohne Simulation der Reibwertänderungen

Im ersten Untersuchungsschritt finden keine Änderungen des Reibwertes während des Anfahrvorganges im Simulationsmodell statt, wodurch eine zeitinvariante Kupplungskennlinie resultiert. Abbildung 49 zeigt Verläufe der relevanten Systemgrößen während des simulierten Anfahrvorganges mit einem nass- bzw. trockenlaufenden Kupplungssystem ohne Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Modell.

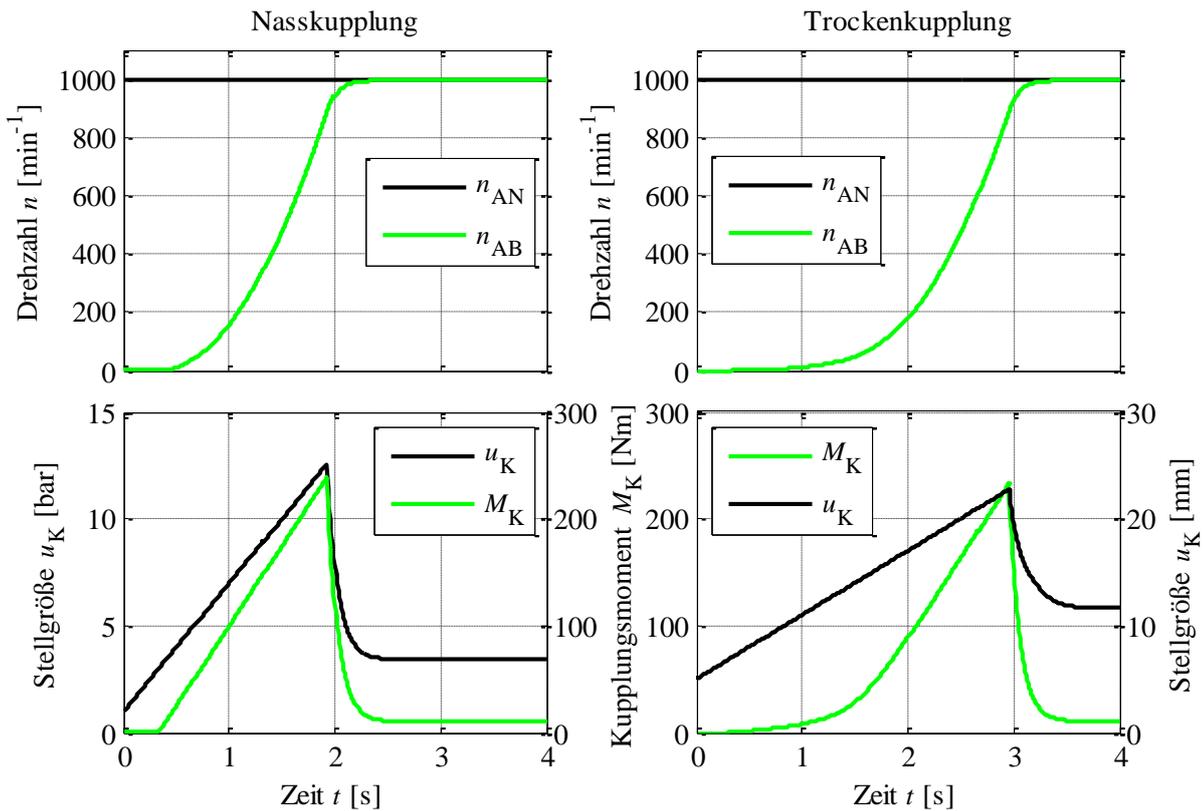


Abbildung 49: Simulierte Verläufe der Systemgrößen während des idealisierten Anfahrvorganges ohne Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Simulationsmodell

Aus identifikationstechnischer Sicht besteht ein Vorteil von Kennlinienidentifikation anhand eines Anfahrvorganges darin, dass während dieser Betriebsphase, abhängig von der Anfahr-dynamik, ein vergleichsweise großer Bereich der Kupplungskennlinie durchlaufen wird. Dies ist z.B. aus den in Abbildung 50 dargestellten Trajektorien, die während der simulierten Anfahrten für die Nass- bzw. Trockenkupplung resultieren, ersichtlich.

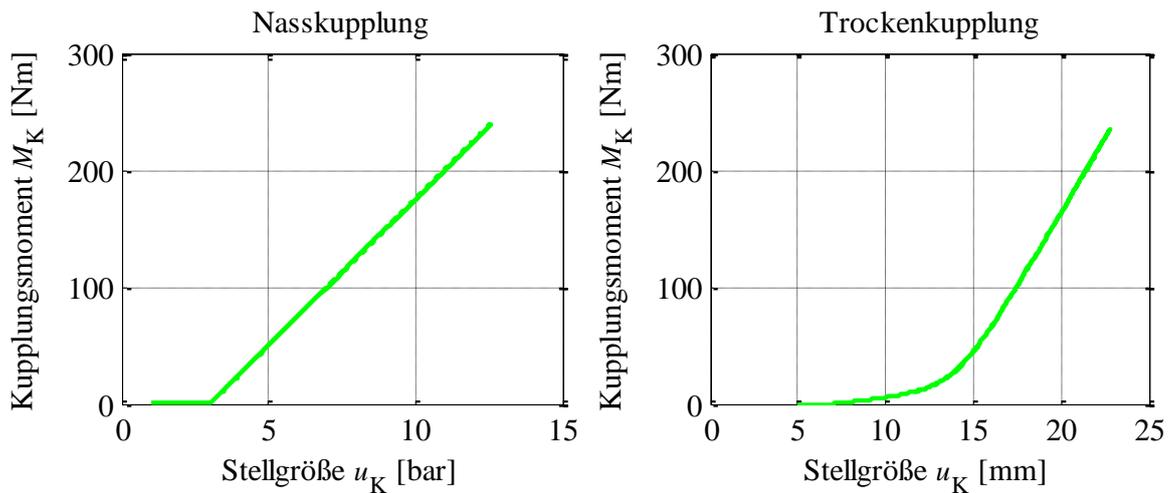


Abbildung 50: Trajektorien in der Kupplungsmoment-Stellgröße Ebene während der simulierten Anfahrten ohne Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Modell

Die in Abbildung 50 dargestellten Trajektorien stimmen weitestgehend mit den modellierten Kupplungskennlinien in Abbildung 48 überein. Dies ist in erster Linie damit begründet, dass während der betrachteten Anfahrtsituationen die systembedingten Änderungen des Reibwertes im Simulationsmodell nicht berücksichtigt wurden, wodurch ein zeitinvariantes Übertragungsverhalten beider Kupplungen resultiert.

Bei der Identifikation von Kupplungskennlinien anhand der Betriebsphase in Abbildung 49 werden die verwendeten Messsignale zunächst als rauschfrei angenommen. In Tabelle 6 sind die erzielten Identifikationsergebnisse für die Nass- bzw. Trockenkupplung zusammengefasst.

Tabelle 6: Identifizierte Parameterwerte des Kennlinienmodells nach Gl. (4.16) ohne Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Modell bei unverrauschten Zeitsignalen

	Nasskupplung				Trockenkupplung			
	Start	Ident.	Ist	Abw. [%]	Start	Ident.	Ist	Abw. [%]
θ_1	5,0	25,0	25,0	0,0	5,0	24,99	25,0	0,01
θ_2	2,0	2,999	3,0	0,03	2,0	7,001	7,0	0,01
θ_3	-	-	-	-	0,1	0,499	0,5	0,02
θ_4	-	-	-	-	0,1	0,0399	0,04	0,05
θ_5	-	-	-	-	5,0	7,001	7,0	0,01
Erforderliche Iterationsschritte: 18					Erforderliche Iterationsschritte: 386			
Abbruchkriterium: Gl. (2.36)					Abbruchkriterium: Gl. (2.36)			
$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 10^{-10}$; $n_{\max} = 1000$; vgl. Gln. (2.35) - (2.37)								

Aus Tabelle 6 ist zu erkennen, dass unter idealen Bedingungen die Parameterwerte der modellierten Kupplungskennlinien nahezu exakt identifiziert werden können. Die Genauigkeit der ermittelten Endwerte hängt dabei im Wesentlichen von den verwendeten Abbruchkriterien ab und stellt einen Kompromiss mit der Anzahl der Iterationsschritte, die zum Erreichen der gewünschten Genauigkeit erforderlich sind, dar.

Da die Eingangsgrößen der Kennlinienidentifikation entsprechend Gln. (5.15) und (5.16) die Zeitverläufe des Kupplungsmoments- bzw. der Stellgröße darstellen, werden in Abbildung 51 die Verläufe des wirkenden und des unter Verwendung der identifizierten Parameterwerte rekonstruierten Kupplungsmomentes für den betrachteten Anfahrvorgang dargestellt.

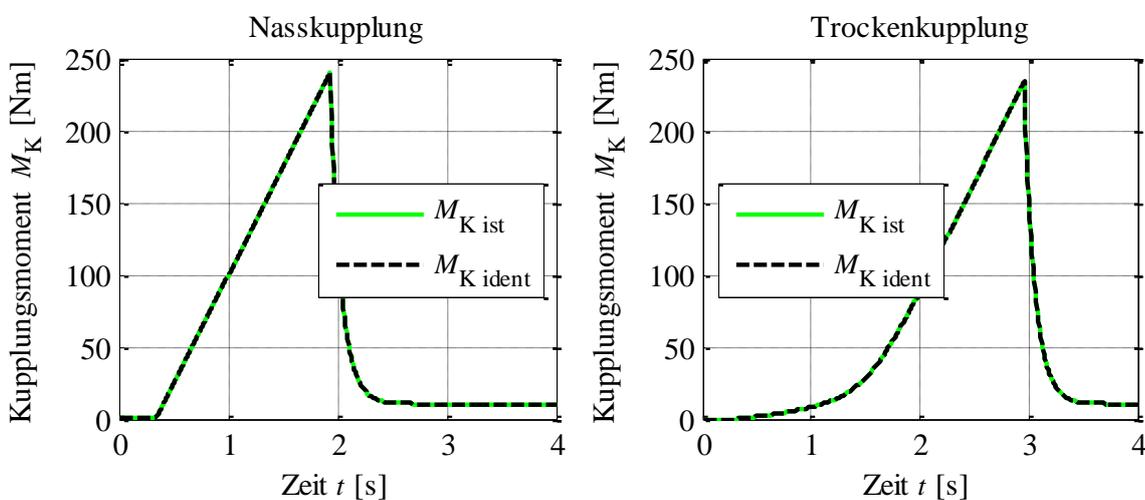


Abbildung 51: Vergleich des wirkenden und des rekonstruierten Kupplungsmomentes ohne Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Modell bei unverrauschten Zeitsignalen

Weiterhin werden zur Veranschaulichung des Identifikationsergebnisses in Abbildung 52 die identifizierten Kupplungskennlinien zusammen mit den Referenzwerten M_K aus Abbildung 50 dargestellt. Als KKL_{start} bzw. KKL_{ident} werden dabei die Kupplungskennlinien vor bzw. nach dem Identifikationsvorgang gekennzeichnet. Weiterhin repräsentiert in Abbildung 52 der Verlauf $KKL_{\text{Anf.end}}$ die Kupplungskennlinie, die sich am Ende des Anfahrvorganges einstellt.

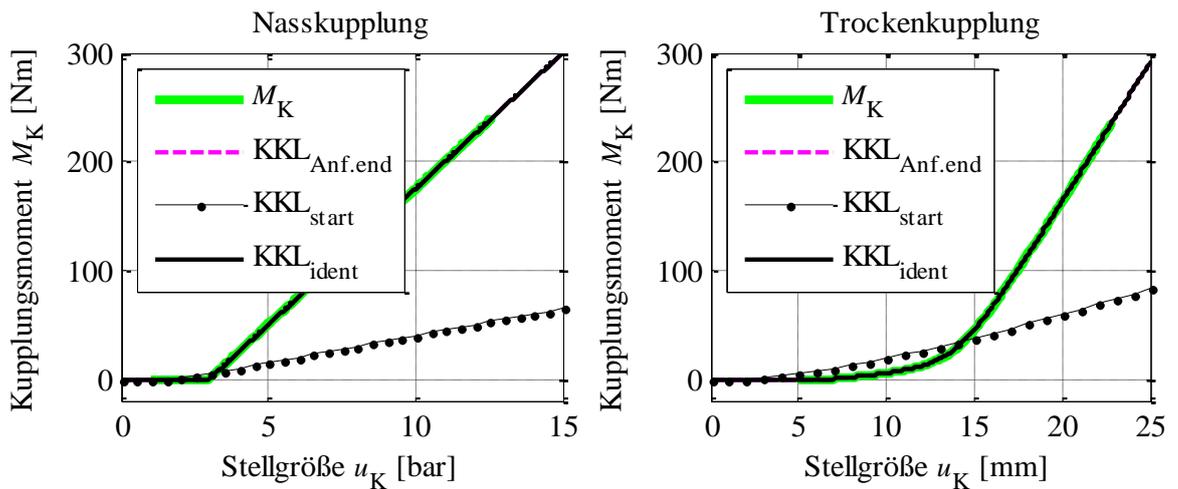


Abbildung 52: Identifizierte Kupplungskennlinien (KKL) ohne Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Simulationsmodell bei unverrauschten Zeitsignalen

Aus Abbildungen 51 und 52 ist ersichtlich, dass aufgrund der sehr guten Übereinstimmung der im Modell verwendeten mit den identifizierten Parameterwerten der Verlauf des Kupplungsmomentes (Abbildung 51) sowie die modellierte Kupplungskennlinie (Abbildung 52) nahezu fehlerfrei nachgebildet werden kann. Die erzielte Genauigkeit beruht dabei in erster Linie auf den idealisierten Identifikationsbedingungen wie der identischen Struktur der modellierten Kupplungskennlinie und dem innerhalb des Identifikationsalgorithmus verwendeten Kennlinienmodells, der Zeitinvarianz der Kupplungskennlinie während des Anfahrvorganges sowie rauschfreien Eingangssignalen.

Nachfolgend wird die idealisierte Annahme rauschfreier Messsignale aufgehoben und der resultierende Einfluss auf das Identifikationsergebnis ermittelt. Dazu wird dem Signal des Kupplungsmomentes eine additive Messstörung in Form eines zeitdiskreten, identisch normalverteilten, mittelwertfreien, weißen Rauschens s_R mit einer Standardabweichung von $\sigma_{SR} = \sqrt{20} \text{ Nm}$ überlagert. Dies entspricht einem Näherungswert der Standardabweichung des gefilterten Momentsignals in Abbildung 46. Tabelle 7 zeigt die identifizierten Werte der Kennlinienparameter bei Berücksichtigung von Messrauschen im Simulationsmodell.

Tabelle 7: Identifizierte Parameterwerte des Kennlinienmodells nach Gl. (4.16) ohne Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Modell bei verrauschtem Kupplungsmoment

	Nasskupplung				Trockenkupplung			
	Start	Ident.	Ist	Abw. [%]	Start	Ident.	Ist	Abw. [%]
θ_1	5,0	24,9	25,0	0,4	5,0	24,8	25,0	0,8
θ_2	2,0	2,99	3,0	0,1	2,0	6,92	7,0	1,2
θ_3	-	-	-	-	0,1	0,579	0,5	13,6
θ_4	-	-	-	-	0,1	0,0439	0,04	9,7
θ_5	-	-	-	-	5,0	7,06	7,0	0,8
Erforderliche Iterationsschritte: 42					Erforderliche Iterationsschritte: 64			
Abbruchkriterium: Gl. (2.36)					Abbruchkriterium: Gl. (2.36)			
$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 10^{-10}$; $n_{\max} = 1000$; vgl. Gln. (2.35) - (2.37)								

Die Verläufe der verrauschten Signale des Kupplungsmoments sowie die korrespondierenden Momentverläufe, die bei Verwendung der identifizierten Parameterwerte (vgl. Tabelle 7) rekonstruiert wurden, sind in Abbildung 53 dargestellt. Des Weiteren zeigt Abbildung 54 die resultierenden Kupplungskennlinien der identifizierten Nass- bzw. Trockenkupplung.

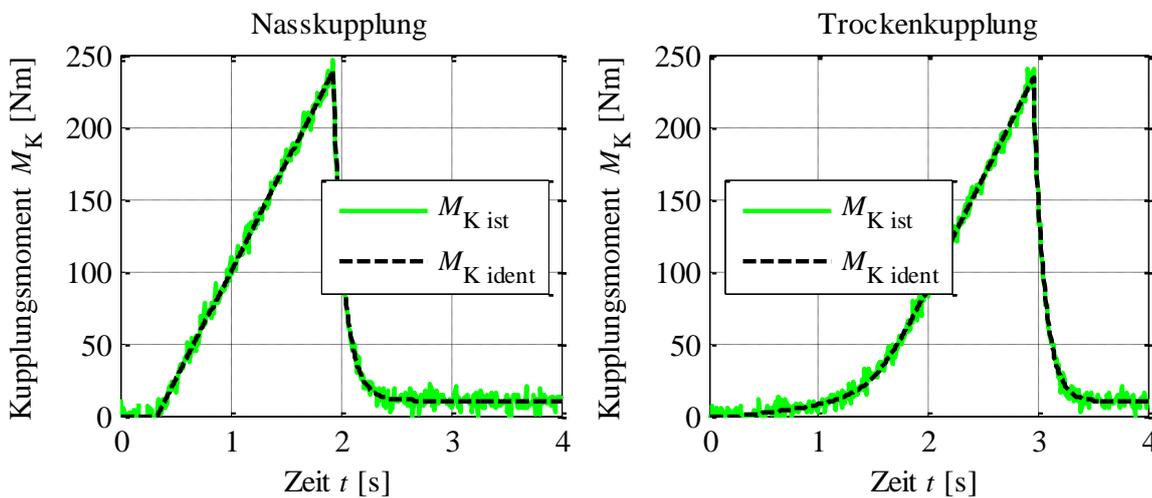


Abbildung 53: Vergleich des wirkenden und rekonstruierten Kupplungsmomentes ohne Berücksichtigung der Reibwertänderungen im Modell bei verrauschtem Momentensignal

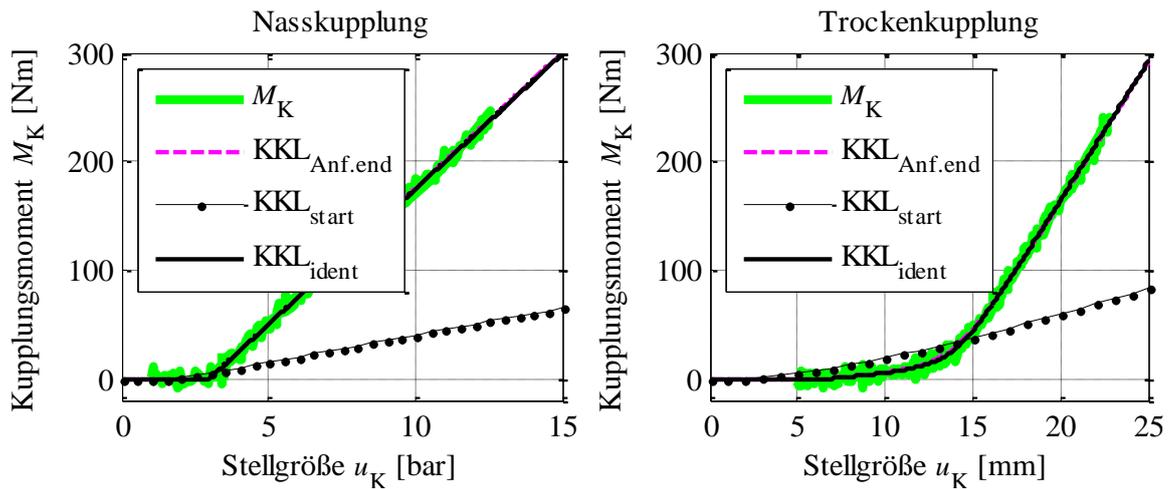


Abbildung 54: Identifizierte Kupplungskennlinien (KKL) ohne Berücksichtigung der Reibwertänderung im Simulationsmodell bei verrauschtem Momentsignal

Aus Tabelle 7 ist zu erkennen, dass bei Berücksichtigung von Messrauschen im gemessenen Signal des Kupplungsmoments die Abweichungen zwischen den identifizierten und modellierten Kennlinienparameter, insbesondere bei der Trockenkupplung, deutlich ansteigen. Diese Abweichungen können jedoch zum Teil durch ein bekanntes Phänomen, der bei der praktischen Anwendung von Methoden der Systemidentifikation auftreten kann, wie folgt erklärt werden. Bei einer theoretischen Betrachtung der Erwartungstreue von Identifikationsverfahren wird meistens von einem mittelwertfreien Messrauschen sowie einer Anzahl von Messdaten von $N \rightarrow \infty$ ausgegangen (vgl. Ljung und Söderström 1983; Söderström und Stoica 2001). Da bei einer Abtastzeit von $T = 0,01$ s und Simulationszeit von 4 s die Anzahl der Messwerte lediglich $N = 400$ beträgt ist das Rauschsignal während der betrachteten Zeitspanne nicht mittelwertfrei und führt zur Verzerrung der optimalen Regressionskurve² für das verrauschte Signal des Kupplungsmoments. Die optimale Regressionskurve wird nämlich nicht durch die tatsächlichen, sondern durch die identifizierten Kennlinienparameter erreicht. Diese Feststellung kann durch den Vergleich der Kostenfunktionen nach Gl. (6.2), die sich für verschiedene Varianten der Parametrierung ergeben, experimentell überprüft werden. Dies wird nachfolgend anhand der Kennlinienidentifikation bei der Trockenkupplung durchgeführt. Dabei wird der Identifikationsvorgang mit unterschiedlicher Anzahl von Messdaten, erzielt durch Variation der Abtastzeit, wiederholt und die resultierenden Kostenfunktionen $F(\theta)$

² Als optimale Regressionskurve wird hier die Kurve bezeichnet, welche die Summe der Fehlerquadrate zwischen dem verrauschten und rekonstruierten Signal des Kupplungsmoments minimiert.

entsprechend Gl. (6.2) sowie die summierten Abweichungen einzelner Parameterwerte e_{θ_i} in Tabelle 8 gegenübergestellt.³

Tabelle 8: Ergebnisse der Kennlinienidentifikation bei unterschiedlicher Anzahl von Messdaten bzw. verschiedenen Abtastzeiten (implementierte Variante hervorgehoben)

T [s]	N [-]	$F(\theta_{\text{ist}})$ [Nm ²]	$F(\theta_{\text{ident}})$ [Nm ²]	$\sum_{i=1}^5 e_{\theta_i}$ [%]
0,1	40	195	188	112
0,01	400	3802	3686	26,3
0,001	4000	16419	16413	14,1
0,0001	40000	100335	100327	0,5

Die Identifikationsergebnisse in Tabelle 8 zeigen, dass bei der betrachteten Anfahrssituation die identifizierten Werte der Kennlinienparameter stets eine geringere Abweichung zwischen dem verrauschten und dem rekonstruierten Verlauf des Kupplungsmoments ergeben als die tatsächlichen Parameterwerte (vgl. Werte von $F(\theta)$ in Tabelle 7). Die Bedeutung dieser Erkenntnis für den praktischen Einsatz besteht in erster Linie darin, dass die Genauigkeit der Kennliniennachbildung primär durch den Verlauf der resultierenden Regressionskurve und weniger durch die einzelnen Werte der Kennlinienparameter, die im Allgemeinen meistens ohnehin unbekannt sind, bestimmt wird.

Eine weitere wichtige Größe zur Analyse des Identifikationsergebnisses stellt der Momentfehler, der die Differenz zwischen dem gemessenen und dem bei Verwendung der identifizierten Parameterwerte rekonstruierten Kupplungsmoment angibt, dar. Abbildung 55 zeigt zum einen den zeitlichen Verlauf und zum anderen das einseitige Amplitudendichtespektrum des Momentfehlers für die betrachtete Anfahrssituation.

³ Da die Kupplungskennlinie ein statisches System darstellt, haben die unterschiedlichen Abtastzeiten keine Auswirkung bzgl. erfassbarer Systemdynamik, wie es bei dynamischen Systemen evtl. der Fall wäre.

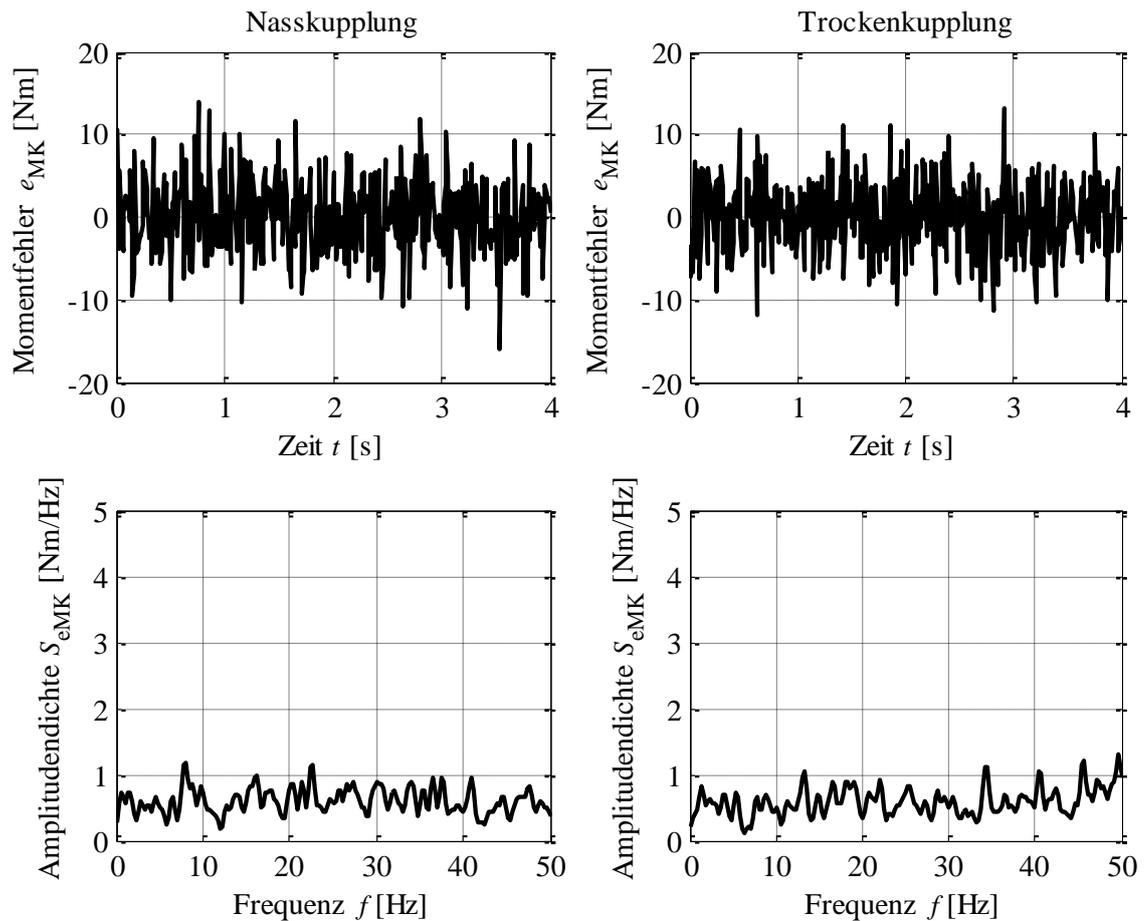


Abbildung 55: Zeitlicher Verlauf und Amplitudendichtespektrum des Momentfehlers, ohne Berücksichtigung der Reibwertänderung im Simulationsmodell bei verrauschtem Momentsignal

Das Dichtespektrum in Abbildung 55 zeigt, dass sowohl bei der Nass- als auch bei der Trockenkupplung das Signal des Momentfehlers keine ausgeprägten Signalanteile aufweist bzw. die einzelnen Signalanteile ähnliche Amplitudendichte besitzen. Dies ist ein Hinweis darauf, dass das betrachtete Fehlersignal keine nutzbare Information beinhaltet bzw. annähernd weißes Rauschen darstellt. Ein derartiges Fehlersignal liegt meistens dann vor, wenn das Verhalten des realen Systems durch das identifizierte Systemmodell ausreichend gut approximiert werden kann. Ein entgegengesetzter Fall wird im nachfolgenden Abschnitt behandelt.

6.1.2 Identifikation mit Simulation der Reibwertänderungen

Wie in den Abschnitten 3.1.4 und 3.2.4 dargestellt, wird durch die Reibwertänderungen in erster Linie die Steigung der Kupplungskennlinie beeinflusst. Da die Steigung des Kennlinienmodells nach Gl. (4.16) durch den Parameter θ_1 beschrieben wird, werden bei der Simulation der Anfahrvorgänge die Reibwertänderungen als Änderungen von θ_1 nachgebildet. Zu diesem Zweck wird die Gl. (3.24) auf θ_1 normiert, sodass die Steigung der Kupplungskennlinie im Bereich der Gleitreibung dem Initialwert von θ_1 entspricht und hin zur Haftreibung auf ca. 70% dieses Wertes abfällt. Zusätzlich wird ein linear verlaufender, temperaturbedingter Reibwertabfall von 10% während des Anfahrvorganges angenommen. In Analogie zur Abbildung 50 zeigt die Abbildung 56 die Trajektorien in der Kupplungsmoment-Stellgröße Ebene, die während der simulierten Anfahrten bei Berücksichtigung der Schlupf- bzw. Temperaturabhängigkeit des Reibwertes im Simulationsmodell, resultieren.

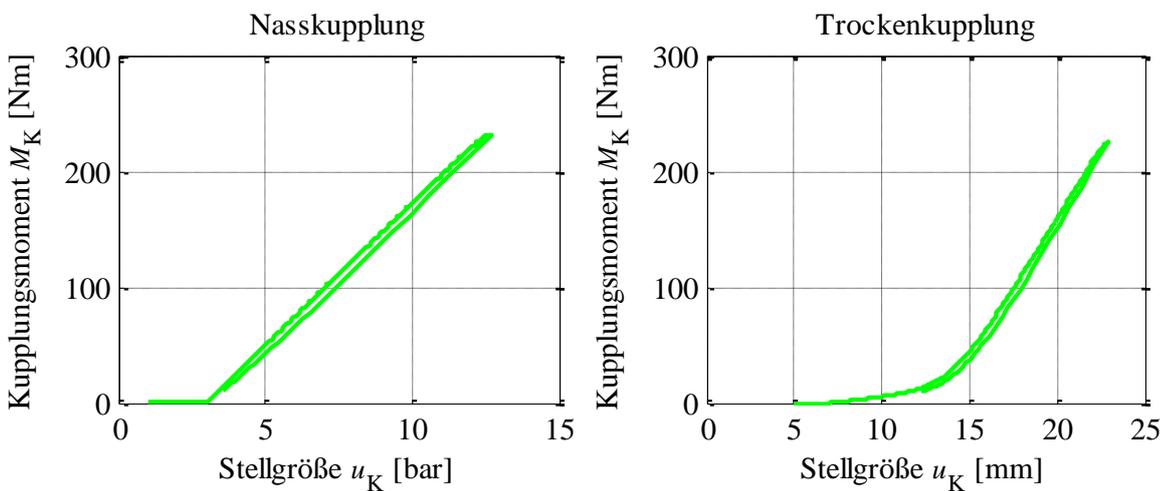


Abbildung 56: Trajektorien in der Kupplungsmoment-Stellgröße Ebene während der simulierten Anfahrten mit Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Modell

Aus Abbildung 56 ist zu erkennen, dass bei Berücksichtigung der Reibwertabhängigkeiten im Simulationsmodell der Verlauf des Kupplungsmomentes über der Stellgröße der Kupplung eine hystereseeähnliche Form aufweist. Dies ist in erster Linie damit begründet, dass während der Annäherung der Abtriebs- an die Antriebsdrehzahl, insbesondere in der Endphase des Anfahrvorganges, sich der Reibwert und folglich auch die Kennliniensteigung schlupf- bzw. temperaturabhängig verringert. Abbildung 57 zeigt den zeitlichen Verlauf des Parameterwertes von θ_1 während der Anfahrt.

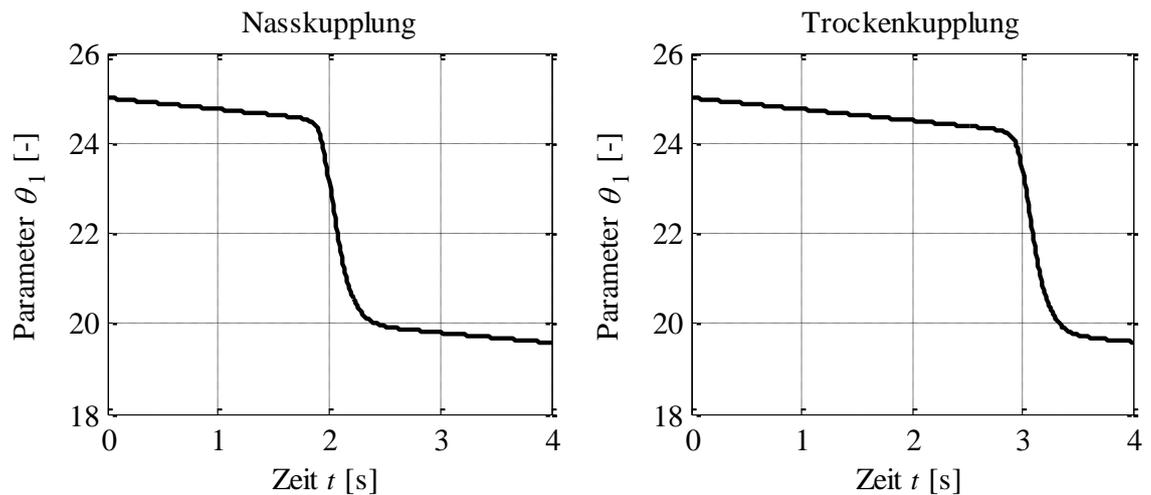


Abbildung 57: Verlauf der Parameterwerte von θ_1 während des Anfahrvorganges bei Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Modell

Gleichzeitig mit dem betriebsbedingten Reibwertabfall wird aufgrund der Drehzahlannäherung auch das Kupplungsmoment über die Kupplungsstellgröße aktiv reduziert (vgl. Abbildung 58). Da dies bereits bei einem verringerten Reibwert erfolgt, entstehen die in Abbildung 56 dargestellten hystereseähnlichen Trajektorien.

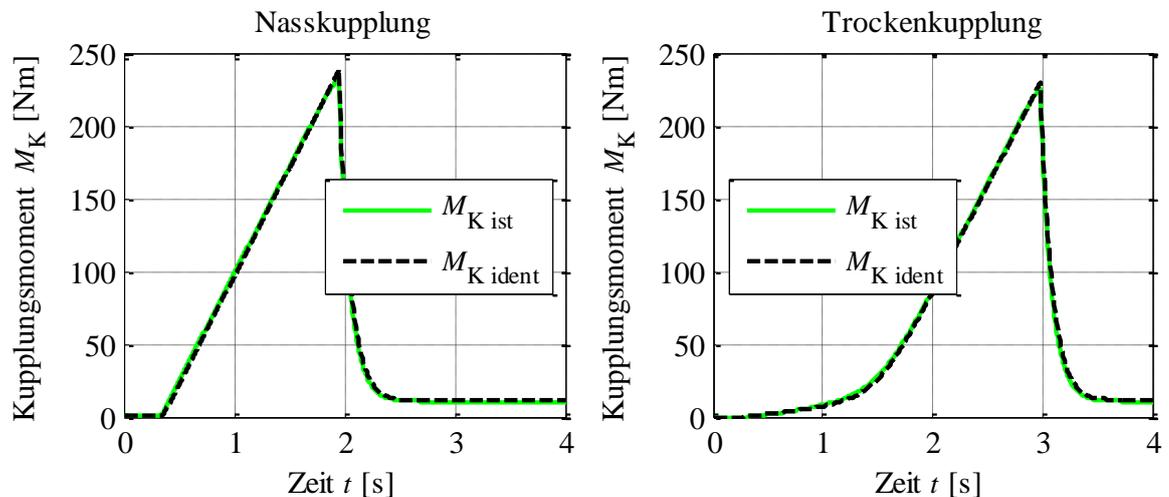


Abbildung 58: Vergleich des wirkenden und rekonstruierten Kupplungsmomentes mit Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Modell bei unverraushtem Momentsignal

Werden die Kupplungskennlinien anhand des beschriebenen Anfahrvorganges ohne Messrauschen identifiziert, ergeben sich die in Tabelle 9 dargestellten Parameterwerte.

Tabelle 9: Identifizierte Parameterwerte des Kennlinienmodells nach Gl. (4.16) bei Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Modell bei unverraushtem Momentsignal

	Nasskupplung				Trockenkupplung			
	Start	Ident.	Ist ⁴	Abw. [%]	Start	Ident.	Ist ⁴	Abw. [%]
θ_1	5,0	24,8	25,0-19,5	0,8-26,7	5,0	24,0	25,0-19,6	4,2-22,3
θ_2	2,0	3,10	3,0	3,2	2,0	6,70	7,0	4,3
θ_3	-	-	-	-	0,1	0,584	0,5	14,4
θ_4	-	-	-	-	0,1	0,0388	0,04	2,9
θ_5	-	-	-	-	5,0	7,23	7,0	3,3
Erforderliche Iterationsschritte: 31					Erforderliche Iterationsschritte: 358			
Abbruchkriterium: Gl. (2.36)					Abbruchkriterium: Gl. (2.36)			
$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 10^{-10}$; $n_{\max} = 1000$; vgl. Gln. (2.35) - (2.37)								

Aus Tabelle 9 ist zu erkennen, dass die Abweichungen zwischen den identifizierten Kennliniensteigungen θ_1 und den Steigungen der Kupplungskennlinien in der ersten Phase des Anfahrvorganges wesentlich geringer sind als die Abweichungen zur Kennliniensteigungen, die sich betriebsbedingt am Ende der Anfahrt einstellen. Dies liegt im Wesentlichen daran, dass die Erhöhung des Kupplungsmoments während der Annäherung der Abtriebs- an die Antriebsdrehzahl in der ersten Phase wesentlich langsamer erfolgt als die Verringerung des Kupplungsmoments nach dem Erreichen der Antriebsdrehzahl in der zweiten Phase (vgl. Abbildung 58). Dementsprechend wird bei einer konstanten Abtastzeit in der ersten Phase eine deutlich größere Anzahl der Referenzwerte des Kupplungsmoments bzw. der Stellgröße erfasst. Infolgedessen hat diese Phase einen höheren Einfluss auf die Bildung der Kostenfunktion innerhalb des Identifikationsalgorithmus und beeinflusst entsprechend die Ermittlung der Steigungswerte. Abbildung 59 zeigt die identifizierten Kupplungskennlinien bei Berücksichtigung der Reibwertänderung im Simulationsmodell.

⁴ Parameterwert von θ_1 am Anfang bzw. Ende der Anfahrt, bedingt durch Reibwertabfall

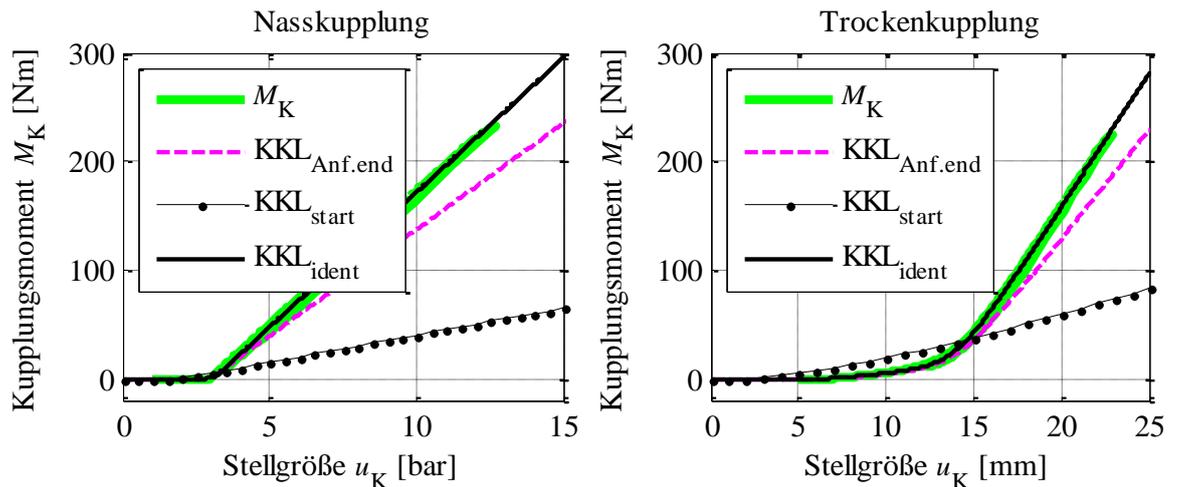


Abbildung 59: Identifizierte Kupplungskennlinien (KKL) mit Berücksichtigung der Reibwertänderung im Simulationsmodell bei unverraushtem Momentsignal

Der vorstehend beschriebene Sachverhalt bzgl. identifizierter Kennliniensteigung bei Änderungen des Reibwertes ist in Abbildung 59 beim Vergleich der identifizierten (KKL_{ident}) und der am Ende des Anfahrvorganges vorherrschenden ($KKL_{Anf.end}$) Kupplungskennlinien ersichtlich. Während die identifizierte Kupplungskennlinie eine Regressionskurve über sämtliche während des Anfahrvorganges erfassten Messdaten darstellt, beschreibt die Kennlinie $KKL_{Anf.end}$ das Verhalten der Reibungskupplungen am Ende des Anfahrvorganges.

Analog zur Vorgehensweise im vorangegangenen Abschnitt wird zur Analyse der Approximation des wirkenden Kupplungsmoments (vgl. Abbildung 58) durch die identifizierte Kupplungskennlinie der Momentfehler sowie das zugehörige einseitige Amplitudendichtespektrum für die simulierte Nass- bzw. Trockenkupplung in Abbildung 60 dargestellt.

