

Editor: Clemens Gühmann

Daniel Strommenger

Verschleißprognose zur zuverlässigkeitsorientierten Regelung für trockene Reibkupplungen



Daniel Strommenger

**Verschleißprognose zur zuverlässigkeitsorientierten
Regelung für trockene Reibkupplungen**

Die Schriftenreihe *Advances in Automation Engineering* wird
herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann

Daniel Strommenger

Verschleißprognose zur zuverlässigkeitsorientierten Regelung für trockene Reibkupplungen

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.dnb.de> abrufbar.

Universitätsverlag der TU Berlin, 2021

<http://verlag.tu-berlin.de>

Fasanenstr. 88, 10623 Berlin

Tel.: +49 (0)30 314 76131 / Fax: -76133

E-Mail: publikationen@ub.tu-berlin.de

Zugl.: Berlin, Techn. Univ., Diss., 2020

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Christian Bohn (Technische Universität Clausthal)

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Walter Sextro (Universität Paderborn)

Die Arbeit wurde am 29. September 2020 an der Fakultät IV unter Vorsitz von Prof. Dr.-Ing. Reinhold Orglmeister erfolgreich verteidigt.

Diese Veröffentlichung – ausgenommen Zitate und anderweitig gekennzeichnete Teile – ist unter der CC-Lizenz CC BY lizenziert.

Lizenzvertrag: Creative Commons Namensnennung 4.0

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0>

Umschlagfoto:

Daniel Strommenger | Kupplungsscheibe Forschungsgetriebe | 2019

Druckerei: docupoint GmbH

Satz/Layout: Daniel Strommenger

ORCID iD Daniel Strommenger: 0000-0002-8923-4908

<https://orcid.org/0000-0002-8923-4908>

ISBN 978-3-7983-3196-9 (print)

ISBN 978-3-7983-3197-6 (online)

ISSN 2509-8950 (print)

ISSN 2509-8969 (online)

Zugleich online veröffentlicht auf dem institutionellen Repositorium der Technischen Universität Berlin:

DOI 10.14279/depositonce-11299

<http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-11299>

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter innerhalb eines Forschungsprojekts zwischen der TU Berlin und der IAV GmbH. Zuerst möchte ich daher meinem Doktorvater Professor Gühmann danken, dass er mir die Möglichkeit zur Promotion gegeben hat und mich während meiner Arbeit an diesem Thema stets unterstützt hat. Weiterhin danke ich Herrn Professor Bohn und Herrn Professor Sextro für die Übernahme des Korreferats.

Seitens der IAV GmbH gilt mein Dank den fachlichen Betreuern und Initiatoren des Forschungsprojektes René Knoblich und Jörg Beilharz. Ich werde die wertvolle Zusammenarbeit in Erinnerung behalten, welche stets durch konstruktive Diskussionen und praktische Unterstützung geprägt war.

Die Durchführung dieser Promotion wäre in diesem Umfang nicht möglich gewesen, wenn ich nicht auf die Vorarbeiten einiger wissenschaftlicher Mitarbeiter hätte zurückgreifen können. Im Besonderen gilt mein Dank nochmals René Knoblich sowie Sebastian Nowoisky für den Aufbau des Getriebeprüfstands, Hua Huang für die Vorarbeiten zur Getriebesteuerung und Jürgen Funck für die Vorarbeiten zum Temperaturmesssystem.

Weiterhin bedanke ich mich bei meinen Kollegen für den fachlichen Austausch und die angenehme Zusammenarbeit. Aufgrund der aufwändigen Experimente gilt mein Dank vor allem den Werkstattmitarbeitern. Besonders ohne die gewissenhafte Unterstützung von Patrick Schulz hätte ich die Experimente nicht bewältigen können. Neben der Unterstützung von Mitarbeitern aus dem eigenen Fachgebiet erhielt ich auch Unterstützung aus anderen Fachgebieten bei der messtechnischen Erfassung von tribologischen Größen. Im Besonderen bedanke ich mich bei Julian Marscheider und Frau Professorin Kowal für die Nutzung des Konfokalmikroskops. Natürlich kann eine Promotion nicht ohne die Unterstützung von Studenten gelingen. Daher möchte ich mich hiermit bei allen Studenten, welche mich in diesem Forschungsthema mit Ihrer Abschlussarbeit unterstützt haben, bedanken.

Abschließend möchte ich mich bei meinen Eltern für ihre Unterstützung und meinen Freunden für ihre Ermutigung zu diesem Promotionsvorhaben bedanken. Mein besonderer Dank gilt meiner Lebensgefährtin Berrit. Durch ihre geduldige Unterstützung hatte ich stets die nötige Ruhe und Kraft zum Anfertigen dieser Dissertation.

Zusammenfassung

Bei der Entwicklung moderner Kraftfahrzeuge werden zunehmend höhere Anforderungen an die Zuverlässigkeit gestellt. Während es bisher akzeptabel war, bei einem Schaden eine Werkstatt aufzusuchen, so wird zukünftig erwartet, dass Schäden frühzeitig erkannt und behoben werden. Zur Verringerung der mit einem unerwarteten Ausfall verbundenen Risiken und finanziellen Einbußen werden vorausschauende Instandhaltungsstrategien benötigt.

In dieser Arbeit wird eine vorausschauende Instandhaltungsstrategie in Form einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung erarbeitet, welche auf einer Verschleißschätzung und -prognose basiert. Die Entwicklung der benötigten Methoden erfolgt am Beispiel einer trockenen Reibkupplung, welche eine wesentliche Komponente im klassischen Antriebsstrang darstellt.

Zur Umsetzung der definierten Zielstellung wird zuerst ein physikalisches thermisches Modell der Reibkupplung hergeleitet. Anschließend wird ein Verschleißmodell auf Basis des theoretisch erwarteten Verschleißverhaltens entwickelt. Das thermische Modell und das Verschleißmodell werden anhand von experimentellen Untersuchungen an einem Getriebeprüfstand identifiziert. Aufbauend auf dem Verschleißmodell wird eine Lebensdauerprognose entwickelt. Diese ermittelt den zukünftigen Verschleiß mit Hilfe des Verschleißmodells aus der zukünftigen Beanspruchung, welche aus vergangenen Messdaten extrapoliert wird. Abschließend wird die prognostizierte Lebensdauer der zuverlässigkeitsorientierten Regelung als Eingangsgröße übergeben. Die zuverlässigkeitsorientierte Regelung besteht aus einer modellprädiktiven Anfahrregelung und einer überlagerten Fuzzy-Regelung. Durch die zuverlässigkeitsorientierte Regelung wird das Betriebsverhalten der Kupplungsregelung kontinuierlich angepasst, um eine geforderte Lebensdauer zu garantieren.

Abstract

In the development of modern vehicles demands on reliability are increasing continuously. Formerly it was acceptable to visit a workshop in the event of damage. However, damage detection and repairment at an early stage will be expected in future. Predictive maintenance strategies are needed to reduce the risks associated with unexpected downtime and financial losses.

In this work, a predictive maintenance strategy by a reliability-oriented control is developed, which is based on wear estimation and prognosis. The development of the required methods is based on the example of a dry friction clutch, which represents an essential component in the classic powertrain.

To implement the defined objective, a physical thermal model of the friction clutch is first derived. Subsequently, a wear model is developed on the basis of the theoretically expected wear behavior. The thermal model and the wear model are identified by experimental investigations on a transmission test bench. Based on the wear model, a remaining useful life prediction is developed. This prediction determines future wear from future stress by using the wear model. Therefore, future stress is extrapolated from past data. Finally, the predicted lifetime is used as an input variable of the reliability-oriented control. The reliability-oriented control consists of a model-predictive vehicle launch control and a superimposed fuzzy control. It adapts continuously the operating behavior of the clutch control to guarantee a required system lifetime.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation und Zielstellung	1
1.2	Stand der Technik	5
1.2.1	Temperaturschätzung	5
1.2.2	Verschleißschätzung	6
1.2.3	Lebensdauerprognose	9
1.2.4	Zuverlässigkeitsorientierte Anfahrregelung	11
1.3	Forschungsfrage	16
1.4	Aufbau und Gliederung	18
2	Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung	19
2.1	Funktion und Aufbau eines Antriebsstrangs mit automatisiertem Getriebe	19
2.1.1	Trockenlaufende Reibkupplung	21
2.1.2	Nasslaufende Reibkupplung	22
2.2	Modellbildung	23
2.2.1	Antriebsstrangmodell	24
2.2.2	Verbrennungsmotor	30
2.2.3	Longitudinales Fahrzeugdynamikmodell	32
2.2.4	Kupplungsmodell	33
2.2.5	Kupplungsregelung	44
2.3	Validierung	45
2.3.1	Vergleich des Antriebsstrangmodells mit dem Getriebeprüfstand	46
2.3.2	Temperaturabhängigkeit des Reibungsverhaltens	47
2.3.3	Dynamik der Kupplungsregelung	47
2.4	Zusammenfassung	48
3	Entwicklung einer Versuchsumgebung	50
3.1	Getriebeprüfstand	50
3.1.1	Ausgangszustand des Getriebeprüfstands	51
3.1.2	Erweiterung zur Temperaturmessung	53
3.1.3	Erweiterung zur Verschleißuntersuchung	56
3.2	Verschleißmesssysteme	59
3.2.1	Präzisionswaage	59

Inhaltsverzeichnis

3.2.2	Laserprofilscanner	61
3.2.3	Konfokalmikroskop	67
3.3	Zusammenfassung	69
4	Thermisches Modell	71
4.1	Modellierung des thermischen Verhaltens	71
4.1.1	Thermisches Verhalten einer trockenen Reibkupplung	71
4.1.2	Thermisches Modell einer trockenen Reibkupplung	73
4.2	Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation	75
4.2.1	Identifikation des thermischen Verhaltens	76
4.2.2	Identifikation des Einflusses der Konvektion	78
4.3	Zusammenfassung	82
5	Verschleißschätzung	83
5.1	Vorgehensweise zur Verschleißmodellierung	83
5.1.1	Trockene Reibkupplung als tribologisches System	85
5.1.2	Reibungsverhalten einer trockenen Reibkupplung	88
5.1.3	Verschleißverhalten einer trockenen Reibkupplung	91
5.2	Modellierung des Reibungs- und Verschleißverhaltens einer trockenen Reibkupplung	94
5.2.1	Ereignisdiskrete Modellierung	95
5.2.2	Modellierung des Reibungsverhaltens	97
5.2.3	Modellierung des Verschleißverhaltens	98
5.3	Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation	102
5.3.1	Tribologische Einflussgrößen am Getriebeprüfstand	102
5.3.2	Experimentelle Untersuchung: Reibungsverhalten	103
5.3.3	Experimentelle Untersuchung: Verschleißverhalten	108
5.4	Zusammenfassung	119
6	Lebensdauerprognose	121
6.1	Gesundheitszustand	122
6.1.1	Verschleißgrenzwerte	122
6.1.2	Gesundheitsbewertung	123
6.2	Grundlagen der Lebensdauerprognose	125
6.2.1	Verbleibende Lebensdauer	126
6.2.2	Bewertung einer Prognose	126
6.2.3	Wahl eines Prognosemodells	128
6.3	Konzepte der Lebensdauerprognose für eine trockene Reibkupplung	131
6.3.1	Lebensdauerprognose auf Basis des zukünftigen Verschleißtrends	131
6.3.2	Lebensdauerprognose auf Basis des Verschleißmodells	132

6.3.3	Lebensdauerprognose auf Basis des mittels Kalman-Filter geschätzten Verschleißes	133
6.4	Lebensdauerprognose mittels Verschleißmodell	134
6.4.1	Berücksichtigung von Unsicherheiten	134
6.4.2	Prognose der zukünftigen Beanspruchung	141
6.4.3	Monte-Carlo-Simulation	143
6.4.4	Ergebnisse der Lebensdauerprognose	144
6.5	Zusammenfassung	147
7	Zuverlässigkeitsorientierte Regelung	148
7.1	Zuverlässigkeitsorientierte Strategieregelung	148
7.1.1	Referenzgenerierung	149
7.1.2	Strategieregler	152
7.2	Zuverlässigkeitsorientierte Betriebsverhaltensregelung	158
7.2.1	Konzepte für zuverlässigkeitsorientierte Anfahrregler	158
7.2.2	Modellprädiktive Regelung	161
7.2.3	Zuverlässigkeitsorientierte modellprädiktive Regelung	164
7.2.4	Prädiktionsmodell der modellprädiktiven Regelung	170
7.2.5	Bewertung des zuverlässigkeitsorientierten Anfahrreglers	174
7.3	Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung	182
7.3.1	Betriebsverhaltensregelung am Getriebeprüfstand	183
7.3.2	Regelbarkeit des Verschleißes	186
7.3.3	Regelbarkeit der Lebensdauer bei konstantem Betriebspunkt	188
7.3.4	Regelbarkeit der Lebensdauer bei variierendem Betriebspunkt	191
7.4	Zusammenfassung	197
8	Zusammenfassung und Ausblick	198
8.1	Zusammenfassung	198
8.2	Ausblick	199
Anhang		203
A	Federcharakteristik	203
B	Messunsicherheiten	203
C	Verschleißschätzung	205
D	Zustandsraumdarstellung Störgrößenmodell des MPC	205
E	Endbeschränkungen und Gewichtung der Endkosten vom MPC	206
Abkürzungsverzeichnis		208
Nomenklatur		210
Abbildungsverzeichnis		216

Inhaltsverzeichnis

Tabellenverzeichnis	221
Literaturverzeichnis	223

1 Einleitung

Seit der Einführung des Antiblockiersystems (ABS) im Jahr 1978 werden moderne Fahrzeuge zunehmend automatisiert [148]. Dabei wird durch eine stetige Automatisierung vor allem der Komfort erhöht. Gleichzeitig werden jedoch höhere Anforderungen an Sicherheit und Zuverlässigkeit von automatisierten Fahrzeugen gestellt. Weiterhin ändert sich die Mobilitätskultur im Rahmen der weltweiten Urbanisierung. Fahrzeuge werden beispielsweise immer häufiger ausgeliehen als gekauft. Zum Beispiel sinkt bei einer organisierten gemeinschaftlichen Fahrzeugnutzung (Carsharing) die Akzeptanz für Betriebsausfälle, weshalb die Forderung nach Fahrzeugen mit hoher Zuverlässigkeit zusätzlich verstärkt wird.

Um den Anforderungen der zukünftigen Mobilität gerecht zu werden, wird stetig an Konzepten zur Erhöhung der Zuverlässigkeit geforscht. Dabei bildet die vorausschauende Instandhaltung (engl. Predictive Maintenance) einen wesentlichen Forschungsschwerpunkt, um eine Verbesserung der Zuverlässigkeit eines Fahrzeuges zu erreichen. Diese Arbeit widmet sich diesem Schwerpunkt am Beispiel einer trockenen Reibkupplung.

1.1 Motivation und Zielstellung

Während sich moderne Strategien zur zustandsorientierten oder vorrausschauenden Instandhaltung bei Systemen mit hohen Zuverlässigkeitsanforderungen, wie beispielsweise bei Flugzeugen oder Windkraftwerken, etablieren, wird bei Kraftfahrzeugen häufig auf eine vorbeugende Instandhaltung oder eine reaktive Instandhaltung gesetzt. Bei einer reaktiven Instandhaltung wird eine Reparatur nach einem Ausfall ausgeführt, während bei einer vorbeugenden Instandhaltung anhand von bekannten Ausfallraten ein festes Wartungsintervall definiert wird [75]. Hingegen wird bei einer zustandsorientierten Instandhaltung das Wartungsintervall in Abhängigkeit vom aktuellen Systemzustand und bei einer vorausschauenden Instandhaltung in Abhängigkeit vom erwarteten Systemzustand festgelegt.

Das Ziel aller Instandhaltungsstrategien ist, den Betrieb eines technischen Systems aufrechtzuerhalten. Idealerweise sollen Kosten durch eine zu frühe oder zu späte Instandhaltungsmaßnahme, wie eine Wartung, minimiert werden.

1 Einleitung

Erfolgt eine Wartung zu früh, so entstehen Kosten durch eine vorzeitige Reparatur, weil die verbleibende Lebensdauer nicht genutzt wird. Im umgekehrten Fall entstehen Kosten durch den resultierenden Systemausfall [75]. Den größten Nutzen, wie Abbildung 1.1 veranschaulicht, kann man daher mit einer vorausschauenden Instandhaltung erreichen.