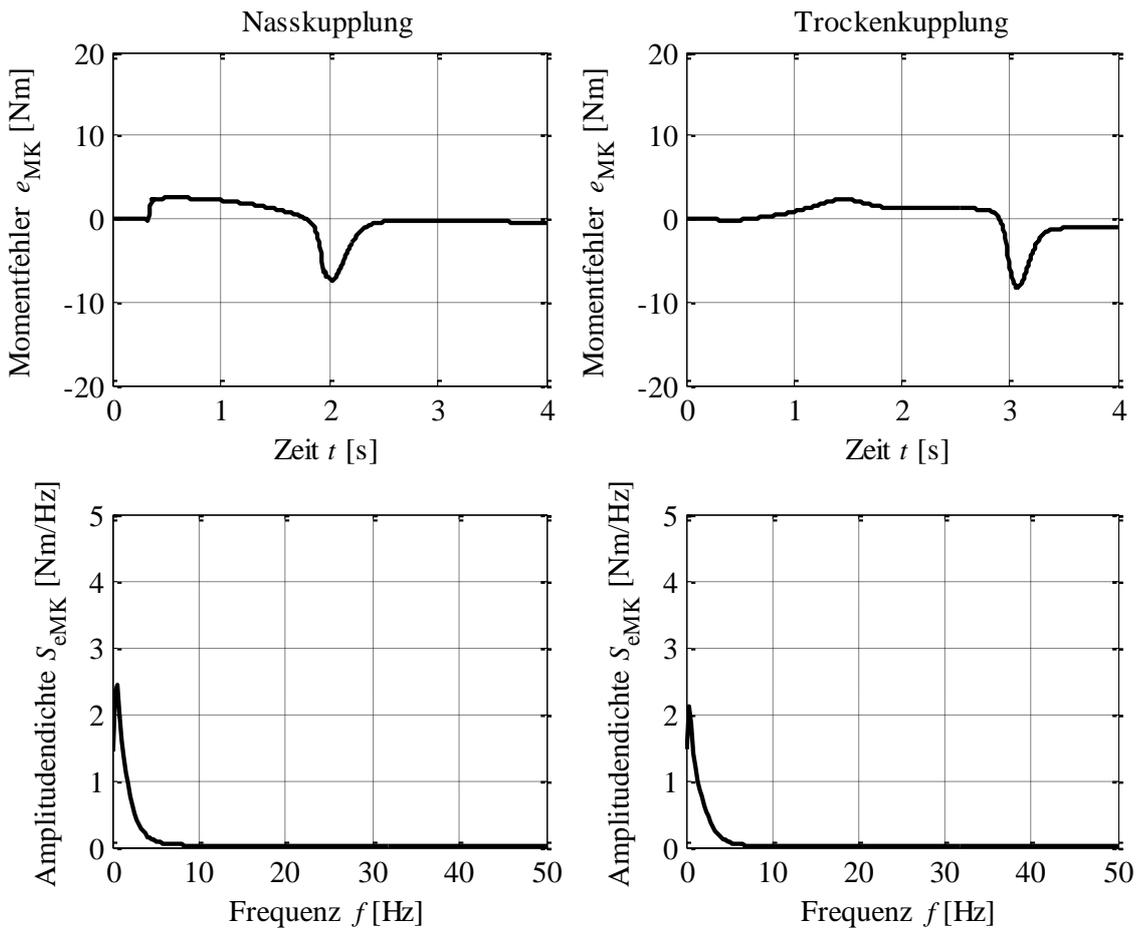


Abbildung 60: Zeitlicher Verlauf und Amplitudendichtespektrum des Momentfehlers, mit Berücksichtigung von Reibwertänderung im Simulationsmodell bei unverrauschem Momentensignal

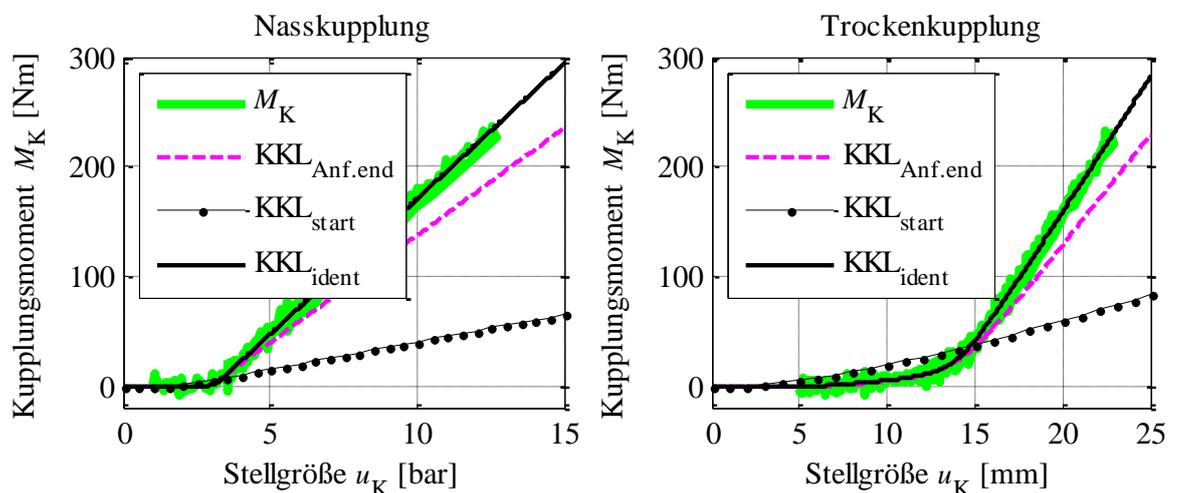
Aus Abbildung 60 ist zu erkennen, dass bei beiden Kupplungssystemen das Signal des Momentfehlers deutlich ausgeprägte Anteile niedriger Frequenz aufweist. Dies ist ein indirekter Hinweis darauf, dass das reale Systemverhalten Effekte beinhaltet, die durch das zu identifizierende Systemmodell nicht nachgebildet werden und sich folglich im Fehlersignal niederschlagen. Im vorliegenden Fall handelt es sich um betriebsbedingte Änderungen des Reibwertes, die zwar im Simulationsmodell, nicht aber in dem zu identifizierenden statischen Kennlinienmodell beinhaltet sind.

Im nächsten Schritt wird dem Signal des Kupplungsmoments in Abbildung 58 eine Messstörung in Form eines zeitdiskreten, identisch normalverteilten, mittelwertfreien, weißen Rauschens mit einer Standardabweichung von $\sigma_{SR} = \sqrt{20}$ Nm überlagert und das resultierende Signal zur Kennlinienidentifikation verwendet. Tabelle 10 zeigt die erzielten Identifikationsergebnisse.

Tabelle 10: Identifizierte Parameterwerte des Kennlinienmodells nach Gl. (4.16) bei Berücksichtigung der Reibwertänderungen im Modell bei verrauschtem Momentsignal

	Nasskupplung				Trockenkupplung			
	Start	Ident.	Ist (vgl. ⁴)	Abw. [%]	Start	Ident.	Ist (vgl. ⁴)	Abw. [%]
θ_1	5,0	24,07	25,0-19,57	1,2-26,2	5,0	23,9	25,0-19,6	4,4-22,0
θ_2	2,0	3,09	3,0	3,2	2,0	6,47	7,0	7,5
θ_3	-	-	-	-	0,1	0,676	0,5	25,9
θ_4	-	-	-	-	0,1	0,0407	0,04	1,9
θ_5	-	-	-	-	5,0	7,46	7,0	6,5
Erforderliche Iterationsschritte: 35					Erforderliche Iterationsschritte: 56			
Abbruchkriterium: Gl. (2.36)					Abbruchkriterium: Gl. (2.36)			
$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 10^{-10}$; $n_{\max} = 1000$; vgl. Gln. (2.35) - (2.37)								

Tabelle 10 zeigt, dass die Abweichungen der identifizierten Kennlinienparameter bei gleichzeitiger Berücksichtigung der Reibwertänderungen und Messstörungen im Simulationsmodell in gleicher Größenordnung wie bei unverraushtem Momentsignal liegen. Die identifizierten Kupplungskennlinien sind in Abbildung 61 dargestellt.

**Abbildung 61:** Identifizierte Kupplungskennlinien (KKL) mit Berücksichtigung von Reibwertänderung im Simulationsmodell bei verrauschtem Momentsignal

Aus Abbildung 61 ist erkennbar, dass die identifizierten Kupplungskennlinien, analog zur Abbildung 59, Regressionskurven über die während der simulierten Anfahrt erfassten Messdaten darstellen. Aufgrund dessen ist die identifizierte Steigung der Kupplungskennlinie um 22 % bzw. 26 % höher als die Steigungen, die sich bedingt durch die Reibwertänderung am

Ende des Anfahrvorganges einstellen. Diese Steigungsänderungen sind jedoch im statischen Kennlinienmodell nach Gl. (4.16) nicht nachgebildet. Folglich entstehen systematische Abweichungen zwischen den simulierten und den bei Verwendung der Parameterwerte aus Tabelle 10 rekonstruierten Verläufen der Kupplungsmomente der modellierten Nass- bzw. Trockenkupplung. Indizien für diese Abweichungen sind sowohl im Signal des Momentfehlers in Abbildung 62 als auch in dem zugehörigen Amplitudendichtespektrum erkennbar und zeichnen sich analog zur Abbildung 60 durch hohe Werte der Amplitudendichte bei niedrigen Frequenzen aus.

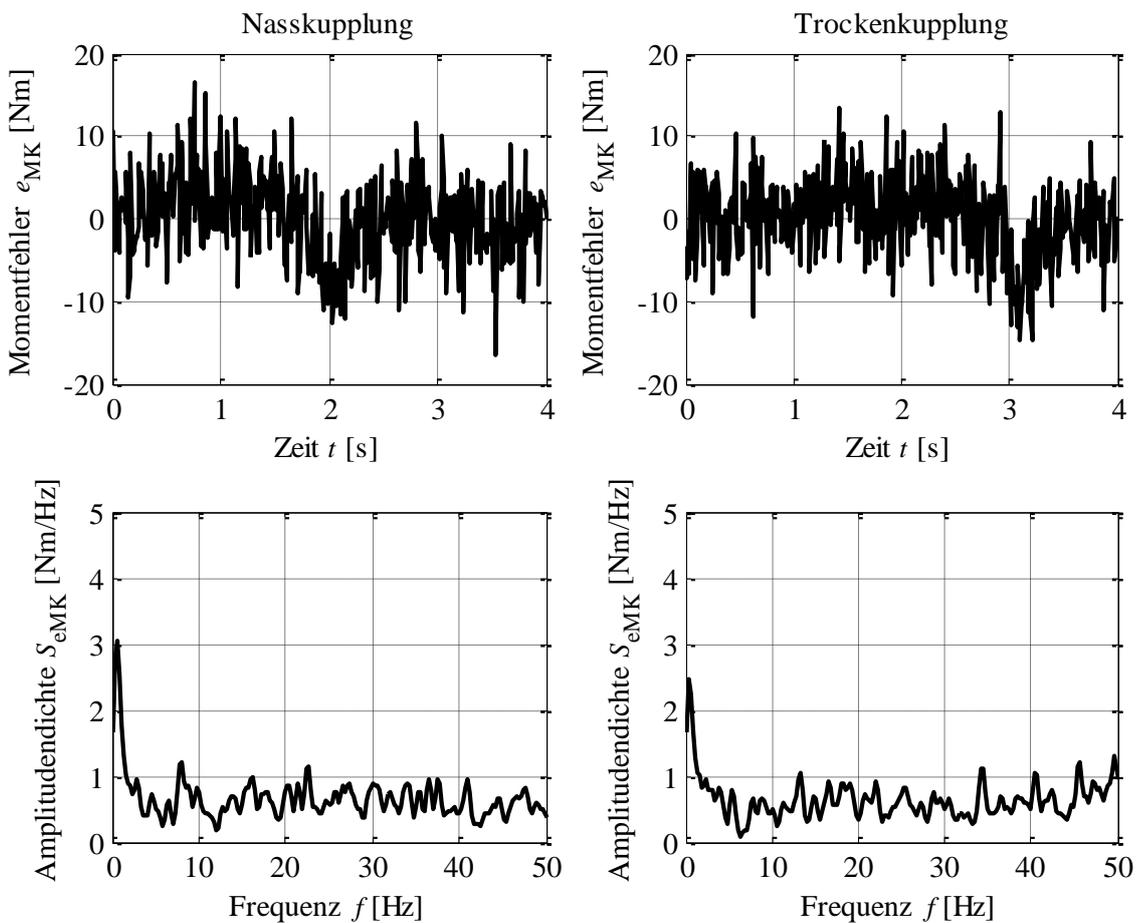


Abbildung 62: Zeitlicher Verlauf und Amplitudendichtespektrum des Momentfehlers mit Berücksichtigung von Reibwertänderung im Simulationsmodell bei verrauschtem Momentsignal

Aus dem Vergleich der Identifikationsergebnisse aus dem aktuellen und vorangegangenen Abschnitt lässt sich erkennen, dass die Effekte der Reibwertänderung einen höheren Einfluss auf die Genauigkeit der Kennlinienidentifikation, vor allem auf die Ermittlung der Momentansteigung der Kupplungskennlinie, haben, als die stochastischen Messstörungen. Im nachfolgenden Abschnitt wird die Möglichkeit der Verwendung eines Vergessensfaktors zur Kompensation nicht modellierter Effekte der Drehmomentübertragung analysiert.

6.1.3 Identifikation bei Verwendung eines Vergessensfaktors

In Abschnitt 2.4.1 wurde das Konzept des Vergessensfaktors bzw. einer exponentiell abklingenden Gewichtung der Eingangsdaten des Identifikationsalgorithmus als eine Möglichkeit zur Identifikation zeitvarianter Systeme vorgestellt. Nachfolgend wird die prinzipielle Verwendbarkeit einer derartigen Gewichtung zur Identifikation zeitvarianter Kupplungskennlinien analysiert. Zu diesem Zweck wird die Kennlinienidentifikation anhand des im vorangegangenen Abschnitt betrachteten Anfahrvorganges, jedoch mit modifizierter Berechnung des Korrekturvektors, für die Trockenkupplung wiederholt und die erzielten Ergebnisse mit denen aus dem vorangegangenen Abschnitt verglichen. Aufgrund des nichtlinearen Übergangs im unteren Bereich der Kupplungskennlinie eignet sich die Trockenkupplung besonders gut zur Analyse der Auswirkungen des Vergessensfaktors auf das Identifikationsergebnis. Zur besseren Erkennung relevanter Effekte erfolgt der Identifikationsvorgang mit unverrauschten Signalen.

Mit der bereits in Gl. (2.56) eingeführten zusammengefassten Gewichtungvariable

$$\beta(k, i) = \lambda_0^{k-i} \alpha(i) \quad (2.56)$$

ergibt sich der modifizierte Korrekturvektor der Levenberg-Marquardt-Methode ausgehend von Gl. (2.40) zu

$$\Delta \boldsymbol{\theta}_{\text{LM}\lambda, n}(k) = - \left[\sum_{i=1}^k \beta(k, i) \mathbf{j}(i) \mathbf{j}^T(i) + \delta_n \mathbf{I} \right]^{-1} \sum_{i=1}^k \beta(k, i) \mathbf{j}(i) e(i). \quad (6.8)$$

Die Berechnung des tatsächlichen Wertes der Kostenfunktionen zur Bildung des Verhältnisses ρ in Gl. (6.1) ändert sich bei Verwendung eines Vergessensfaktors zu

$$F(\hat{\boldsymbol{\theta}}_n) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \beta(k, i) e^2(i, \hat{\boldsymbol{\theta}}_n), \quad (6.9)$$

bzw. die Berechnung der approximierten Kostenfunktion zu

$$\tilde{F}(\Delta \boldsymbol{\theta}_{\text{LM}\lambda, n}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \beta(k, i) [e(i, \hat{\boldsymbol{\theta}}_{n-1}) + \mathbf{j}^T(i) \Delta \boldsymbol{\theta}_{\text{LM}\lambda, n}]^2. \quad (6.10)$$

Die Parameterwerte des Kennlinienmodells, die anhand der simulierten Anfahrt bei Berücksichtigung der Reibwertänderungen sowohl mit als auch ohne Verwendung eines Vergessensfaktors für die Trockenkupplung ermittelt wurden, sind in Tabelle 11 gegenübergestellt.

Tabelle 11: Mit bzw. ohne Verwendung eines Vergessensprofils identifizierte Parameterwerte des Kennlinienmodells der Trockenkupplung

	Ohne Vergessensprofil ⁵ ($\lambda_0 = 1$)				Mit Vergessensprofil ($\lambda_0 = 0,99$)		
	Start	Ident.	Ist (vgl. ⁴)	Abw. [%]	Ident.	Ist (vgl. ⁴)	Abw. [%]
θ_1	5,0	23,9	25,0-19,6	4,4-22,0	22,4	25,0-19,6	10,4-14,3
θ_2	2,0	6,47	7,0	7,5	9,45	7,0	25,9
θ_3	0,1	0,676	0,5	25,9	0,69	0,5	38
θ_4	0,1	0,0407	0,04	1,9	0,12	0,04	200
θ_5	5,0	7,46	7,0	6,5	4,75	7,0	53
Erforderliche Iterationsschritte: 56					Erforderliche Iterationsschritte: 29		
Abbruchkriterium: Gl. (2.36)					Abbruchkriterium: Gl. (2.36)		
$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 10^{-10}$; $n_{\max} = 1000$; vgl. Gln. (2.35) - (2.37)							

Aus Tabelle 11 ist zu erkennen, dass die Abweichung zwischen der in der Endphase des Anfahrvorganges wirkenden und identifizierten Kennliniensteigung (θ_1) bei Verwendung eines Vergessensfaktors reduziert wird. Die Abweichung des identifizierten Eingriffspunktes (θ_2) von dem tatsächlichen wird jedoch gleichzeitig erkennbar erhöht. Wie in Abschnitt 2.4.1 erwähnt, liegt die primäre Ursache für diesen Effekt darin, dass zur optimalen Nachbildung der aktuellen Betriebssituation durch den Identifikationsalgorithmus Werte sämtlicher Kennlinienparameter angepasst werden. Da bei Verwendung eines Vergessensfaktors die Messdaten aus der aktueller Betriebssituation einen höheren Beitrag zur Bildung der Kostenfunktion liefern (vgl. Abbildung 63) als Messdaten, die zeitlich weiter zurück liegen, werden die Kennlinienparameter dahingehend angepasst, dass in erster Linie die Endphase des Anfahrvorganges optimal nachgebildet werden kann. Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 63 anhand der zeitlichen Verläufe des Referenzwertes bzw. des rekonstruierten Kupplungsmomentes verdeutlicht.

⁵ Der zeitliche Verlauf der Datengewichtung während der Identifikation wird oft als Vergessensprofil bezeichnet.

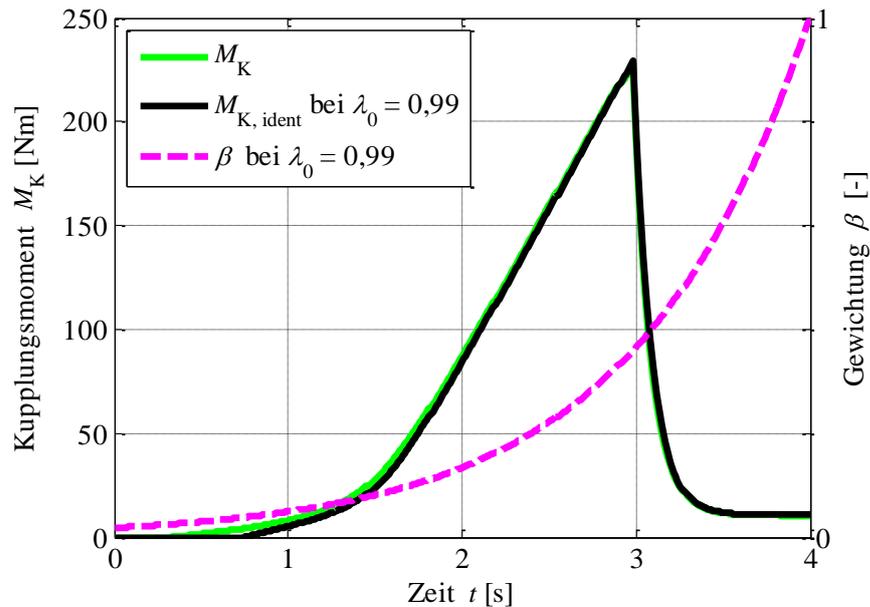


Abbildung 63: Zeitlichen Verläufe des Referenzwertes bzw. des rekonstruierten Kupplungsmoments sowie der zusammengesetzten Gewichtungvariable β (Vergessensprofil)

Abbildung 63 zeigt, dass aufgrund der abklingenden Gewichtung der Eingangsdaten die Abweichungen zwischen dem rekonstruierten Kupplungsmoment und dessen Referenzwert zu Beginn des Anfahrvorganges wesentlich größer ist als ohne Vergessensprofil (vgl. Abbildung 58, rechtes Diagramm). In der Endphase der Anfahrt ist stattdessen die Übereinstimmung der genannten Momentverläufe höher. Dieser Effekt führt dazu, dass die resultierende Kupplungskennlinie zwar zur Nachbildung der aktuellen Betriebsituation optimal geeignet ist, im restlichen Verlauf jedoch mehr oder weniger stark von der tatsächlich wirkenden Kupplungskennlinie abweicht. Beide Kennlinien sind in Abbildung 64 dargestellt.

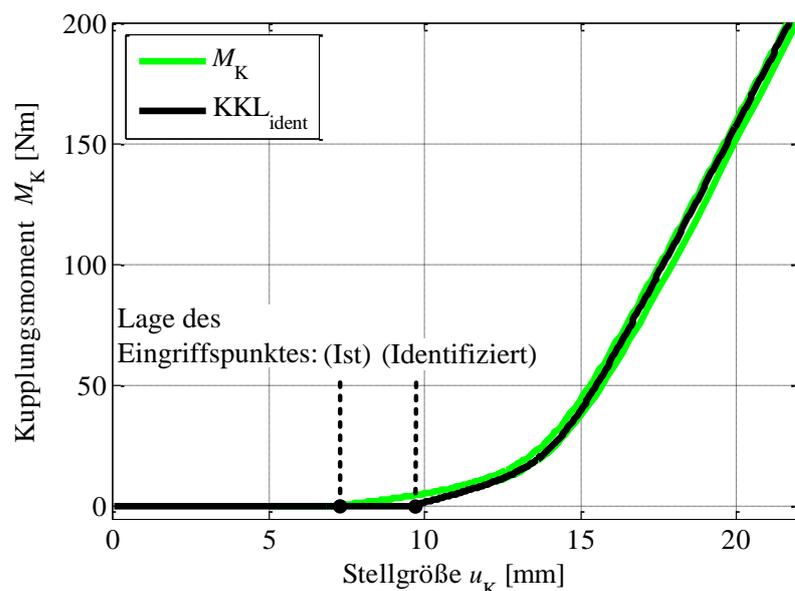


Abbildung 64: Identifizierte Kupplungskennlinien (KKL) mit Berücksichtigung der Reibwertänderung im Simulationsmodell bei unverraushtem Momentsignal und $\lambda_0 = 0,99$

Als Zusammenfassung der Betrachtungen dieses Abschnitts ist festzuhalten, dass die Verwendung eines Vergessensfaktors zur Berücksichtigung der Zeitvarianz von Kupplungskennlinien, die aufgrund hoch dynamischer Effekte wie z.B. Reibwertänderung resultiert, nicht optimal ist. Der wesentliche Grund dafür liegt darin, dass dieses Konzept keine gezielte Anpassung einzelner Kennlinienparameter ermöglicht, sondern zur Reduktion des aktuellen Modellfehlers sämtlicher Modellparameter angepasst werden. Die betrachteten Identifikationsvorgänge zeigen jedoch, dass bei einer gleichzeitigen Anpassung sämtlicher Kennlinienparameter wichtige Information über das Systemverhalten (z.B. Lage des Eingriffspunktes), die in den zurückliegenden Daten vorhanden ist, nur mit einer niedrigen Gewichtung genutzt wird. Die resultierende Kupplungskennlinie weist daher erkennbare Ungenauigkeiten bei der Nachbildung des Übertragungsverhaltens der Kupplung im Stellbereich außerhalb der aktuellen Betriebssituation auf. In den praktischen Anwendungen wird daher der Vergessensfaktor meistens zur Nachführung von langsamen Parameteränderungen eingesetzt (vgl. Abschnitt 2.4.1) bzw. als Maßnahme um das sogenannte „Einschlafen“ des Algorithmus zu verhindern (Ljung und Söderström 1983).

Alternativ zum Konzept des Vergessensfaktors wird in Abschnitt 7.2, im Rahmen der rekursiven Identifikation von Kupplungskennlinien, die Erfassung zeitvarianter Kennlinienänderungen durch Berücksichtigung der Zeitvarianz der Kennlinienparameter bei Berechnung der Kovarianzmatrix \mathbf{P} (vgl. Abschnitt 2.4.2) analysiert. Zuvor erfolgt jedoch im nachfolgenden Abschnitt die Anwendung nicht rekursiver Kennlinienidentifikation zur Ermittlung von Kupplungskennlinien der nasslaufenden Doppelkupplung im Volkswagen Passat 3C sowie der trockenlaufenden Doppelkupplung im Volkswagen Golf VI.

6.2 Untersuchungen anhand von Fahrzeugmessungen

Bei den Untersuchungen der Kennlinienidentifikation in der Simulation (Abschnitt 6.1) konnten einzelne Einflüsse des Identifikationsvorganges, wie die Systemabhängigkeiten des Reibwertes oder Messstörungen, im Simulationsmodell gezielt berücksichtigt bzw. vernachlässigt werden. Bei der Identifikation von Kupplungskennlinien anhand realer Fahrzeugmessdaten sind diese Effekte jedoch durch den Fahrbetrieb fest vorgegeben und können nicht nachträglich aufgehoben werden. Neben Messrauschen beinhalten die erfassten Messdaten somit auch Auswirkungen sämtlicher Änderungen des Übertragungsverhaltens der Kupplung, die während der betrachteten Zeitperiode stattfinden. Des Weiteren ist es, im Gegensatz zu Untersuchungen in der Simulation, im Allgemeinen unbekannt, in wie weit sich das reale

Systemverhalten durch das innerhalb des Identifikationsalgorithmus verwendete Kennlinienmodell beschreiben lässt. So befasst sich dieser Abschnitt mit der Untersuchung der Anwendbarkeit nichtrekursiver Identifikationsverfahren in Kombination mit dem Kennlinienmodell nach Gl. (4.16) zur Ermittlung von Kupplungskennlinien anhand realer Fahrzeugmessungen ohne Berücksichtigung der Zeitvarianz der Kennlinienparameter.

Im ersten Schritt wird die Kennlinienidentifikation, in Analogie zu Untersuchungen im vorangegangenen Abschnitt, anhand eines Anfahrvorganges mit einer Dauer von ca. 3 Sekunden ausgeführt. Im weiteren Schritt wird eine wesentlich größere Zeitspanne von ca. 120 Sekunden verwendet und es werden die Unterschiede im Vergleich zur Kennlinienidentifikation anhand einer Anfahrt analysiert. Da der Identifikationsvorgang für beide Teilkupplungen der betrachteten Doppelkupplungen identisch ist, werden nachfolgend Identifikationsergebnisse für jeweils eine der beiden Kupplungskennlinien einer Doppelkupplung dargestellt. Die Kennlinienidentifikation erfolgt dabei unter Verwendung der Levenberg-Marquardt-Methode nach Gln. (2.34), (2.40) mit Berücksichtigung von Gln. (5.15), (5.16) und Gln. (6.1) - (6.5).

Bei den nachfolgenden Betrachtungen der Kennlinienidentifikation anhand realer Fahrzeugmessungen erfolgt die Aufbereitung bzw. Vorbehandlung von Messdaten entsprechend den Ausführungen in Abschnitt 5.3. Zur Ermittlung der Auswirkungen von implementierten Filtermaßnahmen (vgl. Abschnitt 5.3) auf das Identifikationsergebnis werden Identifikationsvorgänge sowohl mit als auch ohne Filterung durchgeführt und die erzielten Ergebnisse gegenübergestellt.

6.2.1 Identifikation anhand eines Anfahrvorganges

Zur Identifikation von Kupplungskennlinien der betrachteten Kupplungssysteme anhand eines Anfahrvorganges werden Messdaten aus den bereits in Abbildung 39 dargestellten Betriebsphasen verwendet. Die identifizierten Parameterwerte, die sowohl anhand gefilterter als auch ungefilterter Signale ermittelt wurden, sind in Tabelle 12 zusammengefasst.

Tabelle 12: Anhand der Anfahrvorgänge in Abbildung 39 identifizierte Kennlinienparameter

	Nasskupplung (Passat 3C)				Trockenkupplung (Golf VI)			
	Start	Signale gefiltert	Signale ungefiltert	Differenz (rel.)	Start	Signale gefiltert	Signale ungefiltert	Differenz (rel.)
θ_1	5,0	93,7	95,7	2,1 %	5,0	14,4	14,2	-1,4 %
θ_2	1,0	2,40	2,41	0,4 %	5,0	9,9	9,9	0,0 %
θ_3	-	-	-		0,1	84,2	55,2	-34 %
θ_4	-	-	-		0,1	0,48	0,51	6,2 %
θ_5	-	-	-		5,0	3,59	3,55	-1,1 %
Iterations-schritte		30	30		Iterations-schritte	24	25	
Abbruchkriterium: Gl. (2.36)				Abbruchkriterium: Gl. (2.36)				
$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 10^{-4}$; $n_{\max} = 1000$; vgl. Gln. (2.35) - (2.37)								

Da das identifizierte Kennlinienmodell lediglich eine Approximation des realen Kupplungsverhaltens darstellt, existieren im Allgemeinen keine Referenzwerte zur direkten Bewertung der ermittelten Kennlinienparameter. Das erzielte Identifikationsergebnis wird daher anhand nachfolgend dargestellter relevanter Größen des Identifikationsvorganges analysiert. Abbildung 65 zeigt die Kupplungskennlinien der identifizierten Kupplungssysteme zu Beginn bzw. nach Abschluss der Identifikation sowie die entsprechend Gl. (5.14) ermittelten Referenzwerte des Kupplungsmoments bei Verwendung gefilterter Signale. Die entsprechenden Verläufe für ungefilterte Signale sind in Abbildung 66 dargestellt.

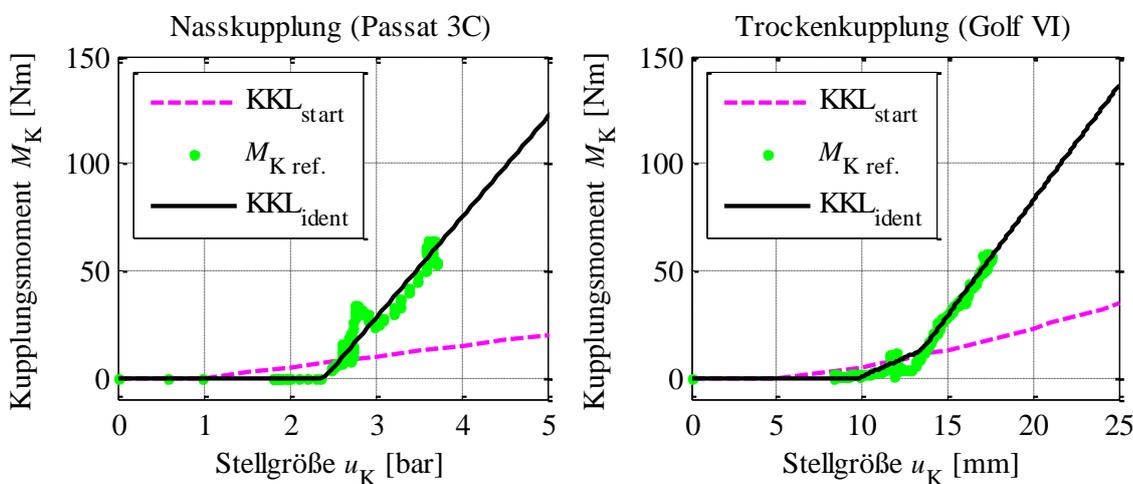


Abbildung 65: Kupplungskennlinien zu Beginn bzw. nach Abschluss des Identifikationsvorganges sowie die gefilterten Referenzwerte des Kupplungsmomentes nach Gl. (5.14)

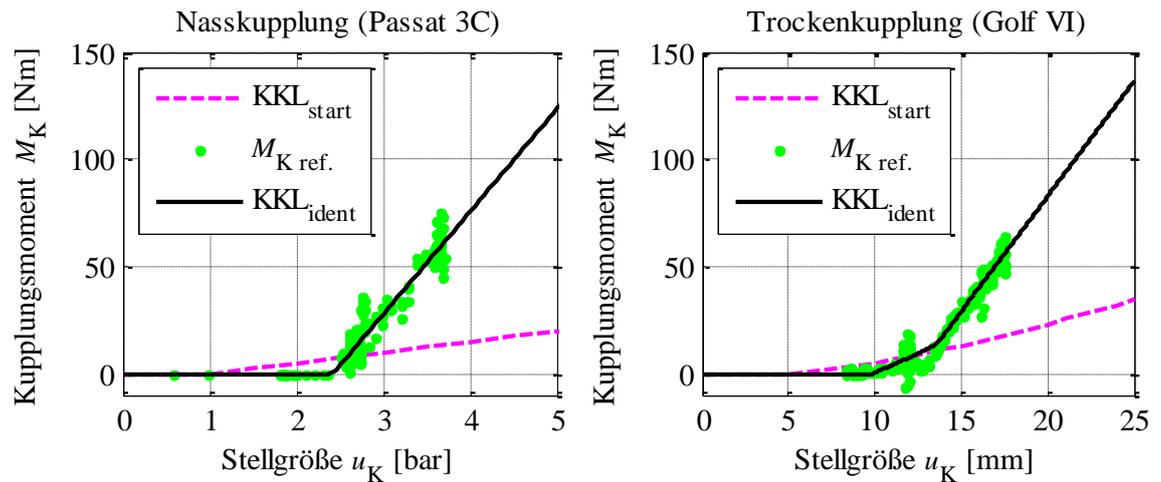


Abbildung 66: Kupplungskennlinien zu Beginn bzw. nach Abschluss des Identifikationsvorganges sowie die ungefilterten Referenzwerte des Kupplungsmomentes nach Gl. (5.14)

Aus Abbildungen 65 und 66 ist zu erkennen, dass die identifizierten Kupplungskennlinien Regressionskurven der erfassten Datenpunkte, gebildet aus den Kupplungsmoment- und korrespondierenden Stellgrößenwerten, repräsentieren (auf die Form der identifizierten Kennlinien wird im nachfolgenden Abschnitt eingegangen). Auch die Grunddynamik der zeitlichen Verläufe der Referenzwerte des Kupplungsmomentes entsprechend Gl. (5.14) wird durch die bei Verwendung der identifizierten Parameterwerte rekonstruierten Momentverläufe erkennbar wiedergegeben (vgl. Abbildungen 67 und 68).

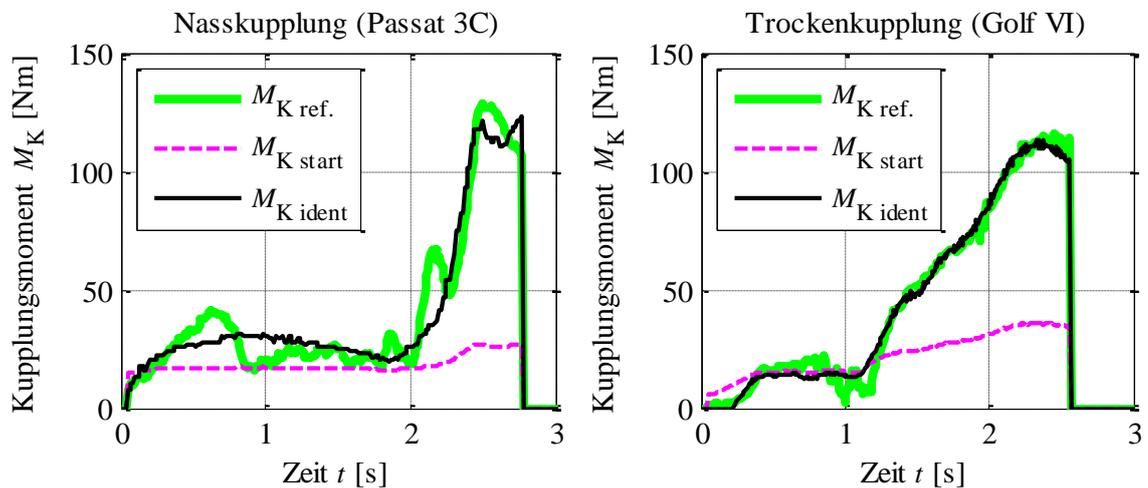


Abbildung 67: Verläufe der gefilterten Referenzwerte des Kupplungsmomentes nach Gl. (5.14) sowie rekonstruierte Momentverläufe bei Verwendung der Parameterwerte aus Tabelle 12

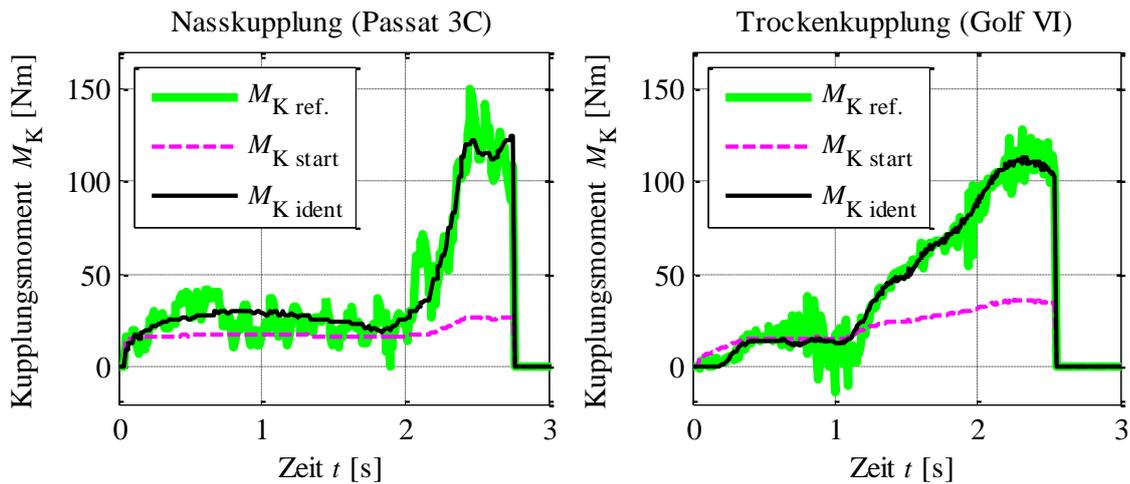


Abbildung 68: Verläufe der ungefilterten Referenzwerte des Kupplungsmoments nach Gl. (5.14) sowie rekonstruierte Verläufe bei Verwendung der Parameterwerte aus Tabelle 12

Die identifizierten Kupplungskennlinien bzw. die rekonstruierten Momentverläufe zeigen, dass bei gegebenen Randbedingungen, wie den erfassten Messdaten und vorhandener Modellstruktur, das grundlegende Optimierungsproblem durch das eingesetzte Identifikationsverfahren grundsätzlich gelöst werden kann. Der Mittelwert des Momentfehlers, als Abweichung zwischen dem rekonstruierten und erfassten Momentverlauf, liegt dabei für beide Kupplungssysteme unterhalb von 0,2 Nm. Die resultierenden Momentfehler werden nachfolgend anhand deren zeitlichen Verläufe bzw. Amplitudendichtespektrum in Abbildung 69 analysiert.