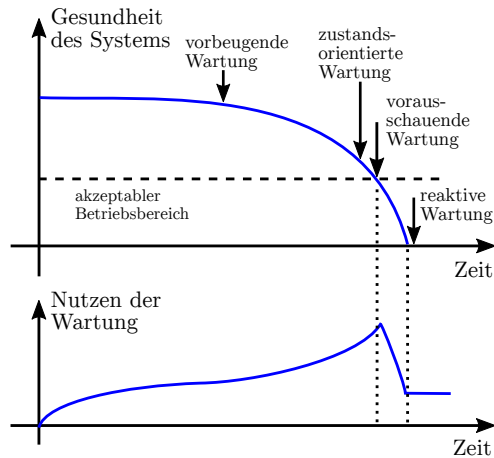


Abbildung 1.1: Nutzen der unterschiedlichen Instandhaltungsstrategien [57, modifiziert]

Bei einer vorausschauenden Instandhaltung wird der zukünftige Systemzustand anhand des vorhergehenden Systemverhaltens prognostiziert. Die vorausschauende Instandhaltung basiert demnach auf einer zuverlässigen Prognose der verbleibenden Lebensdauer. Eine schematische Darstellung dieser Idee ist in Abbildung 1.2 dargestellt. Bei einer zuverlässigen Prognose kann eine Wartung kurz vor dem Ausfall des Systems eingeplant werden.

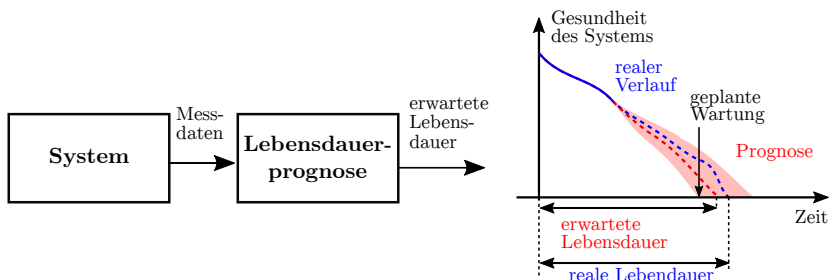


Abbildung 1.2: Schematische Lebensdauerprognose als Basis für eine vorausschauende Instandhaltung

Alternativ kann die verbleibende Lebensdauer auch aktiv durch eine Änderung des zukünftigen Betriebsverhaltens verlängert werden, so dass der nächste Wartungszeitpunkt sicher erreicht wird. Für einen Einsatz dieser Instandhaltungsstrategie muss untersucht werden, ob die Investitionskosten zur Umsetzung einer vorausschauenden Instandhaltung sich amortisieren [54]. Auch ohne detaillierte Amortisationsrechnung lässt sich annehmen, dass eine Realisierung von vorausschauenden Instandhaltungsstrategien für Kraftfahrzeuge interessant ist, weil diese sicherheitskritische Systeme sind.

Dabei ergeben sich durch eine vorausschauende Instandhaltung unterschiedliche Vorteile und Nachteile für Hersteller und Nutzer. Zuerst bedeutet der Einsatz einer neuen Technologie auch eine Erhöhung der Herstellungskosten, welche sowohl vom Hersteller als auch vom Nutzer in der Regel wenig toleriert werden. Auf der anderen Seite würde der Hersteller vor allem von einer positiven Wahrnehmung durch eine steigende Zuverlässigkeit des Fahrzeugs profitieren und könnte Kosten durch eine optimierte Dimensionierung der Fahrzeugkomponenten einsparen. Der Nutzer profitiert vor allem von einer erhöhten Zuverlässigkeit. Somit wird die Gefährdung von Verkehrsteilnehmern verringert und zusätzlich werden Kosten wegen der erhöhten Nutzbarkeit des Fahrzeuges reduziert. Wobei Ersteres für Fahrzeuginsassen und Letzteres für Fahrzeughalter, im besonderen Carsharing-Anbietern oder Firmen mit größeren Nutzfahrzeugflotten, interessant ist.

Letztendlich kann aufgrund der stetigen Digitalisierung und der steigenden Anforderungen nach erhöhter Systemzuverlässigkeit davon ausgegangen werden, dass vorausschauende Instandhaltungsstrategien auch bei Kraftfahrzeugen zukünftig eingesetzt werden. Folglich wird die Entwicklung einer zuverlässigen Verschleißschätzung und -prognose als Basis für eine vorausschauende Instandhaltungsstrategie für Kraftfahrzeuge als Zielstellung dieser Arbeit festgelegt. Dabei wird sich nicht auf die konkrete Umsetzung einer vorausschauenden Wartung fokussiert, sondern auf die Vermeidung einer vorzeitigen Wartung durch Einhaltung einer geforderten Lebensdauer. Diese Idee erfordert neben einer Prognose der Systemlebensdauer auch regelungstechnische Maßnahmen zur Einhaltung der geforderten Lebensdauer. Die Realisierung dieser Idee soll durch eine zuverlässigkeitsorientierte Regelung erfolgen, welche in Abbildung 1.3 schematisch dargestellt ist.

Bei einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung wird aktiv die Leistung des Systems verringert, wenn die geforderte Lebensdauer nicht erreicht werden kann. Der Begriff Leistung ist dabei anwendungsspezifisch zu definieren (siehe Abschnitt 7.2). Dieser Regelungsansatz ist auf beliebige Fahrzeugkomponenten anwendbar und wird beispielsweise in [45] für Zahnräder eines Getriebes vorgeschlagen. In dieser Dissertation soll ein Konzept einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung am Beispiel einer trockenen Reibkupplung entwickelt werden. Eine trockene Reibkupplung ist eine wesentliche Komponente im klassischen Antriebsstrang und beeinflusst maßgeblich den Fahrkomfort.

1 Einleitung

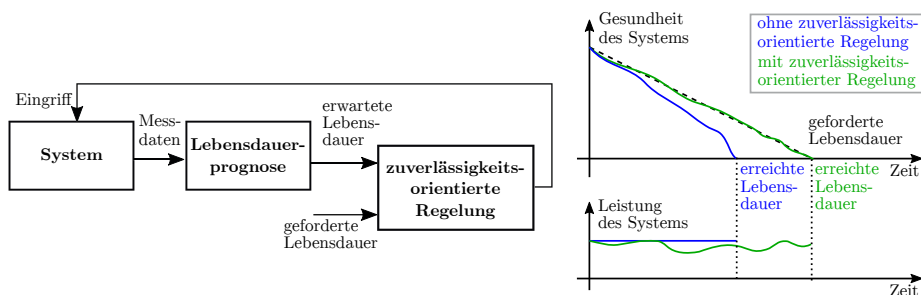


Abbildung 1.3: Schema einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung

Vorwiegend werden Reibkupplungen in manuellen Schaltgetrieben, automatisierten Schaltgetrieben (ASG) und Doppelkupplungsgetrieben (DSG) genutzt. Bis 2012 stieg die Produktionsmenge dieser klassischen Getriebevarianten stetig an [147]. Die Zukunft dieser Getriebevarianten ist jedoch ungewiss. In Industrieländern nimmt im Moment das Interesse an der Elektrifizierung des Antriebsstrangs angesichts schärferer Emissionsanforderungen stark zu. Folglich wird sich der Marktanteil an hybriden Antriebsstrangkzepten voraussichtlich stark erhöhen [114]. Automatisierte Getriebe hingegen stellen immer noch eine attraktive Variante für Schwellenländer dar, weil diese kostengünstig produziert werden können und dennoch einen erhöhten Komfort bieten. Reibkupplungen werden auch in modernen Hybridantriebssträngen verwendet, wobei hier vermehrt nasslaufende Reibkupplungen eingesetzt werden. Jedoch werden Reibkupplungen nicht in rein elektrischen Antriebssträngen benötigt, welche sich voraussichtlich aufgrund steigender Emissionsanforderungen langfristig durchsetzen werden.

Die in dieser Dissertation vorgestellte zuverlässigkeitsorientierte Regelung ist teilweise auch auf nasslaufende Kupplungen übertragbar. Folglich kann ein mittelfristiger wirtschaftlicher Nutzen dieser Idee angenommen werden. Alternativ kann die erarbeitete zuverlässigkeitsorientierte Regelung auch auf andere Systeme mit Reibkupplungen, wie beispielsweise Umformmaschinen [33], oder auf verwandte Systeme, wie trockenlaufende Bremsen, übertragen werden.

Zur Umsetzung der genannten Zielstellung werden vier unterschiedliche Funktionen benötigt. Die einzelnen Funktionen sind als Blockschaftbild in Abbildung 1.4 dargestellt. Der zuverlässigkeitsorientierte Regler stellt eine dieser Funktionen dar. Zur Realisierung der zuverlässigkeitsorientierten Regelung müssen die Lebensdauer und der Gesundheitszustand bekannt sein. Die Bestimmung dieser Größen erfolgt durch die Lebensdauerprognose. Diese wiederum basiert auf der Messbarkeit einer verschleißabhängigen Größe oder der Kenntnis des Verschleißes. Zur Schätzung des Verschleißes wird ein Verschleißmodell verwendet. Wegen der starken Abhängigkeit des Verschleißes

von der Temperatur und dem Fakt, dass die Temperatur innerhalb einer trockenen Reibkupplung in der Regel unbekannt ist, wird zusätzlich ein thermisches Modell benötigt. Das thermische Modell, die Verschleißschätzung und die Lebensdauerprognose bilden demnach die Grundlage für die Entwicklung einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung. Die vorgestellte Struktur aus Abbildung 1.4 soll im Rahmen dieser Dissertation erarbeitet werden. Dabei werden die einzelnen Funktionen modular hergeleitet und auf eine trockene Reibkupplung angewendet.

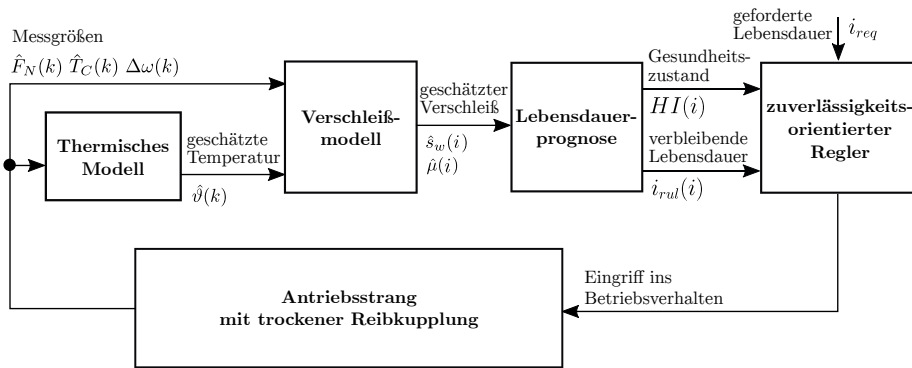


Abbildung 1.4: Blockschaltbild zur Realisierung einer Lebensdauerprognose und zuverlässigkeitsorientierten Regelung für trockene Reibkupplungen

1.2 Stand der Technik

Nachfolgend wird der Stand der Technik für jeden Teilbereich dieser Arbeit dargestellt. Bei jedem Teilbereich wird zwischen dem Stand der Forschung und dem Einsatz in der Anwendung unterschieden.

1.2.1 Temperaturschätzung

Forschung im Bereich Temperaturschätzung für Reibkupplungen: Die Temperatur kann je nach Anwendung eine Einflussgröße für den Verschleiß oder ein Indikator für auftretenden Verschleiß sein. Im Falle der Reibkupplung ist Erstes anzunehmen. Neben dem Verschleiß beeinflusst die Temperatur auch das Reibungsverhalten einer Kupplung. Aufgrund der aufwändigen Integration von Temperatursensoren in das Kupplungssystem wurde an der Entwicklung aussagekräftiger thermischer Modelle für Reibkupplungen geforscht

1 Einleitung

([11], [19], [64] und [100]). Dabei wurden größtenteils thermische Modelle basierend auf physikalischen Zusammenhängen entwickelt. Die umfassendste Entwicklung eines thermischen Modells wurde in [11] durchgeführt. Über verschiedene Experimente wurde das thermische Verhalten einer trockenen Reibkupplung identifiziert. Dabei wurden unter anderem Temperaturgrenzwerte ermittelt, sowie temperaturbedingte Schädigungen untersucht. Als Ergebnis der Experimente wurde ein detailliertes thermisches Modell mit sieben Wärmekapazitäten identifiziert. Zusätzlich wurde das Konvektionsverhalten bei einer Variation der Motordrehzahl untersucht. Offen blieb lediglich die Frage, ob weitere Größen einen Einfluss auf die Konvektion zeigen. Eine Validierung des Modells wurde nicht durchgeführt.

Weitere Forschungsarbeiten entwickelten vereinfachte thermische Modelle mit maximal vier Wärmekapazitäten, wie beispielsweise in [80], [100] und [151]. In [80] und [100] wurde mit Hilfe des thermischen Modells versucht, den Einfluss der Temperatur auf das Kupplungsdrehmoment abzubilden. Die Temperaturabhängigkeit des Kupplungsdrehmoments stellt eine große Herausforderung für die Regelung der Kupplung dar und wurde daher in einer Vielzahl von Forschungsvorhaben untersucht, wie beispielsweise in [19], [20] und [64].

Einsatz im Fahrzeug: In modernen Kraftfahrzeugen wird die Kupplungstemperatur über ein einfaches thermisches Modell, wie beispielsweise in [38] oder [86], geschätzt. Die genaue Modellstruktur wird von den Herstellern jedoch geheim gehalten. Ziel der Temperaturschätzung im Fahrzeug ist vor allem, die Temperaturabhängigkeit des Kupplungsdrehmoments bei der Regelung zu berücksichtigen.

1.2.2 Verschleißschätzung

Eine Zustandsüberwachung hat das Ziel eine Beschädigung sowie deren Ursache während des Betriebs zu erkennen. Die Zustandsüberwachung eines mechatronischen Systems erfordert die Kenntnis des Verschleißverhaltens. In der Regel ist der Verschleiß eines mechatronischen Systems nicht während des Betriebs messbar, sondern kann mit Hilfe physikalischer Modelle oder durch die Auswertung verschleißabhängiger Messgrößen geschätzt werden. Eine Verschleißschätzung kann daher als Bestandteil einer Zustandsüberwachung eines mechatronischen Systems verstanden werden, wobei primär der Verschleiß beschreibt, wie weit ein System als neu oder nicht mehr funktionsfähig angenommen wird.

Forschung im Bereich Verschleißschätzung für Reibkupplungen: Im Fall der Reibkupplung wird ein Ausfall über ein ungewolltes Durchrutschen definiert. Folglich kann das Bauteil sein wesentliches Leistungsmerkmal, die Übertragung von Drehmoment, nicht mehr erfüllen. Ausfälle von Reibkupplungen treten hauptsächlich durch Verschleiß an den Reibflächen der Kupplung auf. Dabei muss allerdings beachtet werden, dass ein Ausfall einer Reibkupplung sowohl durch Verschleiß als auch durch eine resultierende Änderung des Reibungsverhaltens entstehen kann. Als weitere Ausfallquelle ist das Ausrücklager zu nennen. Das Ausrücklager hat im Vergleich deutlich geringere Ausfallraten und wird daher nicht weiter im Rahmen dieser Arbeit betrachtet. Stattdessen wird nachfolgend nur der Verschleiß der Reibflächen betrachtet und entsprechend als Verschleiß der Reibkupplung bezeichnet.

Das Verschleißverhalten einer trockenen Reibkupplung wurde in einer Vielzahl von Arbeiten untersucht. Erste Untersuchungen zum Reibungsverhalten von trockenen Reibkupplungen wurden bereits 1927 in [44] veröffentlicht. Dabei wurde festgestellt, dass sich durch thermische Überlastung das Reibungsverhalten einer Reibkupplung verschlechtert. Somit kann thermische Überlastung zu einem frühzeitigen Ausfall führen. Es wurden außerdem erstmals zulässige Werte für die Reibungsleistung anhand von Grenzwerten für die Oberflächentemperatur der Reibkupplung definiert. 1982 wurden in [76] Ergebnisse aus experimentellen Langzeituntersuchungen von trockenen Reibkupplungen veröffentlicht. Dabei wurde durch Messungen an einem Prüfstand ermittelt, dass der Verschleiß der Reibkupplung bei steigender Reibungsleistung und steigender Temperatur exponentiell zunimmt. Das Ziel der damaligen Forschung war die Vermeidung eines Ausfalls einer Reibkupplung durch eine korrekte Dimensionierung. Diese Erkenntnisse flossen in normative Richtlinien wie beispielsweise der VDI 2241-1 [149] und VDI 2241-2 [150] ein.

Neuere Forschung konzentrierte sich stattdessen auf die experimentelle Untersuchung des Verschleiß- und Reibungsverhalten trockener und nasslaufender Reibkupplungen sowie die Bestimmung zugehöriger Einflussgrößen. In [51] wurden experimentell Einflussgrößen auf das Verschleiß- und Reibungsverhalten von trockenen Reibkupplungen ermittelt. Dabei wurde unter anderem das Einlaufverhalten trockener Reibkupplungen untersucht, welches bei der erstmaligen Beanspruchung entsteht. Weiterhin wurde nachgewiesen, dass die Reiboberfläche durch überhöhte thermische Belastung geschädigt wird, aber auch durch nachfolgende geringere thermische Belastung regenerieren kann. In [43] wurden experimentelle Untersuchungen zur Entstehung der Reibschicht durchgeführt. Dabei wurde der Einfluss der Reibschicht, welche zwischen den Reiboberflächen einer trockenen Reibkupplung entsteht, auf den Verschleiß untersucht. Als eine weitere Fragestellung wurden in anderen Forschungsvorhaben die Einflüsse unterschiedlicher Werkstoffpaarungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Reibkupplungen untersucht. Eine ausführliche Abhandlung zu diesem Thema ist in [91] zu finden. Neben den ex-

1 Einleitung

perimentellen Untersuchungen für trockene Reibkupplungen lassen sich ähnliche Ergebnisse auch für Bremsen finden wie beispielsweise in den Arbeiten [83], [143] und [110]. Dabei wurde in [83] neben dem Verschleiß- und Reibungsverhalten auch die Entstehung von Reibschwingungen untersucht.

Experimentelle Verschleißuntersuchungen wurden auch für nasslaufende Reibkupplungen durchgeführt. Systematische Untersuchungen der Lebensdauer beeinflussenden Faktoren für nasslaufende Reibkupplungen sind in [58] und [108] zu finden. Dabei werden durch experimentelle Untersuchungen Grenzwerte für die Betriebsgrößen einer nasslaufenden Reibkupplung ermittelt. Die Prüfung der Belastungsgrenzen für Dauerschlupf wurde in [137] weiter experimentell untersucht.

Jedoch unterscheidet sich das Verschleiß- und Reibungsverhalten nasslaufender Reibkupplungen grundlegend von trockenlaufenden. Denn nasslaufende Kupplungen erfahren aufgrund des Öls als Zwischenmedium eine unterschiedliche tribologische Beanspruchung. Nasslaufende Systeme zeigen zusätzlich ein Verschleißverhalten des Öls neben dem Verschleißverhalten der Materialien der Reibpaarung. Im Rahmen einer experimentellen Untersuchung wurde beispielsweise in [59] nachgewiesen, dass bei nasslaufenden Reibkupplungen die Lebensdauer im Wesentlichen durch den kontinuierlichen Abfall des Reibungskoeffizienten bestimmt wird.

Trotz der umfangreichen experimentellen Untersuchungen wurden nur wenige Verschleißmodelle zur Abbildung des Reibungs- und Verschleißverhaltens trockenlaufender Reibkupplungen erforscht. Die detaillierteste Abhandlung zur Verschleißmodellierung für trockene Reibkupplungen ist in [13] dargestellt. Dabei wird das Verschleiß- und Reibungsverhalten auf der Basis der Oberflächenrauheit für einzelne Kontaktstellen berechnet. Die Entwicklung der Oberflächenrauheit wird in Abhängigkeit der Betriebsgrößen und Materialeigenschaften ermittelt. Das vorgestellte Modell ist in der Lage, das Verschleiß- und Reibungsverhalten für trockene Reibkupplungen zu simulieren und das Einlaufverhalten abzubilden. Alternative Ansätze für trockene Reibkupplungen in [65] oder [153] versuchen das Verschleißverhalten nicht auf Basis der Entwicklung der Oberflächenrauheiten zu schätzen, sondern wenden makroskopische Gesetzmäßigkeiten, wie das Archard-Gesetz, an. Dabei wird nicht das Verschleißverhalten je Kontaktstelle berechnet, sondern über die gesamte Reibbelagfläche als Vereinfachung berechnet. In diesem Fall basiert die Verschleißschätzung auf der experimentellen Bestimmung des Verschleißkoeffizienten. Dieser wird in [65] in Abhängigkeit von der Reibbelagstemperatur bestimmt. In [153] hingegen wird darauf nicht weiter eingegangen.

Deutlich mehr Forschungsergebnisse lassen sich bei der ähnlichen Anwendung von trockenlaufenden Bremsen finden. Hier werden auch vereinzelt datenbasierte Methoden eingesetzt, um das Verschleißverhalten von Bremsen abzubilden. Dabei wurde beispielsweise die Wirkung von Temperatur und Reibungsleistung auf den Verschleiß mit einem Künstlichen neuronalen Netz

in [157] abgebildet. In [3] wurde zusätzlich der Einfluss verschiedener Materialparameter auf den Verschleiß mit einem Künstlichen neuronalen Netz modelliert.

Im Gegensatz zu trockenen Reibkupplungen wurde bei nasslaufenden Reibkupplungen häufiger die Modellierung von Verschleiß untersucht. Eine detaillierte Abhandlung ist in [117] dargestellt. Dort wurde unter anderem ein einfaches Verschleißmodell basierend auf dem Gesetz von Archard vorgestellt, welches den Lamellenverschleiß schätzen kann. Durch die Einführung einer zeitlichen Gewichtung soll zudem zwischen Einlauf und nachfolgendem Betrieb unterschieden werden. Weiterhin wurde das für die Lebensdauer einer nasslaufenden Kupplung signifikante Reibungsverhalten mit üblichen Reibungsmodellen abgebildet. Mit Hilfe eines Reibungsmodells und einer tribologischen Wöhlerkennlinie, welche Grenzwerte für die Reibflächentemperatur je Anzahl der Schaltungen abbildet, kann die Langzeitschädigung durch thermische Degradation geschätzt werden. Die Idee eines zweiphasigen Verschleißmodells ist auch in [87] und [121] dargestellt.

Einsatz im Fahrzeug: Als Stand der Technik kann die On-Board Diagnose angesehen werden, mit welcher Fehler der Sensorik oder Aktuatorik vom Getriebesteuergerät erkannt und gemeldet werden [119]. Das Fahrzeug versucht in der Regel den Fahrbetrieb aufrechtzuerhalten und die fehlerhafte Komponente nicht mehr zu nutzen, um Folgeschäden zu minimieren (Limp-Home-Funktion). Der Fehler muss anschließend in der Werkstatt ausgelesen und behoben werden. Diese Methode funktioniert relativ gut, wenn ein entsprechender Sensor Rückschluss auf die fehlerhafte Komponente gibt. Bei einer Reibkupplung lassen die Sensorsignale nicht immer einen direkten Rückschluss zu. Zudem werden Verschleißmodelle zur Schätzung des Kupplungsverschleißes in der Praxis nicht eingesetzt. Folglich muss die genaue Ursache durch das Fahrverhalten, Fahrgeräusche oder eine optische Inspektion des vermutlich defekten Bauteils gefunden werden. Ein Überblick möglicher Kupplungsschäden sowie deren Erkennung am Fahrverhalten ist in [130] zu finden.

1.2.3 Lebensdauerprognose

Lebensdauerprognose ist ein junges Forschungsfeld, welches sich aufgrund der derzeitigen Digitalisierung im Fokus der anwendungsbezogenen Forschung befindet. Für eine Zusammenfassung des bisherigen Forschungsstands durch die führende Forschungsgruppe der NASA sei auf [54] verwiesen.

Die Prognose der Lebensdauer mechatronischer Systeme ist ein Forschungsthema, welches eng mit der Verschleißschätzung verknüpft ist. Der Unterschied zur Verschleißschätzung besteht darin, dass die verbleibende Lebens-

1 Einleitung

dauer (engl.: RUL, remaining useful life) bis zum Ausfall des Systems bestimmt werden soll. Die Bestimmung der RUL erfordert eine Prognose des zukünftigen Verschleißes.

Um eine Lebensdauerprognose durchführen zu können, muss der Verschleiß des Systems schätzbar sein. Dabei spielt es keine Rolle, ob der Verschleiß mit Hilfe von Modellen oder Messsignalen geschätzt wird. Letztendlich kann somit die Verschleißschätzung als Grundlage zur Entwicklung einer Lebensdauerprognose verstanden werden.

Forschung im Bereich Lebensdauerprognose für Reibkupplungen: Konkrete Anwendungen zur Bestimmung der RUL für Reibkupplungen sind unter anderem in den Arbeiten [105], [116] und [153] zu finden. In [153] wird für die Lebensdauerprognose einer trockenen Reibkupplung eine doppelte exponentielle Glättung vorgeschlagen, welche der Zeitreihenanalyse zuzuordnen ist. Die Methodik wird beispielhaft in einer Simulation dargestellt, aber nicht weiter detailliert. Hingegen wird in [116] eine Lebensdauerprognose mittels Kalman-Filter über die gemessene Kupplungsposition vorgestellt. Es wird gezeigt, dass durch Verschleiß ein Einfluss auf den Wertebereich der Kupplungsposition entsteht. Das Konzept wird aber nicht weiter detailliert. Folglich ist die Lebensdauerprognose für trockene Reibkupplungen kaum untersucht.

Im Gegensatz wurde die Lebensdauerprognose für nasslaufende Reibkupplungen detailliert in den Arbeiten von Ompusunggu ([105] und [104]) untersucht. In [105] wird eine lineare Prognose mittels integrierendem gleitendem Mittelwertfilter, welcher als ein Modell der Zeitreihenanalyse verstanden werden kann, durchgeführt. In einer weiterführenden Arbeit [104] wird ein erweiterter Kalman-Filter (EKF) mit einem exponentiellen Prognosemodell zur nichtlinearen Lebensdauerprognose eingesetzt, welcher im Vergleich deutlich bessere Ergebnisse bei der Prognose zeigt.

Die Kenntnis der RUL erlaubt wiederum die Umsetzung zuverlässigkeitserhöhender Konzepte wie beispielsweise die Vorhersage des nächsten Wartungsintervalls (engl. Predictive Maintenance) oder eine zuverlässigkeitsorientierte Regelung.

Einsatz im Fahrzeug: Eine Lebensdauerprognose für Reibkupplungen wird auch in modernen Kraftfahrzeugen nicht eingesetzt. Der Aufwand für die Implementierung neuer Methoden wird im Vergleich zum Nutzen als nicht gerechtfertigt empfunden. Dank der einsetzenden Digitalisierung der Autoindustrie steigt jedoch das Interesse an modernen Methoden zur Lebensdauerprognose kontinuierlich.

An Stelle der Lebensdauerprognose wird auf eine vorbeugende Wartung gesetzt, so dass Kupplungen nach bestimmten Kilometerständen ausgetauscht

werden. Alternativ wird auf eine reaktive Wartung gesetzt, so dass Kupplungen bei einer merklichen Funktionsbeeinträchtigung ausgetauscht werden.

1.2.4 Zuverlässigkeitsorientierte Anfahrregelung

Die Begriffsdefinition für die Regelung der Lebensdauer eines mechatronischen Systems ist nicht eindeutig. Zuerst wurde die Idee als „life extending control“ bereits 1991 von der NASA in [90] veröffentlicht. In nachfolgenden Veröffentlichungen wurden im Englischen Begriffe wie „control of actuator lifetime“ siehe [55], „reliability-based control“ siehe [68], „optimization-based reliability control“ siehe [97], „reliable control using health monitoring“ siehe [107] & [122] oder „health-aware control“ bzw. „reliability-aware control“ siehe [75], [123] & [125] verwendet. Zur konsequenten Nutzung einer klaren Definition wird sich an den Begriff aus neueren Veröffentlichungen „reliability-aware control“ siehe [123] & [125] orientiert. Entsprechend wird im Deutschen nachfolgend der Begriff zuverlässigkeitsorientierte Regelung verwendet.

Die zuverlässigkeitsorientierte Regelung kann als eine Erweiterung einer fehlertoleranten Regelung [12] durch Einbeziehung der Ergebnisse einer Lebensdauerprognose verstanden werden. Im Gegensatz zur fehlertoleranten Regelung erfolgt bei der zuverlässigkeitsorientierten Regelung ein Eingriff in den unterlagerten Regler nicht erst im Fehlerfall, sondern bereits vorher im fehlerfreien Betrieb [75].

Üblicherweise basiert eine zuverlässigkeitsorientierte Regelung auf einem Optimierungsproblem, wobei in Abhängigkeit des Verschleißes das Optimierungsziel zwischen Leistung und Lebensdauer variiert wird. Folglich wird versucht bei zu hohem Verschleiß die prognostizierte Lebensdauer zu erhöhen. Eine Verlängerung der Lebensdauer geht immer mit Leistungseinbußen einher.

Forschung zur Anfahrregelung für automatisierte Getriebe mit trockener Reibkupplung: Die Anfahrregelung ist, als der Regelkreis in der höchsten Ebene der Regelkaskade, die Schnittstelle für eine zuverlässigkeitsorientierte Regelung. Eine Anfahrregelung soll hauptsächlich ein sanftes und schnelles Einkuppeln beim Anfahren sicherstellen. Üblicherweise wird durch die Anfahrregelung das Kupplungsdrehmoment als Steuergröße vorgegeben. Daher ist die Anfahrregelung von der unterlagerten Aktuatorregelung, welche das Kupplungsdrehmoment regelt, abzugrenzen. Methoden zur Regelung der nichtlinearen Aktuatorik eines automatisierten Getriebes sind in [84] zu finden. Eine Unterscheidung der einzelnen Regelungsebenen für automatisierte Getriebe ist in [5] zu finden.

Das Konzept einer Anfahrregelung variiert je nach Getriebe, Kupplung und sogar Fahrzeughersteller. Die Anfahrregelung für automatisierte Getriebe mit

1 Einleitung

trockener Reibkupplung wurde in vielen Forschungsarbeiten untersucht. Als ein Forschungsschwerpunkt für moderne Anfahrreglerkonzepte wurde der Einsatz einer optimalen Regelung untersucht. Die bedeutendste Arbeit zu diesem Thema wurde von Dolcini in [35] veröffentlicht. Die beschriebene optimale Anfahrregelung wurde anhand von Simulationsergebnissen und Fahrzeugmessungen validiert. Weiterhin wurden Methoden zur Verbesserung der optimalen Anfahrregelung genannt, wie beispielsweise ein Beobachter für den Reibungskoeffizienten oder ein Synchronisationsassistent.

Als eine Alternative zur optimalen Regelung, welche auf der fortlaufenden Optimierung der Steuergrößen basiert, setzten andere Forschungsvorhaben auf eine Anfahrregelung auf der Basis von einmalig optimierten Steuergrößen-trajektorien mit Hilfe der mehrkriteriellen Optimierung. Diese Alternative hat natürlich deutliche Vorteile bezüglich der Echtzeitfähigkeit. Jedoch ergeben sich Nachteile bei der Robustheit. Zwei umfangreiche Arbeiten zu diesem Thema sind [70] und [154]. In [70] wurde eine Trajektorie der Kupplungsposition mit Hilfe eines erweiterten Mehrkriteriellen Lamarck'schen Immunalgorithmus optimiert. Die Ergebnisse der Optimierung wurden anschließend durch Messungen an einem Getriebeprüfstand verifiziert. In [154] hingegen wurde eine Trajektorie des Kupplungsdrehmoments mit Hilfe eines nicht dominiert sortierenden genetischen Algorithmus optimiert. Dabei wurde zusätzlich im Rahmen einer Simulation untersucht, wie weit das Ergebnis der optimalen Anfahrregelung robust ist.

Forschung zur zuverlässigkeitsorientierten Regelung: In Abhängigkeit von den Ergebnissen aus der Verschleißschätzung und der Lebensdauerprognose soll der zukünftige Verschleiß geregelt werden, um die Lebensdauer des Systems beeinflussen zu können. Die Regelkreiskaskade einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung kann nach [97] in drei Ebenen unterteilt werden: Strategie-, Betriebsverhalten- und Aktuatorik-Ebene.

Auf der Strategie-Ebene wird die gewünschte Lebensdauer des Systems geregelt, indem eine Vorgabe für das Betriebsverhalten eingestellt wird. Beispielsweise wird bei zu hohem Verschleiß ein verschleißarmes Betriebsverhalten angestrebt, um den zukünftigen Verschleiß zu verringern. Die Betriebsverhalten-Ebene beinhaltet einen Regler, welcher das gewünschte Betriebsverhalten umsetzt. Im Falle der Kupplung ist dies der Anfahrregler. Die Stellgrößen der Betriebsverhaltensregelung werden wiederum durch unterlagerte Regler auf der Aktuatorik-Ebene mittels Aktuatoren umgesetzt. Bei einem Entwurf einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung müssen alle drei Ebenen berücksichtigt werden. Jedoch beschränkt sich der Entwurf der zuverlässigkeitsorientierten Regelung nur auf die Entwicklung von Regelungsverfahren in der ersten und zweiten Ebene. Daher umfasst eine zuverlässigkeitsorientierte Regelung sowohl die Strategie-Ebene als auch die Betriebsverhalten-Ebene.