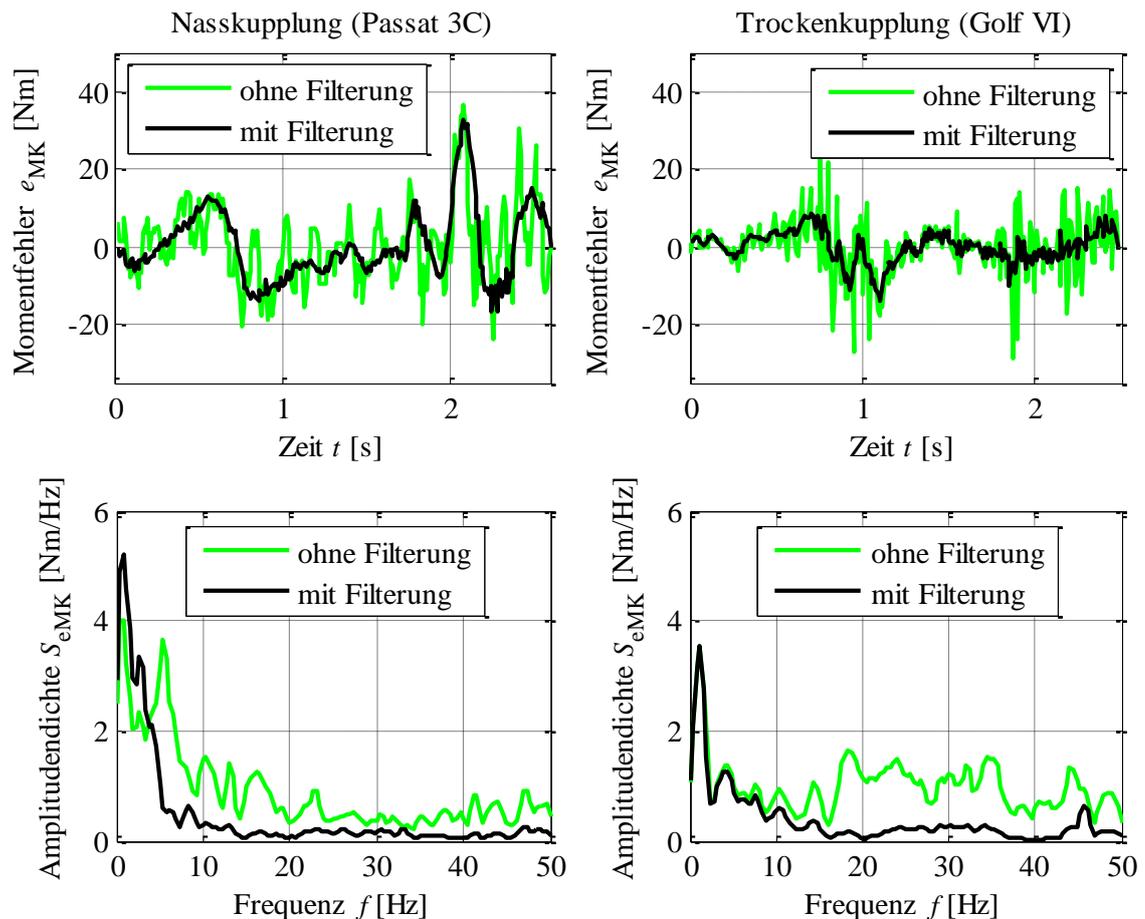


Abbildung 69: Zeitliche Verläufe und Amplitudendichtespektrum der Momentfehler bei Kennlinienidentifikation anhand realer Anfahrvorgänge mit bzw. ohne Signalfilterung

Aus den zeitlichen Verläufen bzw. den korrespondierenden Amplitudendichtespektren der Fehlersignale in Abbildung 69, insbesondere bei Verwendung gefilterter Signale, sind deutlich ausgeprägte Anteile niedriger Frequenz zu erkennen. Wie in Abschnitt 6.1.1 bereits erwähnt wurde, ist dies ein Indiz für Effekte der Drehmomentübertragung, die im eingesetzten statischen Kennlinienmodell entsprechend Gl. (4.16) nicht beinhaltet sind. Mit Hinblick auf die Untersuchungen in Abschnitt 6.1 haben in diesem Kontext die betriebsbedingten Änderungen des Reibwerts den wesentlichen Einfluss (vgl. Abbildung 62). Beim Vergleich der Momentfehler bzw. korrespondierender Amplitudendichtespektren in Abbildung 69 ist zu erkennen, dass die niederfrequenten Anteile des Fehlersignals der Nasskupplung deutlich höher als die der Trockenkupplung sind. Eine Ursache dafür können Effekte der hydrodynamischen Momentübertragung, die sich vor bzw. während des Schließvorganges einer Nasskupplung als Schleppmoment auswirken, darstellen (vgl. Abschnitt 3.1.2).

Der Vergleich der Identifikationsergebnisse mit bzw. ohne Filterung des Referenzsignals zeigt, dass die Signalfilterung bei den betrachteten Betriebsphasen weder eine wesentliche Änderung der ermittelten Kennlinienparameter bzw. der resultierenden Kupplungskennlinien

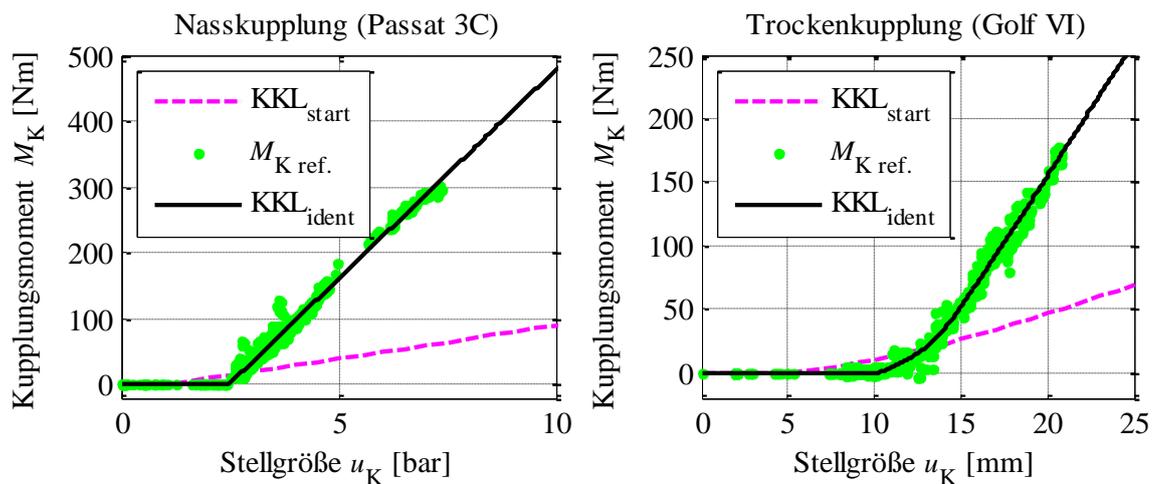
noch der rekonstruierten Momentverläufe bewirkt. Die Analyse der Identifikationsergebnisse ist jedoch bei Verwendung gefilterter Signale übersichtlicher, da die niederfrequenten spektralen Anteile des Fehlersignals, die auf Abweichungen zwischen dem modellierten und realen Systemverhalten hinweisen, deutlicher zum Vorschein kommen. Infolgedessen werden im folgenden Verlauf dieser Arbeit ausschließlich gefilterte Signale verwendet.

6.2.2 Identifikation anhand einer längeren Betriebsphase

Während die Form der Kupplungskennlinie der Nasskupplung durch die Festsetzung bestimmter Kennlinienparameter fest vorgegeben ist (vgl. Abschnitt 6.1), ist die genaue Kennlinienform der Trockenkupplung a priori unbekannt. Aus Komfortgründen weisen jedoch die Kupplungskennlinien trockenlaufender Kupplungen meistens einen fließenden Übergang von der Anfangs- in die Endsteigung auf (vgl. Abschnitt 3.2.3). Die identifizierte Kennlinienform der Trockenkupplung in Abbildung 65 bzw. Abbildung 66 stellt zwar eine Regressionskurve durch die erfassten Datenpunkte dar, entspricht jedoch wegen der nahezu sprungförmigen Steigungsänderung nicht einer üblichen Kennlinienform. Im Rahmen der Untersuchungen der Kennlinienidentifikation in der Simulation in Abschnitt 6.1 wurde experimentell gezeigt, dass bei geringer Anzahl von Messwerten Messstörungen einen Einfluss auf die Form der identifizierten Regressionskurve haben können. Auch die Ungenauigkeiten bei der Ermittlung des wirkenden Antriebsmoments führen zu Verfälschung der Kennlinienform, da das Momentensignal direkt in die Berechnung des Referenzwertes des Kupplungsmoments entsprechend Gl. (5.14) eingeht. Zur Minimierung dieser Einflüsse wird nachfolgend der Identifikationsvorgang für beide Kupplungssysteme unter Verwendung einer höheren Anzahl von Messwerten, die innerhalb einer Zeitspanne von ca. 120 Sekunden erfasst wurden, durchgeführt. Die ermittelten Parameterwerte des Kennlinienmodells sowie deren Änderungen im Vergleich zur Kennlinienidentifikation anhand eines Anfahrvorganges (vgl. Tabelle 12) sind in Tabelle 13 für gefilterte Signale zusammengefasst. Abbildung 70 zeigt die entsprechenden Kupplungskennlinien zu Beginn bzw. nach Abschluss der Identifikation sowie die Referenzwerte des Kupplungsmoments.

Tabelle 13: Anhand der Testfahrt von ca. 120 Sekunden identifizierte Kennlinienparameter

	Nasskupplung (Passat 3C)			Trockenkupplung (Golf VI)		
	Start	Ident.	rel. Änderung zu Tabelle 12 (gefiltert)	Start	Ident.	rel. Änderung zu Tabelle 12 (gefiltert)
θ_1	5,0	63,5	-32 %	5,0	16,2	13 %
θ_2	1,0	2,45	2 %	5,0	10,3	4 %
θ_3	-	-	-	0,1	0,68	-99 %
θ_4	-	-	-	0,1	0,31	-35 %
θ_5	-	-	-	5,0	3,03	-15 %
Erforderliche Iterationsschritte: 29			Erforderliche Iterationsschritte: 25			
Abbruchkriterium: Gl. (2.36)			Abbruchkriterium: Gl. (2.36)			
$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 10^{-4}$; $n_{\max} = 1000$; vgl. Gln. (2.35) - (2.37)						

**Abbildung 70:** Kupplungskennlinien zu Beginn bzw. nach Abschluss des Identifikationsvorganges sowie die (gefilterten) Referenzwerte des Kupplungsmomentes nach Gl. (5.14)

Aus Tabelle 13 ist zu erkennen, dass bei der Nasskupplung die Steigung der Kupplungskennlinie, die anhand einer längeren Testfahrt identifiziert wurde, um 32 % geringer ist als die anhand eines Anfahrvorganges ermittelte Kennliniensteigung. Eine mögliche Ursache dafür liegt darin, dass während eines großen Zeitanteils einer Anfahrt hohe Kupplungsschlupfe und folglich höhere Reibwerte vorherrschen, die eine große Kennliniensteigung hervorrufen. Bei einer längeren Betriebsdauer ist dagegen der Anteil kleinerer Schlupf- bzw. Reibwerte höher. Ein ähnlicher Effekt ist bei der Trockenkupplung zu beobachten. In diesem Fall ist die anhand einer Betriebsdauer von ca. 120 Sekunden identifizierte Steigung der Kupplungskennlinie im

Anfangsbereich, die als Produkt $\theta_1\theta_4$ definiert ist, um 27 % geringer als die entsprechende Steigung während des Anfahrvorganges. Des Weiteren liegt bei der Trockenkupplung die größte Änderung des identifizierten Parameterwertes für den Parameter θ_3 vor. Dieser Parameter beschreibt die Ausprägung des nichtlinearen Übergangs von der Anfangs- in die Endsteigung der Kupplungskennlinie (vgl. Abbildung 35) und gewährleistet bei dem vorliegenden Identifikationsergebnis eine fließende Änderung der Kennliniensteigung im nichtlinearen Bereich (vgl. Abbildung 70). Somit ist an dieser Stelle festzuhalten, dass die Ermittlung der Form der Kupplungskennlinie anhand einer höheren Anzahl von Messdaten wesentlich genauer ist, als deren Ermittlung anhand eines Anfahrvorganges.

Zur weiteren Analyse des Identifikationsvorganges werden in Abbildung 71 die zeitlichen Verläufe sowie die Amplitudendichtespektren der Momentfehlersignale dargestellt. Dabei werden nur Zeitabschnitte betrachtet, in denen die Kennlinienidentifikation aktiv war (vgl. Abschnitt 5.2). So war innerhalb der betrachteten Zeitspanne die Identifikation der Nasskupplung insgesamt ca. 32 Sekunden aktiv. Bei der Trockenkupplung betrug die aktive Phase ca. 24 Sekunden.

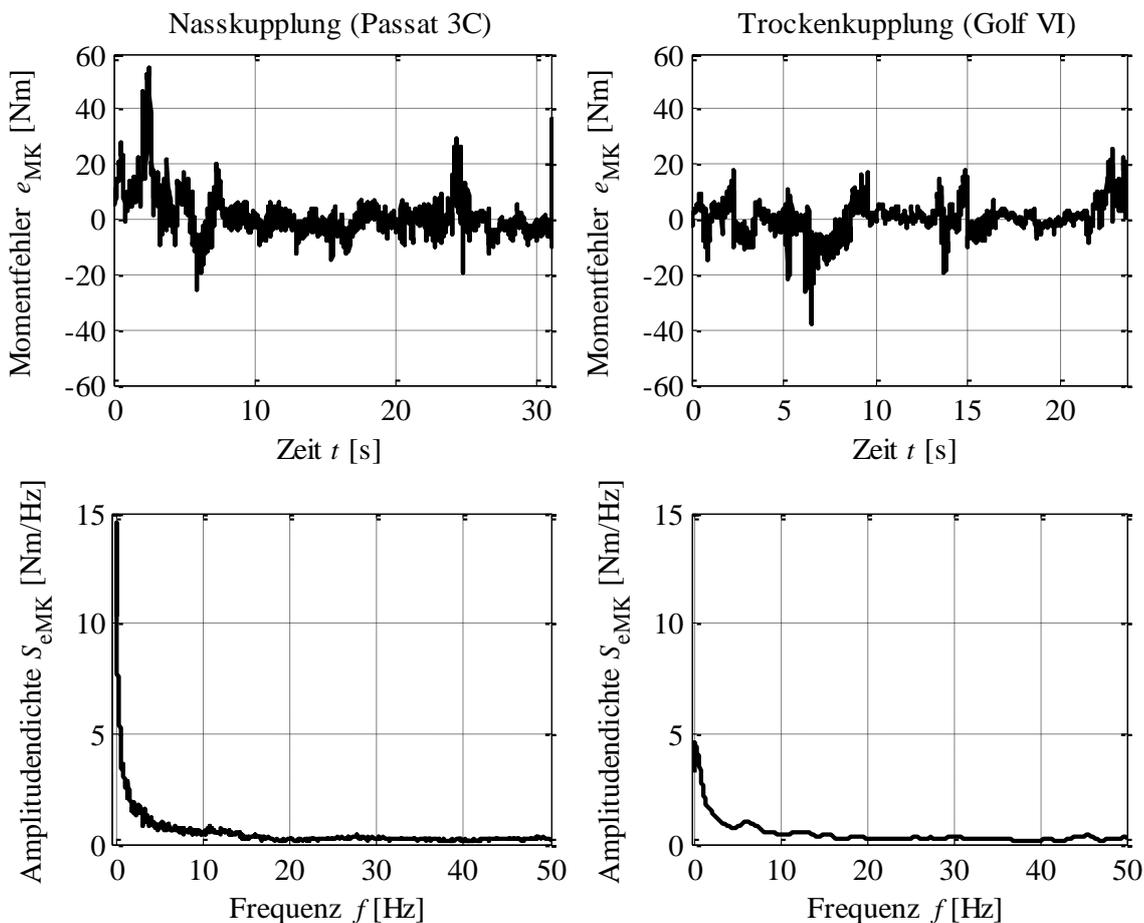


Abbildung 71: Zeitliche Verläufe und Amplitudendichtespektren der Momentfehler bei Kennlinienidentifikation anhand Messdaten aus 120 Sekunden Fahrbetrieb

Aus den Verläufen der Fehlersignale in Abbildung 71 ist zu erkennen, dass diese sich während der aktiven Phase um den Wert 0 Nm bewegen. Tatsächlich liegt der Mittelwert des Momentfehlers für beide Kupplungssysteme unterhalb von 0,3 Nm. Dies ist ein Anzeichen dafür, dass die ermittelten Kupplungskennlinien Regressionskurven der Referenzwerte des Kupplungsmoments darstellen bzw. dass das vorliegende Optimierungsproblem durch den eingesetzten Identifikationsalgorithmus erwartungsgemäß gelöst wird. Analog zu Identifikationsergebnissen im vorangegangenen Abschnitt sind in den Amplitudendichtespektren in Abbildung 71 vergleichsweise hohe Werte der Amplitudendichte bei niedrigen Frequenzen zu erkennen und deuten auf systematische Abweichungen zwischen dem Kennlinienmodell und dem tatsächlichen Verhalten der Kupplungssysteme. In Abschnitt 7.2 werden Möglichkeiten analysiert, um Effekte der Drehmomentübertragung, die im eingesetzten Kennlinienmodell nicht nachgebildet sind, durch Identifikation von Kupplungskennlinien als zeitvariante Systeme zu erfassen und dadurch die systematischen Modellabweichungen zu minimieren.

6.3 Zusammenfassung der Ergebnisse

In diesem Kapitel wurde die Anwendbarkeit nichtrekursiver Identifikationsverfahren zur Ermittlung von Kupplungskennlinien bei nass- bzw. trockenlaufenden Kupplungen sowie der Einfluss einiger ausgeprägter Betriebseffekte auf die Genauigkeit der Kennlinienidentifikation analysiert. Als beispielhafte, repräsentative Effekte des praktischen Einsatzes wurden dabei die betriebsbedingten Änderung des Reibwertes sowie Signalstörung durch Messrauschen betrachtet.

Im ersten Untersuchungsschritt erfolgte die Analyse der Auswirkung der genannten Effekte auf das Identifikationsergebnis unter idealisierten Bedingungen in der Simulation. Hierbei konnte gezeigt werden, dass der Einfluss von Messrauschen auf das Identifikationsergebnis sich erwartungsgemäß mit der Anzahl der Messwerte bzw. der Identifikationsdauer verringert. Ist die Anzahl der Messwerte gering (z.B. Kennlinienidentifikation während einer Anfahrt), können infolge von Messrauschen zwar Abweichungen in den einzelnen Parameterwerten entstehen, die Genauigkeit der Kennliniennachbildung bleibt jedoch trotzdem hoch. Im Gegensatz dazu haben die Auswirkungen von betriebsbedingten Änderungen des Übertragungsverhaltens einer Reibungskupplung, die im eingesetzten statischen Kennlinienmodell nicht beinhaltet sind (wie z.B. die Reibwertänderungen), einen hohen Einfluss auf die identifizierte Kupplungskennlinie. Diese Erkenntnis gilt für die Kennlinienidentifikation sowohl ohne als auch mit Verwendung eines Vergessensfaktors. Im ersten Fall entspricht das

Identifikationsergebnis einer über der betrachteten Zeitperiode gebildeten mittleren Kupplungskennlinie, die jedoch aufgrund von Reibwertänderungen Fehler bei der Nachbildung des aktuellen Kupplungsverhaltens aufweisen kann. Im zweiten Fall wird zwar die Kupplungskennlinie gut an die aktuelle Betriebssituation angepasst, bedingt durch den Vergessensfaktor erfolgt dies jedoch durch Modifikation sämtlicher Kennlinienparameter, wodurch wichtige Information über das Systemverhalten (wie z.B. Lage des Eingriffspunktes) beeinträchtigt werden kann.

Im zweiten Untersuchungsschritt wurden Kupplungskennlinien einer realen nass- bzw. trockenlaufenden Kupplung anhand von Fahrzeugmessungen identifiziert. Dabei konnte experimentell gezeigt werden, dass das grundlegende Optimierungsproblem durch das eingesetzte Identifikationsverfahren gelöst werden kann bzw. dass die identifizierten Kupplungskennlinien stets Regressionskurven über die verwendeten Datenpunkte darstellen. Analysen der resultierenden Abweichungen zwischen der Regressionskurve und Referenzwerten des Kupplungsmoments lassen Änderungen des Übertragungsverhaltens der betrachteten Kupplungssysteme erkennen, die durch das eingesetzte statische Kennlinienmodell nicht nachgebildet werden. Basierend auf den Untersuchungen in der Simulation (vgl. Abschnitt 6.1) ist eine Kompensation dieser Änderungen mit Hilfe von nicht rekursiven Identifikationsverfahren nicht ohne Weiteres möglich. Ferner sind die nicht rekursiven Identifikationsalgorithmen nur bedingt zur Identifikation von Kupplungskennlinien im laufenden Fahrzeugbetrieb geeignet, da sie vergleichsweise hohe Anforderungen an Ressourcen des Steuergerätes stellen. Infolgedessen wird im nachfolgenden Kapitel die Verwendbarkeit von rekursiven Verfahren zur Identifikation des Übertragungsverhaltens von Reibungskupplungen analysiert.

7. Rekursive Kennlinienidentifikation bei Nass- und Trockenkupplungen

Das vorliegende Kapitel befasst sich mit der rekursiven Identifikation von Kupplungskennlinien bei nass- und trockenlaufenden Reibungskupplungen unter Verwendung des Kennlinienmodells nach Gl. (4.16). Analog zur Vorgehensweise in Kapitel 6 werden entsprechende Untersuchungen zunächst unter idealisierten Bedingungen in der Simulation (Abschnitt 7.1) und anschließend anhand von Fahrzeugmessungen (Abschnitt 7.2) durchgeführt. In beiden Fällen werden jeweils zwei Identifikationsvarianten analysiert. Bei der ersten Variante erfolgt die Identifikation von Kupplungskennlinien ohne Berücksichtigung von Zeitvarianz der Kennlinienparameter innerhalb des Identifikationsalgorithmus (Abschnitte 7.1.1 und 7.2.1). Die identifizierte Kupplungskennlinie beschreibt in diesem Fall das mittlere stationäre Übertragungsverhalten der Kupplung. Diese Variante eignet sich in erster Linie zur Nachführung von langsamen Änderungen des Übertragungsverhaltens, die z.B. aufgrund von Verschleiß oder Materialermüdung entstehen. Als Identifikationsalgorithmus wird dabei die Gauss-Newton-Methode eingesetzt. In rekursiver Ausführung lautet diese (vgl. Abschnitt 2.3.2)

$$\mathbf{L}(k) = \frac{\mathbf{P}(k-1)\tilde{\mathbf{j}}(k)}{\frac{\lambda(k)}{\alpha(k)} + \tilde{\mathbf{j}}^T(k)\mathbf{P}(k-1)\tilde{\mathbf{j}}(k)}, \quad (2.62)$$

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) + \mathbf{L}(k)e(k), \quad (2.63)$$

$$\mathbf{P}(k) = \frac{1}{\lambda(k)} \left[\mathbf{P}(k-1) - \frac{\mathbf{P}(k-1)\tilde{\mathbf{j}}(k)\tilde{\mathbf{j}}^T(k)\mathbf{P}(k-1)}{\frac{\lambda(k)}{\alpha(k)} + \tilde{\mathbf{j}}^T(k)\mathbf{P}(k-1)\tilde{\mathbf{j}}(k)} \right]. \quad (2.64)$$

Die Berechnung des Modellfehlers e in Gl. (2.63) sowie des Fehlergradienten $\tilde{\mathbf{j}}$ in Gl. (2.62) und (2.64) erfolgt analog zum nichtrekursiven Algorithmus in Kapitel 6 mit $\tilde{\mathbf{j}} = -\mathbf{j}$ als

$$e(k) = \tilde{M}_K(k) - \hat{M}_K(k) \text{sign}(\Delta\omega(k)), \quad (5.15)$$

$$\mathbf{j}(k) = \left(\frac{\partial e(k)}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right) = - \left(\frac{\partial \hat{M}_K(k)}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right) \text{sign}(\Delta\omega(k)). \quad (5.16)$$

Bei der zweiten Variante der Kennlinienidentifikation (Abschnitte 7.1.3 und 7.2.1) wird innerhalb des Identifikationsalgorithmus berücksichtigt, dass aufgrund von Änderungen des Übertragungsverhaltens der Kupplung die Kennlinienparameter zeitvariant werden (vgl.

Abschnitte 3.1.4 und 3.2.4). Diese Berücksichtigung erfolgt durch Ergänzung der Berechnung der Kovarianzmatrix \mathbf{P} durch einen additiven Korrekturterm \mathbf{Q} (vgl. Abschnitt 2.4.2). Der Identifikationsalgorithmus lautet in diesem Fall

$$\mathbf{L}(k) = \frac{\mathbf{P}(k-1)\tilde{\mathbf{j}}(k)}{r(k) + \tilde{\mathbf{j}}^T(k)\mathbf{P}(k-1)\tilde{\mathbf{j}}(k)}, \quad (2.65)$$

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) + \mathbf{L}(k)e(k), \quad (2.66)$$

$$\mathbf{P}(k) = \mathbf{P}(k-1) - \frac{\mathbf{P}(k-1)\tilde{\mathbf{j}}(k)\tilde{\mathbf{j}}^T(k)\mathbf{P}(k-1)}{r(k) + \tilde{\mathbf{j}}^T(k)\mathbf{P}(k-1)\tilde{\mathbf{j}}(k)} + \mathbf{Q}(k). \quad (2.67)$$

Die Algorithmen nach Gln. (2.62) - (2.64) und Gln. (2.65) - (2.67) werden nachfolgend zur Identifikation von Kupplungskennlinien bei Nass- sowie bei Trockenkupplungen sowohl in der Simulation als auch anhand von Fahrzeugmessungen eingesetzt.

Zur besseren Übersicht der Untersuchungen, die in diesem Kapitel durchgeführt werden, sind die einzelnen Untersuchungsschritte in Tabelle 14 zusammengefasst.

Tabelle 14: Zusammenfassung der Untersuchungen in Kapitel 7

Untersuchungen in der Simulation (Abschnitt 7.1)		Untersuchungen an Fahrzeugmessungen (Abschnitt 7.2)	
Abschnitt	Untersuchungsart	Abschnitt	Untersuchungsart
7.1.1	<ul style="list-style-type: none"> • Ohne Nachbildung der Reibwertänderungen im Modell • Algorithmus für zeitinvariante Systeme nach Gln. (2.62) - (2.64) 	7.2.1	<ul style="list-style-type: none"> • Einfluss sämtlicher Effekte der Drehmomentübertragung • Algorithmus für zeitinvariante Systeme nach Gln. (2.60) - (2.62)
7.1.2	<ul style="list-style-type: none"> • Mit Nachbildung der Reibwertänderungen im Modell • Algorithmus für zeitinvariante Systeme nach Gln. (2.62) - (2.64) 		
7.1.3	<ul style="list-style-type: none"> • Mit Nachbildung der Reibwertänderungen im Modell • Algorithmus für zeitvariante Systeme nach Gln. (2.65) - (2.67) 	7.2.2	<ul style="list-style-type: none"> • Einfluss sämtlicher Effekte der Drehmomentübertragung • Algorithmus für zeitvariante Systeme nach Gln. (2.63) - (2.65)

7.1 Untersuchungen in der Simulation

Die Untersuchungen der Kennlinienidentifikation in der Simulation unter Verwendung von rekursiven Identifikationsverfahren erfolgen analog zu Kapitel 6.1 anhand des vereinfachten Simulationsmodells nach Gln. (6.6) und (6.7). Das Strukturbild des Simulationsmodells, die modellierten Kupplungskennlinien sowie die zur Ausführung der Identifikation verwendeten Anfahrvorgänge sind in den Abbildungen 47, 48 und 49 dargestellt. Analog zu den Ausführungen in Kapitel 6 werden bei den nachfolgenden Untersuchungen zunächst sowohl die Reibwertabhängigkeit der modellierten Nass- bzw. Trockenkupplung als auch Messstörungen im Simulationsmodell nicht berücksichtigt. Diese Effekte werden abwechselnd bzw. nacheinander dem Modell hinzugefügt und deren Auswirkungen auf die Kennlinienidentifikation mit rekursiven Identifikationsverfahren analysiert. Die Reibwertänderung während des simulierten Anfahrvorganges wird dabei entsprechend der Vorgehensweise in Abschnitt 6.1.2 als Änderung der durch den Modellparameter θ_1 definierten Kennliniensteigung nachgebildet. Die Messstörungen werden als zeitdiskretes, identisch normalverteiltes, mittelwertfreies weißes Rauschen mit einer Standardabweichung von $\sigma_{SR} = \sqrt{20} \text{ Nm}$ berücksichtigt. Aus Übersichtlichkeitsgründen werden bei den Untersuchungen in der Simulation nur die reibwertbedingten Änderungen der Kennliniensteigung als signifikantester Effekt der Zeitvarianz der Kupplungskennlinien betrachtet und anhand dessen die mögliche Dynamik der Parameternachführung analysiert. Zur Untersuchung der Abhängigkeit des Identifikationsergebnisses von der Initialisierung des rekursiven Algorithmus werden Identifikationsvorgänge mit verschiedenen Startwerten, die sich um $\pm 50\%$ von den tatsächlichen Parameterwerten unterscheiden, wiederholt. Die dabei verwendeten Startwerte sind in Tabelle 15 zusammengefasst.

Tabelle 15: Initialisierung des rekursiven Identifikationsalgorithmus bei Kennlinienidentifikation ohne Berücksichtigung der Zeitvarianz der Kennlinienparameter

	Nasskupplung			Trockenkupplung		
	Ist	Start A	Start B	Ist	Start A	Start B
θ_1	25,0	37,5	12,5	25,0	37,5	12,5
θ_2	3,0	4,5	1,5	7,0	10,5	3,5
θ_3	-	-	-	0,5	0,75	0,25
θ_4	-	-	-	0,04	0,06	0,02
θ_5	-	-	-	7,0	10,5	3,5
$P(0) = \text{diag}(1, 1, 0, 0, 0)$			$P(0) = \text{diag}(1, 1, 1, 1, 1)$			
$\lambda = 1$			$\lambda = 1$			
Gewährleistung von $\theta_i \geq 0$ ($i = 1, \dots, 5$) durch Gln. (5.18) und (5.19)						

7.1.1 Identifikation ohne Simulation der Reibwertänderungen

In diesem Abschnitt werden die Kupplungskennlinien der modellierten Nass- bzw. Trockenkupplung als zeitinvariante Systeme ohne Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Simulationsmodell während des Anfahrvorganges identifiziert. Im ersten Untersuchungsschritt werden keine Messstörungen im Modell nachgebildet. Abbildung 72 zeigt die Verläufe der geschätzten Kennlinienparameter während des Identifikationsvorganges, die bei Verwendung von Startparameter A nach Tabelle 15 resultieren. Weiterhin zeigt die Abbildung 73 die Kupplungskennlinien, die sich für die Startparameter bzw. die Parameter am Ende des Identifikationsvorganges ergeben.

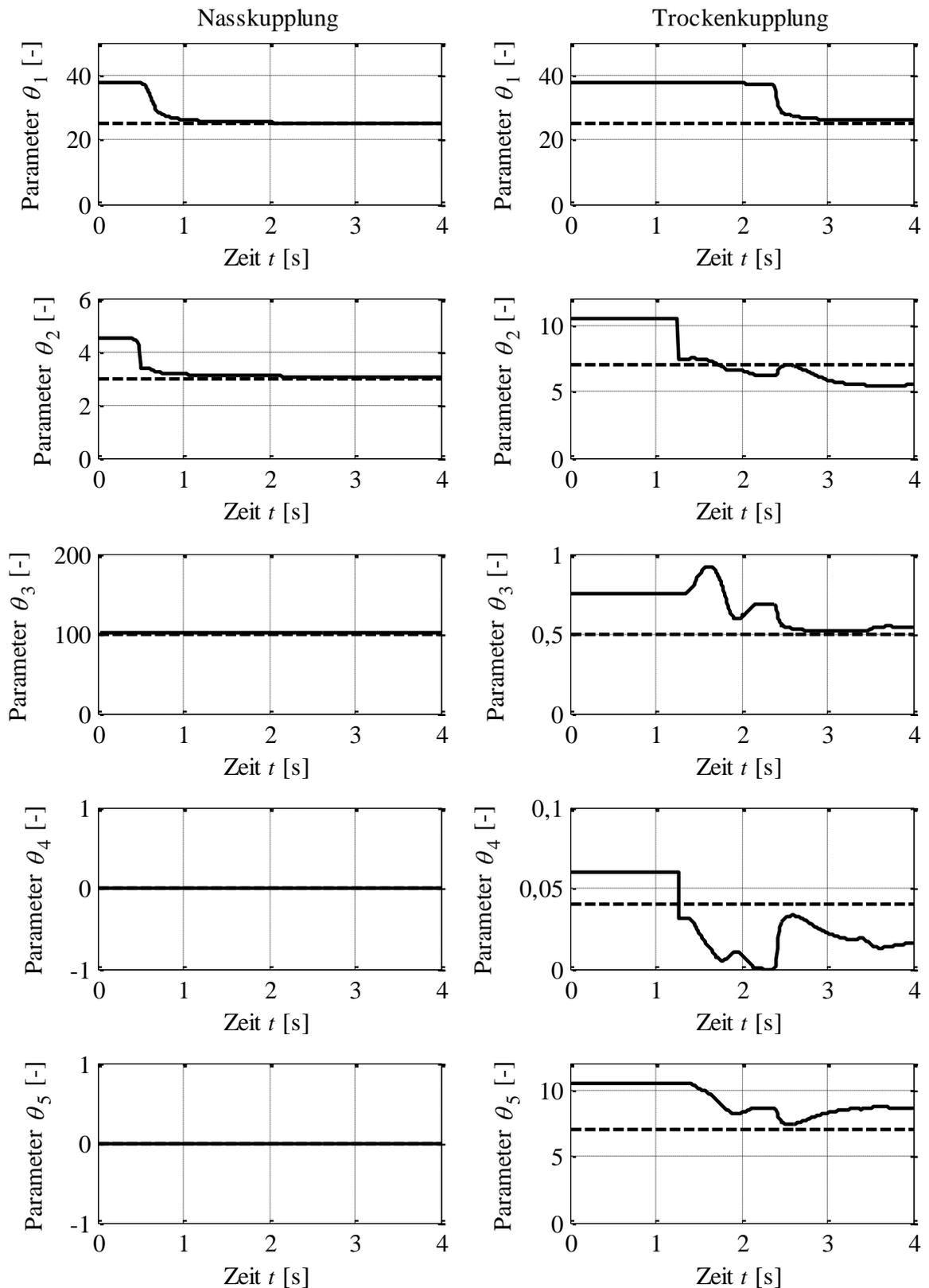


Abbildung 72: Verläufe der Kennlinienparameter bei rekursiver Identifikation und Verwendung der Startwerte A entsprechend Tabelle 15 (gestrichelte Linien: wahre Parameterwerte)

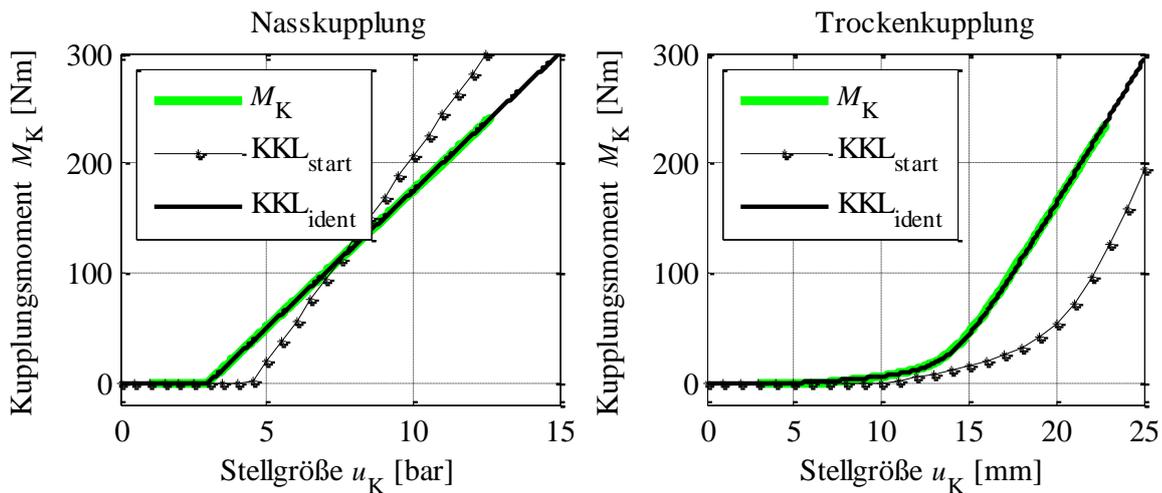


Abbildung 73: Identifizierte Kupplungskennlinien (KKL) am Ende des simulierten Anfahrvorganges bei Verwendung der Startwerte A

Aus Abbildung 73 ist zu erkennen, dass die erzielte Genauigkeit der Nachbildung der modellierten Kupplungskennlinien bei Verwendung identifizierter Parameterwerte sehr hoch ist. Trotz vorhandener Abweichungen der identifizierten von den modellierten Parameterwerten bei der Trockenkupplung (vgl. Abbildung 72) sind die Abweichungen zwischen dem identifizierten und modellierten Kennlinienverlauf gering. Auffällig in der Abbildung 72 ist die Tatsache, dass die Parameteränderungen nicht direkt am Anfang des Anfahrvorganges beginnen, sondern die Parameter zunächst konstant bleiben und sich dann mit einer hohen Dynamik ändern. Die Begründung dieses Verhaltens liegt in der Verwendung der Aktivierungsfunktion f_{akt} entsprechend Gl. (4.17) im Kennlinienmodell nach Gl. (4.16). Diese Aktivierungsfunktion bewirkt aufgrund ihrer multiplikativen Einbindung in das Kennlinienmodell, dass der Fehlergradient mit einem Faktor multipliziert wird, der sich bei dem Stellgrößenwert $u_K = \theta_2(0)$ sehr dynamisch von Null auf Eins ändert. Da bei Verwendung der Startparameter A der Parameter $\theta_2(0)$ 10,5 bzw. 3 beträgt und somit um den Wert 3,5 bzw. 1 größer als der tatsächliche (modellierte) Eingriffspunkt ist, beginnt die Änderung der Kennlinienparameter erst nach Überschreitung von $\theta_2(0)$ (vgl. hierzu die Verläufe der Stellgrößen in Abbildung 49). Der Momentfehler als Abweichung zwischen dem wirkenden und dem anhand der Kennlinie berechneten Kupplungsmoment wächst jedoch bereits seit Beginn des Anfahrvorganges kontinuierlich an (vgl. Abbildung 74). Zum Zeitpunkt an dem $u_K = \theta_2(0)$ erreicht wird, ist der Momentfehler deutlich ausgeprägt und bewirkt die zu beobachtende hohe Dynamik der Parameteränderung.

Abbildung 74 zeigt die modellierten und nachgebildeten Verläufe des Kupplungsmoments der Nass- bzw. Trockenkupplung, sowie die korrespondierenden Momentfehler während des

betrachteten Identifikationsvorganges. Es ist dabei zu erkennen, dass die nachgebildeten Momentverläufe gut mit den modellierten übereinstimmen. Die Momentfehler liegen nach der transienten Phase zu Beginn der Identifikation unterhalb von 3 Nm.

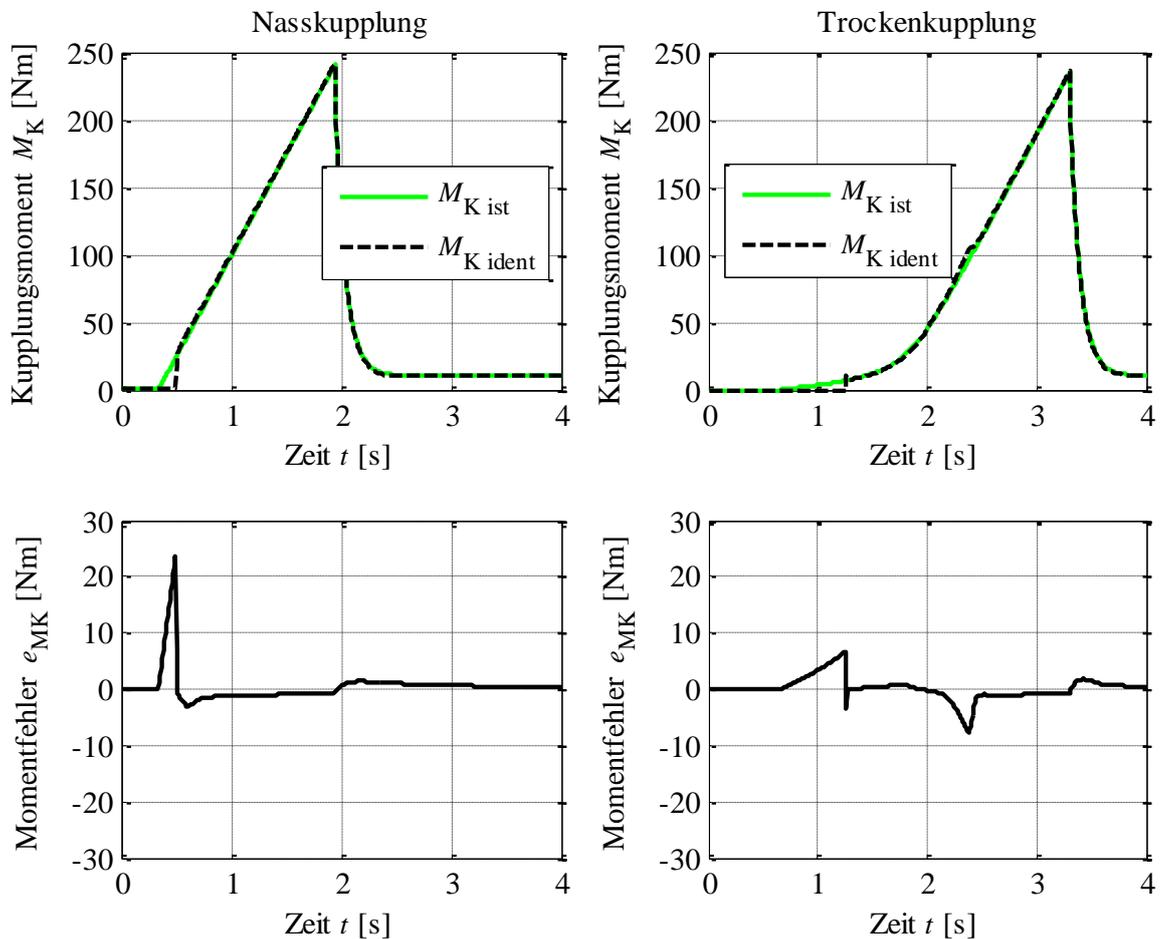


Abbildung 74: Verläufe der modellierten und nachgebildeten Kupplungsmomente, sowie die korrespondierenden Momentfehler während der rekursiven Identifikation bei Verwendung der Startparameter A

Im nächsten Untersuchungsschritt wird die rekursive Kennlinienidentifikation anhand des Anfahrvorganges bei Verwendung der Startparameter B wiederholt. Reibwertänderungen sowie Messstörungen werden weiterhin im Simulationsmodell nicht berücksichtigt. Abbildungen 75 und 76 zeigen die Verläufe der Kennlinienparameter während des Identifikationsvorganges bzw. die Kupplungskennlinien, die sich für die Parameterwerte am Ende bzw. zu Beginn der Identifikation ergeben.