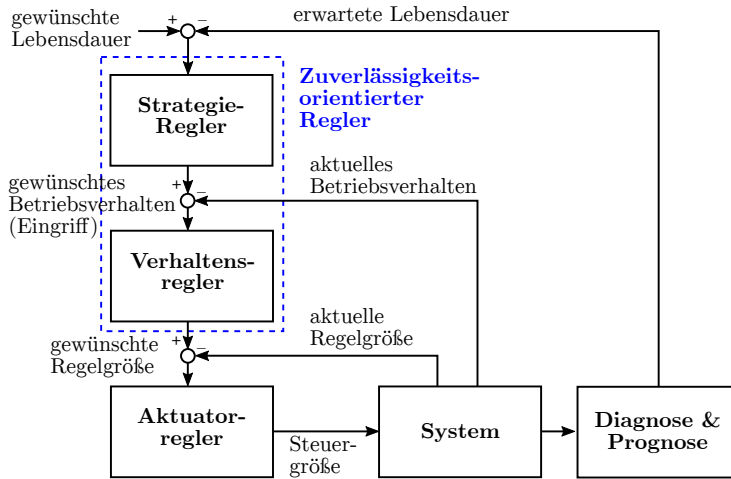


Abbildung 1.5: Allgemeine Struktur einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung mit drei Ebenen [97, modifiziert]

Für verschiedene Anwendungen wurden unterschiedliche Ansätze zur Realisierung einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung untersucht. Es werden die wichtigsten Arbeiten in Tabelle 1.1 dargestellt und deren Eignung zur Anwendung für eine Reibkupplung bewertet. Die Ansätze lassen sich nach den verwendeten Methoden jeweils für die Strategie- und Betriebsverhalten-Ebene unterteilen.

Tabelle 1.1: Literaturrecherche zuverlässigkeitsorientierte Regelungsansätze sortiert nach verwendeten Methoden

Referenz	Strategie-Ebene	Betriebsverhalten-Ebene
[55]	Fuzzy-Logik	optimale Trajektorienregelung
[67]	Fuzzy-Logik	Referenzgrößenanpassung
[107], [122] & [125]	Modellprädiktive Regelung mit internem Verschleiß- und Streckenmodell	
[97]	Modellprädiktive Regelung mit internem Verschleißmodell	optimale Trajektorienregelung
[124]	Dynamisches Bayessches Netz	Modellprädiktive Regelung mit internem Streckenmodell

1 Einleitung

Letztendlich basieren fast alle Ansätze auf einer optimalen Regelung oder Trajektorienvorgabe des Betriebsverhaltens. Lediglich in [67] wird als alternativer Ansatz ein direkter Eingriff in die Referenzgrößen vorgestellt. Dieser Ansatz wird in [67] für einen Elektromotor angewendet. Hierbei wird eine Anpassung der Referenzgröße durch einen adaptiven Schwellwert umgesetzt. Diese Vorgehensweise ist nicht direkt auf die trockene Reibkupplung übertragbar, weil die resultierenden Änderungen auf das Betriebsverhalten bezüglich Komfort oder Leistung nicht berücksichtigt werden.

Eine bessere Strategie zur Adaption der Referenzgrößen wäre möglich, wenn Trajektorienverläufe für unterschiedliche Optimierungsziele generiert werden. Je nachdem ob eine Minimierung der Lebensdauer zulasten des Betriebsverhaltens nötig ist, kann somit ein passender Trajektorienverlauf ausgewählt werden. Alternativ kann auch eine optimierte Trajektorie der Steuergröße, wie beispielsweise in [55] für einen Elektromotor, eingesetzt werden. Zusammenfassend kann die Schlussfolgerung getroffen werden, dass geeignete Ansätze zur Regelung der Lebensdauer durch einen Eingriff in die Referenzgrößen oder Steuergrößen für Reibkupplungen auf einer Vorgabe von optimierten Trajektorien basieren. Dieser Ansatz wird nachfolgend als zuverlässigkeitsorientierte Regelung mittels offline-Optimierung bezeichnet, da hier die Optimierung vorab und nicht während des Betriebs erfolgt.

Neben der Trajektorienregelung wird vermehrt eine optimale Regelung des Betriebsverhaltens vorgeschlagen. Bei diesem Ansatz kann durch die Berücksichtigung der Lebensdauer im Kostenfunktional fortlaufend auf eine Änderung von Anforderungen, eine Änderung des Betriebspunkts oder Störungen reagiert werden. Zur Realisierung dieses Ansatzes wird in der Regel ein modellprädiktiver Regler (MPC) eingesetzt. Eine übliche Vorgehensweise zur Regelung der Lebensdauer mit einer optimalen Regelung wird beispielsweise in [124] dargestellt. Dabei wird eine Zuverlässigkeitsfunktion zur Beschreibung des Verschleißes definiert. Im Kostenfunktional werden Betriebsverhalten und Zuverlässigkeitsfunktion über eine Gewichtung verknüpft, so dass je nach Betriebsfall zwischen einer Optimierung des Betriebsverhaltens oder der Lebensdauer entschieden werden kann.

Einige Ansätze mit modellprädiktiver Regelung [107], [122] & [125] decken sogar die Strategie- und gleichzeitig die Betriebsverhalten-Ebene ab. Dazu muss der Regler neben dem Streckenmodell ein Verschleißmodell beinhalten. Der aktuelle und zukünftige Verschleiß können somit anhand des Verschleißmodells durch den MPC berücksichtigt werden.

Zur Umsetzung dieses Ansatzes für eine Reibkupplung müssen zwei Probleme berücksichtigt werden. Als erstes gilt dieser Ansatz nur, wenn ein linearer Zusammenhang zwischen Steuergröße und Zuverlässigkeitsfunktion anzunehmen ist. Andernfalls muss ein nichtlineares Optimierungsproblem gelöst werden. Diese Problematik wird am Beispiel einer Windturbine in [125] mit Hilfe einer Jacobian-Linearisierung gelöst.

Weiterhin muss bedacht werden, dass die Zuverlässigkeitsfunktion nur innerhalb vom Prognosehorizont des MPC ausgewertet werden kann. In der Regel liegt der zu berücksichtigende Grenzwert für die Zuverlässigkeitsfunktion deutlich außerhalb des Prognosehorizonts. Folglich kann ein MPC den Verschleiß nur innerhalb des Prädiktionshorizonts minimieren, ohne zu wissen, ob eine Minimierung überhaupt notwendig ist. Lösungen dieses Problems werden in [107] und [122] vorgeschlagen. Dabei wird ausgehend von dem im MPC integrierten Verschleißmodell ein Grenzwert für den Verschleiß im Prognosehorizont aus dem aktuellen geschätzten Verschleiß und dem linear prognostizierten Anteil berechnet.

Diese Ansätze können zum Teil auf Reibkupplungen übertragen werden. Wobei im Detail untersucht werden muss, wie weit die genannten Probleme bezüglich der Nichtlinearität und des Prognosehorizonts berücksichtigt werden müssen. Die Ansätze zur Regelung der Lebensdauer durch einen Eingriff in das Kostenfunktional einer optimalen Regelung werden nachfolgend als zuverlässigkeitsorientierte Regelung mittels Online-Optimierung bezeichnet.

Neben der modellprädiktiven Regelung werden für die Strategie-Ebene auch alternative Ansätze vorgestellt, welche das Regelungsziel in Form eines gewünschten Betriebsverhaltens steuern. In [67] und [55] wird dazu eine Fuzzy-Logik vorgeschlagen, um die verschleißrelevanten Größen in einen Eingriffswert zu überführen, welcher das Regelziel für den zuverlässigkeitsorientierten Regler vorgibt. In [124] wird ein Bayessches Netz vorgeschlagen, welches anhand eines linearen Verschleißmodells das Regelungsziel für die unterlagerte Regelung des Betriebsverhaltens vorgibt. Sowohl bei den Methoden mittels Fuzzy-Logik als auch mittels Bayessischen Netz basiert die Ermittlung des Regelungsziels für das Betriebsverhalten auf dem aktuellen Verschleiß. Jedoch wird der zukünftige Verschleiß nicht berücksichtigt.

Die Anwendung einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung für eine Reibkupplung wurde in [97] veröffentlicht. Der Ansatz aus [97] basiert auf einem generischen Verschleißmodell, welches innerhalb einer modellprädiktiven Regelung in der Strategie-Ebene eingesetzt wird. In der Betriebsverhalten-Ebene wird eine optimale Trajektorienregelung vorgeschlagen. Der Ansatz wird am Beispiel einer Einscheibenreibkupplung konkretisiert. Dabei wird ein vereinfachtes lineares Verschleißmodell genutzt, welches für einen Betriebspunkt und eine modellhafte Kupplungsbaugruppe gültig ist. Dieser Ansatz stellt eine systematische Vorgehensweise zur Realisierung einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung dar, welche vielseitig einsetzbar ist und prinzipiell auf trockene Reibkupplungen angewendet werden kann. Zudem erlaubt das in der modellprädiktiven Regelung integrierte Verschleißmodell auch die Abbildung von langsam änderndes nichtlineares Verschleißverhalten, indem dieses durch eine Linearisierung approximiert wird. Obwohl bereits in [97] gezeigt wurde, dass dieser Ansatz sich sehr gut für eine Regelung der Lebensdauer eignet, gibt es einen Nachteil bezüglich der Verwendung eines integrierten Ver-

1 Einleitung

schleißmodells. Dieses schränkt die verwendbaren Methoden zur Verschleiß- und Lebensdauerschätzung ein, weil für die Modellintegration eine Überführung des Verschleißmodells in eine Zustandsraumdarstellung erforderlich ist. Datenbasierte Prognoseverfahren wären somit nicht mit diesem Ansatz kombinierbar.

Einsatz im Fahrzeug: Die aufgezählten Forschungsvorhaben zur optimalen Anfahrregelung haben ein gemeinsames Ziel: die Reduzierung des manuellen Kalibrierungsaufwandes. In der Serie wird die Optimalität des Anfahrvorgangs durch eine nachträgliche Kalibrierung am Fahrzeug erreicht. Zur Verringerung des hohen Kalibrierungsaufwandes werden zunehmend auch optimierte Trajektorien in Form von Kennfeldern in den Getriebesteuergeräten eingesetzt [154].

Eine zuverlässigkeitsorientierte Anfahrregelung wird in Fahrzeugen nicht eingesetzt, weil der Verschleiß in der Regel nicht bekannt ist. Stattdessen werden Schutzfunktionen gegen Überlastung der Kupplung in den Steuergeräten implementiert. Ein Schutz gegen thermische Überlastung kann beispielsweise durch ein schnelles Öffnen oder Schließen der Kupplung bei einer zu hohen Kupplungstemperatur oder zu langen Schleifdauer realisiert werden.

1.3 Forschungsfrage

Angesichts des deutlich weiter ausgereiften Forschungsstands zur Verschleißschätzung nasslaufender Reibkupplungen, wird diese Anwendung im Rahmen dieser Dissertation nicht weiter untersucht. Stattdessen soll betrachtet werden, wieweit die vorgeschlagenen Methoden auf nasslaufende Reibkupplungen übertragbar sind.

Aus dem dargestellten Stand der Technik resultieren für die jeweiligen Problemstellungen folgende Forschungsfragen für die trockenlaufende Reibkupplung:

Thermisches Modell: Die Konvektion hat einen großen Einfluss auf das thermische Verhalten einer trockenen Reibkupplung. Trotzdem wurde nicht vollständig untersucht, welche Größen die Konvektion neben der Motordrehzahl beeinflussen. Daher soll im Rahmen dieser Abhandlung untersucht werden, ob die Differenzdrehzahl und der Kupplungszustand einen signifikanten Einfluss auf das thermische Verhalten einer Reibkupplung haben.

Verschleißschätzung: Aufgrund umfangreicher experimenteller Untersuchungen ist das Verschleißverhalten trockener Reibkupplungen weitgehend bekannt. Es existieren makroskopische Modelle zur Abbildung des Einlaufvorgangs und des normalen Betriebs. Lediglich das Verschleißverhalten bei Überlast und wechselnder Belastung wurde nicht modelliert. Daher soll ein makroskopisches Modell entwickelt werden, welches alle bekannten Verschleißeffekte abbilden kann. Die Entwicklung eines mikroskopischen Modells ist ebenfalls noch eine offene Forschungslücke. Jedoch wird diese Forschungslücke in dieser Arbeit nicht untersucht, weil ein mikroskopisches Modell für die Realisierung einer Lebensdauerprognose und zuverlässigkeitsorientierten Regelung nicht zwingend erforderlich ist. Vielmehr würde ein mikroskopisches Modell eine genauere Verschleißschätzung bei erhöhter Komplexität erreichen und wäre vor allem für die Dimensionierung zukünftiger Reibbeläge interessant. Bestehende Verschleißmodelle lassen noch eine weitere Frage offen. Es wurde nachgewiesen, dass Temperatur und Reibungsleistung einen Einfluss auf das Verschleißverhalten haben, aber es fehlt eine experimentelle Untersuchung wie weit ein Zusammenhang zwischen den Beanspruchungsparametern Temperatur und Reibungsleistung besteht. Diese Fragestellung soll bei der experimentellen Untersuchung zur Identifikation des Verschleißmodells ebenfalls berücksichtigt werden.

Lebensdauerprognose: Eine Lebensdauerprognose wurde für trockene Reibkupplungen bisher nicht umgesetzt. Daher sollen untersucht werden, welche üblichen Verfahren zur Lebensdauerprognose sich für einen Einsatz bei trockenen Reibkupplungen eignen.

Zuverlässigkeitsorientierte Regelung: Eine zuverlässigkeitsorientierten Regelung wurde bereits einmalig für eine Reibkupplung konzipiert. Daher soll im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden, welche alternativen Methoden zur Umsetzung einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung sich ebenfalls für trockene Reibkupplungen eignen, wobei die Nachteile bestehender Methoden vermieden werden sollen. Somit ergeben sich für die zuverlässigkeitsorientierte Regelung folgende Ziele:

- Unabhängigkeit vom Verschleißmodell
- Berücksichtigung von Überlast, aktuellen und zukünftigen Verschleiß
- Robuste Regelung des Betriebsverhaltens

1.4 Aufbau und Gliederung

Diesem einleitenden Kapitel 1 folgt das Kapitel 2 zur Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung. Dabei wird im Kapitel 2 auf den Aufbau und die Funktion von nass- und trockenlaufender Reibkupplungen eingegangen. Darauf aufbauend werden Modelle für die Reibkupplung und für den Antriebsstrang hergeleitet. Diese Modelle bilden die Grundlage für die Simulation der unterschiedlichen Ansätze in den darauffolgenden Kapiteln.

Im Anschluss wird im Kapitel 3 die Versuchsumgebung vorgestellt. Dabei wird zuerst auf den bestehenden Stand eingegangen und anschließend werden die notwendigen Erweiterungen zur Durchführung von Verschleiß- und Temperaturmessungen beschrieben.

In Kapitel 4 wird, aufbauend auf einer Erläuterung des thermischen Verhaltens einer trockenen Reibkupplung, das thermische Modell hergeleitet. Weiterhin werden die durchgeführten Experimente zur Identifikation und Validierung des thermischen Modells dargestellt.

Es folgt die Entwicklung einer Verschleißschätzung in Kapitel 5. Dabei wird zuerst eine allgemeine Vorgehensweise zur Verschleißmodellierung für mechatronische Systeme vorgestellt. Als nächster Schritt wird das Verschleißverhalten einer trockenen Reibkupplung definiert. Zuletzt folgt eine Herleitung des Verschleißmodells, sowie dessen Plausibilisierung und Identifizierung durch experimentelle Untersuchungen.

Aufbauend auf der Verschleißschätzung wird eine Lebensdauerprognose in Kapitel 6 entwickelt. Dabei wird zuerst eine Bewertung des Verschleißes mit der Einführung des Gesundheitszustands durchgeführt. Anschließend werden Verfahren zur Lebensdauerprognose vorgeschlagen, wobei die Funktion des favorisierten Verfahrens mit Hilfe einer Monte-Carlo-Simulation nachgewiesen wird.

Abschließend wird in Kapitel 7 die zuverlässigkeitsorientierte Regelung erläutert. Dabei wird zuerst die Strategieregelung als Fuzzy-Reglung hergeleitet, welche über die Referenzabweichung des geschätzten Verschleißes und der prognostizierten Lebensdauer das Regelungsziel definiert. Es folgt eine Herleitung der Betriebverhaltensregelung in Form einer Anfahrregelung mittels Online-Optimierung. Zum Schluss wird der Nachweis der Regelbarkeit der Lebensdauer mit experimentellen und simulativen Untersuchungen erbracht.

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

Ein Modell eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung wird für den Entwurf der zuverlässigkeitsorientierten Regelung benötigt. Zusätzlich wird das Modell auch zur Simulation der Eingangsgrößen für das thermische Verhalten und das Verschleißverhalten benötigt. In diesem Kapitel wird zuerst die Funktion und der Aufbau eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung erläutert. Darauf aufbauend wird das relevante Systemverhalten des Antriebsstrangs physikalisch modelliert.