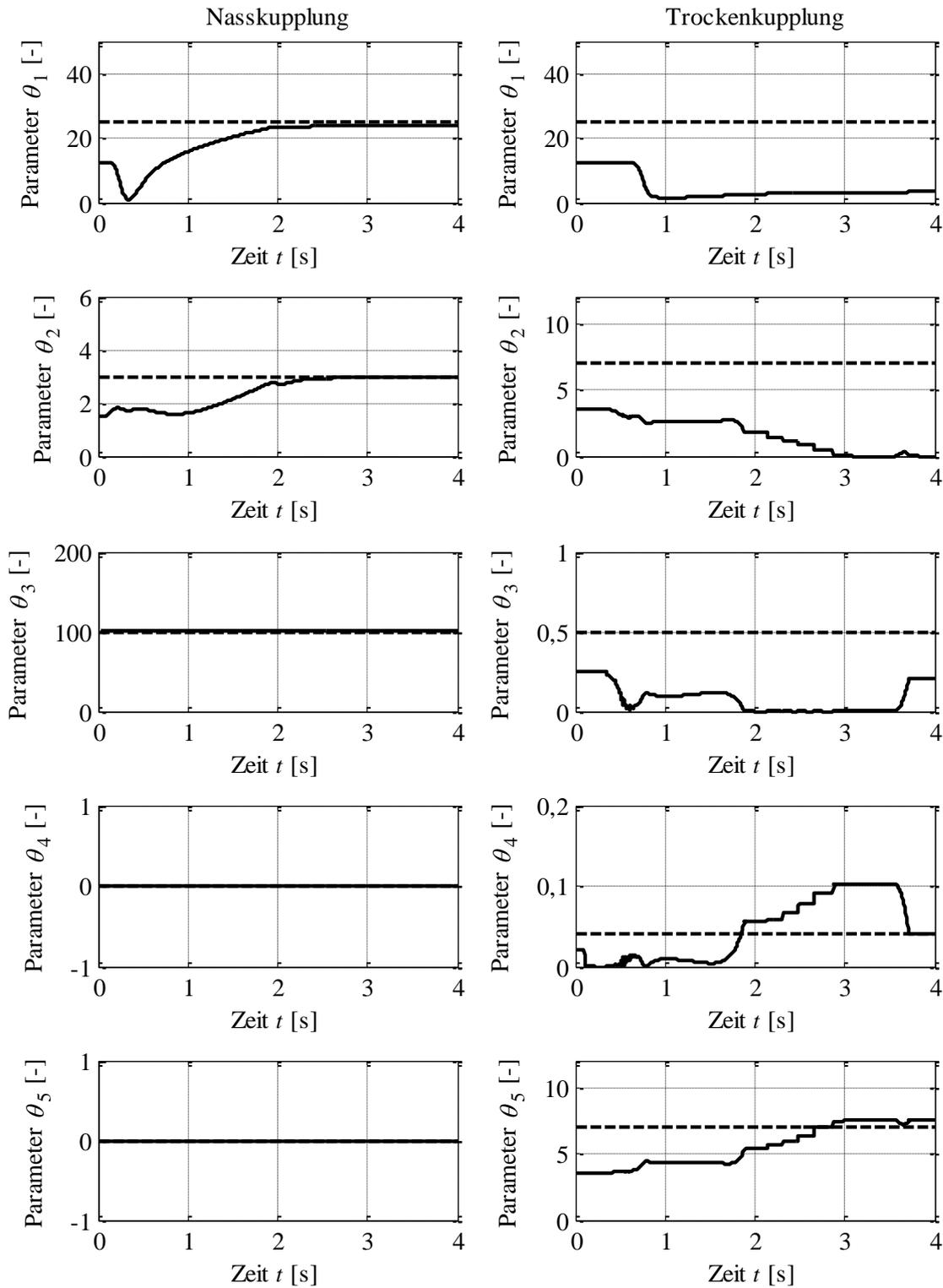


Abbildung 75: Verläufe der Kennlinienparameter bei rekursiver Identifikation und Verwendung der Startwerte B entsprechend Tabelle 15 (gestrichelte Linien: wahre Parameterwerte)

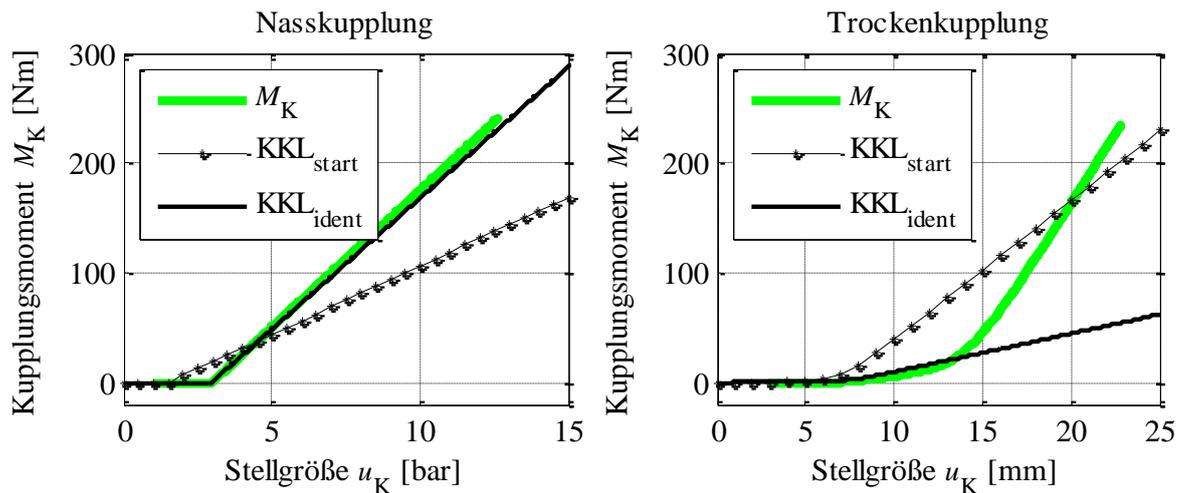


Abbildung 76: Identifizierte Kupplungskennlinien (KKL) am Ende des simulierten Anfahrvorganges bei Verwendung der Startwerte B

Aus Abbildungen 75 und 76 ist zu erkennen, dass die Kennlinienparameter der Nasskupplung auch bei Verwendung der Startparameter B während des Anfahrvorganges korrekt identifiziert werden können. Die Abweichung der Kennliniensteigung am Ende der Identifikation beträgt dabei lediglich 4,8% bzw. die des Eingriffspunktes 1,2%. Die Kennlinienparameter der Trockenkupplung werden hingegen bei Verwendung der Startparameter B nicht korrekt ermittelt. Experimentelle Untersuchungen haben zwar gezeigt, dass es möglich ist, eine Initialisierung der Kovarianzmatrix \mathbf{P} zu finden, die auch für Startwerte B eine genaue Identifikation der Kennlinienparametern bei der betrachteten Trockenkupplung ermöglicht, dies entspricht jedoch einer Speziallösung, die für praktische Anwendungen ungeeignet ist und daher im Folgenden nicht näher betrachtet wird. Stattdessen werden nachfolgend die in Abbildungen 75 und 76 dargestellten Ergebnisse anhand der zeitlichen Verläufe der Kupplungsmomente bzw. der Momentfehler während der Identifikation (Abbildung 77), sowie der Diagonalelemente der Kovarianzmatrix \mathbf{P} (Abbildung 78), analysiert. Die Diagonalelemente von \mathbf{P} können im vorliegenden Fall als Varianzen des jeweiligen Parameterschätzfehlers aufgefasst werden (vgl. Abschnitt 2.4.2).

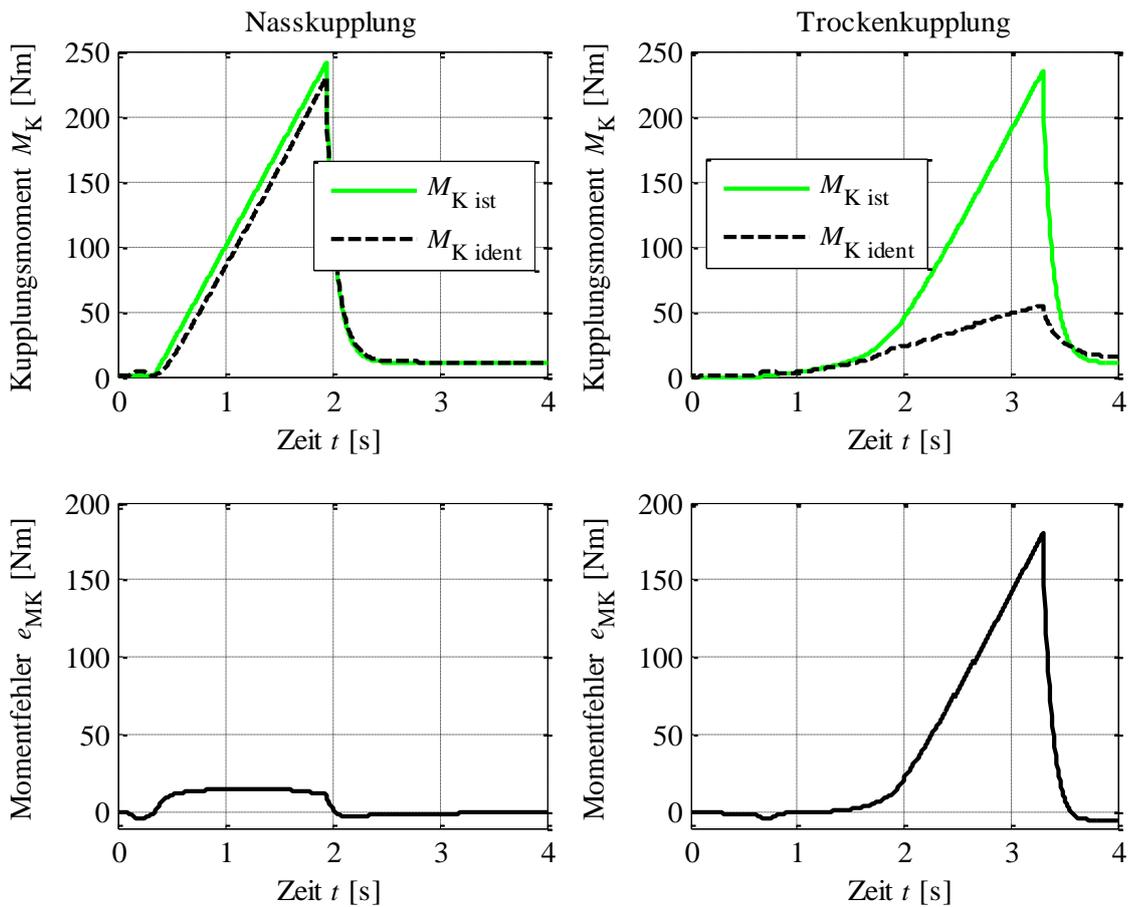


Abbildung 77: Verläufe der modellierten und nachgebildeten Kupplungsmomente, sowie die korrespondierenden Momentfehler während der rekursiven Identifikation bei Verwendung der Startparameter B

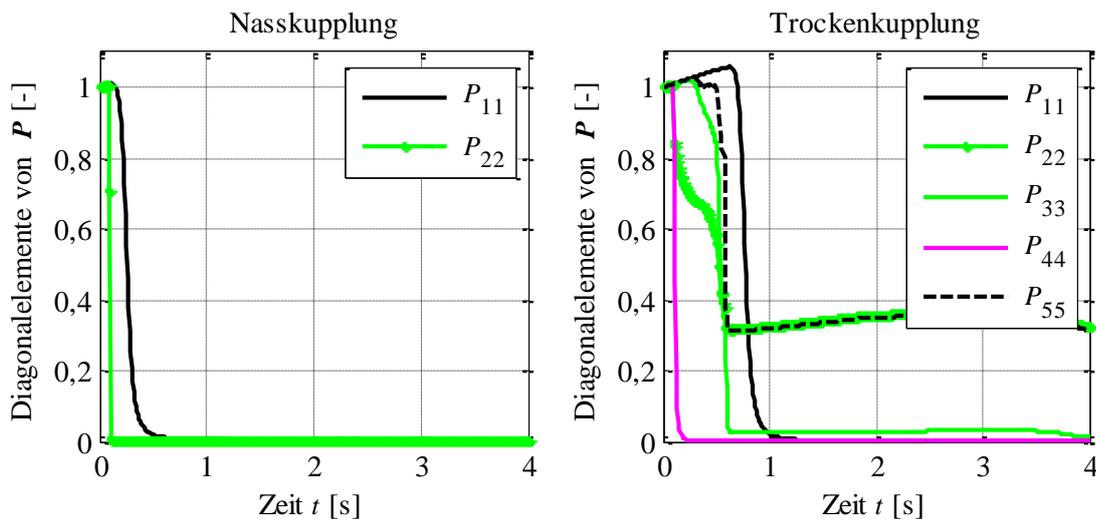


Abbildung 78: Verläufe der Diagonalelemente der Kovarianzmatrix P als geschätzte Varianzen der Parameterschätzfehler

Aus Abbildung 77 ist zu erkennen, dass bei Verwendung der Startparametern B zu Beginn des Anfahrvorganges das geschätzte Kupplungsmoment etwas höher ist als das tatsächlich wirkende (vgl. Abbildung 76). Aufgrund dessen werden sämtliche Kennlinienparameter dahingehend modifiziert, dass der aktuelle Momentfehler minimiert wird. Da in dieser Identifikationsphase die geschätzten Varianzen der Parameterschätzfehler hoch sind (vgl. Abbildung 78) ist die Dynamik und auch der Betrag dieser Parametermodifikation hoch. Die Steigung der Kupplungskennlinie bei der Trockenkupplung wird z.B. von dem Startwert 12,5 auf ca. 2 reduziert. Aufgrund dieser Modifikation bleibt der Momentfehler während des weiteren Verlaufs der Anfahrt zunächst klein und bewirkt eine Reduktion der geschätzten Varianzen der Parameterschätzfehler. Dabei werden die Varianzen von θ_1 , θ_3 und θ_4 auf einen Wert von ca. 3% bzw. die Varianzen von θ_2 und θ_5 auf einen Wert von 30% des Startwertes (vgl. Tabelle 15) reduziert.¹ Im weiteren Verlauf des Anfahrvorganges steigt der Momentfehler aufgrund der zu niedrigen Kennliniensteigung rapide an. Zu diesem Zeitpunkt sind die Varianzen von θ_2 und θ_5 wesentlich höher als die der Parameter θ_1 , θ_3 und θ_4 und bewirken höhere Korrekturbeträge von θ_2 und θ_5 . Da aber der Parameter θ_2 die Verschiebung des Eingriffspunktes entlang der Abszisse beschreibt bzw. der Parameter θ_5 die Ausprägung des linearen Anfangsbereichs der Kennlinie definiert (vgl. Abbildung 35) kann allein durch Modifikation dieser Parameter der Momentfehler nicht schnell genug minimiert werden. Aufgrund der geringeren Varianzen von θ_1 , θ_3 und θ_4 reicht schließlich die Restdauer des Anfahrvorganges nicht mehr aus, um sämtliche Parameterwerte korrekt identifizieren zu können.

Anders stellt sich der Identifikationsvorgang bei der Nasskupplung dar. Aufgrund der a priori bekannten Kennlinienform, die bei der betrachteten Nasskupplungen einer Geraden entspricht, sind nur die Kennliniensteigung (θ_1) bzw. der Eingriffspunkt (θ_2) zu Beginn der Anfahrt unbekannt. In diesem Fall ist die Dauer des Anfahrvorganges ausreichend, um beide Parameter identifizieren zu können.

Ausgehend von den vorangegangenen Erkenntnissen wird nachfolgend analysiert, in wie weit die a priori Kenntnis der Kennlinienform bei der Trockenkupplung das Identifikationsergebnis während eines Anfahrvorganges beeinflussen kann. Zu diesem Zweck wird zunächst die Kennlinienidentifikation anhand einer längeren Testfahrt durchgeführt und dabei die Identifizierbarkeit sämtlicher Kennlinienparameter der Trockenkupplung für Startwerte A

¹ Die Reduktion der Varianz des Schätzfehlers bei dem jeweiligen Parameter hängt für eine gegebene Betriebs-situation von der Modelstruktur bzw. dem Fehlergradienten \mathbf{j} (vgl. Abschnitt 5.1) ab und wird durch den Algorithmus nach Gln. (2.62) - (2.64) automatisch realisiert.

und B experimentell analysiert. Anschließend wird die Identifikation der Trockenkupplung während eines Anfahrvorganges wiederholt, wobei die Kennliniensteigung sowie Eingriffspunkt als unbekannt und die Formparameter als bekannt angenommen werden. Diese Annahme ist insofern berechtigt, da die Dynamik der Formänderung der Kupplungskennlinie während des Fahrbetriebs wesentlich niedriger ist als die Dynamik der Steigungsänderung (vgl. Abschnitte 3.1.4 und 3.2.4). Prinzipiell ist auch die Änderungsdynamik des Eingriffspunktes gering. Es wird jedoch der Fall angenommen, dass auch die Lage des Eingriffspunktes z.B. aufgrund von Einbautoleranzen unbekannt ist.

Die Identifikation der Kupplungskennlinie anhand einer längeren Betriebsphase in der Simulation erfolgt zunächst ohne Berücksichtigung von Messstörungen im Modell. In diesem Untersuchungsschritt werden durch Vorgabe einer sinusförmigen Stellgröße einer Frequenz von 0,1 Hz und Amplitude von 7 mm idealisierte Schließvorgänge der Kupplung innerhalb einer Zeitperiode von 10 Minuten simuliert. Das Kupplungsmoment wechselt dabei mit der genannten Frequenz zwischen 0 Nm und 180 Nm. Um zu verhindern, dass bei größerer Identifikationsdauer die Varianzen der Parameterschätzfehler soweit abklingen, dass die Konvergenzgeschwindigkeit zu gering wird bzw. dass der Algorithmus „einschläft“ (Ljung und Söderström 1983), wird ein Vergessensfaktor von $\lambda = 0,999$ eingesetzt.

Abbildung 79 zeigt die zeitlichen Verläufe der Kennlinienparameter der Trockenkupplung für Startwerte A und B nach Tabelle 15. Es ist ersichtlich, dass bei Verwendung einer längeren Betriebsdauer ohne Berücksichtigung von Messstörungen sämtliche Kennlinienparameter für beide Varianten der Startparameter exakt identifiziert werden können.² Bereits nach 150 Sekunden liegt die maximale Parameterabweichung, die bei Verwendung von Startparametern B für Parameter θ_2 vorliegt, unter 3%. Bei Verwendung von Startparametern A erfolgt die Ermittlung der Kennlinienparameter wesentlich schneller. Ähnlich zu vorangegangenen Untersuchungen kann dabei der Kennlinienverlauf bereits während des ersten Betätigungsvorganges identifiziert werden. Dieser Unterschied im Vergleich zu Startwerten B kann damit begründet werden, dass bei Verwendung von Startparametern A der Übergang der Aktivierungsfunktion f_{Akt} von Wert Null zu Eins zu einem Zeitpunkt stattfinden, an dem die Eingangsdaten des Algorithmus bereits Information über das Verhalten der Drehmomentübertragung der Kupplung enthalten. Bei Verwendung von Startparametern B erfolgt hingegen dieser Übergang vor Beginn der Drehmomentübertragung (vgl. Abbildungen 73 und 76).

² Die resultierende Kupplungskennlinie entspricht in diesem Fall der modellierten Kennlinie (vgl. Abbildung 48) und wird daher nicht wiederholt dargestellt.

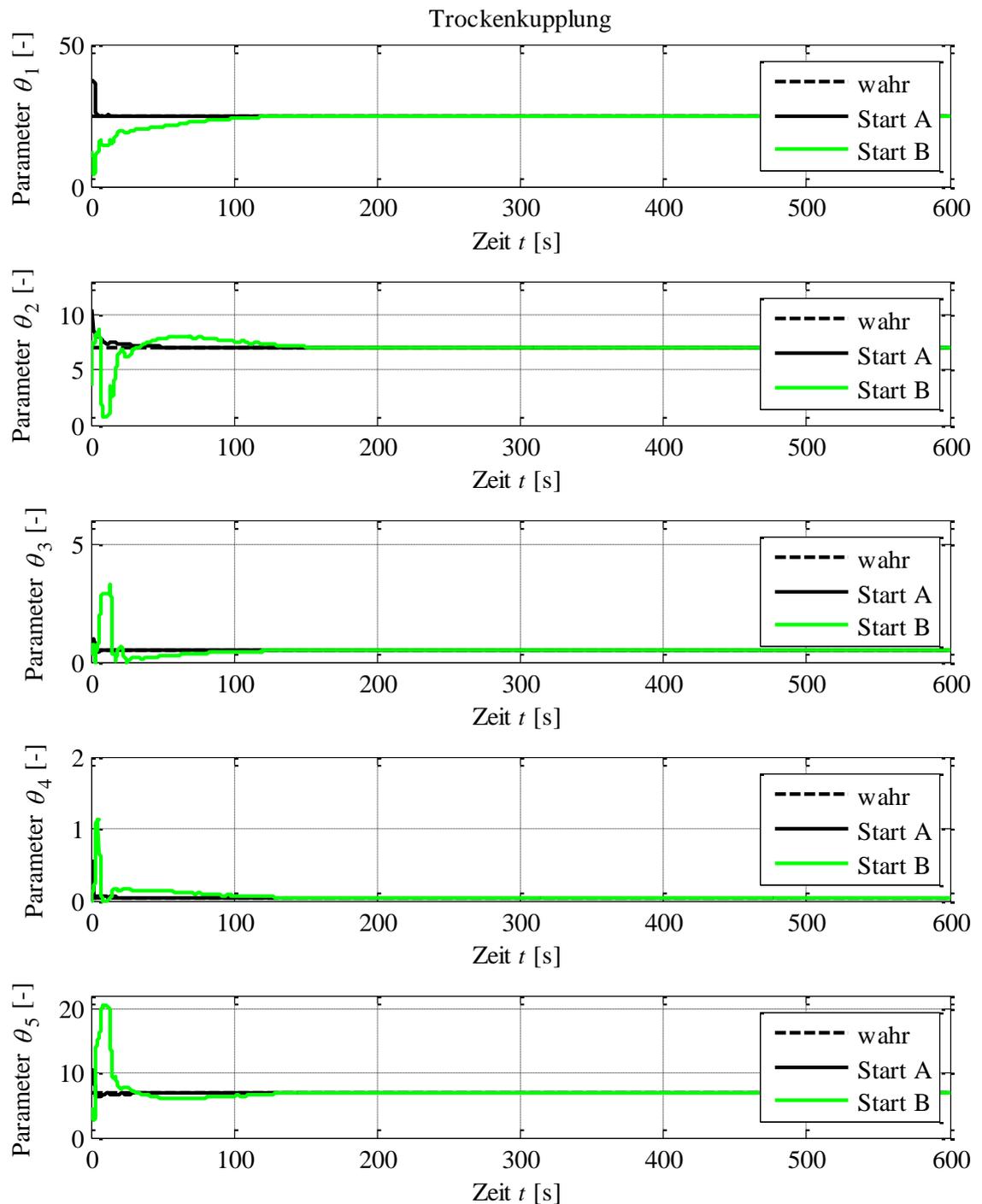


Abbildung 79: Verläufe der Kennlinienparameter bei rekursiver Identifikation anhand einer längeren Betriebsdauer für Startwerte A und B entsprechend Tabelle 15, ohne Berücksichtigung von Messstörungen im Simulationsmodell

Im nächsten Schritt wird die Kennlinienidentifikation anhand einer längeren Betriebsphase mit Berücksichtigung von Messstörungen im Simulationsmodell wiederholt. Abbildung 80 zeigt die hierzu korrespondierenden Verläufe der Kennlinienparameter während der rekursiven Identifikation. Die erzielten Identifikationsergebnisse lassen erkennen, dass Messstörungen im Referenzsignal des Kupplungsmoments keinen nennenswerten Einfluss auf die

Genauigkeit der Kennlinienidentifikation haben. Sie reduzieren zwar die Konvergenzgeschwindigkeit der Kennlinienparameter, die ermittelten Parameterwerte weichen jedoch um weniger als 3% von den tatsächlichen Werten ab. Zusammenfassend ist an dieser Stelle festzuhalten, dass bei Verwendung einer längeren Betriebsdauer neben der Steigung bzw. dem Eingriffspunkt auch die Parameter der Kennlinienform korrekt ermittelt werden können.

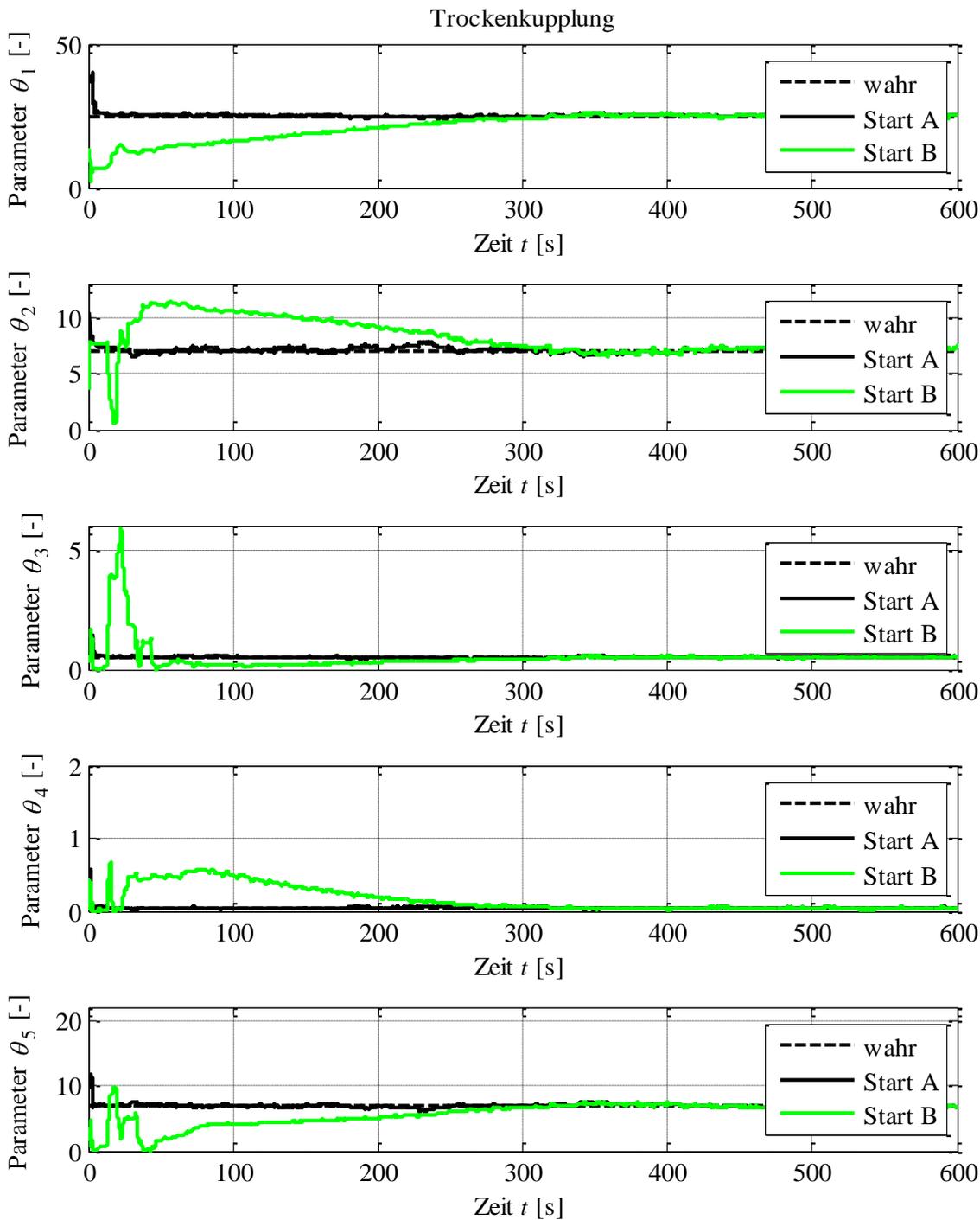


Abbildung 80: Verläufe der Kennlinienparameter bei rekursiver Identifikation anhand einer längeren Betriebsdauer für Startwerte A und B entsprechend Tabelle 15, mit Berücksichtigung von Messstörungen im Simulationsmodell

Im nächsten Untersuchungsschritt wird die Identifikation der Trockenkupplung während eines Anfahrvorganges bei Verwendung identifizierter Formparameter für Startwerte A und B zunächst ohne Berücksichtigung von Messstörungen wiederholt. Die Formparameter θ_3 , θ_4 und θ_5 werden während dieser Identifikation als konstant angenommen und somit nicht modifiziert. In praktischer Hinsicht entspricht dies z.B. der Situation, bei der das Fahrzeug nach einer längeren Standzeit (z.B. über Nacht) mit unbekanntem Reibeigenschaften anfährt und dabei der Reibwert möglichst schnell identifiziert werden soll. Die Initialisierung der Kovarianzmatrix erfolgt in diesem Fall mit $P(0) = \text{diag}(1, 1, 0, 0, 0)$. Abbildung 81 zeigt die resultierenden Verläufe der Kennlinienparameter θ_1 und θ_2 für die genannten Identifikationsbedingungen (vgl. Fußnote 2).

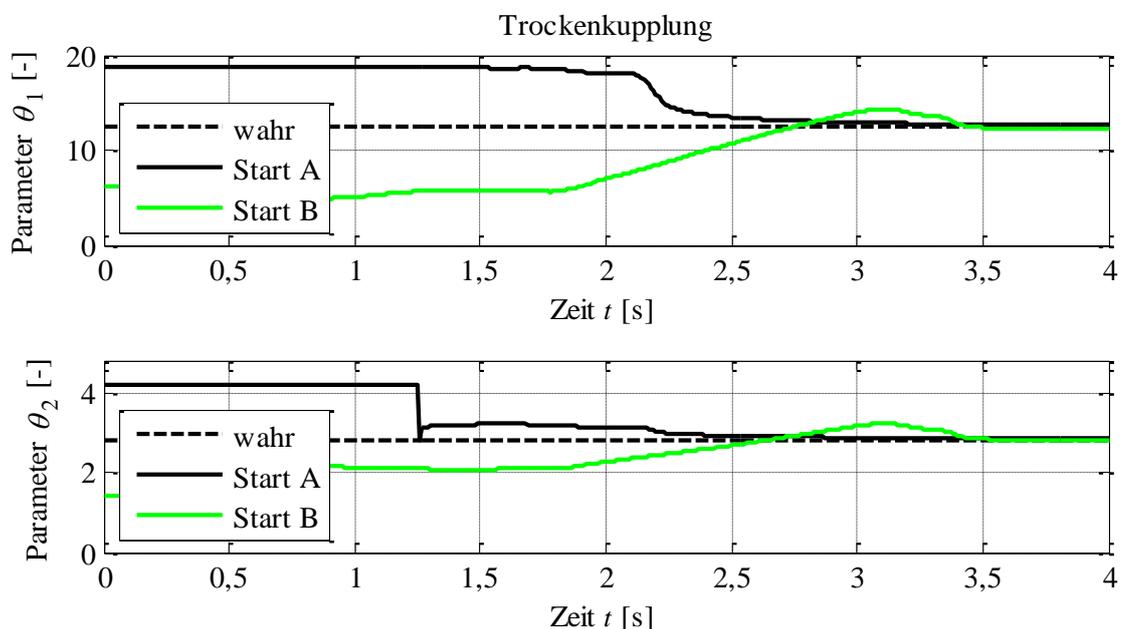


Abbildung 81: Verläufe der Kennlinienparameter bei rekursiver Identifikation während der Anfahrt für Startwerte A und B entsprechend Tabelle 15, ohne Berücksichtigung von Messstörungen im Simulationsmodell

Aus den Identifikationsergebnissen in Abbildungen 72, 75 und 81 ist zu erkennen, dass bei bekannter Kennlinienform ohne Berücksichtigung von Messstörungen die Kennliniensteigung und Eingriffspunkt der Nass- bzw. Trockenkupplung sowohl für Startwerte A als auch B bereits während des Anfahrvorganges korrekt identifiziert werden können.³

Im nächsten Untersuchungsschritt wird der Einfluss von Messstörungen auf die Genauigkeit der rekursiven Identifikation der Kennlinienparameter während einer Anfahrt sowohl für die Nass- als auch für die Trockenkupplung analysiert. Bei der modellierten Standardabweichung

³ Die formgebenden Kennlinienparameter können dabei entweder, wie voranstehend beschrieben, mit rekursiven oder auch mit nichtrekursiven Verfahren (vgl. Kapitel 6) identifiziert werden.

des Rauschsignals von $\sigma_{SR} = \sqrt{20}$ Nm beträgt das Signal-Rausch-Verhältnis während der betrachteten Anfahrvorgängen ca. 25 dB. Abbildung 82 zeigt die entsprechenden Verläufe der Kennlinienparameter während der Identifikation.

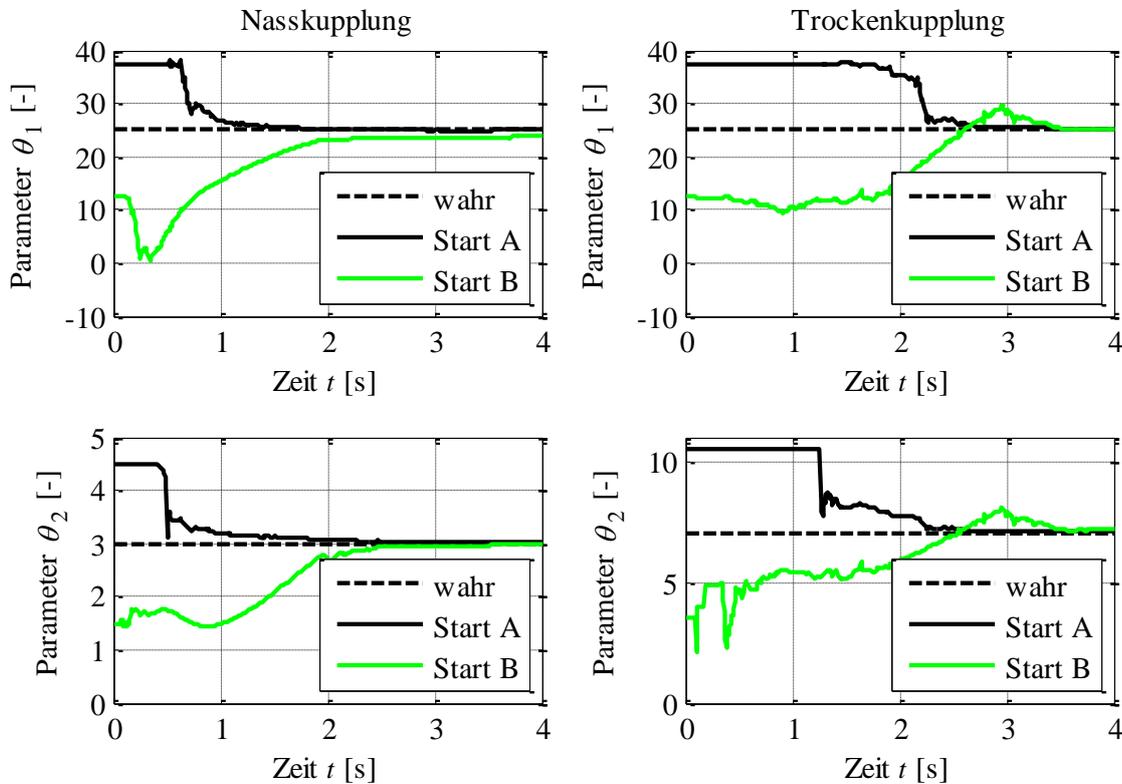


Abbildung 82: Verläufe der Kennlinienparameter für Startwerte A und B bei bekannter Kennlinienform und Berücksichtigung von Messstörungen im Simulationsmodell

Aus Abbildung 82 ist zu erkennen, dass die Kennliniensteigung und der Eingriffspunkt beider Kupplungen auch bei verrauschten Referenzsignalen während des Anfahrvorganges mit einer hohen Genauigkeit identifiziert werden können. Die maximale Abweichung, die bei den erzielten Ergebnissen für den Parameter θ_1 der Nasskupplung resultiert, liegt unter 5%. Die identifizierten Kupplungskennlinien, die Referenzwerte des Kupplungsmoments sowie die Anfangskennlinien für Startparameter A und B sind in der Abbildung 83 dargestellt.

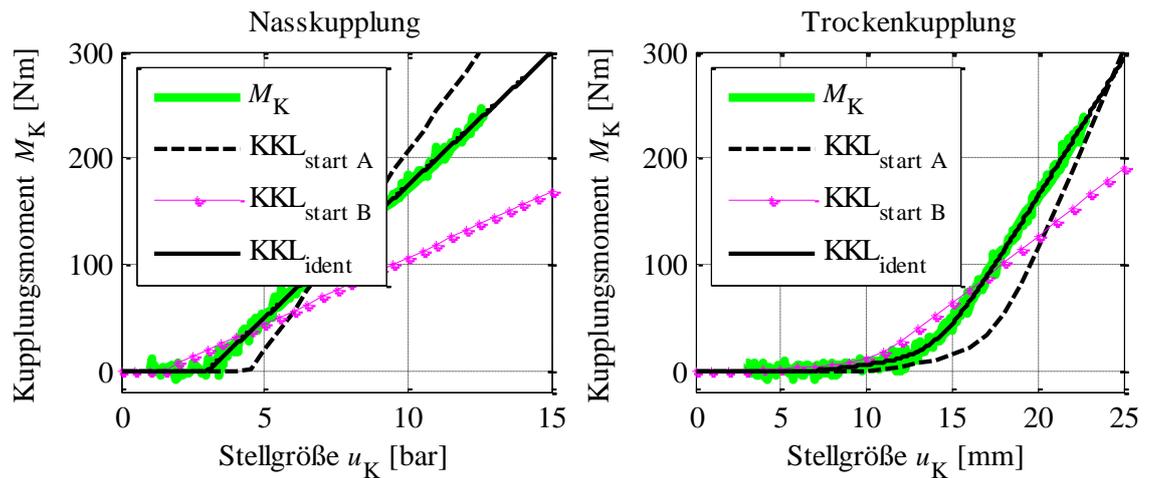


Abbildung 83: Identifizierte Kupplungskennlinien (KKL) am Ende des Anfahrvorganges bei Verwendung der Startwerte A und B, mit Berücksichtigung von Messstörungen

Aus Abbildung 83 ist zu erkennen, dass die identifizierten Kupplungskennlinien sowohl bei der Nass- als auch bei der Trockenkupplung Regressionskurven über die während der simulierten Anfahrt erfassten Messdaten darstellen. Dieses Identifikationsergebnis kann damit begründet werden, dass im Simulationsmodell keine Änderungen des Reibwertes während der Anfahrt berücksichtigt wurden, wodurch das Kupplungsverhalten mit dem innerhalb des Algorithmus verwendeten Modell exakt übereinstimmt. Im nachfolgenden Abschnitt wird der Einfluss der Reibwertänderungen auf den Vorgang und das Ergebnis der rekursiven Kennlinienidentifikation analysiert.

7.1.2 Identifikation mit Simulation der Reibwertänderungen

Die Nachbildung von Reibwertänderungen im Simulationsmodell erfolgt in Analogie zur Vorgehensweise in Abschnitt 6.1.2 durch Normierung der Gl. (3.24) auf θ_1 , wodurch Reibwertänderungen als Änderungen der Kennliniensteigung aufgefasst werden. Dies verursacht Zeitvarianz der Kennliniensteigung. Nachfolgend werden die Steigung sowie der Eingriffspunkt der Kupplung ohne Berücksichtigung der vorhandenen Zeitvarianz im Identifikationsalgorithmus sowie ohne Berücksichtigung von Messstörungen im Modell identifiziert. Die formgebenden Parameter der Kupplungskennlinie werden dabei als bekannt und konstant angenommen. Abbildung 84 zeigt Verläufe der Kennlinienparameter während der Identifikation. Des Weiteren sind in Abbildung 85 für die beiden unbekanntenen Kennlinienparameter die korrespondierenden Diagonalelemente der Matrix \mathbf{P} dargestellt.

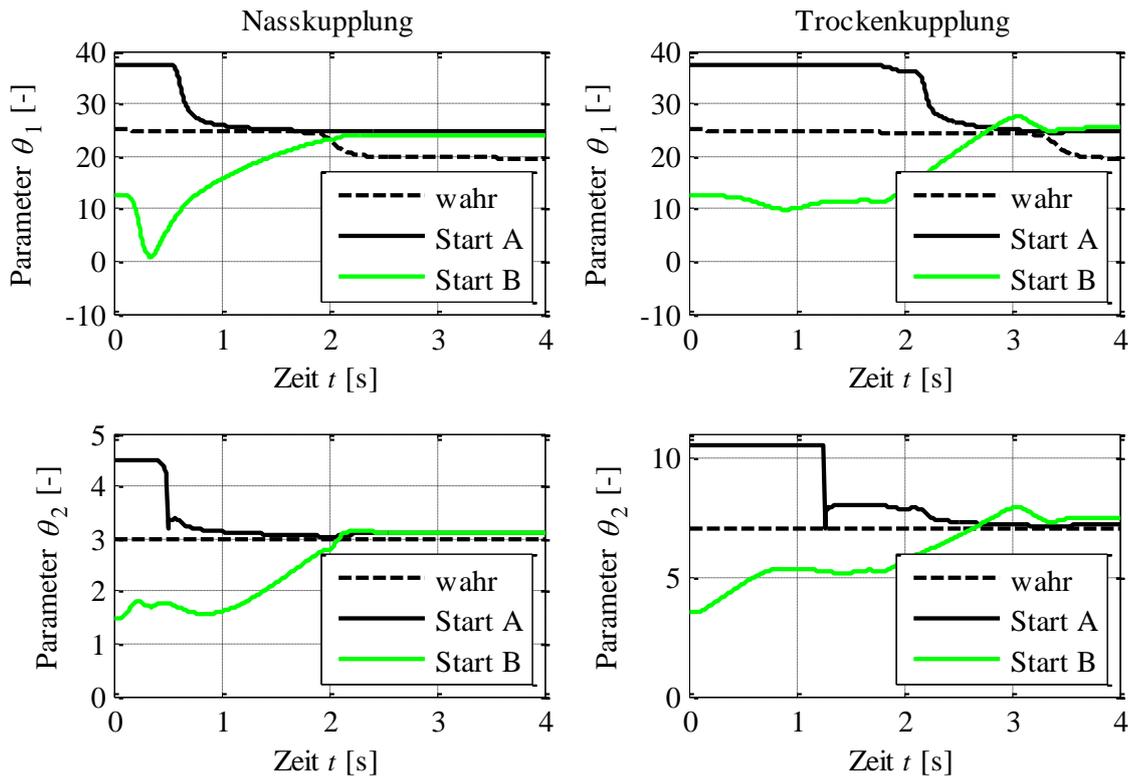


Abbildung 84: Verläufe der Kennlinienparameter für Startwerte A und B bei Berücksichtigung von Reibwertänderungen in Simulation, ohne Berücksichtigung von Messstörungen

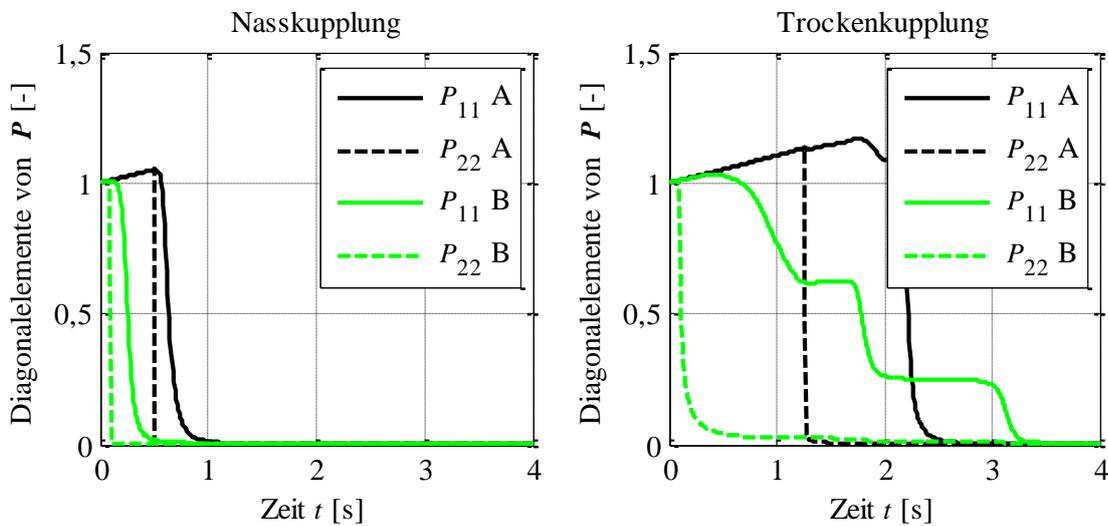


Abbildung 85: Verläufe der Diagonalelemente P_{11} und P_{22} der Kovarianzmatrix P während der Identifikation der zeitinvarianten Kupplungskennlinien für Startwerte A und B

Die reibwertabhängigen Änderungen der Kennliniensteigung während des Anfahrvorganges sind in Abbildung 84 als Änderungen des wahren Parameterwertes von θ_1 (gestrichelte Linie) zu erkennen. Aufgrund der Abhängigkeit des Reibwertes vom Kupplungsschlupf (vgl. Abschnitte 3.1.4 und 3.2.4) sinkt die Kennliniensteigung am Ende des Anfahrvorganges mit einer hohen Dynamik um ca. 20%. Zu diesem Zeitpunkt wurden die Diagonalelemente von P ,

die maßgeblich für die Dynamik der Parameteränderung sind, durch den Algorithmus bereits reduziert (vgl. Abbildung 85). Dadurch wird eine zeitnahe Korrektur der Kennliniensteigung nicht mehr im vollen Umfang möglich. Die resultierenden Kupplungskennlinien entsprechen daher eher dem Verhalten der Kupplung vor der schlupfabhängigen Änderung der Kennliniensteigung; sie sind in Abbildung 86 dargestellt.

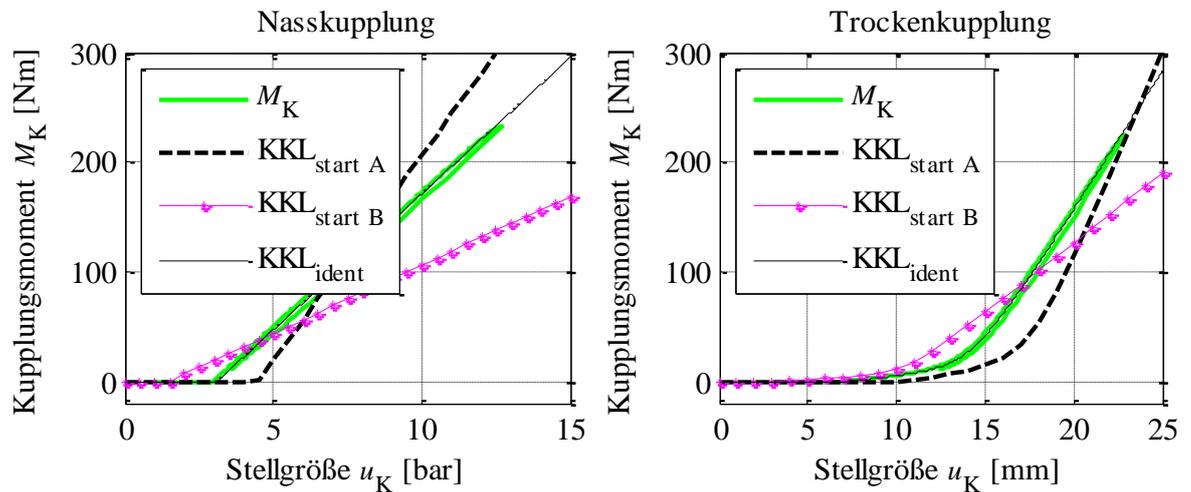


Abbildung 86: Als zeitinvariante Systeme identifizierte Kupplungskennlinien (KKL) bei Verwendung der Startwerte A und B, mit Berücksichtigung von Reibwertänderungen im Modell, ohne Berücksichtigung von Messstörungen

Zur weiteren Analyse des Identifikationsergebnisses wird der Anfahrvorgang bei Verwendung identifizierter Kennlinienparameter nachsimuliert und die resultierenden Momentfehler beider Kupplungen sowie das zugehörige einseitige Amplitudendichtespektrum für die simulierte Nass- bzw. Trockenkupplung in Abbildung 87 dargestellt.

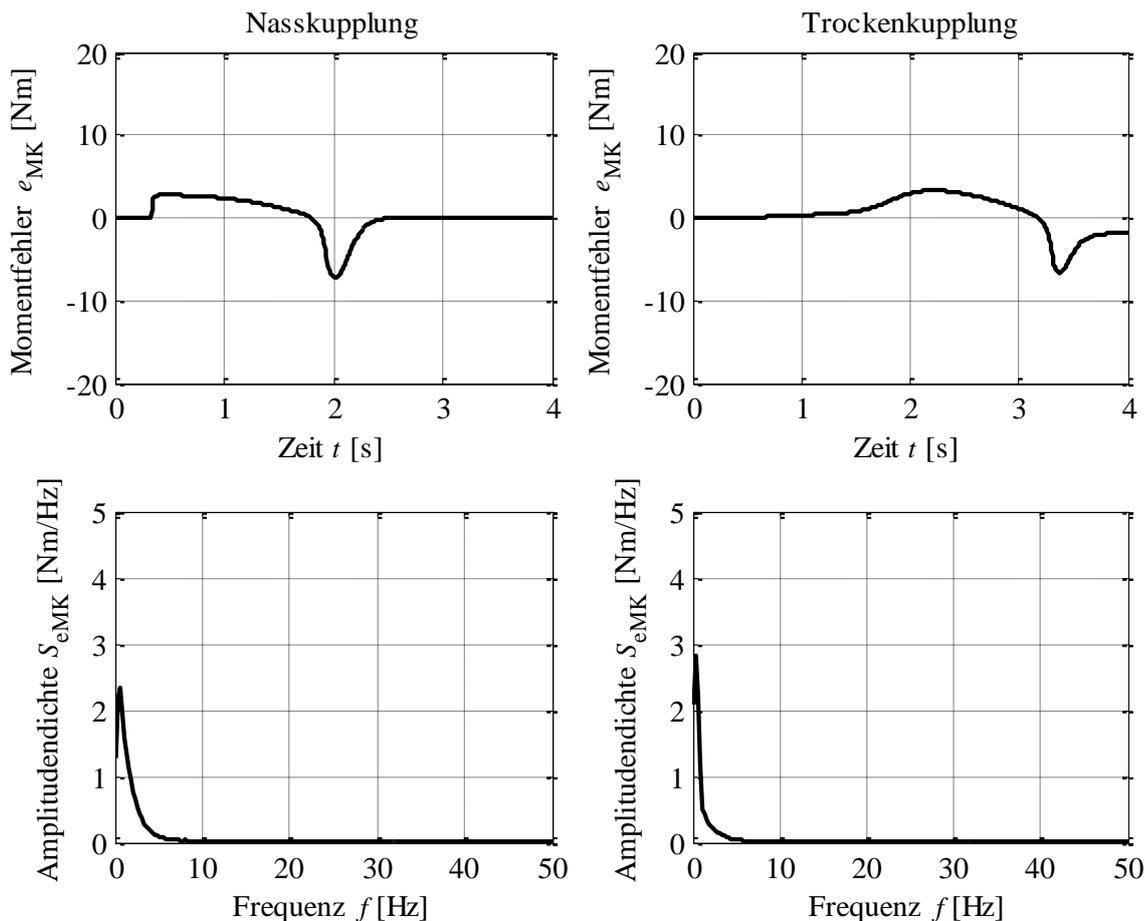


Abbildung 87: Zeitliche Verläufe und Amplitudendichtespektren der Momentfehler, mit Berücksichtigung von Reibwertänderung im Simulationsmodell bei unverrauschem Momentsignal

Da die Zeitvarianz der Kupplungskennlinie im Algorithmus nicht berücksichtigt wurde, sind die Verläufe des Momentfehlers in Abbildung 87 sehr ähnlich den Fehlerverläufen, die bei Anwendung der nicht rekursiven Gauss-Newton-Methode resultieren (vgl. Abbildung 60). Auch hier ist zu erkennen, dass das Signal des Momentfehlers deutlich ausgeprägte Anteile niedriger Frequenz aufweist. Wie in Abschnitt 6.1.2 diskutiert wurde, ist dies ein Hinweis darauf, dass das reale Systemverhalten Effekte beinhaltet, die durch das zu identifizierende Systemmodell nicht nachgebildet werden können. Im vorliegenden Fall handelt es sich um betriebsbedingte Änderungen des Reibwertes.

Um den Einfluss von Messstörungen auf die Kennlinienidentifikation zu ermittelt werden Identifikationsvorgänge bei Berücksichtigung von Messstörungen wiederholt. Abbildung 88 zeigt die resultierenden Parameterverläufe während der Identifikation und Abbildung 89 die korrespondierenden Kupplungskennlinien am Ende des Identifikationsvorganges.

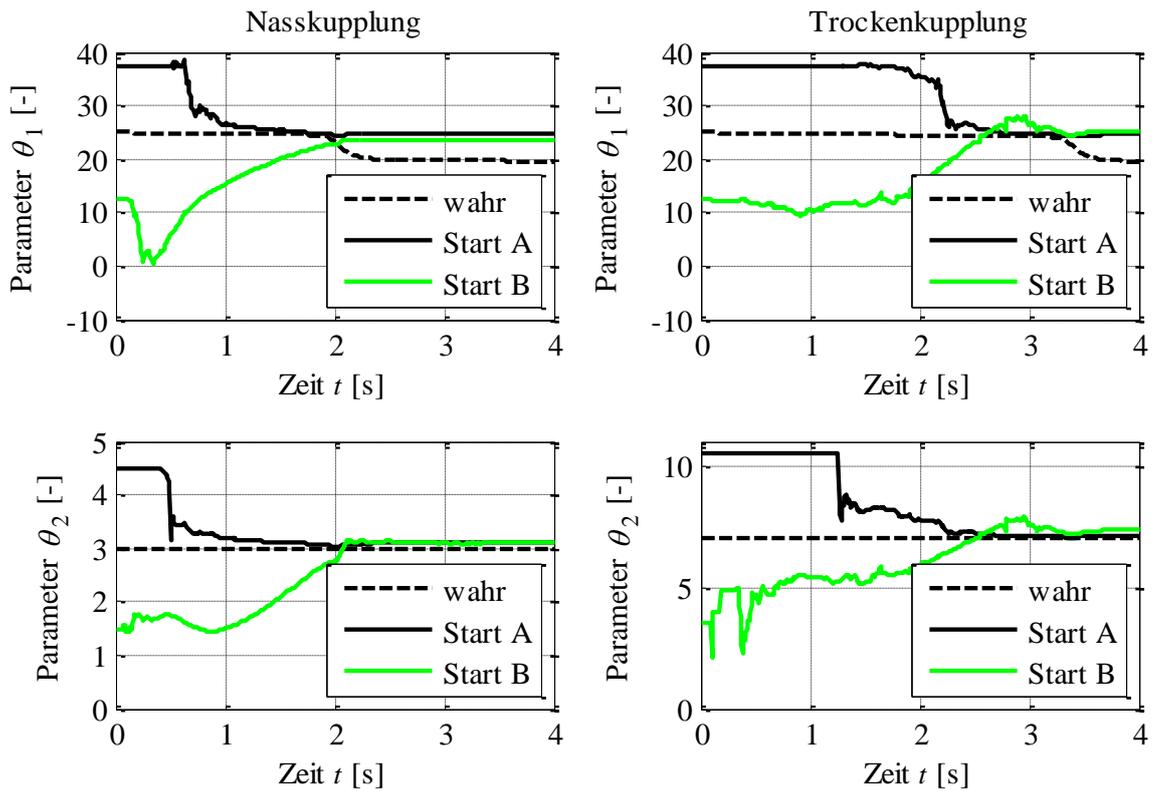


Abbildung 88: Verläufe der Kennlinienparameter für Startwerte A und B bei Berücksichtigung sowohl von Reibwertänderungen als auch Messstörungen in Simulation

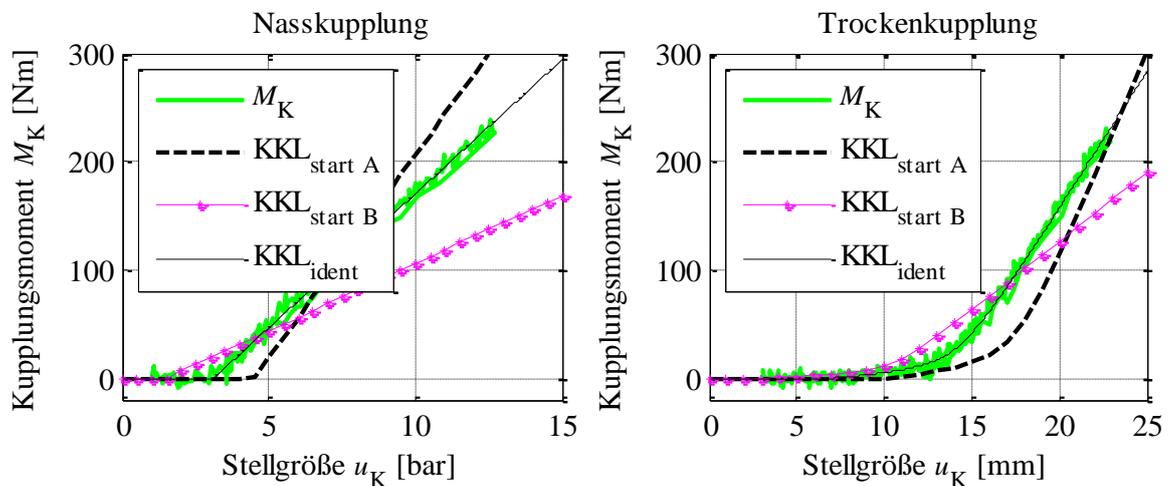


Abbildung 89: Als zeitinvariante Systeme identifizierte Kupplungskennlinien (KKL) bei Verwendung der Startwerte A und B mit Berücksichtigung sowohl von Reibwertänderungen als auch Messstörungen im Modell

Aus Abbildung 88 ist zu erkennen, dass die Kennliniensteigung und Eingriffspunkt auch bei verrauschten Messdaten korrekt ermittelt werden. Die resultierenden Kupplungskennlinien bilden dabei Regressionskurven über die während der simulierten Anfahrt erfassten Messdaten. Aufgrund von Messstörungen sind jedoch die reibwertbedingten Änderungen der Kennliniensteigung in den Trajektorien des Kupplungsmoments über der Stellgröße der

Kupplung weniger ausgeprägt als bei unverrauschten Signalen. In Analogie zu Untersuchungen ohne Berücksichtigung von Messstörungen werden die Simulation des Anfahrvorganges mit den bei verrauschten Signalen ermittelten Kennlinienparameter wiederholt und die korrespondierenden Momentfehler bzw. deren einseitige Amplitudendichtespektren in Abbildung 90 dargestellt.

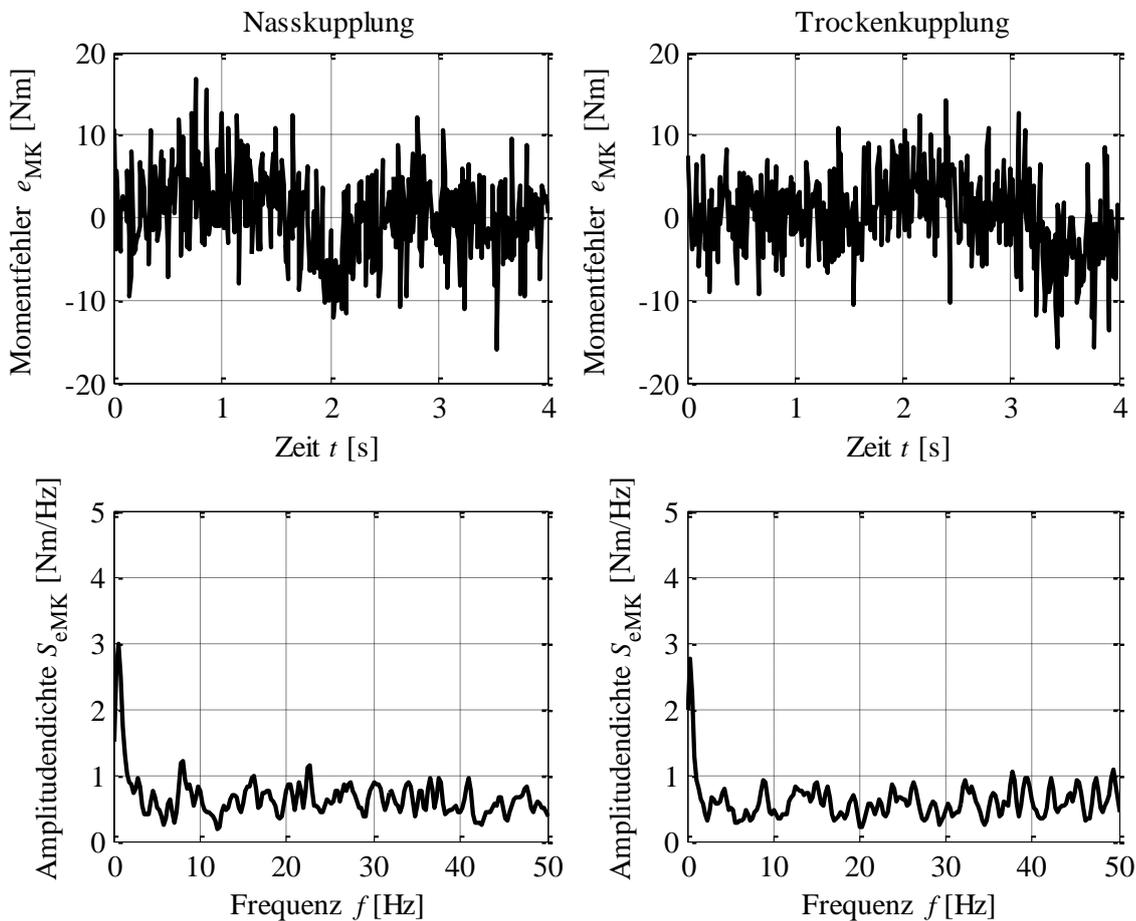


Abbildung 90: Zeitlicher Verlauf und Amplitudendichtespektren des Momentfehlers mit Berücksichtigung von Reibwertänderung im Simulationsmodell bei verrauschtem Momentensignal

Die Verläufe der Momentfehler bzw. der entsprechenden Amplitudendichtespektren in Abbildung 90 sind ebenfalls sehr ähnlich mit den Ergebnissen der nicht rekursiven Kennlinienidentifikation in Abschnitt 6.1.2 (vgl. Abbildung 62). Auch hier sind die systematischen Fehleranteile aufgrund der Reibwertänderung als niederfrequente Komponenten erkennbar. Bei höheren Frequenzen haben dagegen die einzelnen Signalanteile ähnliche Amplitudendichten, was darauf hindeutet, dass diese Komponenten keine nutzbare Information beinhalten.

Im nachfolgenden Abschnitt wird die Möglichkeit analysiert, reibwertbedingte Änderungen der Kennliniensteigung durch Zeitvarianz des korrespondierenden Parameters θ_1 zu berücksichtigen und dadurch die systematischen Anteile des Fehlersignals zu reduzieren.

7.1.3 Identifikation bei Verwendung von Methoden für zeitvariante Systeme

Wie im vorangegangenen Abschnitt festgestellt wurde, konnten die reibwertbedingten Änderungen der Kennliniensteigung am Ende des Anfahrvorganges nicht dynamisch genug nachgeführt werden, da die Varianz des entsprechenden Kennlinienparameters (θ_1) zu diesem Zeitpunkt bereits stark reduziert war. In diesem Abschnitt erfolgt die Kennlinienidentifikation bei Verwendung des modifizierten Algorithmus nach Gln. (2.65) - (2.67). Durch die Verwendung des additiven Terms \mathbf{Q} bei der Berechnung der Kovarianzmatrix \mathbf{P} kann dabei die zu erwartende Varianz einzelner Kennlinienparameter während des Betriebs separat berücksichtigt werden. Da im vorliegenden Fall die Änderungen der Kennliniensteigung nachgeführt werden sollen, wird $\mathbf{Q} = \text{diag}(10^{-2}, 0, 0, 0, 0)$ gewählt. Die Variable r (vgl. Abschnitt 2.4.2) wird zunächst als $r = 1$ festgelegt und hat somit keinen Einfluss auf den Identifikationsverlauf im Vergleich zum Algorithmus nach Gln. (2.62) - (2.64). Durch die angegebene Wahl der Matrix \mathbf{Q} wird das Verhalten des Parameters θ_1 während des Fahrbetriebs als

$$\theta_1(k) = \theta_1(k-1) + w(k) \quad (7.1)$$

angenommen (vgl. Ljung und Söderström 1983), wobei im vorliegenden Fall die Größe w zeitdiskretes, identisch normalverteiltes, mittelwertfreies, weißes Rauschen mit einer Standardabweichung von $\sqrt{10^{-2}}$ darstellt.

Im ersten Untersuchungsschritt wird die prinzipielle Eignung des genannten Algorithmus zur dynamischen Nachführung der Kennliniensteigung während der Anfahrt unter idealisierten Bedingungen analysiert. Dabei werden die Kennlinienparameter θ_2 , θ_3 , θ_4 und θ_5 als konstant und der Steigungsparameter θ_1 als unbekannt angenommen. Um die Änderungsdynamik des Parameters θ_1 nach dem Anfahrvorgang bei Verwendung der Matrix \mathbf{Q} im Algorithmus zu analysieren, wird die Simulationsdauer auf 6 Sekunden erhöht. Abbildung 91 zeigt die Identifikationsverläufe des Parameters θ_1 , die bei der Nass- bzw. Trockenkupplung ohne Berücksichtigung von Messstörungen resultieren. Des Weiteren sind in Abbildung 92 die zeitlichen Verläufe der Varianzen des Parameterschätzfehlers für θ_1 dargestellt.

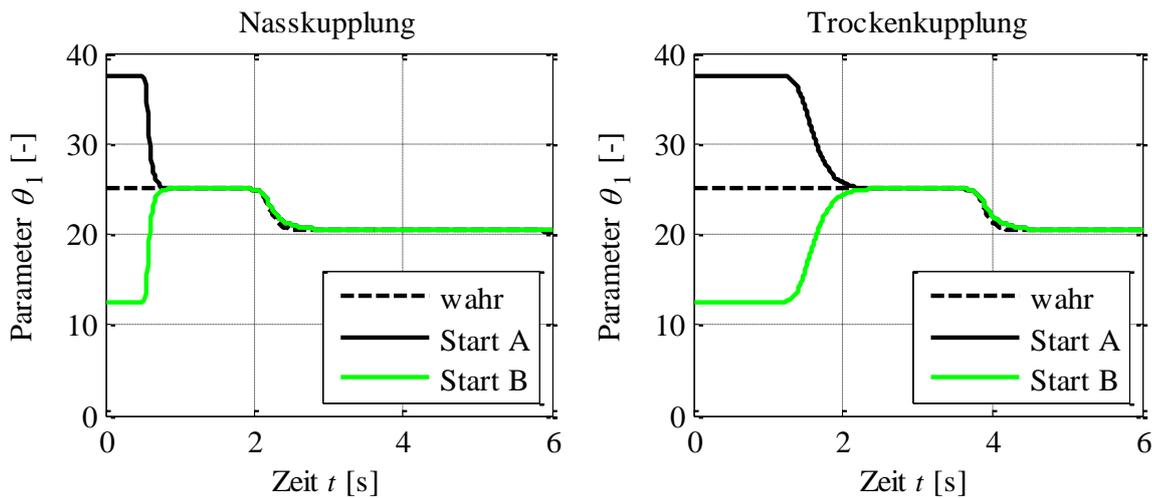


Abbildung 91: Verläufe des Parameters θ_1 bei Identifikation der Kupplungskennlinien als zeitvarianter Systeme ohne Berücksichtigung von Messstörungen bei festen Parameterwerten von $\theta_2, \theta_3, \theta_4$ und θ_5

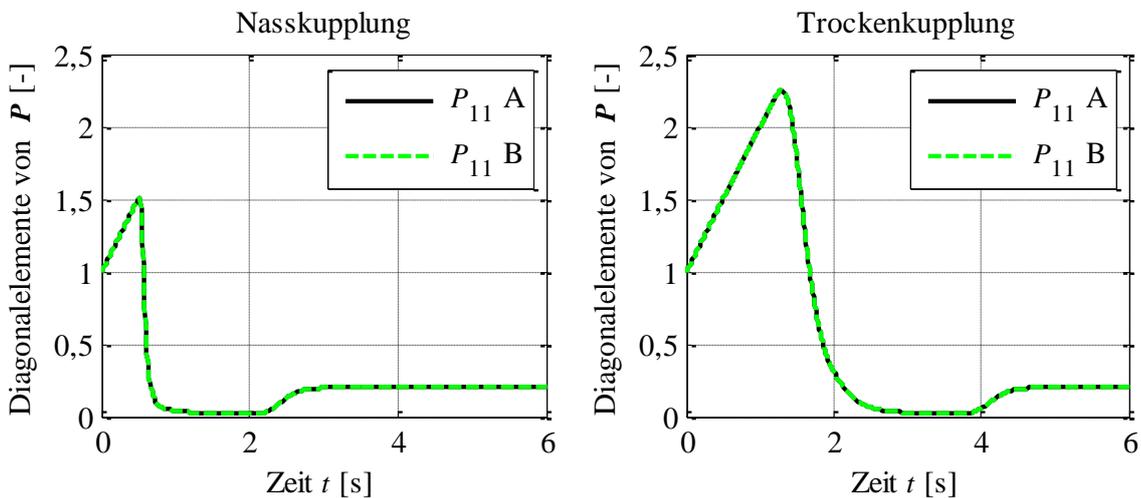


Abbildung 92: Verläufe der Diagonalelemente P_{11} der Kovarianzmatrix \mathbf{P} während der Identifikation der Kupplungskennlinien als zeitvarianter Systeme ohne Berücksichtigung von Messstörungen bei festen Parameterwerten von $\theta_2, \theta_3, \theta_4$ und θ_5

Wie in Abbildung 91 zu erkennen, können die reibwertbedingten Steigungsänderungen der Kupplungskennlinien während der Anfahrt bei Verwendung der Korrekturmatrix \mathbf{Q} im rekursiven Algorithmus korrekt nachgeführt werden. Die vorgegebene Varianz des Parameters θ_1 von 0,01 bewirkt dabei eine Erhöhung der Varianz des entsprechenden Parameterschätzfehlers in der Kovarianzmatrix \mathbf{P} (vgl. Abbildung 92), wodurch eine dynamische Korrektur der Kennliniensteigung möglich wird. Die Korrekturdynamik hängt dabei von der Höhe der Varianz des Parameterschätzfehlers von θ_1 ab, wobei mit deren Erhöhung auch die Empfindlichkeit des Algorithmus gegenüber Messstörungen ansteigt. Zur weiteren Analyse des Identifikationsergebnisses werden Anfahrvorgänge bei Verwendung identifizierter Anfangssteigungen der Kupplungskennlinien, jedoch mit der Möglichkeit ihrer Modifikation während der

Simulation, nachgebildet. Die Kovarianzmatrizen lauten in diesem Fall $\mathbf{P} = \text{diag}(0, 0, 0, 0, 0)$ bzw. $\mathbf{Q} = \text{diag}(10^{-2}, 0, 0, 0, 0)$. Auf diese Weise wird die Zeitvarianz der Kennliniensteigung als Parameternachführung durch den Identifikationsalgorithmus berücksichtigt. Die dabei resultierenden Momentfehler bzw. deren einseitige Amplitudendichtespektren sind in Abbildung 93 dargestellt.

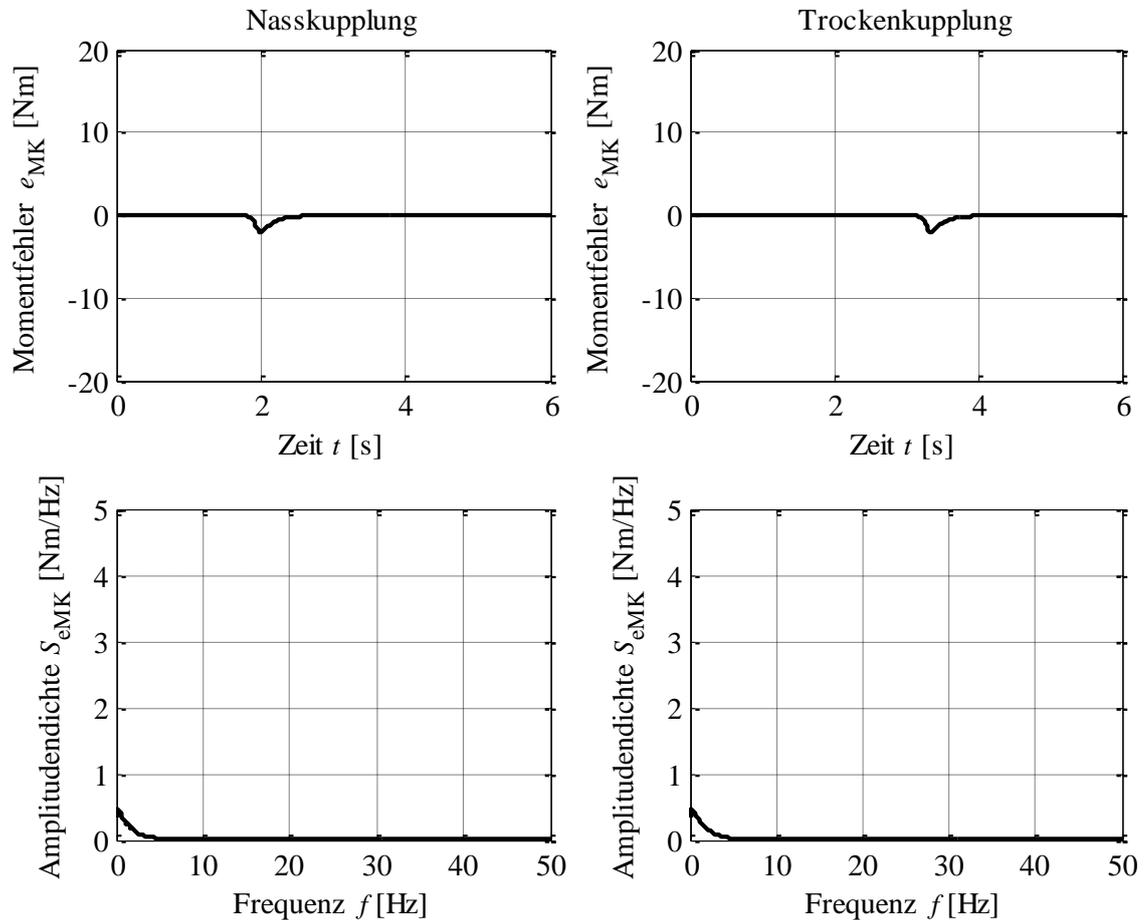


Abbildung 93: Zeitliche Verläufe und Amplitudendichtespektren der Momentfehler während der Identifikation der Kupplungskennlinien als zeitvarianter Systeme bei unverrauschem Momentsignal und festen Parameterwerten von θ_2 , θ_3 , θ_4 und θ_5

Aus dem Vergleich der Fehlersignale bzw. der Amplitudendichtespektren in Abbildungen 93 und 87 ist zu erkennen, dass bei Kennlinienidentifikation mit Methoden für zeitvariante Systeme die Momentfehler deutlich reduziert werden konnten. Die Höhe des Dichtespektrums im Bereich der niederfrequenten Signalanteile, die im Wesentlichen aufgrund der Steigungsänderung der Kupplungskennlinie resultieren, wird dabei um ca. 80% reduziert.

Im nächsten Schritt werden Identifikationsvorgänge mit Berücksichtigung von Messstörungen im Simulationsmodell wiederholt. Die resultierenden Verläufe des Parameters θ_1 der Nass- bzw. Trockenkupplung sind in Abbildung 94 dargestellt.

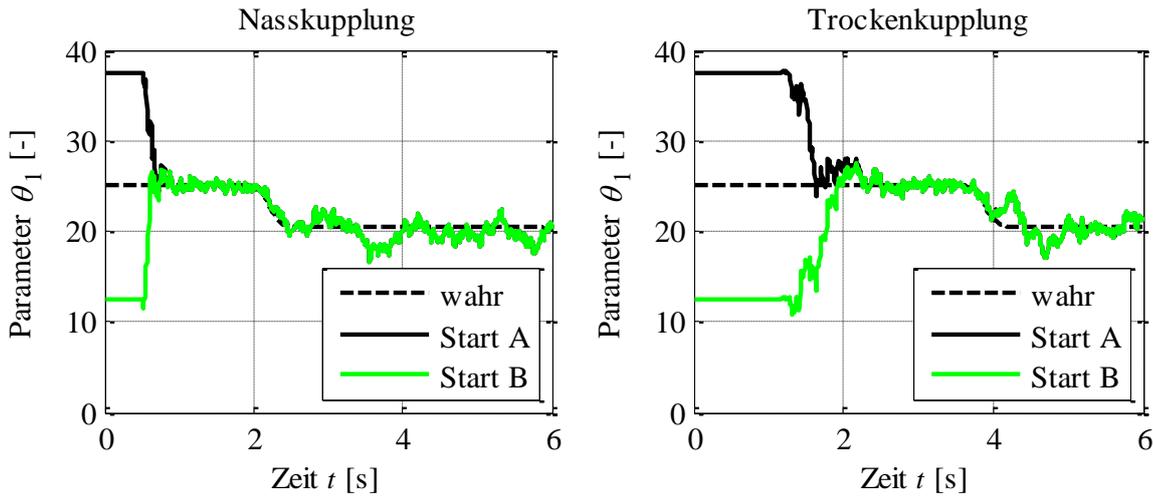


Abbildung 94: Verläufe des Parameters θ_1 bei Identifikation der Kupplungskennlinie als zeitvariantes System mit Berücksichtigung von Messstörungen bei bekannten $\theta_2, \theta_3, \theta_4$ und θ_5

Aus Abbildung 94 ist zu erkennen, dass die Änderungen der Kennliniensteigungen während der Anfahrt zwar dynamisch nachgeführt werden können, aufgrund von Messstörungen weisen jedoch die Verläufe des korrespondierenden Kennlinienparameters θ_1 eine ausgeprägte zeitliche Schwankung auf. Die Ungenauigkeiten der ermittelten Kennliniensteigungen nach der Anfahrt sind dadurch vergleichsweise hoch. Zur Berücksichtigung von Messstörungen innerhalb des Identifikationsalgorithmus wird die erwartete Varianz des Störsignals von $r = 1$ auf $r = 10$ erhöht (vgl. Abschnitt 2.4.2). Die identifizierten Parameterverläufe sind in Abbildung 95 dargestellt.

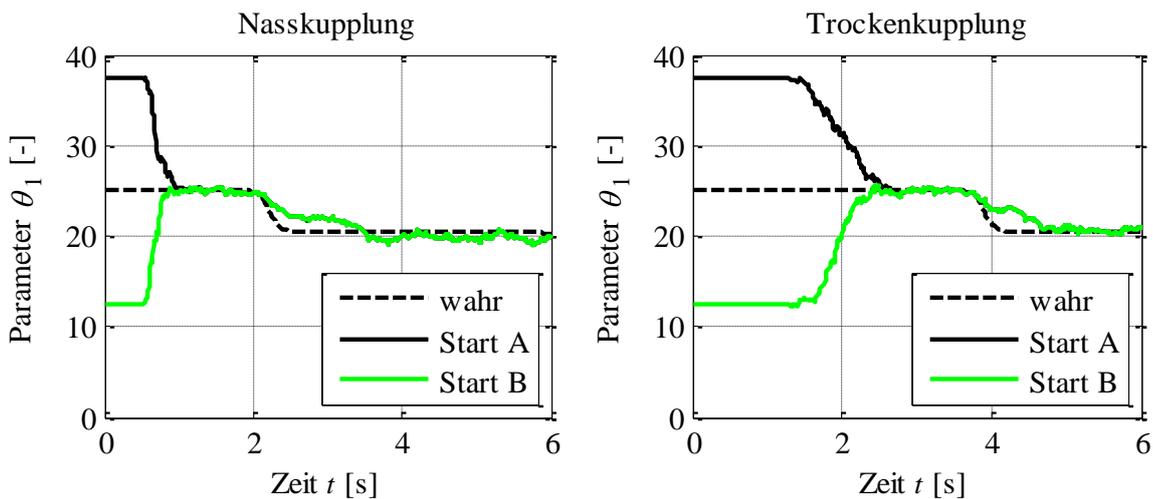


Abbildung 95: Verläufe des Parameters θ_1 bei Identifikation der Kupplungskennlinie als zeitvariantes System mit Berücksichtigung von Messstörungen durch $r = 10$

Die identifizierten Parameterverläufe in Abbildung 95 zeigen, dass durch Erhöhung der Variable r die zeitliche Schwankung der Kennliniensteigung reduziert werden kann. Gleichzeitig wird jedoch auch die Dynamik der Parameternachführung reduziert. Sie ist jedoch

ausreichend, um am Ende des Anfahrvorganges die Kennliniensteigungen mit einer Abweichung von ca. 5% zu identifizieren. Die Abweichungen der Kennliniensteigung ohne Berücksichtigung ihrer Zeitvarianz im Algorithmus liegt dabei bei ca. 20% (vgl. Abschnitt 7.1.2). Auch die Verläufe der Momentfehler, die bei der Wiederholung der Anfahrsimulation mit identifizierten Kennliniensteigungen als Startwerte von θ_1 für $\mathbf{P} = \text{diag}(0, 0, 0, 0, 0)$ bzw. $\mathbf{Q} = \text{diag}(10^{-2}, 0, 0, 0, 0)$ resultieren, bzw. die korrespondierenden Amplitudendichtespektren belegen eine deutliche Reduktion niederfrequenter Anteile im Fehlersignal im Vergleich zu Ergebnissen im vorangegangenen Abschnitt (vgl. Abbildungen 90 und 96). Die einzelnen Signalkomponenten weisen dabei ähnliche Amplitudendichten auf, was darauf hindeutet, dass im Signal des Momentfehlers keine nutzbare Information vorliegt. Niederfrequente Anteile, die aufgrund von Abweichungen zwischen dem modellierten und identifizierten Verlauf der Kennliniensteigungen resultieren, sind zwar im Fehlersignal vorhanden, jedoch aufgrund von Messstörungen nicht erkennbar.