2.1 Funktion und Aufbau eines Antriebsstrangs mit automatisiertem Getriebe

Der Aufbau eines Antriebsstrangs kann je nach der eingesetzten Motor- oder Getriebevariante stark variieren. Reibkupplungen werden im konventionellen Antriebsstrang als zentrale Komponente zur Entkopplung vom Verbrennungsmotor und Getriebe eingesetzt. In diesem Fall wird die Kupplung zum Anfahren benötigt. Bei hybriden Antriebsträngen muss das Anfahren nicht durch den Einsatz einer Kupplung erfolgen, wenn stattdessen zum Anfahren ein Elektromotor verwendet wird. In diesem Fall werden Reibkupplungen nur zum Wechsel der Betriebsart bzw. des Gangs benötigt. Aufgrund der Tatsache, dass das Verschleißverhalten für einen größtmöglichen Betriebsbereich identifiziert werden soll, liegt der Schwerpunkt dieser Arbeit auf dem verschleißintensivsten Betriebsfall, dem Anfahren. Daher wird nachfolgend ein Antriebsstrangmodell für einen konventionellen Antriebsstrang hergeleitet. Das Antriebsstrangmodell orientiert sich dabei an dem für die späteren Messungen eingesetzten automatisierten Schaltgetriebe mit Einscheibentrockenkupplung. Die entwickelten Methoden sollen ohne größeren Aufwand auf andere Getriebevarianten mit Reibkupplung, wie beispielsweise einem Doppelkupplungsgetriebe, übertragen werden können.

Der betrachtete Antriebsstrang besteht aus einem Einmassenschwungrad, einer trockenen Reibkupplung, einem automatisierten 5-Gang Schaltgetriebe

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

(ASG), einem Differential und zwei Antriebswellen. Der Antriebsstrang ist eingangseitig über die Kurbelwelle mit dem Verbrennungsmotor verbunden. Ausgangsseitig ist der Antriebsstrang über Antriebswellen mit den Vorderrädern verbunden. Der Antriebsstrang ist schematisch in der Abbildung 2.1 dargestellt.

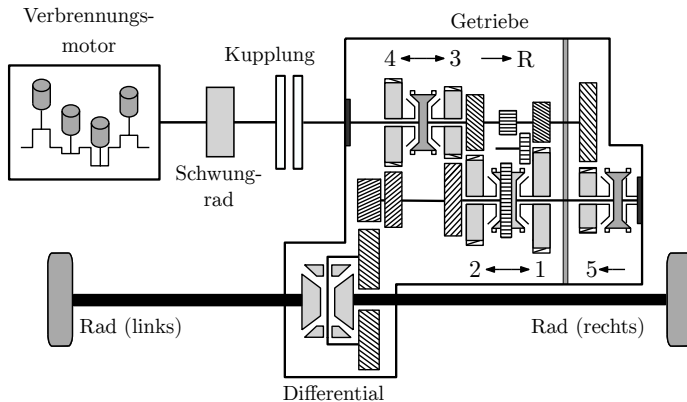


Abbildung 2.1: Antriebsstrang mit automatisiertem 5-Gang Schaltgetriebe [70, modifiziert]

Der Verbrennungsmotor befindet sich am Anfang des Antriebsstrangs. Das vom Verbrennungsmotor erzeugte Drehmoment wird mit Hilfe des Schwungrads stabilisiert. Wegen des Hubkolben-Arbeitsprinzips liefert der Verbrennungsmotor ungleichmäßiges Drehmoment bei ungleichförmiger Drehzahl. Zur Glättung von kurzzeitigen Leistungsschwankungen wird daher ein mechanischer Energiespeicher in Form des Schwungrads eingesetzt [101].

Verbrennungsmotoren geben nur in einem schmalen Drehzahlbereich oberhalb der Leerlaufdrehzahl Leistung ab. Zur optimalen Nutzung des Verbrennungsmotors wird daher ein Getriebe mit einer Reibkupplung benötigt. Die Kupplung ermöglicht die erforderliche Unterbrechung des Antriebsstrangs für das Anfahren, das Anhalten und den Gangwechsel. Zusätzlich reduziert die Reibkupplung mit Hilfe eines Torsionsdämpfers die vom Verbrennungsmotor induzierten Drehmomentschwingungen für die restlichen Komponenten im Antriebsstrang.

Für eine optimale Nutzung des Verbrennungsmotors werden mit Hilfe eines einstufigen 5-Gang-Schaltgetriebes Gänge mit unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen eingestellt. Somit wird mit der Getriebeübersetzung das Zugkraftangebot des Verbrennungsmotors an die Zugkrafthyperbel angepasst. Bei einem automatisierten Getriebe wird der Gang mit Hilfe von Schaltklauen formschlüssig verbunden. Dies ist nur möglich, wenn beidseitig annähernd gleiche Drehzahlen vorliegen. Zum Angleichen der Drehzahldifferenz beim

2.1 Funktion und Aufbau eines Antriebsstrangs mit automatisiertem Getriebe

Schalten und zur Verhinderung eines vorzeitigen Formschlusses werden üblicherweise Einkonus-Synchronisierungen eingesetzt [101].

Neben der schaltbaren Übersetzung des Getriebes, wird über das Differential eine feste Übersetzung umgesetzt. Zusätzlich teilt das Differential das Drehmoment des Antriebsstrangs gleichmäßig auf die Antriebsräder auf. Das Differential sorgt somit für einen Ausgleich der Drehzahlen beider Antriebsräder und reduziert somit Verspannungen im Antriebsstrang [101]. Die Antriebsräder bilden das Ende des Antriebsstrangs. An den Antriebsrädern wird die rotatorische Energie des Antriebsstrangs in eine translatorische Bewegung des Fahrzeugs umgewandelt.

Von allen Komponenten des Antriebsstrangs steht die Reibkupplung im Fokus dieser Arbeit und wird daher nachfolgend ausführlicher beschrieben. Reibkupplungen werden in trockenlaufende und nasslaufende Systeme unterteilt.

2.1.1 Trockenlaufende Reibkupplung

Trockenlaufende Reibkupplungen übertragen Drehmoment durch kraftschlüssige Verbindungen von mehreren Reibpaarungen. Prinzipiell können trockenlaufende Reibkupplungen als Ein- oder Mehrscheibenausführung realisiert werden. Die Funktion und der Aufbau trockenlaufender Reibkupplungen wird nachfolgend am Beispiel einer Einscheibenkupplung erläutert. Der prinzipielle Aufbau einer Einscheibentrockenkupplung ist in der Abbildung 2.2 dargestellt.

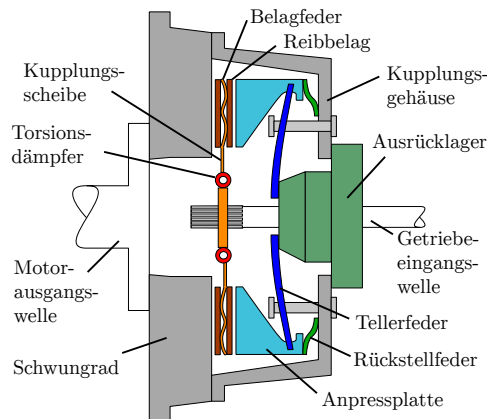


Abbildung 2.2: Schematischer Aufbau einer Kupplung

Die trockene Einscheibenkupplung besteht aus einer Kupplungsscheibe, welche über eine axial verschiebbare Passverzahnung mit der Getriebeeingangs-

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

welle verbunden ist. Am Rand der Kupplungsscheibe sind beidseitig die Reibbeläge auf der Belagfeder befestigt. Die Gegenreibpartner zum Reibbelag sind das Schwungrad und die Anpressplatte. Das Schwungrad ist fest mit der Motorwelle verschraubt. Die Anpressplatte und die Tellerfeder sind über das Kupplungsgehäuse mit dem Schwungrad verbunden. Über das Ausrücklager können Tellerfeder und Anpressplatte axial bewegt werden.

Bei einer offenen Kupplung drehen sich Anpressplatte und Schwungrad mit der Motordrehzahl, während die Kupplungsscheibe sich mit der Getriebedrehzahl dreht. Die Kupplung überträgt in diesem Fall kein Drehmoment vom Motor zum Getriebe. Beim Schließen der Kupplung wird die Anpressplatte gegen die Reibbeläge gedrückt, wodurch die Reibbeläge auch gegen das feste Schwungrad gepresst werden. Somit wird eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Motor und Getriebe hergestellt. Dadurch gleichen sich in der Schleifphase beide Drehzahlen an bis die Drehzahldifferenz angeglichen wurde und die Kupplung eingekuppelt ist. Dieser Zustandswechsel der Reibkupplung ist in Abbildung 2.3 dargestellt.

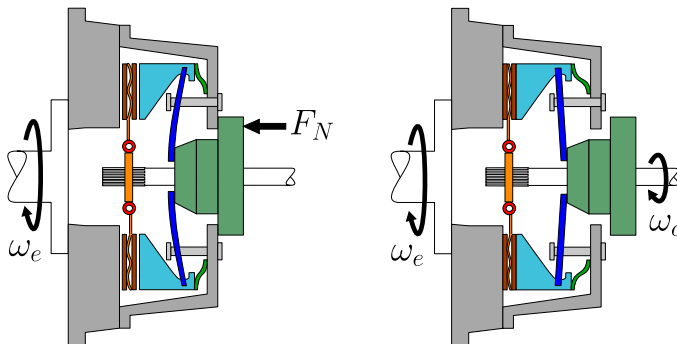


Abbildung 2.3: Schematische Funktion einer Kupplung (links: geöffnete Kupplung, rechts: geschlossene Kupplung)

Einscheibentrockenkupplungen können auf verschiedene Arten betätigt werden. Bei automatisierten Getrieben wird das Öffnen und Schließen der Kupplung über ein Getriebesteuergerät geregelt. Zur Betätigung der Kupplung können hydraulische, pneumatische oder elektrische Aktuatoren eingesetzt werden, um die gewünschte Position am Ausrücklager einzustellen. Beim betrachteten Kupplungssystem wird eine hydraulische Aktuatorik eingesetzt.

2.1.2 Nasslaufende Reibkupplung

Nasslaufende Reibkupplungen verwenden im Gegensatz zu trockenem Reibkupplungen Öl anstatt Luft zur Kühlung der Reibflächen. Somit resultiert

ein besseres thermisches Verhalten, weshalb eine nasslaufende Reibkupplung in einer kompakteren Lamellenpaket-Bauweise aufgebaut werden kann [101]. Aufgrund dieses Vorteils werden nasslaufende Reibkupplungen vorwiegend bei hoch motorisierten Kraftfahrzeugen eingesetzt. Zudem haben nasslaufende Reibkupplungen einen geringeren Verschleiß und damit eine vergleichsweise höhere Lebensdauer [117]. Betätigt werden nasslaufende Reibkupplungen vorwiegend hydraulisch. Nasslaufende Reibkupplungen zeigen aufgrund des Öls ein hydrodynamisches Reibungsverhalten gemäß der Stribeck-Kurve [117]. Gemäß dieser besitzen nasslaufende Reibkupplungen überwiegend eine monoton steigende Reibkennlinie in Abhängigkeit der Geschwindigkeit, was wiederum ein Vorteil bei deren Regelung darstellt. Das Reibungsverhalten ist stark abhängig von der Differenzdrehzahl sowie der Reibungsart: Festkörper-, Misch- und Flüssigkeitsreibung. Nachteilig gegenüber trockenen Reibkupplungen sind die komplexere Bauart, geringerer Wirkungsgrad sowie höhere Kosten bezüglich Wartung und Produktion [101].

Ausgehend von der Forschungsfrage wird eine Fokussierung auf trockenlaufende Reibkupplungen angestrebt. Deshalb wird die Modellierung einer nasslaufenden Kupplung nicht weiter detailliert. Stattdessen wird nachfolgend die Übertragbarkeit der für die trockene Reibkupplung entwickelten Methoden auf nasslaufende Reibkupplungen bewertet. Ausführliche Beschreibungen des Aufbaus und der Funktion nasslaufender Reibkupplungen sowie eine entsprechende Systemmodellierung sind beispielsweise in [47] und in [139] zu finden. Der Verschleiß nasslaufender Reibkupplungen unterscheidet sich im Vergleich zu trockenlaufenden Systemen, weil sich zusätzlich zu den Reibbelägen das Öl erwärmt und altert [104]. Deshalb können die in dieser Dissertation vorgestellten Methoden zur Temperatur- und Verschleißschätzung nicht direkt auf nasslaufende Reibkupplungen übertragen werden. Hingegen ist die Vorgehensweise bei der Lebensdauerprognose allgemein einsetzbar. Die zuverlässigkeitsorientierte Regelung kann ebenfalls auf nasslaufende Reibkupplungen angewendet werden, wenn eine Temperatur- und Verschleißschätzung bereits vorhanden ist.

2.2 Modellbildung

Im Hinblick auf die zuverlässigkeitsorientierte Regelung wird der Antriebsstrang im folgenden Abschnitt 2.2.1 modelliert, so dass nach Abbildung 2.4 die angreifenden Drehmomente die Eingangsgrößen darstellen. Es wirken auf den Antriebsstrang das übertragbare Kupplungsdrehmoment T_{cap} , das Motordrehmoment T_e und das Lastdrehmoment T_L .

Das übertragbare Kupplungsdrehmoment T_{cap} ist eine physikalische Größe, welche in Abhängigkeit des Verschleißes s_h und der Temperatur ϑ über die

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

Kupplungsposition s_c variiert wird. Die Kupplungsposition s_c wird über eine Kupplungsregelung gesteuert, so dass das übertragbare Kupplungsdrehmoment T_{cap} dem geforderten übertragbaren Kupplungsdrehmoment $T_{cap,ref}$ entspricht. Die Kupplung und Kupplungsregelung werden in den nachfolgenden Abschnitten 2.2.4 bis 2.2.5 detailliert.

Das Motordrehmoment T_e entspricht dem an der Kurbelwelle anliegenden Drehmoment. Generiert wird das Motordrehmoment T_e vom Verbrennungsmotor in Abhängigkeit des Pedalwertgebers. Das Verhalten vom Verbrennungsmotor wird vereinfacht über ein Kennfeld im nachfolgenden Abschnitt 2.2.2 approximiert.

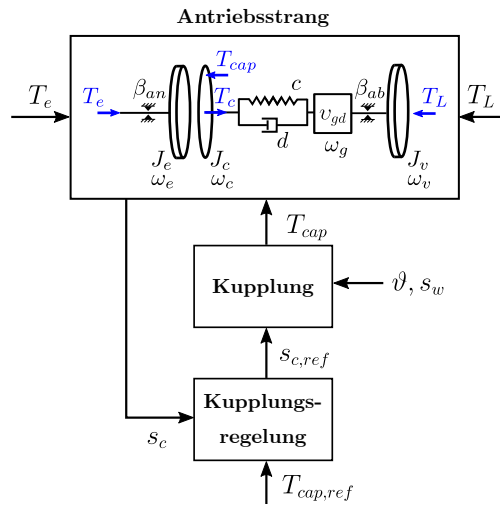


Abbildung 2.4: Struktur des Antriebsstrangs mit Reibkupplung und Kupplungsregelung

Das Lastdrehmoment T_L ist abhängig von Umgebungsbedingungen, welche beim Betrieb des Fahrzeugs wirken. Es wird ein Modell zur Abbildung der longitudinalen Fahrzeugdynamik zur Berechnung des Lastdrehmoments T_L im nachfolgenden Abschnitt 2.2.3 vorgestellt.

2.2.1 Antriebsstrangmodell

Zur Modellierung des Antriebsstrangs wird das Verhalten der mechatronischen Komponenten des realen Antriebsstrangs durch idealisierte physikalische Komponenten approximiert. Um die Modellordnung gering zu halten, werden mehrere reale Komponenten in idealisierte Komponenten zusammengefasst. Somit werden kleinere Massenträgheiten und Reibungsterme vernach-

lässigt. Weiterhin werden alle Wellen als verdrehsteif angenommen, sodass das Antriebsstrangverhalten nur mit einer Feder-Dämpfer-Komponente modelliert werden kann.

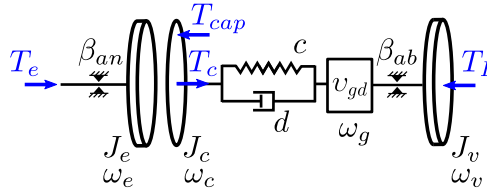


Abbildung 2.5: Antriebsstrangmodell

Nach Abbildung 2.5 wird das System durch folgende physikalische Komponenten beschrieben: starre Kopplungen für alle Wellen, einer Reibkupplung, einer torsionselastische Kopplung zur Modellierung des in der Kupplung verbauten Torsionsdämpfers und der gemeinsamen Übersetzung von Getriebe und Differential. Zusätzlich wird noch die Lagerreibung im Modell berücksichtigt, welche der Einfachheit halber für die Antriebs- und Abtriebsseite zusammengefasst wurde.

Die Modellparameter sind in Tabelle 2.2 dargestellt. Die Variablen vom Antriebsstrangmodell sind in Tabelle 2.1 dargestellt.