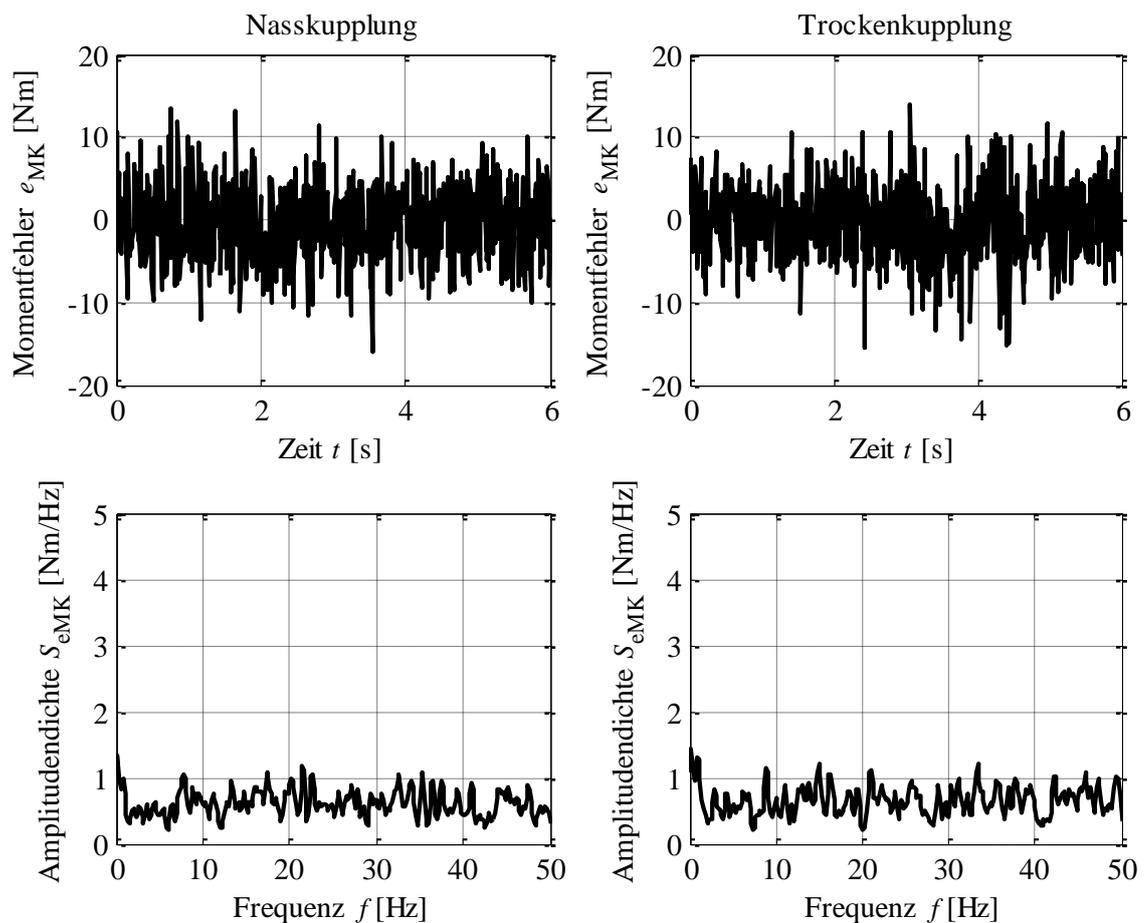


Abbildung 96: Zeitliche Verläufe und Amplitudendichtespektren des Momentfehlers während der Identifikation der Kupplungskennlinien als zeitvarianten System bei verrauschtem Momentensignal, bekannten Parametern θ_2 , θ_3 , θ_4 und θ_5

Bisher wurde davon ausgegangen, dass nur die Steigung der Kupplungskennlinien unbekannt ist, während andere Kennlinienparameter bekannt sind. Nachfolgend wird der Fall betrachtet, bei dem auch keine Kenntnis über die Lage des Eingriffspunkts der Kupplung vorliegt. Dazu werden Identifikationsvorgänge anhand einer Anfahrssituation bei Verwendung des Algorithmus nach Gln. (2.65) - (2.67) mit Startwerten A und B für Parameter θ_1 und θ_2 wiederholt. Die formgebenden Kennlinienparameter werden weiterhin als bekannt vorausgesetzt. Die Kovarianzmatrix wird in diesem Fall als $\mathbf{P} = \text{diag}(1, 1, 0, 0, 0)$ gewählt. Die Matrix \mathbf{Q} wird nicht geändert, da weiterhin angenommen wird, dass in erster Linie die Änderungsdynamik der Kennliniensteigung aufgrund von schlupfabhängigen Reibwertänderungen signifikant ist. Abbildung 97 zeigt die Verläufe der unbekanntenen Kennlinienparameter während der Identifikation, wobei Messstörungen im Modell zunächst vernachlässigt werden.

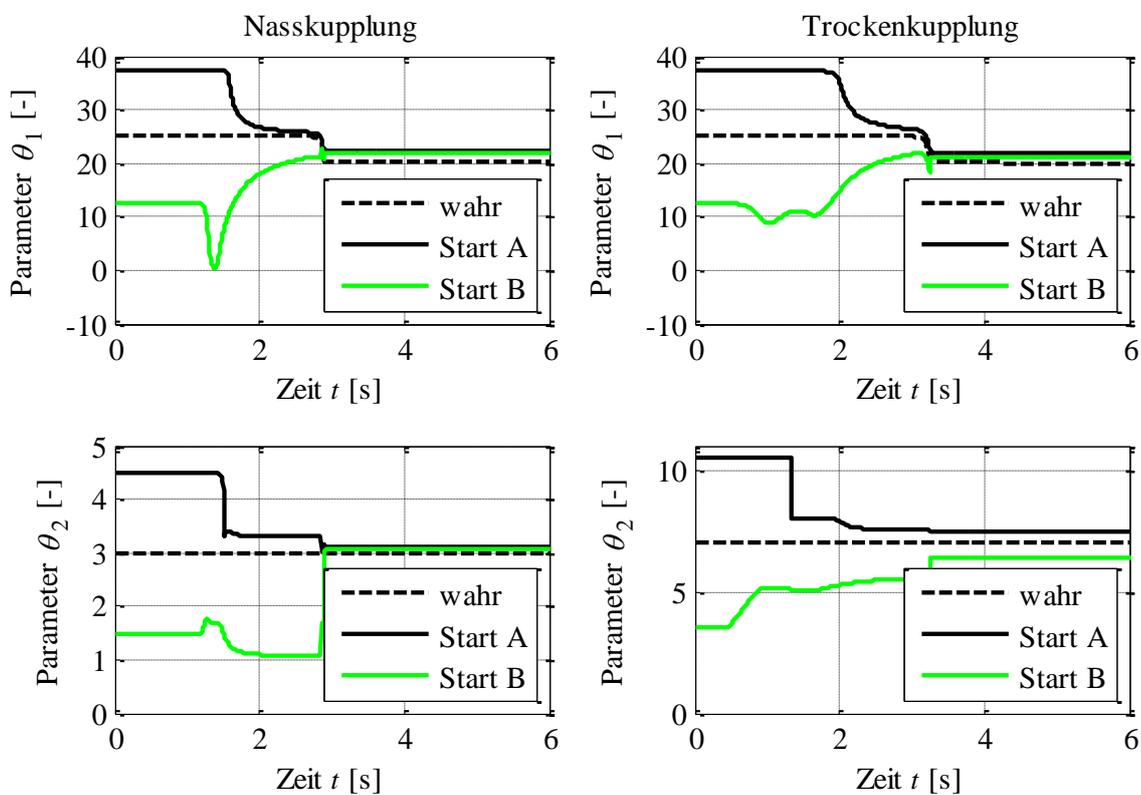


Abbildung 97: Verläufe der Kennlinienparameter für Startwerte A und B bei Berücksichtigung von Reibwertänderungen in Simulation, ohne Berücksichtigung von Messstörungen

Aus Abbildung 97 ist erkennbar, dass durch die zusätzliche Annahme eines unbekanntenen Eingriffspunktes der Kupplung die Genauigkeit der Nachführung der Steigungsänderung im Vergleich zu deren Nachführung bei bekanntem Eingriffspunkt reduziert wird. Bei Verwendung des Algorithmus nach Gln. (2.65) - (2.67) weisen die ermittelten Steigungswerte dennoch eine geringere Abweichung als bei Verwendung des Algorithmus nach Gln. (2.62) - (2.64) auf (vgl. Abbildungen 84 und 97). So beträgt die Verbesserung der Genauigkeit

der Steigungsermittlung bei beiden Kupplungen ca. 10%. Ähnliches Verhalten ist auch bei Kennlinienidentifikation mit Berücksichtigung von Messstörungen in Abbildung 98 zu beobachten. Die Abweichungen der Steigungsermittlung werden dabei von ca. 20% (vgl. Abbildung 88) auf ca. 13% reduziert.

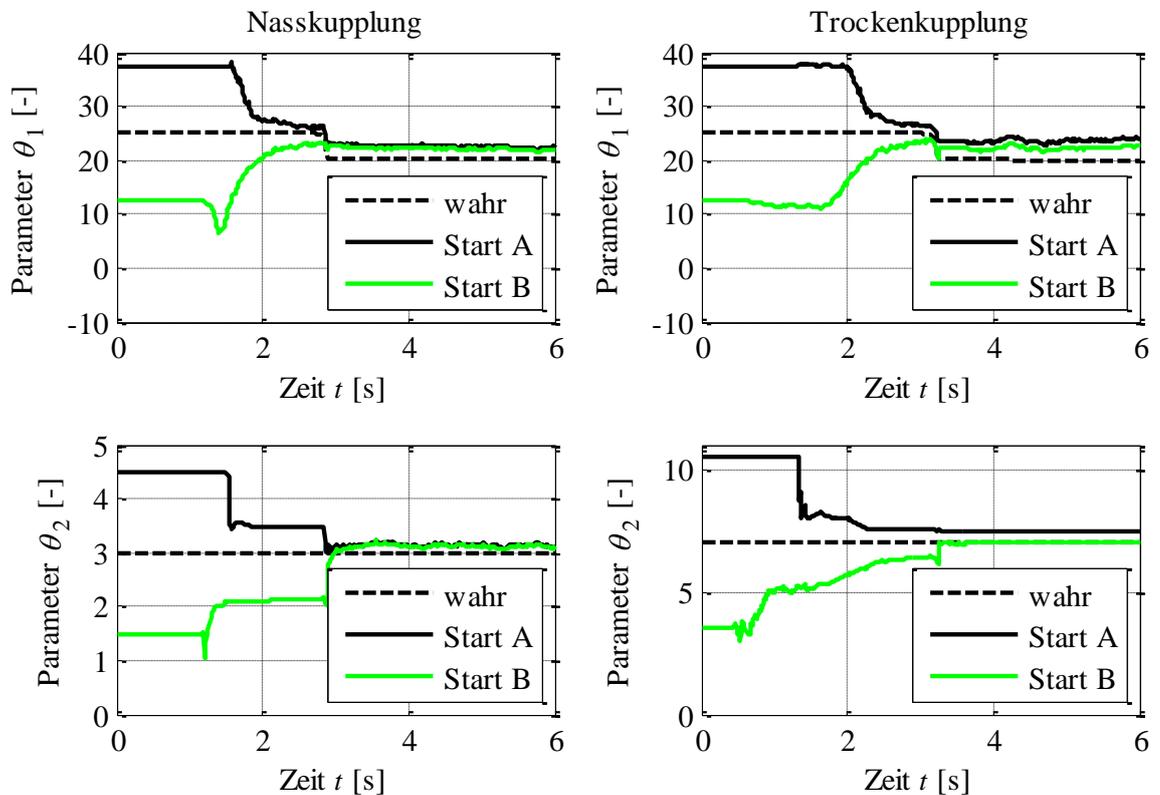


Abbildung 98: Verläufe der Kennlinienparameter für Startwerte A und B bei Berücksichtigung von Reibwertänderungen in Simulation mit Berücksichtigung von Messstörungen

In Abschnitt 7.1 standen simulationsgestützte Untersuchungen der prinzipiellen Anwendbarkeit rekursiver Identifikationsverfahren zur Identifikation von Kupplungskennlinien von nass- bzw. trockenlaufender Kupplungen bei Verwendung des Kennlinienmodells nach Gl. (4.16) im Fokus. Als Zusammenfassung dieses Abschnittes ist festzuhalten, dass die untersuchten Verfahren zur Lösung des grundlegenden Optimierungsproblems gut geeignet sind. Es wurde allerdings experimentell festgestellt, dass bei rekursiver Kennlinienidentifikation das Ergebnis sowohl von den Startparametern als auch von der betrachteten Betriebsphase, bzw. dem Informationsgehalt der Eingangsdaten des Identifikationsalgorithmus, abhängt. So ist z.B. die Dauer einer Anfahrssituation von 4 Sekunden im Allgemeinen nicht ausreichend, um sowohl die Steigung als auch den Eingriffspunkt sowie die Form der Kupplungskennlinie bei Annahme einer 50%-igen Abweichung der Startparameter korrekt zu identifizieren. Wird die Kupplungskennlinie dagegen anhand einer größeren Betriebsdauer identifiziert, konnte für die betrachteten Startwerte die Konvergenz sämtlicher Kennlinienparameter zu korrekten

Werten experimentell gezeigt werden. Ist die Kennlinienform a priori bekannt, bzw. wurde diese während einer längeren Betriebsphase rekursiv oder auch nichtrekursiv ermittelt, können hingegen die Kennliniensteigung und Eingriffspunkt der Kupplung auch während einer Anfahrt korrekt ermittelt werden.

Weiterhin wurde in diesem Abschnitt festgestellt, dass bei der Identifikation von Kupplungskennlinien mit Berücksichtigung deren Zeitvarianz im Identifikationsalgorithmus die Nachführgenauigkeit der Kennliniensteigung während der Anfahrt davon abhängt, ob neben der Steigung auch der Eingriffspunkt unbekannt ist. Wird der Eingriffspunkt als bekannt vorausgesetzt, ist die Identifikationsdynamik ausreichend, um dynamische Reibwertänderungen (vgl. Abschnitte 3.1.4 und 3.2.4) bereits während der Anfahrt sowohl mit als auch ohne Berücksichtigung von Messstörungen nachführen zu können. Die Abweichungen der identifizierten von den tatsächlichen Kennliniensteigungen liegen dabei unter 10%. Weist der Eingriffspunkt zu Beginn der Anfahrt größere Ungenauigkeiten auf, wird die Kennliniensteigung nach der reibwertbedingten Reduktion mit einer Abweichung von ca. 13% ermittelt. Im nachfolgenden Abschnitt wird die Identifikation von Kupplungskennlinien mit rekursiven Verfahren anhand von Fahrzeugmessungen untersucht.

7.2 Untersuchungen anhand von Fahrzeugmessungen

In diesem Abschnitt werden Kupplungskennlinien einer nasslaufenden Doppelkupplung im Volkswagen Passat 3C, sowie einer trockenlaufenden Doppelkupplung im Volkswagen Golf VI, bei Verwendung rekursiver Identifikationsverfahren ermittelt. Dabei werden die Kupplungskennlinien in Abschnitt 7.2.1 mit bzw. in Abschnitt 7.2.1 ohne Berücksichtigung ihrer Zeitvarianz im Identifikationsalgorithmus identifiziert. Im ersten Fall wird der Algorithmus nach Gln. (2.62) - (2.64) bzw. im zweiten Fall nach Gln. (2.65) - (2.67) eingesetzt. Die Identifikation erfolgt unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus den Abschnitten 6.2 und 7.1. So werden im ersten Schritt längere Betriebsphasen verwendet, um zum einen die prinzipielle Anwendbarkeit rekursiver Identifikationsverfahren zur Ermittlung von Kupplungskennlinien anhand realer Fahrzeugmessungen experimentell zu untersuchen. Zum anderen wird dabei die Form der Kupplungskennlinie der betrachteten Trockenkupplung identifiziert. Daraufgehend wird bei bekannter Kennlinienform die Identifikation der Kennliniensteigung sowie des Eingriffspunktes der Nass- bzw. Trockenkupplung während eines Anfahrvorganges vorgenommen. Bei Untersuchungen in diesem Kapitel erfolgt die Aufbereitung von Messdaten entsprechend den Ausführungen in Abschnitt 5.3. Tabelle 16 zeigt die

verwendete Initialisierung des rekursiven Algorithmus bei Kennlinienidentifikation anhand von Fahrzeugmessungen. Da der Identifikationsvorgang für beide Teilkupplungen der betrachteten Doppelkupplungssysteme identisch ist, wird nachfolgend stets nur eine der beiden Teilkupplungen betrachtet. Dies ermöglicht weiterhin eine parallele Ergebnisdarstellung für Nass- und Trockenkupplung.

Tabelle 16: Initialisierung des rekursiven Identifikationsalgorithmus bei Kennlinienidentifikation ohne Berücksichtigung von Zeitvarianz der Kennlinienparameter

	Nasskupplung		Trockenkupplung	
	Start A	Start B	Start A	Start B
θ_1	90,0	30,0	30,0	10,0
θ_2	3,5	1,5	11,0	7,0
θ_3	-	-	0,5	0,2
θ_4	-	-	0,05	0,01
θ_5	-	-	7,0	3,0
Während einer längeren Betriebsphase (ca. 600 Sekunden)				
$P(0) = \text{diag}(1, 1, 0, 0, 0)$			$P(0) = \text{diag}(1, 1, 1, 1, 1)$	
$\lambda = 0,9999$			$\lambda = 0,9999$	
Während eines Anfahrvorganges (ca. 3 Sekunden)				
$P(0) = \text{diag}(1, 1, 0, 0, 0)$			$P(0) = \text{diag}(1, 1, 0, 0, 0)$	
$\lambda = 1$			$\lambda = 1$	
Gewährleistung von $\theta_i \geq 0$ ($i = 1, \dots, 5$) durch Gln. (5.18) und (5.19)				

7.2.1 Identifikation bei Verwendung von Methoden für zeitinvariante Systeme

Die Untersuchung der prinzipiellen Eignung rekursiver Verfahren zur Identifikation von realen Kupplungskennlinien sowie die Ermittlung der Kennlinienform bei Trockenkupplung erfolgen in Analogie zur Vorgehensweise in Abschnitt 7.1.1 anhand von Messdaten aus einer Testfahrt von ca. 600 Sekunden. Es handelt sich dabei um Normalbetrieb der Fahrzeuge sowohl im Stadt- als auch im Landstraßenverkehr mit Geschwindigkeiten von 0 km/h bis ca. 100 km/h. Abbildung 99 zeigt die zeitlichen Verläufe der Kennlinienparameter beider Kupplungssysteme während des Identifikationsvorganges. Die korrespondierenden Kupplungskennlinien sind in Abbildung 100 dargestellt.

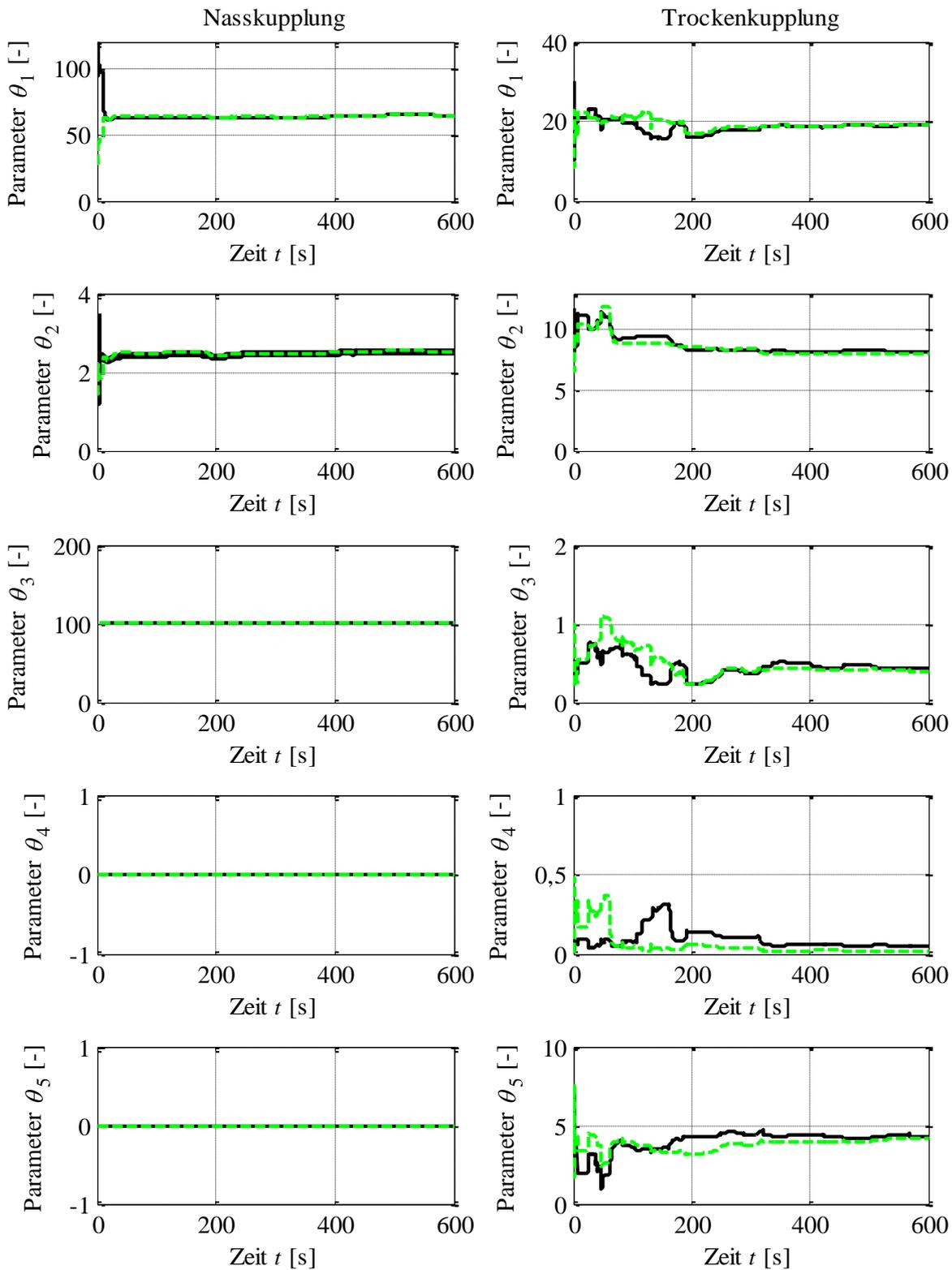


Abbildung 99: Parameterverläufe bei rekursiver Kennlinienidentifikation ohne Berücksichtigung der Zeitvarianz bei Verwendung der Startwerte A (durchgezogen) und B (gestrichelt)

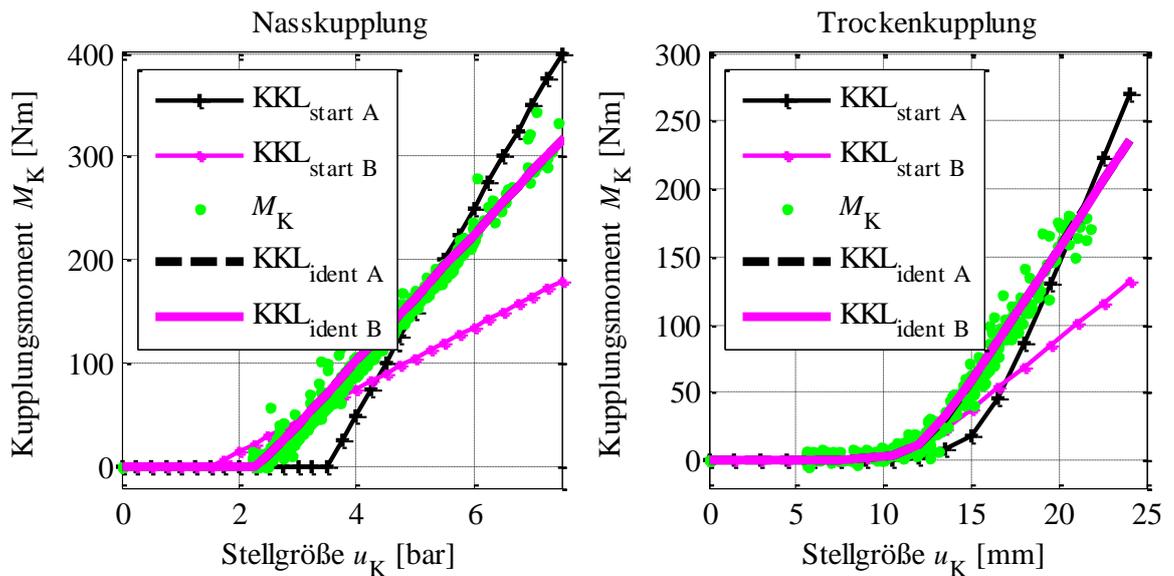


Abbildung 100: Kupplungskennlinien (KKL) bei rekursiver Identifikation ohne Berücksichtigung der Zeitvarianz bei Verwendung der Startwerte A und B

Aus den Verläufen der identifizierten Kennlinienparameter in Abbildung 99 ist zu erkennen, dass die Ermittlung der Kennlinienparameter der Nasskupplung wesentlich schneller erfolgt, als bei der Trockenkupplung. Dieses Verhalten entspricht der Erkenntnis, die bei der Untersuchung der Kennlinienidentifikation in der Simulation gewonnen wurde. Es beruht darauf, dass bei der Nasskupplung aufgrund der a priori bekannten Kennlinienform lediglich zwei Kennlinienparameter zu ermitteln sind, während bei der Trockenkupplung eine optimale Kombination aller fünf Parameter zu finden ist. So dauert es bei der Trockenkupplung ca. 250 Sekunden bis alle Kennlinienparameter die Umgebung ihrer Endwerte erreichen. Die Endwerte sind für die Startparameter A und B bei beiden Kupplungssystemen nahezu identisch und definieren optimale Regressionskurven über die während der betrachteten Betriebsphase erfassten Referenzwerte des Kupplungsmoments M_K (vgl. Abbildung 100). Dies geht ebenfalls aus der Abbildung 101 hervor, in der die Momentfehler als Abweichungen zwischen den Referenzwerten des Kupplungsmoments und den bei Verwendung der identifizierten Parameterwerte berechneten Momente sowie die korrespondierenden Amplitudendichtespektren dargestellt sind. So liegt der Mittelwert des Momentfehlers bei beiden Kupplungssystemen unterhalb von 1 Nm. Hierbei werden nur Zeitabschnitte berücksichtigt, in denen die Identifikation aktiv war (vgl. Abschnitt 5.2). Innerhalb der betrachteten Betriebsdauer von 600 Sekunden war die Identifikation der Nasskupplung insgesamt ca. 300 Sekunden bzw. bei der Trockenkupplung 125 Sekunden aktiv (vgl. Abbildung 101).

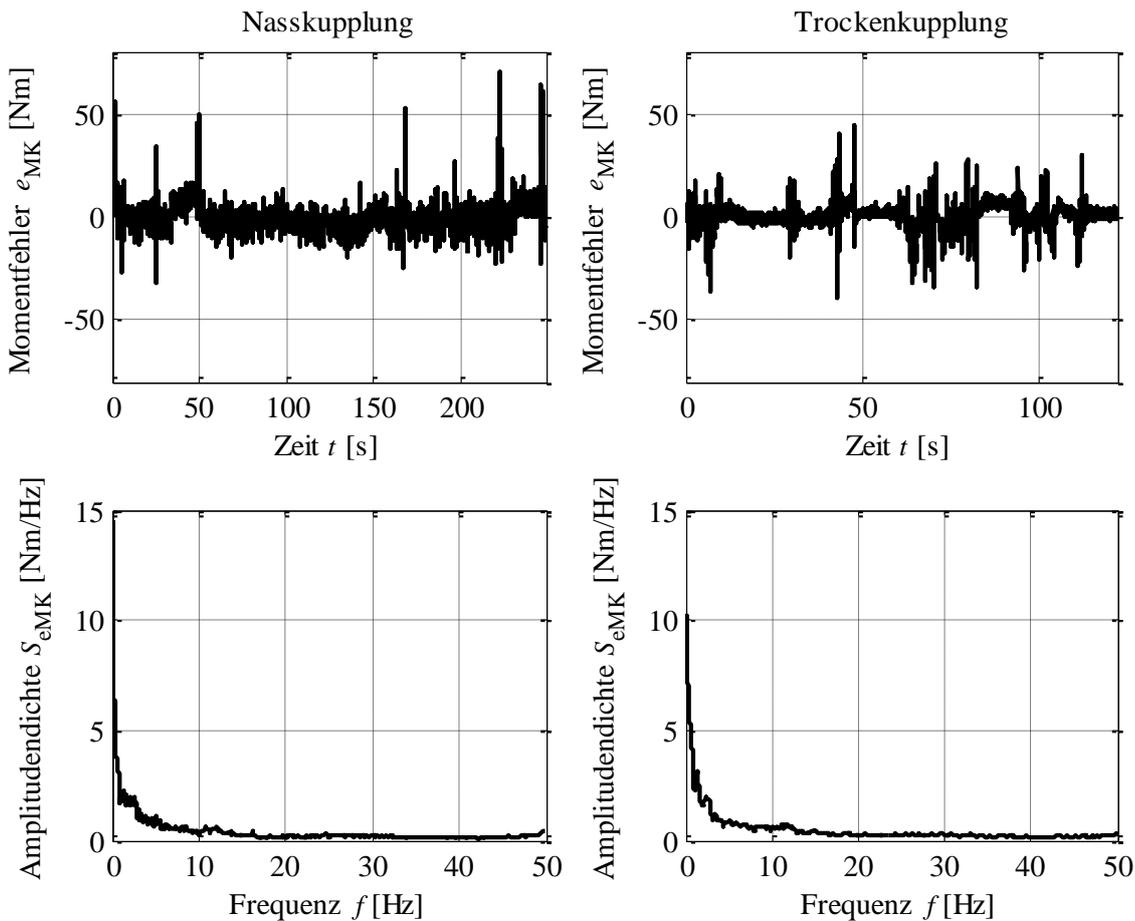


Abbildung 101: Zeitliche Verläufe und Amplitudendichtespektren der Momentfehler während der Nachbildung der betrachteten Betriebsphase bei Verwendung identifizierter Parameterwerte

In Analogie zu den Ergebnissen aus Abschnitt 6.2.2 zeigt das Amplitudendichtespektrum in Abbildung 101 hohe Amplitudendichten bei niederfrequenten Signalanteilen. Auch hier ist dies ein Hinweis auf Abweichungen zwischen der quasistationären Nachbildung des Kupplungsverhaltens durch das Kennlinienmodell und dem tatsächlichen Verhalten des Kupplungssystems.

Im nächsten Untersuchungsschritt wird die Identifikation von Kupplungskennlinien der betrachteten realen Kupplungssysteme bei Verwendung rekursiver Methoden während eines Anfahrvorganges analysiert. Es wird dabei von dem Fall ausgegangen, dass sowohl die Kennliniensteigung als auch der Eingriffspunkt der Kupplung unbekannt sind. Die formgebenden Kennlinienparameter werden als konstant angenommen, wobei bei der Trockenkupplung die im vorangegangenen Untersuchungsschritt identifizierten Parameterwerte verwendet werden. Abbildung 102 zeigt die Verläufe der unbekanntenen Kennlinienparameter während des Identifikationsvorganges und Abbildung 103 die entsprechenden Kupplungskennlinien.

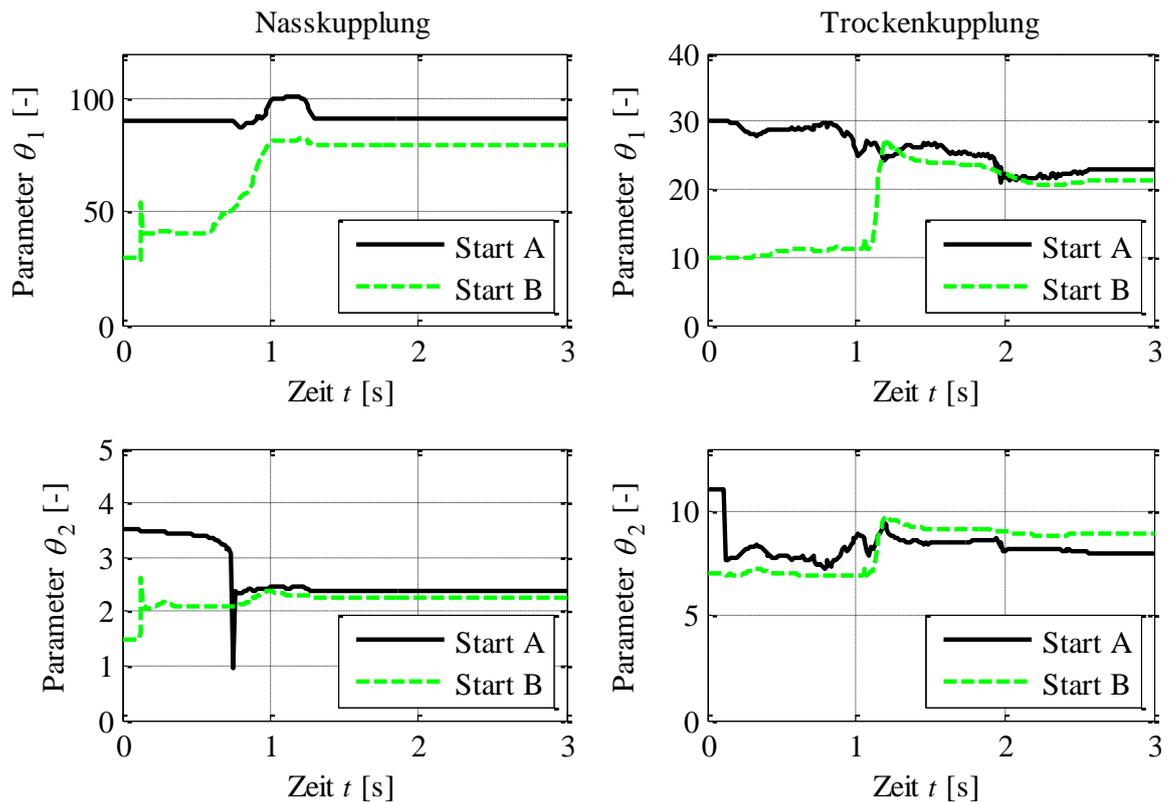


Abbildung 102: Parameterverläufe bei rekursiver Kennlinienidentifikation ohne Berücksichtigung der Zeitvarianz bei Verwendung der Startwerte A und B

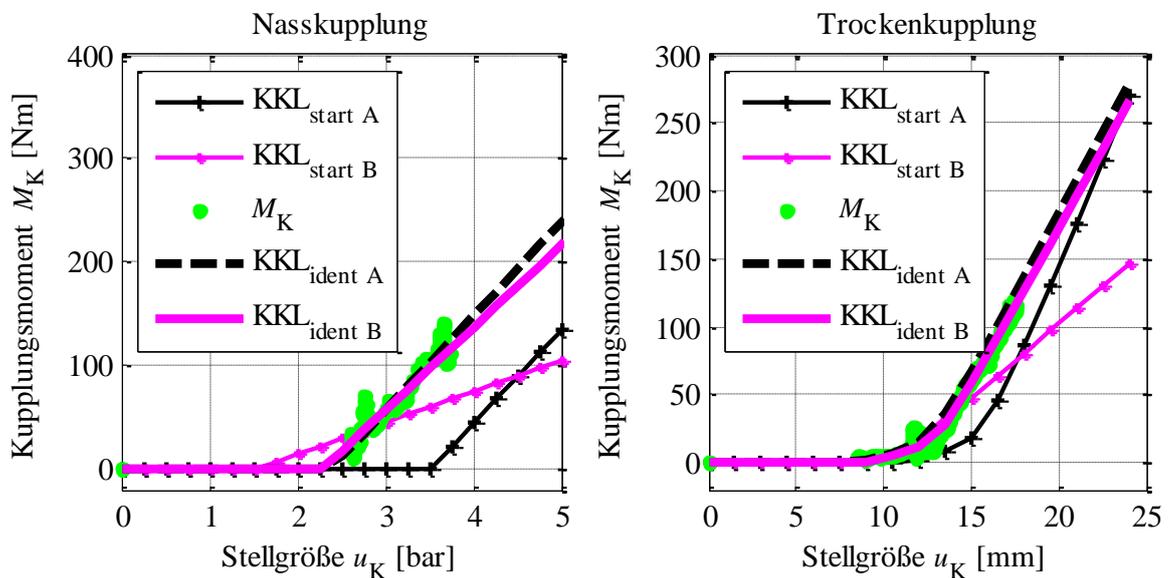


Abbildung 103: Kupplungskennlinien (KKL) bei rekursiver Identifikation ohne Berücksichtigung der Zeitvarianz bei Verwendung der Startwerte A und B

Die Parameterverläufe in Abbildung 102 zeigen, dass die während des Anfahrvorganges ermittelte Steigungen der Kupplungskennlinie der Nasskupplung um ca. 30% (Startparameter A) bzw. 20% (Startparameter B) höher liegen als die Steigungswerte, die bei Verwendung einer längeren Betriebsdauer ermittelt wurden (vgl. Abbildung 99). Bei der Trockenkupplung

ist diese Tendenz zwar geringer ausgeprägt, aber dennoch erkenntlich. Ein ähnlicher Effekt wurde bei der Kennlinienidentifikation während einer Anfahrt mit nichtrekursiven Methoden ebenfalls beobachtet (vgl. Abschnitt 6.2). Eine mögliche Ursache dafür liegt darin, dass während eines großen Zeitanteils einer Anfahrt hohe Kupplungsschlupfe und folglich höhere Reibwerte vorherrschen, die eine große Kennliniensteigung hervorrufen. Bei einer längeren Betriebsdauer ist dagegen der Anteil kleinerer Schlupf- bzw. Reibwerte höher. Sowohl bei der Nass- als auch bei der Trockenkupplung definieren die identifizierten Parameterwerte Regressionskurven über die während der betrachteten Anfahrten erfassten Referenzwerte des Kupplungsmoments M_K (vgl. Abbildung 103). Weiterhin werden in Abbildung 104 die Momentfehler sowie die entsprechenden Amplitudendichtespektren dargestellt, die bei der Nachbildung des Anfahrvorganges unter Verwendung identifizierter Parameterwerte resultieren. Auch hier werden nur die Zeitspannen betrachtet, in denen die Identifikation aktiv war.

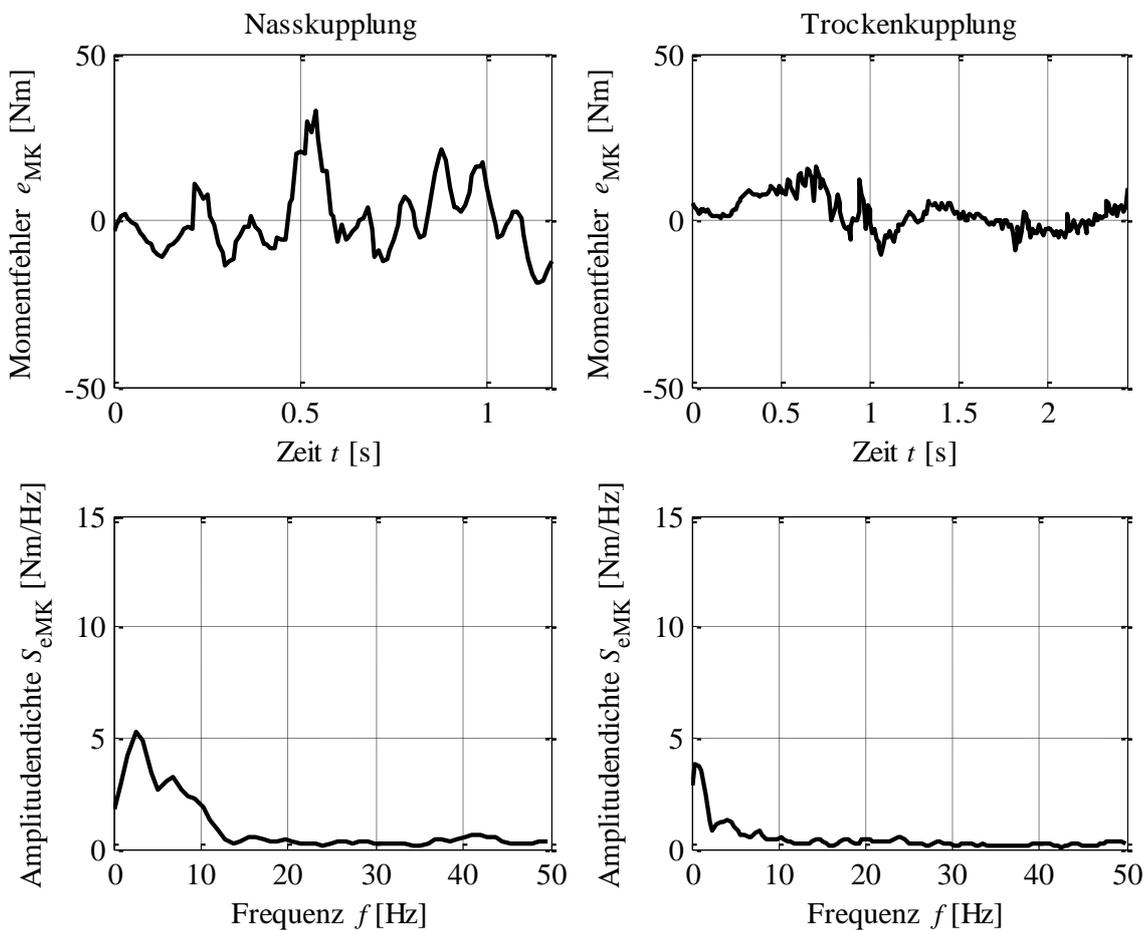


Abbildung 104: Zeitliche Verläufe und Amplitudendichtespektren der Momentfehler während der Nachbildung des Anfahrvorganges bei Verwendung identifizierter Parameterwerte

Die Verläufe der Momentfehler bzw. die korrespondierenden Amplitudendichtespektren in Abbildung 104 lassen erkennen, dass das Fehlersignal ausgeprägte Anteile niedriger Frequenz

aufweist. In Anlehnung an die vorangegangenen Untersuchungen in Kapiteln 6 und 7 wird die Ursache für diesen Sachverhalt in den dynamischen Effekten der Drehmomentübertragung, die durch das statische Kennlinienmodell nicht nachgebildet werden können, vermutet. Mit Hinblick auf die Erkenntnisse aus den simulationsgestützten Untersuchungen der nichtrekursiven bzw. der rekursiven Identifikation von Kupplungskennlinien haben in diesem Kontext die betriebsbedingten Änderungen des Reibwerts einen signifikanten Einfluss (vgl. Abbildungen 62 und 87). Weiterhin ist aus Abbildung 104 zu erkennen, dass bei der Nasskupplung die niederfrequenten Anteile des Momentfehlers stärker ausgeprägt sind als bei der Trockenkupplung. Wie bereits in Abschnitt 6.2.1 diskutiert wurde, können hierfür Effekte der hydrodynamischen Momentübertragung während des Schließvorganges einer Nasskupplung verantwortlich sein (vgl. Abschnitt 3.1.2). Im nachfolgenden Abschnitt wird experimentell untersucht, in welchem Maße die Effekte der Drehmomentübertragung, die durch das statische Kennlinienmodell nicht nachgebildet werden können, durch Identifikation der Kupplungskennlinien als zeitvariante Systeme repräsentierbar sind.