Tabelle 2.1: Variablen des Antriebsstrangmodells

Variable	Bezeichnung
ω_e [rad/s]	Winkelgeschwindigkeit vom Motor
ω_c [rad/s]	Winkelgeschwindigkeit der Kupplung vor dem Torsionsdämpfer
$\Delta\omega$ [rad/s]	Differenzwinkelgeschwindigkeit der Kupplung ($\Delta\omega = \omega_e - \omega_c$)
ω_g [rad/s]	Winkelgeschwindigkeit hinter dem Torsionsdämpfer / Getriebeeingang
$\Delta\omega_{cg}$ [rad/s]	Differenzwinkelgeschwindigkeit des Torsionsdämpfers ($\Delta\omega_{cg} = \omega_c - \omega_g$)
ω_v [rad/s]	Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugreifens
φ_c [rad]	Winkel der Kupplung vor dem Torsionsdämpfer
φ_g [rad]	Winkel des Kupplungsausgangs hinter dem Torsionsdämpfer / Getriebeeingang
$\Delta\varphi_{cg}$ [rad]	Differenzwinkel des Torsionsdämpfers
φ_v [rad]	Winkel des Fahrzeugreifens

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

Tabelle 2.1: Variablen des Antriebsstrangmodells (Fortsetzung)

Variable	Bezeichnung
T_e [N m]	Antriebsdrehmoment auf der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors
T_c [N m]	Ausgangsdrehmoment der Kupplung vor dem Torsionsdämpfer
T_L [N m]	Fahrzeuglastdrehmoment am Reifen
T_{cap} [N m]	übertragbares Kupplungsdrehmoment

Tabelle 2.2: Parameter des Antriebsstrangmodells ⁽¹⁾ Annahmen nach [102] oder ⁽²⁾ anhand von Messungen identifiziert)

Parameter	Wert	Bezeichnung
I_e [kg m ²]	0,1 ⁽¹⁾	Massenträgheit des Schwungrads / Primärseite der Kupplung
I_c [kg m ²]	0,01 ⁽¹⁾	Massenträgheit der Kupplungsscheibe / Sekundärseite der Kupplung
I_v [kg m ²]	70 ⁽¹⁾	Massenträgheit des Fahrzeugs
v_{gd} [-]	11,52 ⁽²⁾	Übersetzung des Getriebes und Differentials im ersten Gang
d [N m s / rad]	3,5 ⁽²⁾	Dämpfungskonstante des Torsionsdämpfers
c [N m / rad]	500 ⁽²⁾	Federkonstante des Torsionsdämpfers
β_{an} [N m s / rad]	0,03 ⁽¹⁾	Reibung des Lagers der Kurbelwelle (Antriebsseite)
β_{ab} [N m s / rad]	0,01 ⁽¹⁾	Reibung des Ausrücklagers, Getriebes, Differentials und Lagers der Antriebswelle (Abtriebsseite)

Nachfolgend werden die einzelnen Komponenten physikalisch beschrieben, wobei die Modellierung sich an [95] orientiert.

Kupplung: Die Kupplung stellt mit ihrem Zustandswechsel eine Besonderheit dar. Die Kupplung kann die Zustände offen, schleifend und geschlossen annehmen. Im offenen Zustand haben Primär- und Sekundärseite der Kupplung keinen Kontakt. Im schleifenden Zustand sind die Primär- und Sekundärseite der Kupplung in Kontakt, aber die Drehzahlen beider Seiten sind nicht synchron. Im geschlossenen Zustand sind die Primär- und Sekundärseite der Kupplung in Kontakt und die zugehörigen Drehzahlen synchron. Folglich verhält sich eine geschlossene Kupplung wie eine starre Welle. Im Fall der Reibkupplung erfolgt das Schließen per Kraftschluss.

Im geschlossenen Zustand reduziert sich die Systemordnung des Antriebsstrangmodells. Beim Antriebsstrangmodell wird nicht zwischen offenem und schleifendem Zustand unterschieden, weil für diese Zustände die gleichen Differentialgleichungen gelten. Dabei ist der wesentliche Unterschied, dass im offenen Fall keine Anpresskraft aufgebracht und somit kein Kupplungsdrehmoment erzeugt wird.

Die Kupplung wechselt von offen bzw. schleifend zu geschlossen, wenn die Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$ abgebaut ist und wenn das übertragbare Kupplungsdrehmoment T_{cap} größer als das primärseitige Drehmoment T_{in} ist.

Die Kupplung ist geschlossen, wenn $\Delta\omega = 0$ und $T_{cap} \geq T_{in}$. (2.1)

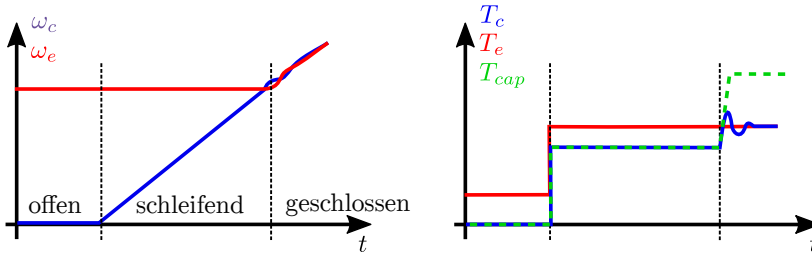


Abbildung 2.6: Prinzipielles Verhalten einer Reibkupplung beim Einkuppeln

Die Kupplung wechselt von geschlossen zu schleifend bzw. offen, wenn die Bedingung nach Gleichung 2.1 verletzt ist. Das Kupplungsdrehmoment T_c entspricht für offen bzw. schleifend dem übertragbaren Kupplungsdrehmoment T_{cap} und für geschlossen dem Motordrehmoment T_e .

$$T_c = \begin{cases} T_{cap} \cdot \text{sign}(\Delta\omega) & \text{für } |\Delta\omega| > 0 \\ T_e & \text{für } \Delta\omega = 0 \end{cases} \quad (2.2)$$

Das Verhalten der Kupplung nach Gleichung 2.1 für den Zustandswechsel sowie nach Gleichung 2.2 für das resultierende Kupplungsdrehmoment T_c ist in Abbildung 2.6 illustriert.

Getriebe und Differential: Das Getriebe und das Differential werden vereinfacht als eine Übersetzung v_{gd} angenommen. Es ergeben sich folgende Zusammenhänge für das Verhältnis der Ein- und Ausgangsgrößen.

$$I_{out} = v_{gd}^2 I_{in} \quad (2.3)$$

$$T_{out} = v_{gd} T_{in} \quad (2.4)$$

$$\omega_{out} = \omega_{in} / v_{gd} \quad (2.5)$$

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

Die Massenträgheiten dieser Komponenten werden vernachlässigt, was zulässig ist, weil diese im Vergleich zur starr verbundenen Massenträgheit des Fahrzeugs deutlich geringer sind.

Starre Kopplung: Für eine starre Kopplung kann der Drallsatz angewendet werden.

$$(I_{in} + I_{out})\dot{\omega}_{in} = T_{in} - T_{out} \quad (2.6)$$

Die Annahme, dass alle Wellen starr und somit verdrehsteif sind, ist in der Realität nicht gegeben. Jede Welle besitzt eine Steifigkeit und kann geringfügig verdreht werden.

Bei der Modellierung eines Antriebsstrangs wird beispielsweise in [35] oder [146] der Einfluss der Steifigkeit der Abtriebswelle berücksichtigt. Allerdings werden die Feder-Dämpfer-Systeme zusammengefasst oder vernachlässigt, so dass das Antriebsstrangmodell nur noch ein Feder-Dämpfer-System besitzt.

Ein Reglerentwurf wäre für einen Antriebsstrang mit mehreren Feder-Dämpfer Systemen deutlich komplexer, obwohl die Simulationsergebnisse einem Antriebsstrang mit nur einem Feder-Dämpfer System ähneln würden. Der Fehler durch die Annahme von verdrehsteifen Wellen liegt unter 1% und ist damit vernachlässigbar [102]. Daher wird das Antriebsstrangmodell nur mit einem Feder-Dämpfer-System modelliert, welches den größten Einfluss auf das Systemverhalten besitzt, dem Torsionsdämpfer.

Torsionselastische Kopplung: Eine torsionselastische Kopplung besteht aus einer Feder c und einem Dämpfer d .

$$I_{in}\dot{\omega}_{in} = T_{in} - d(\omega_{in} - \omega_{out}) - c(\varphi_{in} - \varphi_{out}) \quad (2.7)$$

$$I_{out}\dot{\omega}_{out} = d(\omega_{in} - \omega_{out}) + c(\varphi_{in} - \varphi_{out}) - T_{out} \quad (2.8)$$

Die torsionselastische Kopplung beschreibt das Verhalten des Torsionsdämpfers der Kupplung. Dieser verhält sich nur bedingt linear. In der Realität besitzt der Torsionsdämpfer zwei Federn mit jeweils einem mechanischen Anschlag, welcher den Auslenkwinkel begrenzt. Die weichere Feder wirkt zuerst nur bei geringen Winkelauslenkungen und bei größeren Auslenkungen wirkt zusätzlich die steifere Feder. Innerhalb des Anschlags für die erste Feder mit $\pm 14^\circ$ nach [102] bildet das lineare Modell nach Gleichung 2.7 und 2.8 das Systemverhalten gut ab. Das Verhalten der zweiten Feder von $\pm 16^\circ$ bis $\pm 32^\circ$ nach [102] wird jedoch nicht mehr berücksichtigt.

Für eine vollständige Abbildung der nichtlinearen Charakteristik des Torsionsdämpfers müssten zwei lineare Modellterme wie beispielsweise in [40] definiert werden. Da jedoch höhere Auslenkungen durch eine Anfahrregelung

vermieden werden sollen, ist es ausreichend den Torsionsdämpfer mit nur einem linearen Modellterm zu beschreiben.

Lagerreibung: Die Lagerreibung kann als Drehmoment T_R linear mittels einer Reibungskonstante β in Abhängigkeit der jeweiligen Winkelgeschwindigkeit ω beschrieben werden.

$$T_R = \beta\omega \quad (2.9)$$

Der lineare Ansatz nach Gleichung 2.9 ist eine grobe Näherung. In der Realität ist der Einfluss der Winkelgeschwindigkeit auf die Reibung nichtlinear [102]. Zusätzlich ist die Reibung von der Temperatur abhängig, wobei dieser Einfluss nach einer kurzen Warmlaufphase des Antriebsstrangs vernachlässigt werden kann.

Allerdings haben geringe Abweichungen zwischen modellierter Reibung und realer Reibung im Vergleich zu möglichen Abweichungen bei den Massenträgheiten einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Systemdynamik. Deshalb ist der lineare Ansatz in Gleichung 2.9 gerechtfertigt.

2.2.1.1 Offene und schleifende Kupplung

Bei Anwendung der obigen Gleichungen 2.1 bis 2.9 für die einzelnen Komponenten auf das in Abbildung 2.5 dargestellte Antriebsstrangsystem ergibt sich folgendes Gleichungssystem für die offene bzw. schleifende Kupplung.

$$I_e \dot{\omega}_e = T_e - T_c - \beta_{an} \omega_e \quad (2.10)$$

$$I_c \dot{\omega}_c = T_c - d(\omega_c - v_{gd} \omega_v) - c(\varphi_c - v_{gd} \varphi_v) \quad (2.11)$$

$$\frac{I_v}{v_{gd}} \dot{\omega}_v = d(\omega_c - v_{gd} \omega_v) + c(\varphi_c - v_{gd} \varphi_v) - \frac{T_L}{v_{gd}} - \beta_{ab} v_{gd} \omega_v \quad (2.12)$$

Mit der Übersetzung von Getriebe und Differenzial gelten folgenden Umformungen.

$$\omega_g = v_{gd} \omega_v \quad (2.13)$$

$$\Delta \varphi_{cg} = \varphi_c - v_{gd} \varphi_v = \varphi_c - \varphi_g \quad (2.14)$$

Dieses System ist steuerbar, weil das Kupplungsdrehmoment gemäß Gleichung 2.2 dem übertragbaren Kupplungsdrehmoment entspricht.

$$T_{cap} = T_c \quad (2.15)$$

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

2.2.1.2 Geschlossene Kupplung

Analog ergibt sich das folgende Gleichungssystem für die geschlossene Kupplung, wenn die Bedingung $\omega_c = \omega_e$, welche aus Gleichung 2.1 für $\Delta\omega = 0$ folgt, angewendet wird.

$$(I_e + I_c)\dot{\omega}_c = T_e - d(\omega_c - v_{gd}\omega_v) - c(\varphi_c - v_{gd}\varphi_v) - \beta_{an}\omega_c \quad (2.16)$$

$$\frac{I_v}{v_{gd}}\dot{\omega}_v = d(\omega_c - v_{gd}\omega_v) + c(\varphi_c - v_{gd}\varphi_v) - \frac{T_L}{v_{gd}} - \beta_{ab}v_{gd}\omega_v \quad (2.17)$$

Dieses System ist nicht steuerbar, weil das übertragbare Kupplungsdrehmoment keinen Einfluss auf die Systemdynamik hat. Um den geschlossenen Zustand zu halten, sollte das übertragbare Kupplungsdrehmoment unter Berücksichtigung von Gleichung 2.1 gewählt werden, so dass die Kupplung nicht wieder öffnet.

$$T_{cap} \geq T_e + \beta_{an}\omega_c \quad (2.18)$$

2.2.2 Verbrennungsmotor

Der Verbrennungsmotor treibt den Antriebsstrang an und wandelt chemische Energie des Kraftstoffs in mechanische Energie um. Die mechanische Energie wird in Form des an der Kurbelwelle anliegenden Drehmoments abgegeben. Der Verbrennungsprozess wird über ein Motorsteuergerät (ECU) geregelt. Infolge der engen Kopplung vom Verbrennungsmotor und Motorsteuergerät werden bei der Modellierung beide Komponenten zusammengefasst. Der Verbrennungsmotor soll im jeweiligen Betriebspunkt ein Drehmoment T_e liefern. Der Betriebspunkt ist abhängig von der Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e und dem gewünschte Drehmoment T_{req} . Das gewünschte Drehmoment T_{req} ist wiederum abhängig von der Fahrpedalstellung ψ , welche vom Fahrer eingestellt wird.

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Motorsteuerung und der Verbrennungsmotor vereinfacht als ein Mittelwertmodell abgebildet. Dazu wird Zusammenhang zwischen Motordrehmoment T_e , Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e und Fahrpedalstellung ψ in Form eines Kennfeldes f modelliert.

$$T_e = f(\omega_e, \psi) \quad (2.19)$$

In Abbildung 2.7 ist das in dieser Arbeit verwendete Kennfeld dargestellt. Dieses wurde manuell erstellt, wobei sich an einem realen Kennfeld eines Kleinwagens orientiert wurde.

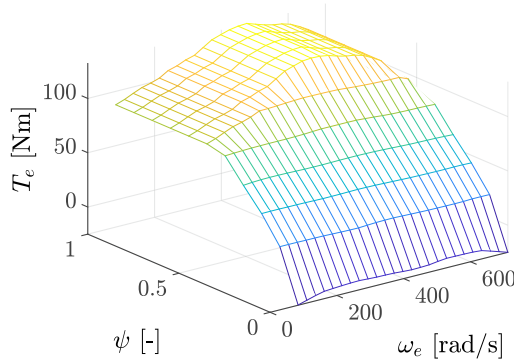


Abbildung 2.7: Generiertes Motorkennfeld zur Modellierung des erwarteten Verhaltens eines Kleinwagens

Für die Umsetzung eines Drehmomentenwunsches mit Hilfe der Motorsteuerung und des Verbrennungsmotors muss berücksichtigt werden, dass die Regelung das gewünschte Drehmoment mit einer Verzögerung umsetzt. Üblicherweise wird der Drehmomentenwunsch vom Fahrer durch ein PT1- oder PT2-Verhalten verzögert [95]. Zur Abbildung des verzögerten Drehmomentenwunsches wird eine Gradientenbegrenzung verwendet.

Zur Abbildung von Schwingungen des Kurbelwellendrehmoments oder zur detaillierten Abbildung des Verbrennungsprozesses werden komplexere Modelle benötigt. Jedoch ist dieses Verhalten für die Untersuchung des Anfahrverhaltens und des resultierenden Verschleißes einer Reibkupplung nicht relevant und wird daher nicht modelliert.

Der Zusammenhang zwischen dem gewünschten Drehmoment T_{req} und der Pedalstellung ψ wird linear mit $\dot{T}_{e,max} = 200 \text{ Nm/s}$ als Gradientenbegrenzung angenommen, wobei $T_{e,min} = 5 \text{ Nm}$ dem minimal erforderlichen Drehmoment für den Leerlauf und $T_{e,max} = 140 \text{ Nm}$ dem maximalen Motordrehmoment entspricht.

$$T_{req} = g(\psi) = T_{e,max}\psi + T_{e,min} \text{ mit } |dt(T_{req})/dt| \leq \dot{T}_{e,max} \quad (2.20)$$

Der Drehmomentenwunsch wird innerhalb der Motorsteuerung verarbeitet. Die Motorsteuerung sorgt dafür, dass das gewünschte Drehmoment T_{req} am Antriebstrang über T_e gesteuert wird. Je nach Regelungskonzept soll das gewünschte Drehmoment dem Kurbelwellendrehmoment oder dem Raddrehmoment entsprechen. Auf diese Regelungskonzepte wird in Kapitel 7 weiter eingegangen.