7.2.1 Identifikation bei Verwendung von Methoden für zeitvariante Systeme

Untersuchungen der Identifikation von Kupplungskennlinien in der Simulation haben gezeigt, dass die Berücksichtigung der Zeitvarianz der Kennliniensteigung während einer Anfahrt in erster Linie bei bekanntem Eingriffspunkt sowie bekannter Form der Kupplungskennlinie vorteilhaft ist. Infolgedessen wird nachfolgend zunächst von der Situation ausgegangen, bei der zu Beginn des Anfahrvorganges nur die Steigung der Kupplungskennlinie aufgrund von Reibwertänderungen, die z.B. nach einer längeren Standzeit auftreten können, unbekannt ist. Unter diesen Bedingungen wird die Kennlinienidentifikation während der im vorangegangenen Abschnitt betrachteten Anfahrvorgänge wiederholt. Die Initialisierung der Kovarianzmatrix lautet in diesem Fall $\mathbf{P}(0) = \text{diag}(1, 0, 0, 0, 0)$ und die Korrekturmatrix wird in Anlehnung an die Untersuchungen in der Simulation als $\mathbf{Q} = \text{diag}(10^{-2}, 0, 0, 0, 0)$ gewählt. Die resultierenden Verläufe der Kennliniensteigungen für Startwerte A und B sind in Abbildung 105 dargestellt. Aufgrund der großen Ähnlichkeit der in diesem und im vorangegangenen Abschnitt ermittelten Parameterwerte entsprechen die resultierenden Kupplungskennlinien den Kennlinien in Abbildung 103 und werden daher nicht gesondert dargestellt.

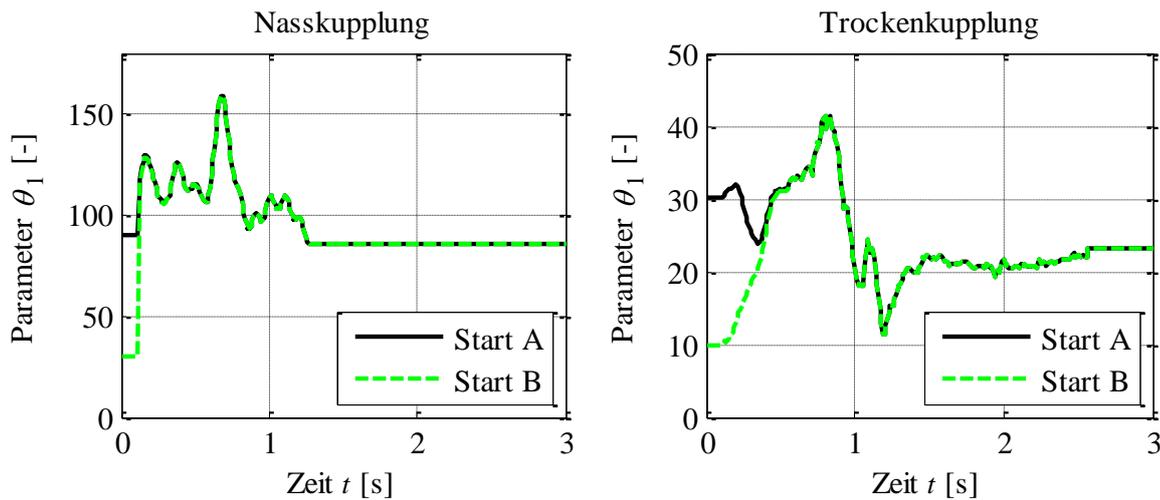


Abbildung 105: Verläufe der Kennliniensteigung bei rekursiver Kennlinienidentifikation, mit Berücksichtigung ihrer Zeitvarianz im Algorithmus bei Verwendung der Startwerte A und B

Aus dem Vergleich der Parameterverläufe in Abbildungen 102 und 105 ist zu erkennen, dass bei Berücksichtigung der Zeitvarianz der Kennliniensteigung im Identifikationsalgorithmus die identifizierten Parameterverläufe eine höhere Dynamik bzw. höhere Beträge der Parameteränderungen aufweisen als ohne Berücksichtigung der Zeitvarianz. Eine höhere Korrekturdynamik ermöglicht zum einen die Nachführung von Effekten der Drehmomentübertragung, die durch das statische Kennlinienmodell nicht berücksichtigt sind, zum anderen steigt die Empfindlichkeit der Parameterkorrektur gegenüber Ungenauigkeiten der Ermittlung des Kupplungsmoments durch dessen Schätzung nach Gl. (5.14). So können aufgrund von Fehlern im Signal des Antriebsmoments Abweichungen zwischen dem geschätzten und dem wirkenden Kupplungsmoment resultieren und den Identifikationsverlauf beeinflussen.

Zur weiteren Analyse der Identifikation von Kupplungskennlinien als zeitvariante Systeme sind in Abbildung 106 die Verläufe der Momentfehler bzw. deren Amplitudendichtespektren dargestellt. Dabei wurde der betrachtete Anfahrvorgang mit bekannter Anfangssteigung, jedoch mit Berücksichtigung deren Zeitvarianz durch $\mathbf{Q} = \text{diag}(10^{-2}, 0, 0, 0, 0)$, rekonstruiert. Bei beiden Kupplungssystemen ist eine Reduktion der niederfrequenten Anteile im Fehler-signal zu erkennen. Diese Reduktion ist bei der Trockenkupplung stärker ausgeprägt als bei der Nasskupplung. Dies deutet daraufhin, dass die Abweichungen zwischen dem Signal des Referenzmomentes und dem mit Hilfe der identifizierten Kupplungskennlinie berechneten Kupplungsmoment der Trockenkupplung zum großen Teil durch Nachführung der Kennliniensteigung kompensiert werden können. Im Gegensatz dazu sind bei der Nasskupplung außer reibwertbedingten Steigungsänderungen zusätzliche Effekte der Drehmomentübertragung, wie z.B. die hydrodynamische Reibung, zu vermuten.

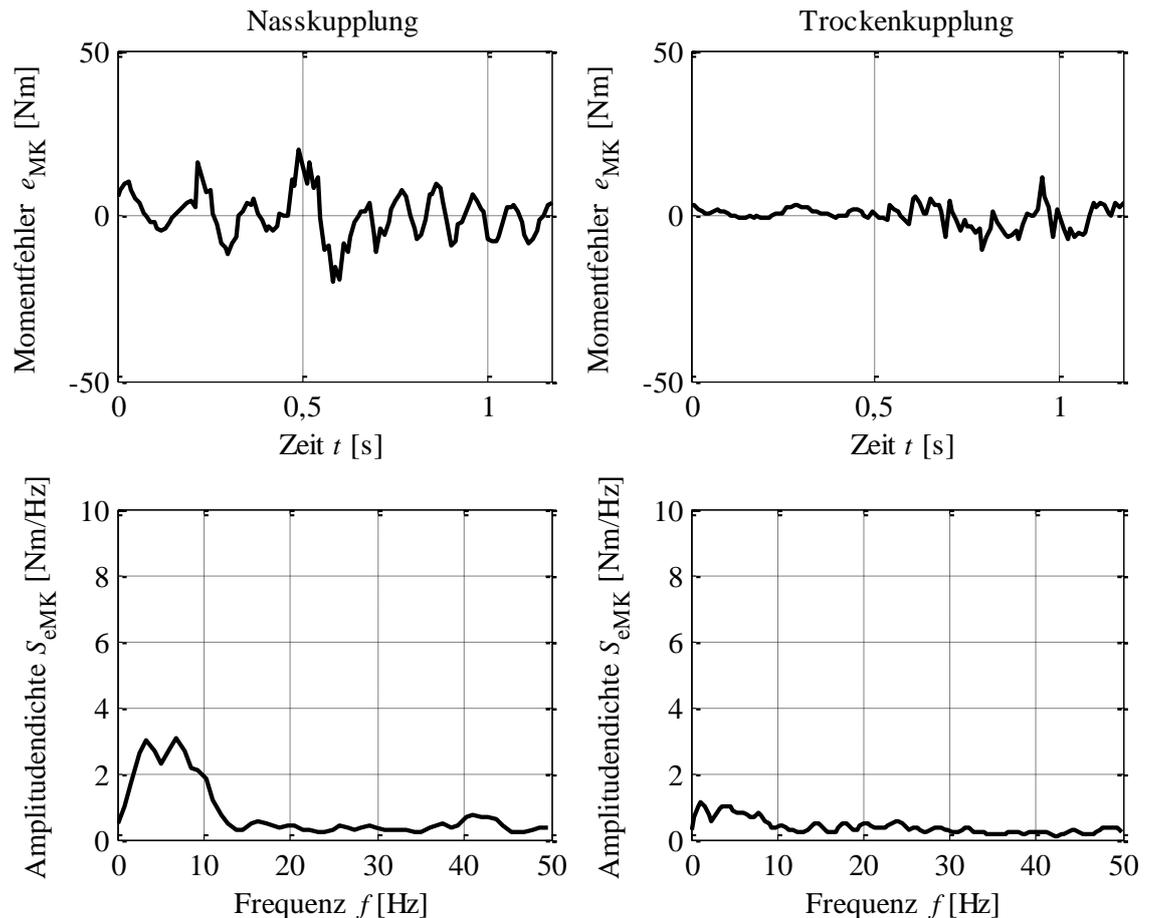


Abbildung 106: Zeitliche Verläufe und Amplitudendichtespektren der Momentfehler während der Nachbildung des Anfahrvorganges bei bekannter Anfangssteigung und Berücksichtigung von deren Zeitvarianz während der Anfahrt

Im nächsten Schritt werden die Auswirkungen der Berücksichtigung der Zeitvarianz der Kupplungskennlinien im Algorithmus auf den Identifikationsvorgang bei einer längeren Identifikationsdauer experimentell untersucht. Dazu wird die Identifikation beider Kupplungskennlinien analog zur Vorgehensweise in Abschnitt 7.2.1 anhand von Messdaten aus einer Testfahrt von ca. 600 Sekunden wiederholt. Um zu berücksichtigen, dass während der betrachteten Betriebsphase auch leichte Änderungen der Formparameter bzw. des Eingriffspunktes auftreten können, wird $\mathbf{Q} = \text{diag}(10^{-2}, 10^{-4}, 10^{-5}, 10^{-5}, 10^{-5})$ gewählt. Abbildung 107 zeigt die Parameterverläufe während des Identifikationsvorganges.

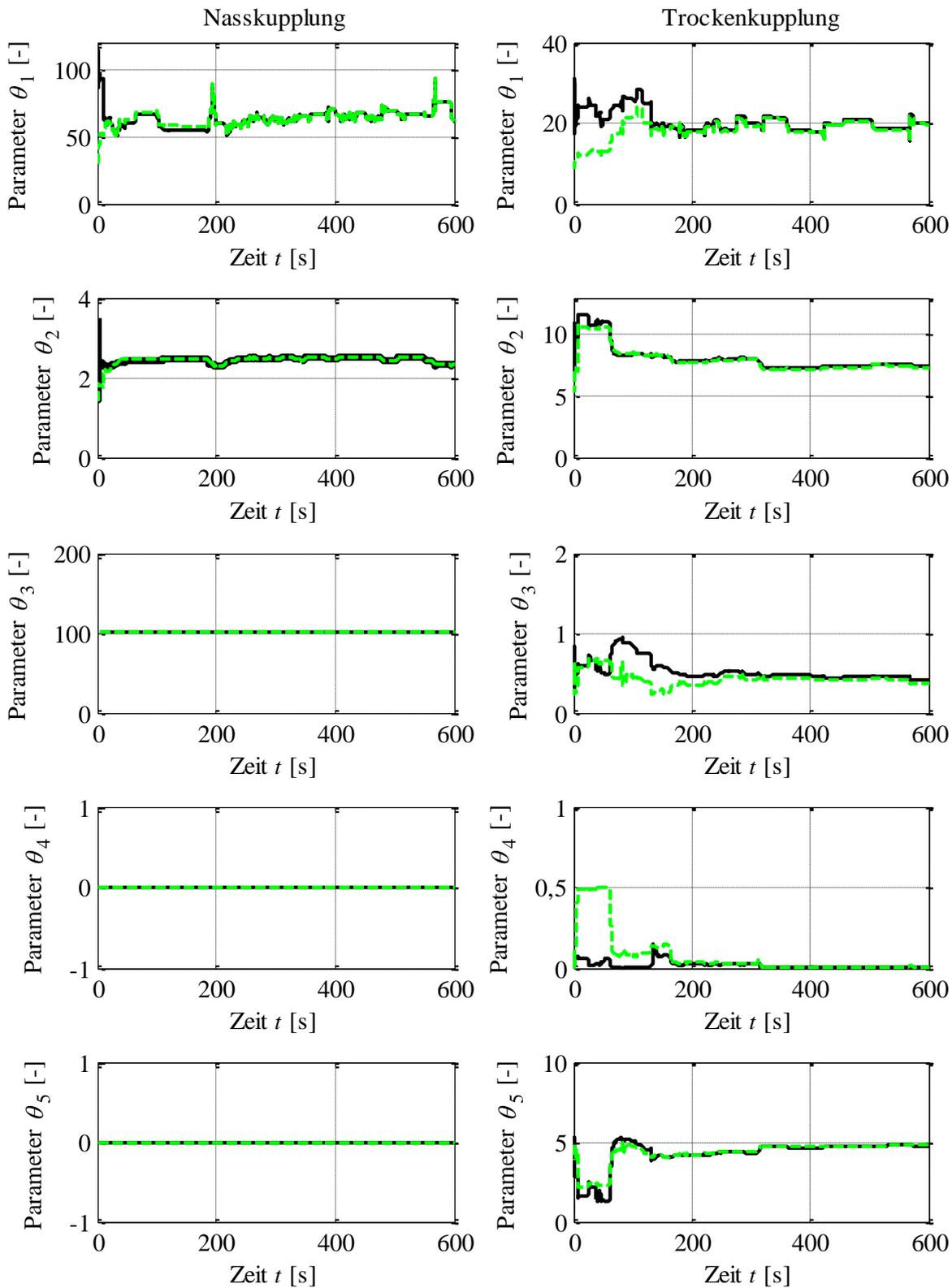


Abbildung 107: Parameterverläufe bei rekursiver Kennlinienidentifikation mit Berücksichtigung der Zeitvarianz bei Verwendung der Startwerte A (durchgezogen) bzw. B (gestrichelt)

Aus dem Vergleich der Parameterverläufe in Abbildungen 107 und 99 ist zu erkennen, dass die gewählte Parametrierung der Matrix \mathbf{Q} in erster Linie die Änderungsdynamik des Parameters θ_1 beeinflusst. Die Änderungsdynamik der restlichen Kennlinienparameter bleibt

nahezu unverändert, wobei diese Parameter zu denselben Werten wie ohne Berücksichtigung der Zeitvarianz im Algorithmus konvergieren. Die Berücksichtigung der Zeitvarianz der Kennlinienparameter bewirkt jedoch eine Reduktion des Betrages des Momentfehlers, sowie der niederfrequenten Anteile im Fehlersignal (vgl. Abbildungen 108 und 101).

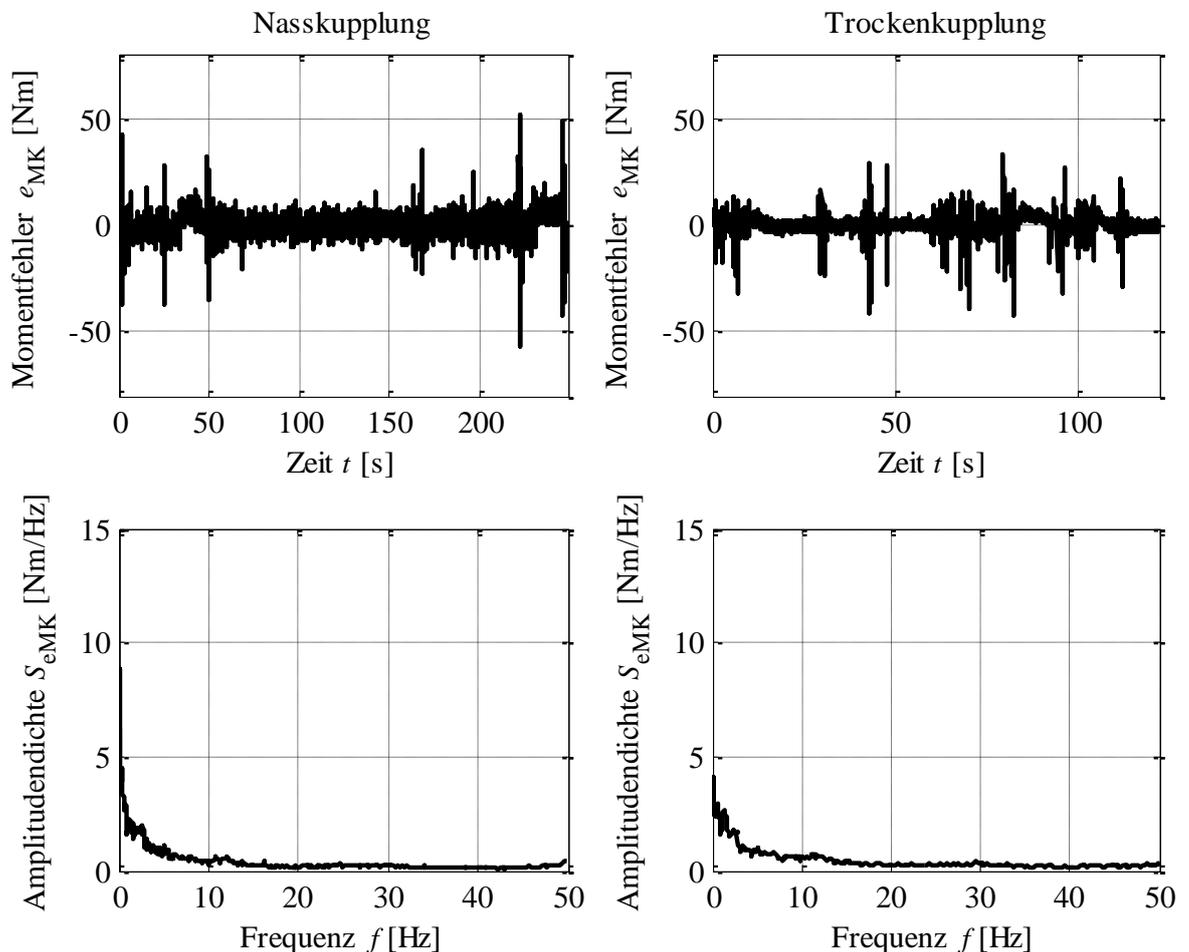


Abbildung 108: Zeitliche Verläufe und Amplitudendichtespektren des Momentfehler während der Nachbildung der betrachteten Betriebsphase bei Verwendung identifizierter Parameterwerte mit Berücksichtigung deren Zeitvarianz

Der Mittelwert des Momentfehlers in Abbildung 108 liegt bei beiden Kupplungssystemen unterhalb von 0,5 Nm bzw. die Standardabweichung unterhalb von 5 Nm. Dies belegt, dass die identifizierten Kupplungskennlinien optimale Regressionskurven über die während der betrachteten Betriebsphase erfassten Referenzwerte des Kupplungsmoments M_K darstellen.

7.3 Zusammenfassung der Ergebnisse

In diesem Kapitel wurde die Anwendbarkeit der rekursiven Gauss-Newton Methode zur Identifikation von Kupplungskennlinien bei Nass- bzw. Trockenkupplungen während des Fahrbetriebs analysiert. Die Identifikation erfolgte sowohl mit als auch ohne Berücksichtigung der Zeitvarianz der Kupplungskennlinien im Identifikationsalgorithmus. Grundlegende Untersuchungen der Kennlinienidentifikation in der Simulation haben gezeigt, dass mit beiden Identifikationsvarianten eine korrekte Ermittlung von Kupplungskennlinien prinzipiell möglich ist. Die ermittelten Kupplungskennlinien stellen dabei stets optimale Regressionskurven über die verwendeten Referenzwerte des Kupplungsmoments dar. Auch die erforderliche Dynamik der Parameteränderung kann bei Berücksichtigung der Zeitvarianz der Kupplungskennlinie im Identifikationsalgorithmus realisiert werden. Dies wurde beispielhaft anhand reibwertbedingter Änderung der Kennliniensteigung während eines Anfahrvorganges analysiert. Die Änderungsdynamik der Kennlinienparameter kann jedoch aufgrund von Messstörungen eingeschränkt werden. Des Weiteren wurde anhand der Untersuchungen in der Simulation festgestellt, dass zur Ermittlung der Form der Kupplungskennlinie bzw. der korrespondierenden Parameter im Allgemeinen längere Betriebsphasen erforderlich sind. Für praktische Anwendung stellt dies jedoch keine wesentliche Einschränkung dar, da die formgebenden Kennlinienparameter bei einem konkreten Kupplungssystem meistens nicht gänzlich unbekannt sind. Sie können z.B. im Rahmen einer Grundeinmessung ermittelt und deren Änderungen während des Fahrbetriebs nachgeführt werden. Ist die Kennlinienform bekannt, kann sowohl die Kennliniensteigung als auch der Eingriffspunkt der Kupplung bereits während eines Anfahrvorganges korrekt ermittelt werden.

Im weiteren Verlauf des Kapitels 7 wurden reale Kupplungskennlinien einer nass- sowie trockenlaufenden Kupplung sowohl mit als auch ohne Berücksichtigung ihrer Zeitvarianz im Identifikationsalgorithmus anhand von Fahrzeugmessungen identifiziert. Die Ergebnisse der Untersuchungen in der Simulation konnten dabei bestätigt werden. Die ermittelten Kupplungskennlinien stellen stets optimale Regressionskurven über die verwendeten Referenzwerte des Kupplungsmoments dar. Bei bekannter Kennlinienform konnten die Steigung sowie der Eingriffspunkt der Kupplung bei beiden Kupplungssystemen bereits während einer Anfahrt korrekt ermittelt werden. Die Berücksichtigung der Zeitvarianz der Kennlinienparameter ermöglicht eine Reduktion niederfrequenter Anteile im Signal des Momentfehlers. Dies deutet auf eine bessere Übereinstimmung zwischen dem modellierten und realem Systemverhalten hin. Hierbei gilt es bei praktischen Anwendungen einen Kompromiss

zwischen der Dynamik der Parameternachführung und der Empfindlichkeit gegenüber Messstörungen zu finden.

Als Ergebnis der Untersuchungen in diesem Kapitel kann zusammenfassend festgehalten werden, dass die eingesetzten rekursiven Identifikationsverfahren zur Lösung des gegebenen Optimierungsproblems in Form von Kennlinienidentifikation gut geeignet sind.

8. Zusammenfassung und Ausblick

Im Fokus der vorliegenden Arbeit standen Untersuchungen der Anwendbarkeit existierender Methoden der Systemidentifikation zur Adaption von Kupplungskennlinien bei nass- bzw. trockenlaufenden Reibungskupplungen während des Fahrbetriebs. Basierend auf einer eingehenden Analyse des quasistationären Übertragungsverhaltens der betrachteten Kupplungssysteme sowie der üblichen Approximationen von Kupplungskennlinien wurde im ersten Schritt ein neues Kennlinienmodell entwickelt. Dieses Modell vereint besonders vorteilhafte Eigenschaften, wie durchgängig analytische Beschreibung und Invertierbarkeit der Kennlinie, physikalische Interpretierbarkeit der Modellparameter sowie universelle Anwendbarkeit für die meisten nass- und trockenlaufenden Kupplungssysteme. Aufgrund der geschlossenen Approximation sowie der parametrischen Gestalt des Kennlinienmodells konnte die Kennlinienadaption als ein Optimierungsproblem formuliert werden. Dieses bestand nun in der Ermittlung von Kennlinienparametern, welche die Summe der quadratischen Abweichungen zwischen dem modellierten und dem wirkenden Kupplungsmoment minimiert. Letzteres wurde anhand der Bewegungsgleichung der Antriebsseite als Schätzgröße ermittelt.

Unter den gegebenen Bedingungen, wie einem parametrischen Kennlinienmodell sowie einer quadratischen Kostenfunktion, wurden zur Lösung des definierten Optimierungsproblems gradientenbasierte Methoden eingesetzt. Die Ermittlung der Kennlinienparameter erfolgte dabei sowohl in rekursiver, als auch in nicht rekursiver Form. Im ersten Fall wurde als Basisverfahren die Gauss-Newton- bzw. im zweiten Fall die Levenberg-Marquardt-Methode eingesetzt. Unter Verwendung dieser Methoden wurde die Identifikation von Kupplungskennlinien zunächst in der Simulation und anschließend anhand von Messungen aus dem realen Fahrbetrieb analysiert. Untersuchungen in der Simulation haben ermöglicht, den Einfluss ausgewählter Effekte, wie Systemabhängigkeiten des Reibwertes oder der Messstörungen, auf das Identifikationsergebnis zu ermitteln. Die betrachteten Effekte fungierten dabei stellvertretend für dynamische Änderungen des Übertragungsverhaltens der Kupplung bzw. für äußere Störungen. Unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus den Simulationsuntersuchungen war es möglich, Kupplungskennlinien eines realen nass- bzw. trockenlaufenden Doppelkupplungssystems mit einer hohen Genauigkeit zu identifizieren.

Sowohl in der Simulation, als auch anhand realer Fahrzeugmessungen erfolgte die Kennlinienidentifikation unter zwei verschiedenen Betrachtungsweisen. Im ersten Fall wurden die Kupplungskennlinien als zeitinvariante statische Systeme identifiziert. Sowohl bei der nicht

rekursiven, als auch bei der rekursiven Variante stellten bei ausreichender Systemanregung die ermittelten Kupplungskennlinien stets optimale Regressionskurven über die Trajektorien des Kupplungsmoments über der Stellgröße der Kupplung dar. Es konnte somit experimentell gezeigt werden, dass die eingesetzten Identifikationsmethoden in Kombination mit dem entwickelten Kennlinienmodell zur Ermittlung des mittleren Übertragungsverhaltens einer Reibungskupplung gut geeignet sind.

Die zweite Betrachtungsweise stellt eine innovative Möglichkeit zur Ermittlung des aktuellen Übertragungsverhaltens einer Kupplung dar, die ausschließlich in der rekursiven Variante sinnvoll ist. Dabei wurden die Kennlinienparameter, die schnell veränderliche Systemeigenschaften beschreiben, während des Identifikationsvorganges als zeitvariant angenommen.¹ Dies geschah durch Erweiterung der Basisvariante der Gauss-Newton-Methode um Terme zur Berücksichtigung der erwarteten Varianz der Parameteränderung bzw. der Varianz des Messrauschens. Dabei konnte gezeigt werden, dass bei bekannter Form der Kupplungskennlinie, deren Änderungsdynamik bei den untersuchten Kupplungssystemen als vergleichsweise gering angenommen werden kann, die Berücksichtigung der Zeitvarianz entsprechender Kennlinienparameter innerhalb des Identifikationsalgorithmus erkennbare Verbesserung bei der Nachbildung des aktuellen Kupplungsmoments durch die Kupplungskennlinie ermöglicht. Die erzielbare Verbesserung hängt jedoch ganz entscheidend von der Qualität der Messdaten ab. So konnte bei Vernachlässigung von Messstörungen in der Simulation die maximal mögliche Dynamik der Parameterkorrektur realisiert werden, wodurch die Nachbildung des wirkenden Kupplungsmoments durch die identifizierte Kennlinie nahezu fehlerfrei war. Bei Verwendung von realen Messdaten, die vergleichsweise hohe Rauschanteile aufweisen, musste aufgrund dieser Rauschanteile die Parameterkorrektur gedämpft werden. Dadurch war die erzielbare Verbesserung der Momentnachbildung durch die zeitvariante Kupplungskennlinie im Vergleich zu einer zeitinvarianten Kennlinie zwar weniger stark ausgeprägt, aber dennoch deutlich erkennbar. In diesem Kontext stellt die Erfassung bzw. Generierung von Adaptiondaten, in Form der Stellgröße der Kupplung sowie des wirkenden Kupplungsmoments, einen sehr wichtigen Bestandteil der Kennlinienidentifikation dar. Die Qualität der Adaptiondaten bestimmt dabei ganz entscheidend die realisierbare Dynamik der Kennlinienanpassung an die aktuelle Betriebssituation, wodurch die Bandbreite der nachführbaren Effekte, wie z.B. der Schlupfabhängigkeit des Reibwerts, unter Umständen eingeschränkt werden kann. Als Schlussfolgerung dieses Sachverhalts kann an dieser Stelle

¹ Dank der physikalisch-geometrischen Interpretierbarkeit der Kennlinienparameter ist eine entsprechende Separation der Modellparameter ohne Weiteres möglich.

folgende Erkenntnis festgehalten werden. Ist die Qualität der Adaptionen hoch, können die wesentlichen Effekte der Änderung der Drehmomentübertragung einer Reibungskupplung als Zeitvarianz entsprechender Kennlinienparameter aufgefasst und während des Fahrbetriebs in geschlossener Form durch den Identifikationsalgorithmus nachgeführt werden. Eine niedrige Qualität der Adaptionen erfordert dagegen eine gedämpfte Nachführung der Kennlinienparameter. Dadurch können dynamische Kennlinienänderungen bzw. entsprechende Effekte nicht mehr nachgeführt werden und erfordern ggf. eine separate Berücksichtigung. Mit der Erhöhung der Dämpfung nähert sich die Kupplungskennlinie dem mittleren Übertragungsverhalten der Kupplung. In diesem Fall ist eine Abwägung zwischen der rekursiven bzw. der nicht rekursiven Ausführung des Identifikationsalgorithmus erforderlich, wobei verschiedene Faktoren, wie z.B. die Leistungsfähigkeit des Zielsteuergeräts oder die erforderliche Aktualisierungsrate der Kupplungskennlinie zu berücksichtigen sind.

Ausgehend von den Erkenntnissen der vorliegenden Arbeit können verschiedene Ansätze zur Weiterentwicklung der vorgestellten Kennlinienidentifikation verfolgt werden. So liegt großes Optimierungspotential in der Erhöhung der Genauigkeit bzw. der Reduktion von Rauschanteilen bei der Ermittlung des wirkenden Kupplungsmomentes. Zu diesem Zweck kann vorteilhafterweise ein detailliertes Reibungsmodell, wie z.B. das in Abschnitt 1.2.1 erwähnte LuGre-Modell, in Kombination mit einem Kalman-Filter (vgl. Abschnitte 2.5.1 und 2.5.2), entweder separat oder integriert in die Kennlinienidentifikation (vgl. Abschnitt 2.5.3), eingesetzt werden. Des Weiteren kann das bestehende Kennlinienmodell um weitere Effekte der Drehmomentübertragung, wie z.B. die Schlupf- bzw. Temperaturabhängigkeit des Reibwertes oder Hysterese erweitert und die korrespondierenden Modellparameter während des Fahrbetriebs ebenfalls identifiziert werden. Dies ist besonders dann sinnvoll, wenn keine nennenswerte Verbesserung der Qualität der Adaptionen durch zuvor beschriebene Maßnahmen erzielbar und somit eine Nachführung dynamischer Kennlinienänderungen durch den Identifikationsalgorithmus nicht ausreichend schnell realisierbar ist.

Ein weiterer wichtiger Aspekt im Kontext der Kupplungsregelung unter Verwendung einer adaptiven Kupplungskennlinie besteht in dem Zusammenspiel der Regelung mit der Adaption. Beide stellen dynamische Systeme dar, deren Wechselwirkung einen entscheidenden Einfluss auf das Verhalten des geschlossenen Regelkreises hat und mit Hinblick auf praktische Anwendbarkeit der Kennlinienidentifikation zwingend zu untersuchen ist. Die durchgängig analytische Form des entwickelten Kennlinienmodells bzw. dessen analytische Invertierung schaffen die Grundvoraussetzung für die theoretische Analyse dieses Sachverhalts.

Anhang

Anhang A Ermittlung der stationären Position des Kupplungskolbens

Die Ermittlung der stationären Position des Kupplungskolbens x_{K0} aus der Gleichung

$$0 = \begin{cases} A_K p_V - c_R (x_{K0} + \Delta x) + a_1 e^{a_2 x_{K0}} - a_1, & \text{für } x_{K0} \leq 0, \\ A_K p_V - c_R (x_{K0} + \Delta x), & \text{für } 0 < x_{K0} < x_{K1}, \\ A_K p_V - c_R (x_{K0} + \Delta x) - b_1 e^{b_2 (x_{K0} - x_{K1})} + b_1 - b_3 (x_{K0} - x_{K1}), & \text{für } x_{K0} \geq x_{K1} \end{cases} \quad (3.17)$$

erfolgt auf analytischem Wege. Die zweite Teilgleichung von Gl. (3.17) ist linear in x_{K0} , daher folgt für die stationäre Kolbenposition der affine Zusammenhang

$$x_{K0}(p_V) = \frac{A_K p_V - c_R \Delta x}{c_R}. \quad (A.1)$$

Die erste und dritte Teilgleichung sind hingegen transzendent, können jedoch unter Verwendung der Lambert-W Funktion, die als Umkehrfunktion von

$$f(u) = u e^u \quad (A.2)$$

definiert ist (vgl. Corles et al. 1996), ebenfalls analytisch nach x_{K0} aufgelöst werden. Der Lösungsweg wird anhand der ersten Teilgleichung von Gl. (3.17) demonstriert. Zunächst wird die erste Teilgleichung von Gl. (3.17) umgeformt zu

$$\frac{a_1}{c_R} e^{a_2 x_{K0}} = x_{K0} - \frac{A_K p_V - a_1 - c_R \Delta x}{c_R}. \quad (A.3)$$

Mit den Hilfsvariablen $q_1 = \frac{a_1}{c_R}$, $q_2 = a_2$ und $q_3 = \frac{A_K p_V - a_1 - c_R \Delta x}{c_R}$ wird aus Gl. (A.3)

$$q_1 e^{q_2 x_{K0}} = x_{K0} - q_3 \quad (A.4)$$

und nach anschließender Multiplikation mit q_2 , $-e^{-q_2 q_3}$ und $e^{-(q_2 x_{K0} - q_2 q_3)}$ folgt

$$-q_1 q_2 e^{q_2 q_3} = -(q_2 x_{K0} - q_2 q_3) e^{-(q_2 x_{K0} - q_2 q_3)}. \quad (A.5)$$

Durch die Substitution $u = -(q_2 x_{K0} - q_2 q_3)$ resultiert schließlich

$$-q_1 q_2 e^{q_2 q_3} = u e^u. \quad (A.6)$$

Die Form von Gl. (A.6) entspricht der von Gl. (A.2) und kann mit Hilfe der durch die Lambert-W Funktion definierten Umkehrfunktion als

$$u = W(-q_1 q_2 e^{q_2 q_3}) \quad (\text{A.7})$$

nach u aufgelöst werden. Aus der Rücksubstitution $x_{K0} = -\frac{u}{q_2} + q_3$ folgt nach Auflösung der Hilfsvariablen als Lösung der ersten Teilgleichung von Gl. (3.17)

$$x_{K0} = \frac{A_K p_V - a_1 - c_R \Delta x}{c_R} - \frac{W\left(-\frac{a_1 a_2}{c_R} e^{\frac{(A_K p_V - a_1 - c_R \Delta x) a_2}{c_R}}\right)}{a_2}. \quad (\text{A.8})$$

Die Auflösung der dritten Teilgleichung von Gl. (3.17) nach x_{K0} erfolgt analog zum oben aufgeführten Lösungsweg. Die Hilfsvariablen lauten in diesem Fall $q_1 = -\frac{b_1 e^{-b_2 x_{K1}}}{c_R + b_3}$, $q_2 = b_2$ und $q_3 = \frac{A_K p_V + b_1 - c_R \Delta x + b_3 x_{K1}}{c_R + b_3}$. Werden die Hilfsvariablen in Gln. (A.6) bzw. (A.7) eingesetzt, folgt aus der Substitutionsbeziehung $x_{K0} = -\frac{u}{q_2} + q_3$

$$x_{K0} = \frac{A_K p_V + b_1 - c_R \Delta x + b_3 x_{K1}}{c_R + b_3} - \frac{W\left(-\frac{b_1 b_2 e^{-b_2 x_{K1}}}{c_R + b_3} e^{\frac{(A_K p_V + b_1 - c_R \Delta x + b_3 x_{K1}) b_2}{c_R + b_3}}\right)}{b_2}. \quad (\text{A.9})$$

Werden die Lösungen einzelner Teilgleichungen von Gl. (3.17) zusammengefasst, entsteht die in Gl. (3.18) angegebene Gesamtlösung, wobei die Variable χ in Gl. (3.18), die als Argument der Lambert-W Funktion fungiert, nach Gl. (3.19) bestimmt wird. Die Auswertung der Lambert-W Funktion an der Stelle χ erfolgt in dieser Arbeit in Anlehnung an Winitzki (2003) bei Verwendung der Approximation

$$W(\chi) \approx \ln(1 + \chi) \left(1 - \frac{\ln(1 + \ln(1 + \chi))}{2 + \ln(1 + \chi)}\right). \quad (\text{A.10})$$

Anhang B Ermittlung der stationären Position der Druckplatte

Die Ermittlung der stationären Druckplattenposition x_{D0} aus der Gleichung

$$0 = \begin{cases} F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x) + a_1 e^{a_2 x_{D0}} - a_1, & \text{für } x_{D0} \leq 0, \\ F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x), & \text{für } 0 < x_{D0} < x_{K1}, \\ F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x) - b_1 e^{b_2(x_{D0} - x_{K1})} + b_1 - b_3(x_{D0} - x_{K1}), & \text{für } x_{D0} \geq x_{K1} \end{cases} \quad (3.35)$$

erfolgt auf numerischem Wege mit Hilfe des sog. Newton-Raphson Verfahrens (vgl. z.B. Madsen et al. 2004). Dieses Verfahren ermöglicht eine numerische Suche von Nullstellen nichtlinearer Gleichungssysteme und basiert auf der Linearisierung der nichtlinearen Funktion um den Entwicklungspunkt x^* . Die Berechnung des approximierten Funktionswerts erfolgt dabei bekanntlich nach

$$f(x^* + \Delta x) = f(x^*) + \frac{\partial f(x^*)}{\partial x} \Delta x. \quad (A.11)$$

Die Approximation der Nullstelle im Iterationsschritt $k + 1$ folgt bei dem Newton-Raphson Verfahren aus der Auflösung der Forderung

$$0 = f(x^*(k)) + \frac{\partial f(x^*(k))}{\partial x} \Delta x \quad (A.12)$$

nach Δx als

$$x^*(k + 1) = x^*(k) + \Delta x. \quad (A.13)$$

Bei Anwendung des Newton-Raphson Verfahrens zur Ermittlung der stationären Druckplattenposition x_{D0} in Gl. (3.35) gilt für den Gradienten

$$\frac{\partial f(x_{D0}(k))}{\partial x_{D0}} = \begin{cases} \frac{\partial(F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x) + a_1 e^{a_2 x_{D0}} - a_1)}{\partial x_{D0}}, & \text{für } x_{D0} \leq 0, \\ \frac{\partial(F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x))}{\partial x_{D0}}, & \text{für } 0 < x_{D0} < x_{K1}, \\ \frac{\partial(F_T(x_H, x_{D0}) - c_R(x_{D0} + \Delta x) - b_1 e^{b_2(x_{D0} - x_{K1})} + b_1 - b_3(x_{D0} - x_{K1}))}{\partial x_{D0}}, & \text{für } x_{D0} \geq x_{K1}. \end{cases} \quad (A.14)$$

Die iterative Ermittlung der stationären Druckplattenposition x_{D0} erfolgt damit nach

$$x_{D0}(k+1) = x_{D0}(k) + \left(\frac{\partial f(x_{D0}(k))}{\partial x_{D0}} \right)^{-1} f(x_{D0}(k)), \quad (\text{A.15})$$

wobei als Abbruchkriterium $f(x_{D0}(k)) \approx 0$ definiert wird.

Anhang C Systemabhängigkeiten der dynamischen Viskosität

Bei der Drehmomentübertragung mit Nasskupplungen wirkt aufgrund der Fluidschicht während des Schließvorganges der Kupplung die Fluidreibung. Der Anteil dieser Reibung am Gesamtmoment ist im Wesentlichen von der dynamischen Viskosität η des Kühlfluides abhängig. Die primären Einflussgrößen der Viskosität sind die Fluidtemperatur und der Betriebsdruck. Für die Viskositätsabhängigkeit von diesen Größen existieren experimentell ermittelte empirische Näherungen (vgl. Will und Gebhardt 2011). So kann die Temperaturabhängigkeit der Viskosität durch die Vogel-Cameron-Gleichung als

$$\eta(T_F) = \beta_1 e^{\frac{\beta_2}{T_F + \beta_3}} \quad (\text{A.16})$$

approximiert werden. Die Parameter β_i ($i = 1, 2, 3$) in dieser Gleichung sind fluidspezifische Konstanten zur Abstimmung des Temperaturverhaltens. Die Druckabhängigkeit wird meistens durch den exponentiellen Ansatz

$$\eta(p_K) = \eta_0 e^{\xi p_K}, \quad (\text{A.17})$$

mit η_0 als Fluidviskosität bei Umgebungsdruck und ξ als Viskositätsdruckkoeffizient, beschrieben. Unter der vereinfachten Annahme, dass ξ von der Temperatur unabhängig ist sowie bei Annahme des Umgebungsdrucks, können Gl. (A.16) und (A.17) zu

$$\eta(T_F, p_K) = \beta_1 e^{\frac{\beta_2}{T_F + \beta_3} + \xi p_K} \quad (\text{A.18})$$

zusammengefasst werden. Die Gl. (A.18) beschreibt somit die kombinierte Abhängigkeit der dynamischen Viskosität von der Temperatur bzw. dem Betriebsdruck.