2.2.3 Longitudinales Fahrzeugdynamikmodell

Die Dynamik eines Fahrzeugs kann in drei Anteile gemäß der jeweiligen Richtung untergliedert werden: vertikal, lateral und longitudinal. Die laterale Dynamik hat keinen Einfluss auf das Kupplungsverhalten. Die vertikale Dynamik hat bei geringen Beschleunigungen ebenfalls keinen Einfluss und wird vernachlässigt. Hauptsächlich wird das Lastdrehmoment am Antriebsstrang durch die longitudinale Dynamik beeinflusst. Daher wird nachfolgend ein longitudinales Fahrzeugmodell zur Simulation des Lastdrehmoments hergeleitet. Die Parameter des Fahrzeugdynamikmodells sind in Tabelle 2.3 definiert.

Tabelle 2.3: Parameter des Fahrzeugdynamikmodells nach [70]

Parameter	Wert	Bezeichnung
m_v [kg]	1060	Masse des Fahrzeugs
$\eta_{roll,0}$ [-]	0,023	Rollwiderstandskoeffizient
$\eta_{roll,1}$ [s/rad]	0	geschwindigkeitsabhängiger Rollwiderstandskoeffizient
η_{air} [-]	0,26	Strömungswiderstandskoeffizient
A_{air} [m ²]	2,31	Anströmfläche
ρ_{air} [kg/m ³]	1,2041	Luftdichte

Am Rad wirkt das antreibende Drehmoment des Antriebsstrangs T_{drive} gegen das Lastdrehmoment des Fahrzeugs T_L auf die Fahrzeugmassenträgheit I_v .

$$I_v \dot{\omega}_v = T_{drive} - T_L \quad (2.21)$$

Das Lastdrehmoment wird hauptsächlich durch vier Anteile beeinflusst.

1. Rollwiderstandsmoment T_{roll}
2. Strömungswiderstandsmoment T_{air}
3. Steigungswiderstandsmoment T_{grav}
4. Bremsdrehmoment T_{brake}

Die einzelnen Anteile ergeben in der Summe das Lastdrehmoment T_L .

$$T_L = T_{roll} + T_{air} + T_{grav} + T_{brake} \quad (2.22)$$

In der Praxis werden die Anteile vom Lastdrehmoment auch als Widerstände definiert. Über den Radradius r_v lassen sich die Fahrwiderstände in Drehmomente überführen. Die einzelnen Anteile werden nachfolgend hergeleitet.

$$T = F \cdot r_v \quad (2.23)$$

Die Fahrwiderstände wirken der Antriebskraft F_{drive} gemäß Abbildung 2.8 entgegen.

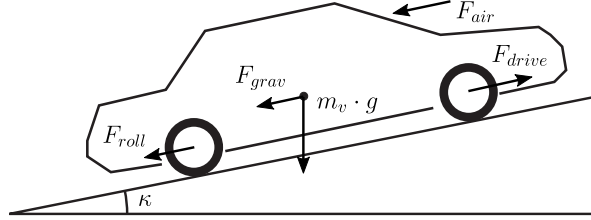


Abbildung 2.8: Am Fahrzeug wirkende Fahrwiderstände und Antriebskraft

Der Rollwiderstand F_{roll} ergibt sich aus der Masse des Fahrzeugs m_v , der Gravitationskonstante g und dem Rollwiderstandskoeffizient η_{roll} . Der Rollwiderstandskoeffizient besitzt einen von der Geschwindigkeit unabhängigen $\eta_{roll,0}$ und abhängigen Term $\eta_{roll,1}$ [40]. Der geschwindigkeitsabhängige Term $\eta_{roll,1}$ kann bei Anfahrvorgängen, welche vorrangig in dieser Arbeit betrachtet werden, vernachlässigt werden.

$$F_{roll} = m_v \cdot g \cdot \eta_{roll} = m_v \cdot g \cdot (\eta_{roll,0} + \eta_{roll,1}v) \quad (2.24)$$

Der Strömungswiderstand F_{air} ergibt sich aus dem Strömungswiderstandskoeffizienten η_{air} , der Anströmfläche A_{air} , der Luftdichte ρ_{air} und der relativen Windgeschwindigkeit v_r . Die relative Windgeschwindigkeit v_r ergibt sich aus der Differenz zwischen Windgeschwindigkeit v_{air} und der Fahrzeuggeschwindigkeit v [40].

$$F_{air} = \frac{1}{2} \cdot \eta_{air} \cdot A_{air} \cdot \rho_{air} \cdot (v_{air} - v)^2 = \frac{1}{2} \cdot \eta_{air} \cdot A_{air} \cdot \rho_{air} \cdot v_r^2 \quad (2.25)$$

Der Steigungswiderstand F_{grav} ergibt sich aus der Masse des Fahrzeugs m_v , der Gravitation g und dem Neigungswinkel der Fahrbahn κ [40].

$$F_{grav} = m_v \cdot g \cdot \sin(\kappa) \quad (2.26)$$

Das Bremsdrehmoment T_{brake} fasst das von den Bremsen erzeugte Drehmoment zusammen, welches dem Antriebsdrehmoment entgegenwirkt und die Fahrzeugbeschleunigung verringert.

2.2.4 Kupplungsmodell

Das Modell der Reibkupplung beschreibt das übertragbare Kupplungsdrehmoment in Abhängigkeit von der Aktuatorstellgröße und weiteren Einfluss-

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

größen, wie beispielsweise die Temperatur. In Gleichung 2.27 ist das übertragbare Kupplungsdrehmoment T_{cap} der Reibkupplung definiert.

$$T_{cap} = n_c \cdot r_R \cdot \mu(\vartheta, \Delta\omega, F_N) \cdot F_N(s_c, s_h, \vartheta_c) \quad (2.27)$$

Das übertragbare Kupplungsdrehmoment T_{cap} ist abhängig von der Anzahl der Reibflächen n_c , dem mittleren Reibradius r_R , dem Reibungskoeffizienten μ und der Anpresskraft F_N . Die Anzahl der Reibflächen n_c und der mittlere Reibradius r_R können als konstante Parameter angenommen werden, wobei der mittlere Reibradius r_R sich aus dem Außen- r_a und Innenradius r_i des Reibbelags ergibt [82].

Der Reibungskoeffizient μ beschreibt das Reibungsverhalten der Kupplung und ist abhängig von der Temperatur der Reibbeläge ϑ , der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$ und der Anpresskraft F_N . Die Anpresskraft F_N wird durch die Federcharakteristik der Kupplung definiert und ist abhängig von der Kupplungsposition s_c , dem Verschleiß der Reibbelaghöhe s_h und der Temperatur der Kupplungsfedern ϑ_c .

Gleichung 2.27 wird nachfolgend über die differentielle Reibkraft in Anlehnung an [138] hergeleitet. Ausgehend vom coulombischen Reibungsgesetz

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (2.28)$$

ergibt sich für den Flächenausschnitt $dA = r \cdot d\varphi \cdot dr$ nach Abbildung 2.9 das differentiell übertragbare Reibungsmoment dT_R für den Hebelarm r .

$$dT_R = r \cdot dF_R = \mu \cdot p_N \cdot r \cdot dA = \mu \cdot p_N \cdot r^2 \cdot d\varphi \cdot dr \quad (2.29)$$

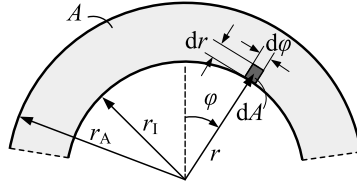


Abbildung 2.9: Reibfläche zur Herleitung des differentiell übertragbaren Kupplungsmoments [138, modifiziert]

Wobei in Gleichung 2.29 angenommen wurde, dass eine gleichverteilte Flächenpressung p_N und ein konstanter Reibungskoeffizient μ gilt. Durch Integration nach $d\varphi$ über den Umfang einer Kreisscheibe und durch Integration über den Radius dr mit dem Außen- r_a und Innenradius r_i als Integrationsgrenzen kann T_R bestimmt werden.

$$T_R = \mu \cdot p_N \cdot \int_0^{2\pi} d\varphi \cdot \int_{r_a}^{r_i} r^2 dr = \mu \cdot p_N \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{(r_a^3 - r_i^3)}{3} \quad (2.30)$$

Durch Einsetzen der Flächenpressung p als Quotient aus Normalkraft F_N und der Fläche A kann T_R weiter umgeformt werden.

$$p = \frac{F_N}{A} = \frac{F_N}{\pi \cdot (r_a^2 - r_i^2)} \quad (2.31)$$

$$T_R = \frac{2}{3} \cdot \frac{(r_a^3 - r_i^3)}{(r_a^2 - r_i^2)} \cdot \mu \cdot F_N \quad (2.32)$$

Unter Einführung vom mittleren Reibradius r_R

$$r_R = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} \approx \frac{r_a + r_i}{2} \quad (2.33)$$

und Berücksichtigung der Anzahl der Reibflächen $T_{cap} = n_c \cdot T_R$ ergibt sich aus Gleichung 2.32 das übertragbare Kupplungsmoment T_{cap} gemäß Gleichung 2.27.

2.2.4.1 Reibungsverhalten

Das Reibungsverhalten einer Reibkupplung wird durch den Reibungskoeffizienten $\mu_s(\vartheta, \Delta\omega, F_N)$ beschrieben, welcher Abhängigkeiten zur Temperatur der Reibbelagoberfläche ϑ , Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$ und der Flächenpressung in Form der Anpresskraft F_N besitzt [138]. Das Reibungsverhalten hat nach Gleichung 2.27 einen Einfluss auf das Kupplungsdrehmoment und ist neben der Federcharakteristik entscheidend für das Regelungsverhalten der Kupplung. In der Literatur lassen sich zahlreiche Approximationen zur Beschreibung des Reibungskoeffizienten, wie beispielsweise in [109] und [139], finden, um experimentell ermittelte Kennfelder möglichst einfach abzubilden. In dieser Arbeit wird eine Approximation verwendet, welche die Modellierung der Abhängigkeiten von $\Delta\omega$ und F_N an [109] und die Abhängigkeit von ϑ an [139] orientiert.

$$\hat{\mu}_s(\vartheta, \Delta\omega, F_N) = \hat{\mu}_\vartheta(\vartheta) \cdot \hat{\mu}_{\Delta\omega}(\Delta\omega) \cdot \hat{\mu}_{F_N}(F_N) + \mu_{s0} \quad (2.34)$$

Die Temperaturabhängigkeit μ_ϑ wird durch ein Polynom 4. Ordnung approximiert. Nach den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen aus [134] wird die Abhängigkeit von der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\mu_{\Delta\omega}$ durch einen Tangens hyperbolicus und die Abhängigkeit von der Anpresskraft μ_{F_N} linear approximiert. μ_{s0} wird zur Festlegung des minimalen Reibungskoeffizienten benötigt.

$$\hat{\mu}_\vartheta = (1 - (\alpha_{\mu,1}\vartheta - \alpha_{\mu,2})^4) \quad (2.35)$$

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

$$\hat{\mu}_{\Delta\omega} = (\alpha_{\mu,3} \tanh(\alpha_{\mu,4} \Delta\omega r_R) + \alpha_{\mu,5}) \quad (2.36)$$

$$\hat{\mu}_{F_N} = (\alpha_{\mu,6} \frac{F_N}{A} + \alpha_{\mu,7}) \quad (2.37)$$

Tabelle 2.4: Parameter des Reibungsverhaltens ⁽¹⁾ Annahmen nach [134], ⁽²⁾ anhand von Messungen identifiziert oder ⁽³⁾ aus dem Datenblatt [131])

Parameter	Wert
$\alpha_{\mu,1}$ [1/°C]	0,0052 ⁽²⁾
$\alpha_{\mu,2}$ [-]	220 ⁽²⁾
$\alpha_{\mu,3}$ [-]	0,3374 ⁽¹⁾
$\alpha_{\mu,4}$ [s/m]	1 ⁽¹⁾
$\alpha_{\mu,5}$ [-]	2 ⁽¹⁾
$\alpha_{\mu,6}$ [1/bar]	0,1 ⁽¹⁾
$\alpha_{\mu,7}$ [-]	0,2 ⁽¹⁾
μ_{s0} [-]	0,2 ⁽³⁾

Die Modellparameter für das Reibungsverhalten sind in Tabelle 2.4 zusammengefasst. Die Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$ wird über den Radradius r_R in die Differenzgeschwindigkeit überführt. Bei μ_{F_N} wird die Flächenpressung, also die Anpresskraft F_N bezogen auf die Reibbelagsoberfläche A verwendet.

Die resultierenden Kennfelder sind in Abbildung 2.10 dargestellt. Dabei wurden die Parameter so gewählt, dass sich ein annähernd realistisches Verhalten für eine trockene Reibkupplung ergibt.

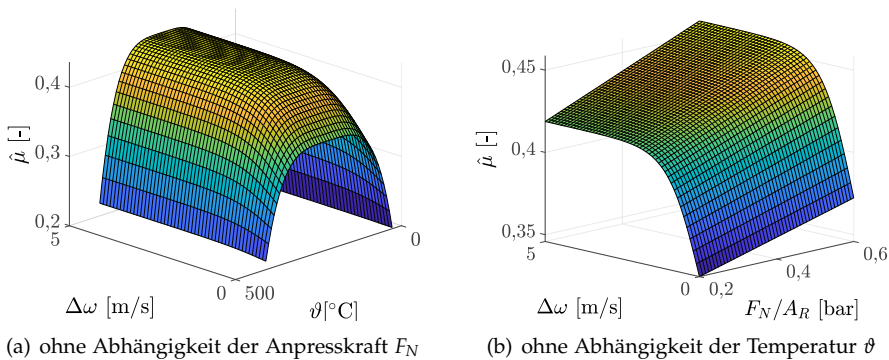


Abbildung 2.10: Kennfeld des Reibungskoeffizienten

Generell ist der Einfluss der Temperatur auf den Reibungskoeffizienten μ_θ für die Regelung der Kupplung entscheidend. Im Vergleich ist der Einfluss der Anpresskraft durch μ_{F_N} vernachlässigbar. Der Einfluss der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\mu_{\Delta\omega}$ hat nur bei sehr kleinen Differenzwinkelgeschwindigkeiten einen Einfluss und muss daher nur berücksichtigt werden, wenn ein optimales Verhalten beim Synchronisationspunkt gewünscht wird.

Winkelgeschwindigkeitabhängigkeit: Das Rupfverhalten der Kupplung wird durch die Winkelgeschwindigkeitabhängigkeit $\mu_{\Delta\omega}$ beeinflusst. In der Regel ist ein ansteigendes Reibungsverhalten von $\mu_{\Delta\omega}$ gewünscht, weil dieses stabilisierend wirkt. Hingegen ist ein abfallendes Reibungsverhalten von $\mu_{\Delta\omega}$ destabilisierend und daher, außer bei sportlichen Anwendungen, unerwünscht [138]. Bei einem abfallenden Reibungsverhalten werden unerwünschte Schwingungen des Antriebsstrangs, welche als Rupfen bezeichnet werden, während der Schleifphase angeregt [2].

Anpresskraftabhängigkeit: Die Flächenpressung p_N wird in die Anpresskraft F_N über die Reibbelagsfläche A überführt, um den Einfluss der Anpresskraft durch μ_{F_N} darzustellen.

$$F_N = p_N A \quad (2.38)$$

Temperaturabhängigkeit: Das prinzipielle Temperaturverhalten der verwendeten Reibkupplung wurde gemäß des Hersteller-Datenblatts [131] in Abbildung 2.11 abgebildet.

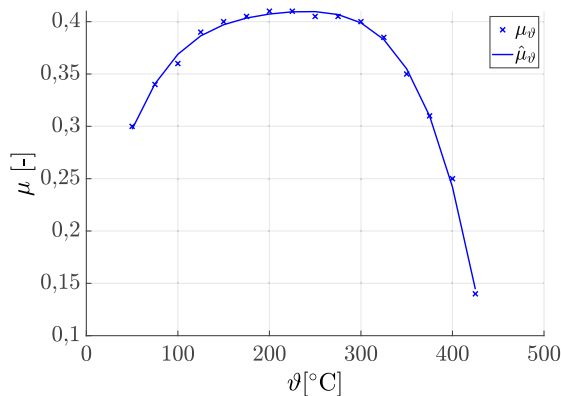


Abbildung 2.11: Temperaturabhängigkeit des Reibbelags: μ_θ nach [131] und $\hat{\mu}_\theta$ als Approximation

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

Eine detaillierte Untersuchung des Temperaturverhaltens trockener Reibkuppelungsbelägen wurde beispielsweise in [91] durchgeführt. Dabei wurden neben dem typischen temperaturabhängigen Verlauf des Reibungskoeffizienten auch Ursachen für das Reibungsverhalten bei Temperaturen über 100 °C genannt. Der Reibungskoeffizient organischer Reibbeläge bleibt im erwarteten Arbeitsbereich von 100 °C bis 250 °C nahezu konstant. Ab 250 °C fällt der Reibungskoeffizient schnell ab. In [91] wird dieser Abfall durch versetzt auftretende Pyrolysestufen begründet. In der Regel beginnt ab 250 °C die Zersetzung des Phenolharzes. Ab 400 °C zersetzen sich zudem die Aramidfasern. Vor allem die Zersetzung des Phenolharzes erzeugt ungewollte Gas und Flüssigkeiten. Dadurch entsteht Mischreibung, welche das Reibungsverhalten verschlechtert [69]. Zusätzlich wird durch die einsetzende Zersetzung die Oberflächenstruktur geschädigt, was ebenfalls das Reibungsverhalten verändert.