Anhang D Integration der Steigungsapproximation nach Gl. (4.10)

Das Kennlinienmodell in Gl. (4.11) entsteht durch Integration der Gl. (4.10) nach

$$M_K(u_K) = \int \frac{dM_K(u_K)}{du_K} du_K = \int \theta_1 \left(\frac{0,5\theta_3(u_K - \theta_2 - \theta_5)}{\sqrt{\theta_3^2(u_K - \theta_2 - \theta_5)^2 + 1}} + 0,5 \right) + \theta_1\theta_4 du_K. \quad (\text{A.19})$$

Die Lösung des Integrals in Gl. (A.19) wird im Folgenden ausgeführt. Zu diesem Zweck wird zunächst die Gl. (4.10) durch die Substitution $x = \theta_3(u_K - \theta_2 - \theta_5)$ in

$$\frac{dM_K(u_K)}{du_K} = 0,5\theta_1 \frac{x}{\sqrt{x^2 + 1}} + 0,5\theta_1 + \theta_1\theta_4 \quad (\text{A.20})$$

überführt. Aus der angegebenen Substitutionsbeziehung folgt weiterhin

$$u_K = \frac{x}{\theta_3} + \theta_2 + \theta_5, \quad (\text{A.21})$$

$$\frac{du_K}{dx} = \frac{1}{\theta_3}, \quad (\text{A.22})$$

$$du_K = \frac{1}{\theta_3} dx. \quad (\text{A.23})$$

Damit ergibt sich aus Gln. (A.19) und (A.20)

$$\begin{aligned} M_K(x) &= \int \left(0,5\theta_1 \frac{x}{\sqrt{x^2 + 1}} + 0,5\theta_1 + \theta_1\theta_4 \right) \frac{1}{\theta_3} dx \\ &= \frac{0,5\theta_1}{\theta_3} \sqrt{x^2 + 1} + \frac{0,5\theta_1}{\theta_3} x + \frac{\theta_1\theta_4}{\theta_3} x + C, \end{aligned} \quad (\text{A.24})$$

wobei C eine Integrationskonstante darstellt. Die Rücksubstitution ergibt

$$\begin{aligned} M_K(u_K) &= \frac{0,5\theta_1}{\theta_3} \sqrt{\theta_3^2(u_K - \theta_2 - \theta_5)^2 + 1} + 0,5\theta_1(u_K - \theta_2 - \theta_5) \\ &\quad + \theta_1\theta_4(u_K - \theta_2 - \theta_5) + C. \end{aligned} \quad (\text{A.25})$$

Die Integrationskonstante kann aus der Nebenbedingung $M_K(u_0) = 0$

$$C = -\frac{0,5\theta_1}{\theta_3} \sqrt{\theta_3^2\theta_5^2 + 1} + 0,5\theta_1\theta_5 + \theta_1\theta_4\theta_5 \quad (\text{A.26})$$

Bestimmt werden, womit für das Kennlinienmodell

$$\begin{aligned}
M_K(u_K) = & \frac{0,5\theta_1}{\theta_3} \sqrt{\theta_3^2(u_K - \theta_2 - \theta_5)^2 + 1} + 0,5\theta_1(u_K - \theta_2 - \theta_5) \\
& + \theta_1\theta_4(u_K - \theta_2 - \theta_5) - \frac{0,5\theta_1}{\theta_3} \sqrt{\theta_3^2\theta_5^2 + 1} + 0,5\theta_1\theta_5 + \theta_1\theta_4\theta_5
\end{aligned} \tag{A.27}$$

resultiert. Nach einigen weiteren algebraischen Umformungen ergibt sich schließlich der Zusammenhang in Gl. (4.11)

$$\begin{aligned}
M_K(u_K) = & 0,5\theta_1 \left(\sqrt{(u_K - \theta_2 - \theta_5)^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} - \sqrt{\theta_5^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} + (u_K - \theta_2) \right. \\
& \left. + 2\theta_4(u_K - \theta_2) \right).
\end{aligned} \tag{4.11}$$

Anhang E Analytische Invertierung des Kennlinienmodells nach Gl. (4.11)

Die Invertierung des Kennlinienmodells erfolgt ausgehend von der Gl. (A.27), wobei ausschließlich positive Werte für θ_1 bis θ_5 vorausgesetzt werden. Im ersten Schritt wird der Term $1/\theta_3$ in Gl. (A.27) unter die Wurzel gebracht, wodurch

$$M_K(u_K) = 0,5\theta_1 \sqrt{(u_K - \theta_2 - \theta_5)^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} + 0,5\theta_1(u_K - \theta_2 - \theta_5) \\ + \theta_1\theta_4(u_K - \theta_2 - \theta_5) - 0,5\theta_1 \sqrt{\theta_5^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} + 0,5\theta_1\theta_5 + \theta_1\theta_4\theta_5 \quad (\text{A.28})$$

resultiert. Hierbei wurde statt $M_K(u_K)$ das Soll-Kupplungsmoment $M_{K,\text{soll}}$ eingesetzt. Werden anschließend konstante Terme in Gl. (A.28) zu der in Gl. (4.13) bereits eingeführten Hilfsvariable

$$b(M_{K,\text{soll}}) = \frac{M_{K,\text{soll}}}{0,5\theta_1} + \sqrt{\theta_5^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} - \theta_5 - 2\theta_4\theta_5 \quad (\text{4.13})$$

zusammengefasst und $x = (u_K - \theta_2 - \theta_5)$ substituiert, resultiert aus Gl. (A.28)

$$b = \sqrt{x^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} + (1 + 2\theta_4)x. \quad (\text{A.29})$$

Mit der Hilfsvariable $a = 1 + 2\theta_4$ nach Gl. (4.12) folgt zunächst

$$b = \sqrt{x^2 + \frac{1}{\theta_3^2}} + ax. \quad (\text{A.30})$$

Weiteres Umformen und Quadrieren von Gl. (A.30) liefern schließlich

$$(b - ax)^2 = x^2 + \frac{1}{\theta_3^2}, \quad (\text{A.31})$$

$$(a^2 - 1)x^2 - 2abx + \left(b^2 - \frac{1}{\theta_3^2}\right) = 0. \quad (\text{A.32})$$

Aus Gl. (A.32) ist zu erkennen, dass für $\theta_4 = 0$ (vgl. Gl. (4.12) sowie Abbildung 35) die Hilfsvariable $a = 1$ wird und damit aus Gl. (A.32)

$$-2bx + \left(b^2 - \frac{1}{\theta_3^2}\right) = 0, \quad (\text{A.33})$$

bzw. daraus

$$x = \frac{\left(b^2 - \frac{1}{\theta_3^2}\right)}{2b} \quad (\text{A.34})$$

folgt. Über die Rücksubstitution $u = x + \theta_2 + \theta_5$ ergibt sich für den Fall $a = 1$ die in Gl. (4.15) angegebene Berechnung der Kupplungsstellgröße als

$$u_{K,\text{soll}}(M_{K,\text{soll}}) = \frac{\left(b^2(M_{K,\text{soll}}) - \frac{1}{\theta_3^2}\right)}{2b(M_{K,\text{soll}})} + \theta_2 + \theta_5. \quad (\text{4.15})$$

Für den Fall $a \neq 1$ kann Gl. (A.32) bei Verwendung der sogenannten pq -Formel als

$$x_{1,2} = \frac{ab}{a^2 - 1} \pm \sqrt{\left(\frac{ab}{a^2 - 1}\right)^2 - \frac{b^2 - \frac{1}{\theta_3^2}}{a^2 - 1}} \quad (\text{A.35})$$

nach x aufgelöst werden. Nach Vereinfachung der Gl. (A.35) und Rücksubstitution von $u = x + \theta_2 + \theta_5$ resultiert für den Fall $a \neq 1$ die Kupplungsstellgröße zu

$$u_{K,\text{soll } 1,2} = \frac{ab \pm \sqrt{b^2 + \frac{a^2 - 1}{\theta_3^2}}}{a^2 - 1} + \theta_2 + \theta_5. \quad (\text{A.36})$$

Aus der inversen Nebenbedingung $u(M_{K,\text{soll}} = 0) = \theta_2$ kann schließlich der in Gl. (4.14) angegebene, relevante Lösungsfall

$$u_{K,\text{soll}}(M_{K,\text{soll}}) = \frac{ab(M_{K,\text{soll}}) - \sqrt{b^2(M_{K,\text{soll}}) + \frac{a^2 - 1}{\theta_3^2}}}{a^2 - 1} + \theta_2 + \theta_5 \quad (\text{A.37})$$

bestimmt werden. Dies folgt aus der Überlegung, dass die genannte Nebenbedingung nur durch einen negativen Bruch- bzw. Wurzelterm erfüllt werden kann (positive Werte für θ_1 bis θ_5 vorausgesetzt).

Anhang F Diskretisierung der Bewegungsgleichung der Primärseite

Die Diskretisierung der zeitkontinuierlichen Bewegungsgleichung

$$\dot{\omega}_P(t) = -\frac{d_P}{J_P} \omega_P(t) - \frac{1}{J_P} M_K(t) + \frac{1}{J_P} M_{AN}(t), \quad (5.1)$$

welche die Rotation der primären Kupplungsseite beschreibt, erfolgt nach der sogenannten Euler-Rückwärts-Methode. Dabei wird die zeitliche Änderung der Winkelgeschwindigkeit der Primärseite durch den Differenzquotienten

$$\dot{\omega}_P(t) \approx \frac{\omega_P(k) - \omega_P(k-1)}{T} \quad (A.38)$$

approximiert. Die Gl. (5.1) resultiert dadurch zunächst in

$$\frac{\omega_P(k) - \omega_P(k-1)}{T} = -\frac{d_P}{J_P} \omega_P(k) - \frac{1}{J_P} M_K(k) + \frac{1}{J_P} M_{AN}(k). \quad (A.39)$$

Durch Auflösung nach $\omega_P(k)$ entsteht der in Gl. (5.3) angegebener Zusammenhang

$$\omega_P(k) = \frac{J_P}{J_P + T d_P} \omega_P(k-1) - \frac{T}{J_P + T d_P} M_K(k) + \frac{T}{J_P + T d_P} M_{AN}(k). \quad (5.3)$$

Anhang G Ermittlung konstanter Systemparameter

Sind die konstanten Systemparameter J_P und d_P in Gln. (5.1) bzw. (5.3) unbekannt, können sie anhand spezieller Betriebssituationen identifiziert werden. Solche Situationen sind immer dann gegeben, wenn $M_K = 0$ gilt und M_{AN} variiert wird (z.B. Betätigung des Fahrpedals bei geöffneter Kupplung). In diesem Fall kann Gl. (5.3) unter Verwendung von Substitutionen

$$p_1 = \frac{J_P}{J_P + T d_P} \quad (\text{A.40})$$

$$p_2 = \frac{T}{J_P + T d_P} \quad (\text{A.41})$$

als

$$\omega_P(k) = [\omega_P(k-1) \quad M_{AN}(k)] \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{bmatrix} \quad (\text{A.42})$$

dargestellt werden. Da die Messgrößen ω_P und M_{AN} im Allgemeinen Messstörungen beinhalten kann eine direkte Auflösung der Gl. (A.42) nach den unbekannt Parametern p_1 und p_2 ungenau sein. Stattdessen wird der Parametervektor $\mathbf{p} = [p_1 \quad p_2]^T$ in Gl. (A.42) mit Hilfe der Least-Squares Methode für lineare Parameterabhängigkeit (vgl. Abschnitt 2.2.1) bei Verwendung einer ausreichenden Anzahl an Messdaten analytisch ermittelt. Die Bestimmung der gesuchten Parameterwerte für J_P und d_P erfolgt anschließend anhand der Beziehungen in Gln. (A.40) und (A.41).

Anhang H Kerbfilter

Bei einem idealen Kerbfilter werden gezielt Signalanteile einer bestimmten Kreisfrequenz ω_0 aus dem Gesamtsignal eliminiert, während Signalanteile anderer Frequenzen das Filter unverändert passieren. Zur Gewährleistung dieser Anforderungen ist es naheliegend, eine derartige Übertragungsfunktion des Filters zu verwenden, die bei der zu eliminierenden Frequenz Nullstellen auf dem Einheitskreis aufweist (vgl. Scheithauer 2005). Die Kompensation bzw. Aufhebung der Auswirkung von Nullstellen im Durchlassbereich des Filters erfolgt durch Einführung von Polstellen deren Frequenz der Nullstellenfrequenz entspricht, der Polradius r zum Ursprung der z -Ebene jedoch einen Wert von $r < 1$ aufweist. So lautet die allgemeine Übertragungsfunktion eines Kerbfilters zweiter Ordnung

$$G_{\text{KF}}(z) = K_{\text{KF}} \frac{(z - e^{j\omega_0 T})(z - e^{-j\omega_0 T})}{(z - re^{j\omega_0 T})(z - re^{-j\omega_0 T})}. \quad (\text{A.43})$$

Dabei gilt, dass je mehr sich r dem Wert 1 nähert, desto schmaler der Sperrbereich des Kerbfilters wird. Mit $e^{j\omega_0 T} = \cos(\omega_0 T) + j\sin(\omega_0 T)$ resultiert aus Gl. (A.43)

$$G_{\text{KF}}(z) = K_{\text{KF}} \frac{(1 - 2\cos(\omega_0 T)z^{-1} + z^{-2})}{(1 - 2r\cos(\omega_0 T)z^{-1} + r^2z^{-2})}. \quad (\text{A.44})$$

Aus der Forderung nach einer stationären Filterverstärkung von 1 resultiert für $\omega = 0$

$$K_{\text{KF}} \frac{(2 - 2\cos(\omega_0 T))}{(1 - 2r\cos(\omega_0 T) + r^2)} = 1, \quad (\text{A.45})$$

woraus sich die Filterverstärkung unmittelbar zu

$$K_{\text{KF}} = \frac{(1 - 2r\cos(\omega_0 T) + r^2)}{(2 - 2\cos(\omega_0 T))} \quad (\text{A.46})$$

ergibt. Die Übertragungsfunktion eines Kerbfilters zweiter Ordnung lautet somit

$$G_{\text{KF}}(z) = \left(\frac{1 - 2r\cos(\omega_0 T) + r^2}{2 - 2\cos(\omega_0 T)} \right) \left(\frac{1 - 2\cos(\omega_0 T)z^{-1} + z^{-2}}{1 - 2r\cos(\omega_0 T)z^{-1} + r^2z^{-2}} \right). \quad (\text{A.47})$$

Abbildung 109 zeigt den Frequenzgang des Kerbfilters in Gl. (A.47) für eine zu eliminierende Kreisfrequenz von $\omega_0 = 50$ rad/s bei einem Polradius von $r = 0,99$.

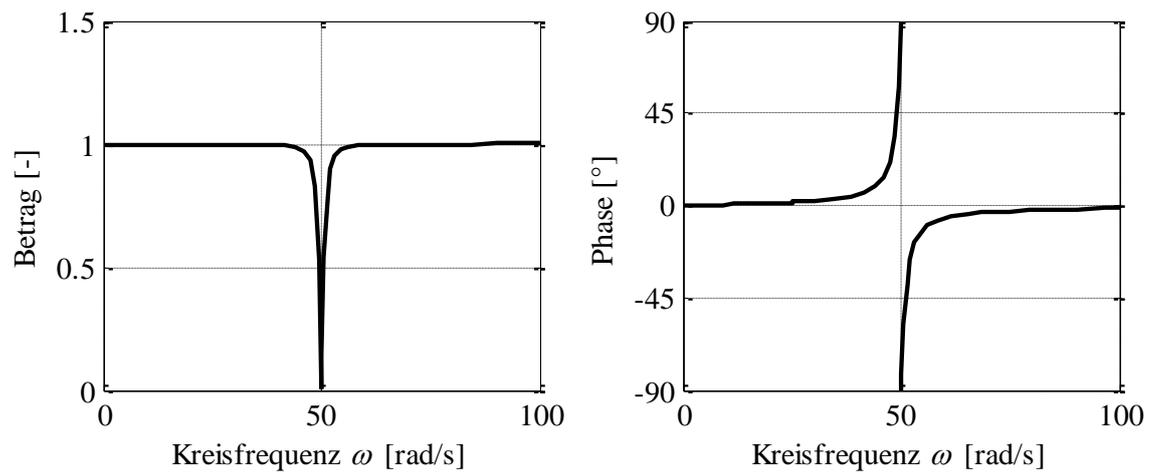


Abbildung 109: Frequenzgang des Kerbfilters nach Gl. (5.22) für $\omega_0 = 50$ rad/s und $r = 0,99$

Literaturverzeichnis

Wissenschaftliche Literatur

- Almen, J. O., Laszlo, A. (1936). The uniform-section disk spring. *Transactions of the ASME*. 58:305–14.
- Amari, R., Tona, P., Alamir, M. (2009). A phenomenological model for torque transmissibility during dry clutch engagement. *Proceedings of the 18th IEEE International Conference on Control Applications Part of 2009 IEEE Multi-conference on Systems and Control*. Sankt Petersburg (Russia). 600–606.
- Arndt, T., Tarasow, A., Bohn, C., Wachsmuth, G., Serway, R. (2013). Concepts for control of automated clutches in theory and practice. *Proceedings of the International VDI Conference Control Solutions for Transmissions*. Friedrichshafen. 653–66.
- Aström, K. J. (1970). *Introduction to stochastic control theory*. New York: Academic.
- Beale, S. R., Shafai, B. (1988). Robust control system design with the proportional integral observer. *Proceedings of the 27th IEEE Conference on Decision and Control*. Austin. 554–57.
- Beineke, S. (2000). *Online-Schätzung von mechanischen Parametern, Kennlinien und Zustandsgrößen geregelter elektrischer Antriebe*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8 Nr. 816. Düsseldorf: VDI (Dissertation Universität Paderborn).
- Bohn, C. (2000). *Recursive parameter estimation for nonlinear continuous-time systems through sensitivity-model-based adaptive filters*. Berlin: ProBusiness (Dissertation Ruhr-Universität Bochum).
- Bohn, C., Unbehauen, H. *Identifikation dynamischer Systeme*. Preprint. August 2013.
- Börsch, A., Simon, P. (1887). *Abhandlungen zur Methode der kleinsten Quadrate von Carl Friedrich Gauss*. Berlin: P. Stankiewicz.
- Botonakis, I. (2010). *Reibkontaktverhalten trockenlaufender Kupplungen in Doppelkupplungsgetrieben*. Fortschrittsberichte des Instituts für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen Nr. 13. Aachen: Shaker (Dissertation TU-Clausthal).
- Canudas de Wit, C., Åström, K. J., Lischinsky, P. (1995). A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 40:419–25.
- Cheng, Q., Correa-Victorino, A., Charara, A. (2012). A new nonlinear observer of sideslip angle with unknown vehicle parameter using the dual unscented Kalman filter. *Proceedings of the 15th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems*. Anchorage. 1716–21.
- Corles, L. M., Gonnet, G. H., Hare, D. E. G., Jeffrey, D. J., Knuth, D. E. (1996). On the Lambert W funktion. *Advances in Computational Mathematics*. 16:329–59.
- Cox, H. (1964). On the estimation of state variables and parameters for noisy dynamic systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 9:5–12.
- Crassidis, J. L., Junkins, J. L. (2004). *Optimal estimation of dynamic systems*. Boca Raton: CRC.

- Dolcini, P., Béchart, H., Canudas de Wit, C. (2005). Observer based optimal control of dry clutch engagement. *Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control and the European Control Conference*. Seville. 440–45.
- Dolcini, P. J. (2007). *Contribution to the clutch comfort*. Dissertation. Grenoble Institute of Technology. Grenoble.
- Dolcini, P. J., Béchart, H., Canudas de Wit, C. (2010). *Dry clutch control for automated manual transmission vehicles*. London: Springer.
- Drexl, H.-J. (1997). *Kraftfahrzeugkupplungen*. Landsberg/Lech: Moderne Industrie.
- Eckl, B., Lexa, D. (2012). How many gears do the markets need? *Proceedings of the 11th International CTI Symposium Innovative Automotive Transmissions, Hybrids & Electric Drives*. Berlin. 143–96.
- Engeln-Müllges, G., Niederdrenk, K., Wodicka, R. (2011). *Numerik-Algorithmen*. Berlin: Springer.
- Fan, J. (2012). The modified Levenberg Marquardt method for nonlinear equations with cubic convergence. *Mathematics of Computation*. 81:447–66.
- Findeisen, D. (2006). *Ölhydraulik*. Berlin: Springer.
- Fischer, M., Röpke, K. (2000). Effiziente Applikation von Motorsteuerungsfunktionen für Ottomotoren. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*. 61:562–70.
- Fischer, R., Berger, R. (1998). Automatisierung von Schaltgetrieben. *Tagungsband zur 6. LuK Kolloquium*. Baden-Baden. 95–121.
- Fischer, R., Jürgens, G., Küçükay, F., Najork, R., Pollak, B. (2012). *Das Getriebebuch*. In: *Der Fahrzeugantrieb*. Wien: Springer.
- Florig, F. (1927). Die Reibungsvorgänge in trockenlaufenden Kupplungen. *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*. 4:284–90.
- Föllinger, O. (2008). *Regelungstechnik*. Heidelberg: Hüthig.
- Fraj, A. H. (2000). *Dynamik und Regelung von Automatikgetrieben*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 489. Düsseldorf: VDI (Dissertation TU-München).
- Gao, J., Liu, Z. (2010). Adaptive estimator for the friction characteristics of the clutch in automatic transmission. *Proceedings of the 29th Chinese Control Conference*. Peking. 6004–6009.
- Garofalo, F., Glielmo, L., Iannelli, L., Vasca, F. (2002). Optimal tracking for automotive dry clutch engagement. *Proceedings of the 15th IFAC World Congress*. Barcelona. 367–72.
- Gelb, A. e. (1974). *Applied optimal estimation*. Cambridge: MIT Press.
- Glielmo, L., Gutman, P.-O., Iannelli, L., Vasca, F. (2006). Robust smooth engagement of an automotive dry clutch. *Proceedings of the 4th IFAC Symposium on Mechatronic Systems*. Heidelberg. 632–37.
- Glielmo, L., Iannelli, L., Vacca, V., Vasca, F. (2006b). Gearshift control for automated manual transmissions. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 11:17–26.
- Glielmo, L., Iannelli, L., Vacca, V., Vasca, F. (2004). Speed control for automated manual transmission with dry clutch. *Proceedings of the 43th IEEE Conference on Decision and Control*. Nassau. 1709–14.
- Goodwin, G. C. (1977). *Dynamic system identification*. New York: Academic.

- Guzzella, L., Sciarretta, A. (2007). *Vehicle propulsion systems*. Berlin: Springer.
- Haber, R. (1999). *Nonlinear system parameter identification*. Vol. 1. Dordrecht: Kluwer.
- Han, K., Yoon, Y. (2012). Clutch transmissible torque estimation for dry dual clutch transmission control. *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress (Volume 5)*. Peking. 449–56.
- Heilenkötter, D. (1990). *Untersuchungen zum Schlupfverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen*. Dissertation. Universität der Bundeswehr. Hamburg.
- Holland, J. H. (1992). *Adaptation in natural and artificial systems*. Cambridge: MIT Press.
- Isermann, R. (1988a). *Identifikation dynamischer Systeme*. Bd. 1. Berlin: Springer.
- Isermann, R. (1988b). *Identifikation dynamischer Systeme*. Bd. 2. Berlin: Springer.
- Isermann, R., Münchhof, M. (2011). *Identification of dynamic systems*. Heidelberg: Springer.
- Jazwinski, A. H. (1970). *Stochastic processes and filtering theory*. New York: Academic.
- Kahmen, H. (2006). *Angewandte Geodäsie: Vermessungskunde*. Berlin: de Gruyter.
- Kalman, R. E. (1960). A new approach to linear filtering and prediction problems. *Transactions of the ASME-Journal of Basic Engineering*. 82:35–45.
- Karnopp, D. (1985). Computer simulation of slip-stick friction in mechanical dynamic systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1:100–103.
- Kim, J., Choi, S. B. (2010). Control of dry clutch engagement for vehicle launches via a shaft torque observer. *Proceedings of the American Control Conference*. Baltimore. 676–81.
- Kimmig, K.-L., Agner, I. (2006). Doppelkupplung – Nass oder trocken, das ist hier die Frage. *Tagungsband zur 8. LuK Kolloquium*. Baden-Baden. 119–35.
- Kimmig, K.-L., Bührle, P., Henneberger, K., Ehrlich, M., Rathke, G., Martin, J. (2010). Mit Effizienz und Komfort zum Erfolg -Die trockene Doppelkupplung etabliert sich auf dem Automatikmarkt. *Tagungsband zur 9. LuK Kolloquium*. Baden-Baden. 153–62.
- Kimmig, K.-L., Liebermann, T., Keck, H. (2003). Selbsteinstellende Kupplung mit geringer Betätigungskraft. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*. 6:584–89.
- Kirchner, E. (2007). *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben*. Berlin: Springer.
- Kirkpatrick, S., Gelatt, C. D., Vecchi, M. P. (1983). Optimization by simulated annealing. *Science*. 220:671–80.
- Köhler, B. U. (2005). *Konzepte der statistischen Signalverarbeitung*. Berlin: Springer.
- Kumar, P. R., Varaiya, P. P. (1986). *Stochastic systems*. Englewood Cliffs: Prentice Hall.
- Küpper, K., Seebacher, R., Werner, O. (2002). Denken in Systemen – Software von LuK. *Tagungsband zur 7. LuK Kolloquium*. Baden-Baden. 219–31.
- Küpper, K. S. B., Göppert, G. (2006). Software für automatisierte Getriebe. *Tagungsband zur 8. LuK Kolloquium*. Baden-Baden. 155–69.
- Lazar, C., Caruntu, F. C., Balau, A. E. (2010). Modelling and predictive control of an electro-hydraulic actuated wet clutch for automatic transmission. *Proceedings of the 2010 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*. Bari. 256–61.
- Levenberg, K. (1944). A method for the solution of certain non-linear problems in least squares. *Quarterly of Applied Mathematics*. 2:164–68.

- Lhomme, W., Trigui, R., Delarue, P., Jeanneret, B., Bouscayrol, A., Badin, F. (2008). Switched causal modeling of transmission with clutch in hybrid electric vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 57:2081–88.
- Lindström, P., Wedin, P.-A. (1984). A new linesearch algorithm for nonlinear least squares problems. *Mathematical Programming*. 29:268–96.
- Ljung, L. (1977). Analysis of recursive stochastic algorithms. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 22:551–75.
- Ljung, L. (1979). Asymptotic behavior of the extended Kalman filter as a parameter estimator for linear systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 24:36–50.
- Ljung, L. (1999). *System identification: Theory for the user*. Upper Saddle River: Prentice Hall.
- Ljung, L., Söderström, T. (1983). *Theory and practice of recursive identification*. Cambridge: MIT Press.
- Ljung, L., Torkel, G. (1994). *Modeling of dynamic systems*. Englewood Cliffs: Prentice Hall.
- Lösche-ter Horst, T. (2012). Challenges and approaches for electrified powertrain systems. *Proceedings of the 11th International CTI Symposium Innovative Automotive Transmissions, Hybrids & Electric Drives*. Berlin. 55–74.
- Lücke, H. D. (1999). *Signalübertragung*. Berlin: Springer.
- Luenberger, D. G. (1964). Observing the state of a linear system. *IEEE Transactions on Military Electronics*. 8:74–80.
- Madsen, K., Nielsen, H. B., Tingleff, O. (2004). *Methods for non-linear least squares problems*. Technical report of the Department of Informatics and Mathematical Modelling. Technical University of Denmark. Kongens Lyngby.
- Marquardt, D. W. (1963). An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters. *SIAM Journal on Applied Mathematics*. 11:431–41.
- Maucher, P. (1986). Optimierte Kupplungsauslegung - Ausrückkraft und Komfort. *Tagungsband zur 3. LuK Kolloquium*. Baden-Baden. 113–52.
- Maybeck, P. S. (1979). *Stochastic models, estimation and control*. Vol. 1. New York: Academic.
- Naunheimer, H., Bertsche, B., Gisbert, L. (2007). *Fahrzeuggetriebe*. Berlin: Springer.
- Nelles, O. (2001). *Nonlinear system identification*. Berlin: Springer.
- Nielsen, H. B. (1999). *Damping parameter in Marquardt's method*. Technical report of the Department of Informatics and Mathematical Modelling. Technical University of Denmark. Kongens Lyngby.
- Olsson, H., Åström, K., Canudas de Wit, C., Gäfvert, M., Lischinsky, P. (1998). Friction models and friction compensation. *European Journal of Control*. 3:176–95.
- Papageorgiou, M., Leibold, M., Buss, M. (2012). *Optimierung*. Berlin: Springer.
- Pardalos, P. M., Romeijn, H. E. (2002). *Handbook of global optimization*. Boston: Kluwer.
- Popov, V. (2009). *Kontaktmechanik und Reibung*. Berlin: Springer.
- Ramsin, H., Wedin, P.-A. (1977). A comparison of some algorithms for the nonlinear least squares problem. *BIT Numerical Mathematics*. 17:72–90.

- Rao, G. (2012). *Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 751. Düsseldorf: VDI (Dissertation TU-Dresden).
- Reik, W. (1999). Mögliche Anordnungen des Startergenerators im Antriebsstrang. *Beitrag in LuK Fachtagung E-Maschine im Antriebsstrang*. Bühl. 37–63.
- Reik, W., Friedmann, O., Agner, I., Werner, O. (2004). Die Kupplung - das Herz des Doppelkupplungsgetriebes. *Beitrag in Internationaler VDI-Kongress Getriebe in Fahrzeugen 2004*. Friedrichshafen. 65–88.
- Robinson, H., Monro, S. (1951). A stochastic approximation method. *The Annals of Mathematical Statistics*. 22:400–407.
- Sage, A. P., Melsa, J. L. (1971). *System identification*. New York: Academic.
- Schaback, R., Wendland, H. (2005). *Numerische Mathematik*. Berlin: Springer.
- Scheithauer, R. (2005). *Signale und Systeme*. Wiesbaden: Teubner.
- Schröder, D. (2010). *Intelligente Verfahren*. Berlin: Springer.
- Serrarens, A., Dassen, M., Steinbuch, M. (2004). Simulation and control of an automotive dry clutch. *Proceedings of the American Control Conference*. Boston. 4078–83.
- Sfarni, S., Bellenger, E., Fortin, J., Malley, M. (2009). Finite element analysis of automotive cushion discs. *Thin-Walled Structures*. 47:474–83.
- Shi, Q., Mo, Y. (2010). Research on calculation of average temperature of friction plate surface of mini car clutch. *Proceedings of the 2nd International Conference on Signal Processing Systems*. Dalian. 436–38.
- Sigloch, H. (2005). *Technische Fluidmechanik*. Berlin: Springer.
- Sjöberg, J., Zhang, Q., Ljung, L., Benveniste, A., Delyon, B., Glorennec, P.-Y., Hjalmarsson, H., Juditsky, A. (1995). Nonlinear black-box modeling in system identification: A unified overview. *Automatica*. 31:1691–724.
- Snima, K. A. (2006). *Kenngrößen und Belastungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen unter Dauerschlupfbeanspruchung*. Fortschrittsberichte des Instituts für Produktentwicklung Nr. 21. Dissertation. Universität Karlsruhe. Karlsruhe.
- Söderström, T., Stoica, P. (2001). *System identification*. New York: Prentice Hall.
- Stamm, W. (2009). *Modellierung und Simulation von Mehrkörpersystemen mit flächigen Reibkontakten*. Schriftenreihe des Instituts für Technische Mechanik Bd. 13. Dissertation. Universität Karlsruhe. Karlsruhe.
- Steinhilper, W. (2012). *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. Berlin: Springer.
- Stengel, R. F. (1994). *Optimal control and state estimation*. New York: Dover Publications.
- Tarasow, A., Bohn, C., Vinaske, M., Wachsmuth, G., Serway, R. (2010). Model-based estimation of the torque characteristics of an automated dual-clutch transmission in wet technology. *Proceedings of the 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control*. München. 455–60.
- Tarasow, A., Bohn, C., Vinaske, M., Wachsmuth, G., Serway, R. (2010). Zustands- und Parameterschätzung zur Bestimmung der Kupplungskennlinie bei Nasskupplungen. *Beitrag in Internationaler VDI-Kongress Getriebe in Fahrzeugen 2010*. Friedrichshafen. 695–711.

- Tarasow, A., Bohn, C., Wachsmuth, G., Serway, R. (2013). Online estimation of 3D-torque characteristics of dual clutches using control oriented models. *Proceedings of the 7th IFAC Symposium Advances in Automotive Control*. Tokio.
- Tarasow, A., Bohn, C., Wachsmuth, G., Serway, R., Eisbach, M., Zhao, Q., Bauer, G. (2012). Method for identification of the kiss point as well as takeoff point of a hydraulically actuated friction clutch. *Proceedings of the SAE World Congress (Special Publication 2334)*. Detroit. 29–38.
- ter Beek, M., Söffker, D. (2009). Observer-based identification of nonlinear clutch friction under operating conditions. *Proceedings of the European Control Conference*. Budapest. 5051–56.
- Tona, P., Moulin, P., Venturi, S., Tilagone, R. (2007). AMT control for a mild-hybrid urban vehicle with a downsized turbo-charged CNG engine. *Proceedings of the SAE World Congress (Special Publication 2101)*. Detroit. 159–74.
- Unbehauen, H. (2007). *Regelungstechnik I*. Wiesbaden: Vieweg & Teubner.
- Vasca, F., Iannelli, L., Senatore, A., Scafati, M. T. (2008). Modeling torque transmissibility for automotive dry clutch engagement. *Proceedings of the American Control Conference*. Washington, D.C. 306–11.
- Völkel, A. (2005). *Evolutionäre Optimierung von Mensch-Maschine-Schnittstellen*. Dissertation. Universität Kassel. Kassel.
- Wan, E. A., Nelson, A. T. (1996). Dual Kalman filtering methods for nonlinear prediction, smoothing and estimation. *Proceedings of the Advances In Neural Information Processing Systems 9*. Denver. 793–99.
- Wendel, J. (2007). *Integrierte Navigationssysteme*. München: Oldenbourg.
- Wiese, S. (2010). *Verformung und Schädigung von Werkstoffen der Aufbau- und Verbindungstechnik*. Berlin: Springer.
- Will, D., Gebhardt, N. (2011). *Hydraulik*. Heidelberg: Springer.
- Winitzki, S. (2003). Uniform approximations for transcendental functions. *Proceedings of the International Conference of Computational Science and Its Applications*. Montreal. 780–89.
- Woschni, G., Zeilinger, K., Neugebauer, S. (1999). Das instationäre Betriebsverhalten von Ottomotoren — experimentelle Erfassung und rechnerische Simulation. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*. 60:106–12.
- Zypkin, J. (1995). *Informationnaja teorija identifikatii*. Moskau: Nauka, Fismatlit (Transkript in russisch: Informationelle Theorie der Identifikation).

Patentschriften

- Aho, S., Karpenman, F., Razaznejad, B., Ryberg, H., Sjoqvist, F. (2012). Method and system for calibrating an estimated clutch characteristic curve. Patentschrift: WO002012083976A1.
- Bader, M., Bühner, M., Locher, K., Moseler, O., Terwart, M., Zuber, D. (2010). Verfahren zur Kupplungskennlinienadaption eines automatisierten Doppelkupplungsgetriebes. Patentschrift: DE102008043384A1.
- Bauerle, P., Senger, K.-H., van Spijk, G.-J., Spijker, E., Veenhuizen, B. (2002). Verfahren und Einrichtung zum Betrieb einer Kupplung. Patentschrift: DE000010055089A1.
- Bast, F., Boll, B., Eich, J., Jaeger, T. (2002). Verfahren zur Anpassung der Kupplungskennlinie einer automatisierten Kupplung eines Fahrzeuges. Patentschrift: WO002002059493A1.
- Becker, V., Bothe, E., Hinrichsen, U. (1999). Verfahren und Vorrichtung zur Kupplungskennlinienadaption und zur Bestimmung eines kupplungsabhängigen Drehzahlgradienten. Patentschrift: DE000019931160A1.
- Bitzer, F., Herter, P., Petzold, R. (2007). Verfahren zur Ermittlung einer Drehmomentkennlinie einer automatisierten Reibungskupplung. Patentschrift: DE102006019824A1.
- Bitzer, F., Jäger, T., Kramer, R., Petzold, R., Steinborn, M., Wolfgang, W. (2006). Verfahren zum Betreiben einer automatisch betätigbaren Reibungskupplung und/oder eines Getriebes. Patentschrift: EP000001681496B1.
- Blessing, U. C., Meissner, J., Schuerlein, M. (2010). Einstellverfahren für Hybrid-DKG. Patentschrift: DE102010046138A1.
- Bolz, M.-P., Huelser, H., Loeffler, J. (2000). Verfahren und Vorrichtung zur Ermittlung des Greifpunktes bei einer Servokupplung. Patentschrift: DE000019915207A1.
- Bothe, E., Hinrichsen, U., Hommes, G. (1999). Verfahren zum Regeln einer automatisierten Kupplung. Patentschrift: DE000019751455A1.
- Botonakis, I., Damm, A., Lückmann, T. (2009). Verfahren zur Steuerung mindestens einer Reibkupplung. Patentschrift: DE102007053706A1.
- Budal, L., Lang Dietmar, Schellhammer, B., Schweizer, A., Whitmer, J. (2003). Verfahren zur Anpassung der Kupplungskennlinien in einem Doppelkupplungssystem. Patentschrift: DE000010308716A1.
- Cappelmann, B., Fähländ, J. (2004). Verfahren zur Ermittlung eines übertragbaren Drehmomentes einer Kupplung eines automatischen Getriebes eines Kraftfahrzeuges. Patentschrift: DE000010308517A1.
- Deiml, M., Graf, F., Michau, P., Nelles, O. (2004). Verfahren zum Steuern einer automatisch betätigten Kupplung. Patentschrift: EP000001437520A2.
- Desfriches, C., Monti, A., Pothin, R. (2010). Power-assistance device for a vehicle. Patentschrift: US20100179739A1.
- Eich, J., Fischer, R., Gerhart, J., Jung, M., Rieger, C., Stork, H. (2002). Kraftfahrzeug. Patentschrift: DE000010213946A1.
- Ergun, E. (2010). Verfahren zum Kalibrieren einer Kupplungseinheit. Patentschrift: DE102008032475A1.

- Esly, N., Hirt, J., Horstmann, J., Martin, J., Vornehm, M. (2003). Verfahren zum Ansteuern einer Kupplung und Vorrichtung zur Betätigung einer Kupplung. Patentschrift: DE000010236540A1.
- Frank, M., Neuwirth, P. (2012). Verfahren zur Steuerung und/oder Regelung einer Reibeinheit. Patentschrift: DE102011116311A1.
- Grob, F., Schoettle, R. (1995). System zur Steuerung einer Servokupplung. Patentschrift: DE000019540921A1.
- Henneberger, K., Jaeger, T., Jung, M., Kuepper, K., Stork, H. (2002). Kraftfahrzeug. Patentschrift: DE000010155459A1.
- Hodrus, E. (2011). Verfahren zur Ermittlung von Kupplungsparametern, insbesondere von Kupplungshystereseparametern, bei der Erstinbetriebnahme einer Kupplung auf einem Getriebeprüfstand. Patentschrift: DE102011103474A1.
- Hodrus, E. (2010). Kupplungsparameter. Patentschrift: DE102010012756A1.
- Hodrus, E. (2011b). Verfahren zum Ermitteln des Übersprechverhaltens eines Doppelkupplungssystems. Patentschrift: DE102010054257A1.
- Joshi, S. A., Liu, C.-H., Surianarayanan, A. (2007). Method for estimating clutch engagement parameters in a strategy for clutch management in a vehicle powertrain. Patentschrift: WO002007148203A2.
- Kiessner-Haiden, M., Lebring, A. T. (2009). Verfahren zum Steuern einer Kupplungseinheit. Patentschrift: DE102008026554A1.
- Kuhn, T., Schmidt-Brücken, H.-J. (1992). Anordnung zur Regelung des Schlupfs einer automatisierten Reibungskupplung. Patentschrift: DE000004100372A1.
- Mahl, T., Meissner, J., Sawodny, O. (2011). Drehmoment-Ermittlungsverfahren. Patentschrift: DE102011107232A1.
- Meier, T., Michau, P., Wirrer, G. (2002). Steuerung für eine automatisch betätigte Kupplung. Patentschrift: DE000010060642A1.
- Pollak, B., Serrebrennikov, B. (2003). Getriebe und Verfahren zum Durchführen von Schaltvorgängen. Patentschrift: DE000010235256A1.
- Reibold, E. (2011). Verfahren zur Steuerung einer Reibungskupplung und Vorrichtung hierzu. Patentschrift: DE102011011152A1.
- Reibold, E. (2009). Verfahren zur Adaption einer Kupplungskennlinie bei vorhandener Kupplungshysterese. Patentschrift: DE102008028180A1.