Abhängigkeit von der Tribologie: Neben den bereits genannten Abhängigkeiten besitzt der Reibungskoeffizient eine tribologische Abhängigkeit. Denn je nach vorheriger Belastung kann sich der Reibungskoeffizient ändern. Die tribologische Abhängigkeit wird in Abschnitt 5.1.2 erläutert, jedoch bei der Herleitung des Kupplungsmodells nicht betrachtet, weil diese im normalen Betriebsbereich der Reibkupplung vernachlässigbar ist.

2.2.4.2 Federcharakteristik

Die Federcharakteristik definiert die Anpresskraft $F_N(s_c, s_h, \vartheta_c)$ einer trockenen Reibkupplung und wird im Wesentlichen durch das Verhalten der Belagfeder und der Tellerfeder beeinflusst. Die Abhängigkeit der Anpresskraft F_N von der Kupplungsposition s_c kann über die Kräftebilanz an der Druckplatte durch Gleichung 2.39 modelliert werden, wenn das Verhalten der Federn bekannt ist. An der Druckplatte der Kupplung wirken die Kräfte gemäß Abbildung 2.12. Dabei ist F_{TF} die an der Tellerfeder wirkende Kraft, welche von außen über den Nehmerzylinder aufgebracht wird. Die Reibungskraft F_D und die Kraft der Rückstellfeder F_V wirken F_{TF} entgegen. Die Belagfederkraft F_{BF} wirkt ebenfalls F_{TF} entgegen, wenn ein Kontakt zwischen Druckplatte und Reibbelag besteht. Es ergibt sich die Kräftebilanz aller an der Druckplatte wirkenden Kräfte.

$$m_d \ddot{s}_d = F_{TF}(s_c, s_d) - F_D(s_d) - F_V(s_d - s_v) - F_{BF}(s_b) \quad (2.39)$$

Die Anpresskraft F_N entspricht der an der Belagfeder wirkenden Kraft F_{BF} , welche gemäß der Kräftebilanz nach Gleichung 2.39 in Abhängigkeit der Kupplungsposition s_c eingestellt wird. Die einzelnen Kräfte aus Gleichung 2.39 werden nachfolgend hergeleitet.

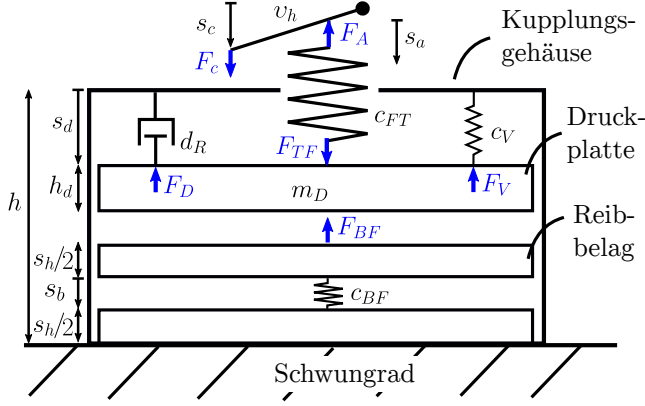


Abbildung 2.12: Schematische Darstellung der an der Druckplatte wirkenden Kräfte

Die Reibungskraft F_D kann über die Dämpfungskonstante d_R bestimmt werden.

$$F_D(s_d) = d_R \dot{s}_d \quad (2.40)$$

Die Rückstellfeder wird durch das Verschrauben der Kupplungsbaugruppe vorgespannt. Die Vorspannungskraft F_V wird über die Vorspannungsposition s_V bestimmt. Im nicht verschraubten Zustand gilt $s_V = s_d$. Die Kraft der Rückstellfeder wird über die Federkonstante c_V beschrieben.

$$F_V(s_d - s_v) = (s_d - s_v)c_V \quad (2.41)$$

Je nach Konstruktion und Dimensionierung der Kupplung kann der Aufbau der Belagfeder variieren. Grundsätzlich ist zwischen Einzel- oder Doppelsegmenten als Aufbauarten zu unterscheiden [129]. Die Form der Segmente ist ebenfalls unterschiedlich. Daher existieren keine einheitlichen mathematischen Modelle für eine Belagfeder. Die Kennlinie einer Belagfeder kann durch die Kombination zweier linearer Funktionen wie in [70] oder durch eine exponentielle Funktion wie in [139] approximiert werden. Nachfolgend ist in Gleichung 2.42 beispielhaft die exponentielle Approximation von [139] gezeigt. Dabei wird die Kraft der Belagfeder F_{BF} in Abhängigkeit der Belagfederposition s_b definiert.

$$F_{BF}(s_b) = \begin{cases} 0 & \text{für } s_b \leq 0 \\ \alpha_{BF1}(e^{\alpha_{BF2}s_b} - 1) + \alpha_{BF3}s_b & \text{für } s_b > 0 \end{cases} \quad (2.42)$$

Für die Tellerfeder existieren mathematische Modelle, welche die Federkennlinie in Abhängigkeit der geometrischen Parameter beschreiben. Eine sehr ge-

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

naue Approximation mit einem Polynom dritter Ordnung wird in [88] vorgeschlagen.

$$F_{TF}(s_c, s_d) = \frac{(v_h s_c - s_d) 4 \xi v_{TF} d}{(1 - \nu)^2 D_A^2} \cdot \left((h_{TF} - v_h s_c + s_d) \left(h_{TF} - \frac{v_h s_c - s_d}{2} \right) + d^2 \right) \quad (2.43)$$

Dabei beschreibt ξ das Elastizitätsmodul, ν die Poissonzahl, h_{TF} die Höhe und d die Dicke der Tellerfeder.

$$v_{TF} = \pi \left(\frac{D_a}{D_a - D_i} \right)^2 \left(\frac{D_a + D_i}{D_a - D_i} - \frac{2}{\ln\left(\frac{D_a}{D_i}\right)} \right) \quad (2.44)$$

Das Hebelverhältnis v_{TF} wird über den Innen- D_i und Außendurchmesser D_a definiert.

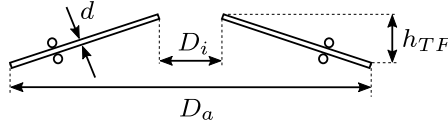


Abbildung 2.13: Schematische Tellerfedergeometrie

Das Hebelverhältnis v_{TF} beschreibt den Zusammenhang zwischen der Kraft sowie der Position des Ausrücklagers und der Tellerfeder.

$$v_{TF} = \frac{F_{TF}}{F_A} = \frac{s_a}{s_d} \quad (2.45)$$

Von außen wird über den Nehmerzylinder die Kraft F_c aufgebracht. Über einen Hebel v_h wird die Kraft vom Nehmerzylinder auf das Ausrücklager F_A übertragen.

$$v_h = \frac{F_A}{F_c} = \frac{s_c}{s_a} \quad (2.46)$$

Obwohl die Federcharakteristik mit den vorgestellten Gleichungen 2.42 und 2.43 für die Belagfeder $F_{BF}(s_b)$ und Tellerfeder $F_{TF}(s_c, s_d)$ mit den Parametern aus dem Anhang A simuliert werden kann, werden zur Modellierung der Federcharakteristik messtechnisch ermittelte Kraft-Weg-Kennlinien verwendet. Diese erlauben eine einfachere Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit und weiterer Effekte, wie beispielsweise Hysterese. Eine Variante zur Modellierung der Hysterese nach Dahl für eine trockene Reibkupplung wurde in [Bus17] vorgestellt. Aufgrund des geringen Einflusses der Hysterese auf die Anpresskraft, wird die Hysterese im Kupplungsmodell vernachlässigt.

Die Kraft-Weg-Kennlinien wurden an einer Zweispindelprüfmaschine der Firma Zwick GmbH & Co. KG am Fachgebiet Keramische Werkstoffe ermittelt. Die Ergebnisse dieser Messung wurden in [Bus17] detailliert ausgewertet. Die ermittelten Kennlinien werden nachfolgend dargestellt, wobei auf die Temperatur- und Verschleißabhängigkeit eingegangen wird.

Temperaturabhängigkeit: Temperaturänderungen beeinflussen im Wesentlichen die Federkennlinien der Belagfeder und der Tellerfeder. Bei einer Erwärmung verändert sich das Elastizitätsmodul ζ und die Poissonzahl ν der metallischen Federn. Für die Tellerfeder kann somit nach Gleichung 2.43 der Einfluss der Temperatur simuliert werden. Für die Belagfeder ist dies nach Gleichung 2.42 nicht möglich, weil die Federkraft nicht in Abhängigkeit des Elastizitätsmoduls und der Poissonzahl modelliert wurde.

In der Praxis kann trotz detaillierter Modelle die Temperaturabhängigkeit der Federn nur grob abgebildet werden. Daher wurden Messungen zur Bestimmung der Temperaturabhängigkeit der Tellerfeder und der Belagfeder in [Bus17] durchgeführt. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen 2.14 und 2.15 dargestellt.

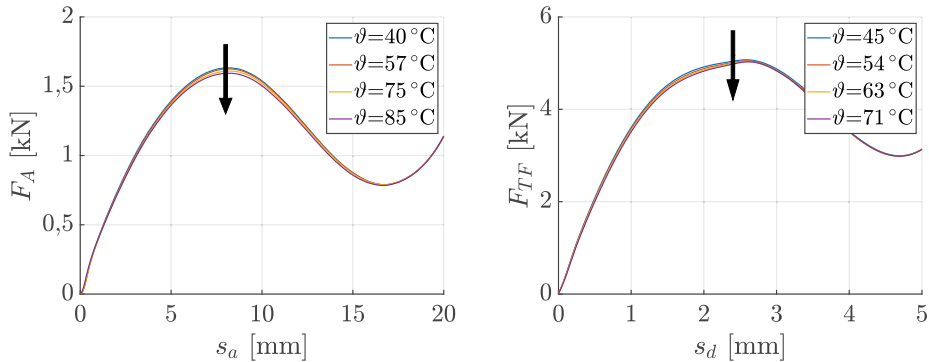


Abbildung 2.14: Kraft-Weg-Diagramm der Membranfeder für verschiedene Temperaturen [Bus17, modifiziert]

Der simulierte Einfluss des Temperatur auf die Anpresskraft der Kupplung wird in der Abbildung 2.16 dargestellt. In dieser Abbildung ist zu erkennen, dass große Änderungen der Temperatur zu geringen Veränderungen der Federcharakteristik führen. Durch die gleichzeitige Verringerung der Kräfte der Tellerfeder nach Abbildung 2.14 und der Belagfeder nach Abbildung 2.15 bei ansteigender Temperatur, ergibt sich entsprechend der Kräftebilanz nach Gleichung 2.39 eine geringe Änderung der Anpresskraft.

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

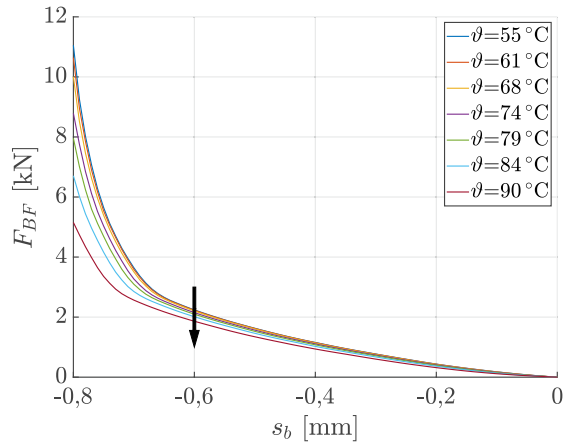


Abbildung 2.15: Kraft-Weg-Diagramm der Belagfeder für verschiedene Temperaturen [Bus17, modifiziert]

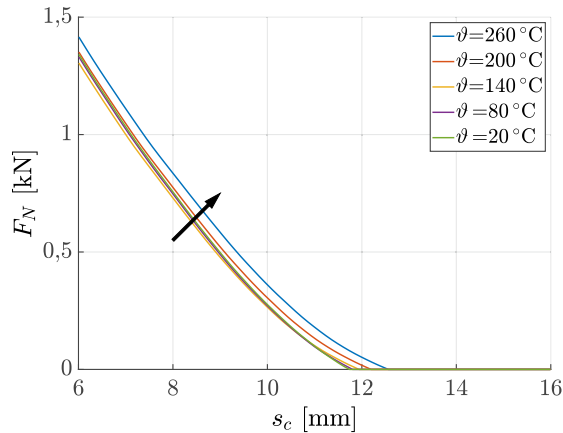


Abbildung 2.16: Simulierter Einfluss der Temperatur auf die Anpresskraft

Nach Abbildung 2.16 führt eine Erhöhung der Temperatur zu einer Verschiebung der Kennlinie der Anpresskraft. Demnach steigt die Anpresskraft mit der Temperatur, was auch in [66] experimentell bestätigt wurde. Allerdings wurden in diesem Simulationsbeispiel Werte bis 260 °C simuliert. Das Temperaturverhalten der Kupplung wurde linear extrapoliert, weil die Federkennlinien nur bis 85 °C vermessen wurden. In der Realität beträgt die Temperatur der Kupplungsbaugruppe in der Regel nicht mehr als 150 °C [51]. Innerhalb dieses Bereiches ist der Einfluss der Temperatur auf die Anpresskraft sehr gering und ist im Vergleich zum Verschleiß vernachlässigbar.

Verschleißabhängigkeit: Die Abhängigkeit vom Verschleiß kann über die Reduktion der Höhe des Reibbelags s_h abgebildet werden [20]. Bei zunehmendem Verschleiß s_w reduziert sich die Höhe des Reibbelags s_h , wobei s_{h0} der Belaghöhe einer unverschlissenen Reibkupplung entspricht. Somit verschiebt sich wiederum die Vorspannungsposition s_v . Folglich kann der Einfluss der Höhe des Reibbelags s_h über den Vorspannungsweg berücksichtigt werden.

$$s_v = s_h + s_{b0} \quad (2.47)$$

Dabei ist s_{b0} die Stauchung der Belagfeder bei unverschlissener Belaghöhe s_{h0} der verschraubten Kupplungsbaugruppe ohne äußere Krafteinwirkung (siehe Abbildung 2.17).

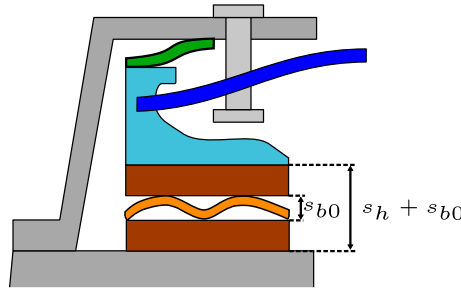


Abbildung 2.17: Schematische Darstellung der verschraubten Kupplung zur Illustration der Vorspannung [Bus17, modifiziert]

Zusätzlich verschiebt sich der Kontaktpunkt zwischen Druckplatte und Reibbelag, was in Gleichung 2.48 berücksichtigt wird. Nach Abbildung 2.12 besteht folgender Zusammenhang für die Auslenkung der Belagfeder s_b und der Position der Druckplatte s_d in Abhängigkeit der Belaghöhe s_h , wobei h die gesamte Höhe des Kupplungsgehäuses darstellt und h_d die Höhe der Druckplatte darstellt.

$$s_b = h - h_d - s_h - s_d \quad (2.48)$$

In der Realität wird der Einfluss von Verschleiß sichtbar, indem sich bei auftretendem Verschleiß der Schleifpunkt der Kupplungskennlinie verschiebt. Nachfolgend wird in Abbildung 2.18 der simulierte Einfluss des Verschleißes auf die Anpresskraft der Kupplung dargestellt.

In Abbildung 2.18 ist deutlich zu erkennen, dass bereits geringe Änderungen der Belaghöhe zu einer deutlichen Verschiebung der Federcharakteristik entgegen der temperaturbedingten Änderungen führen. Bei zunehmendem Verschleiß sinkt folglich die maximal erreichbare Anpresskraft. Dieser Zusammenhang wurde auch in [66] experimentell bestätigt.

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

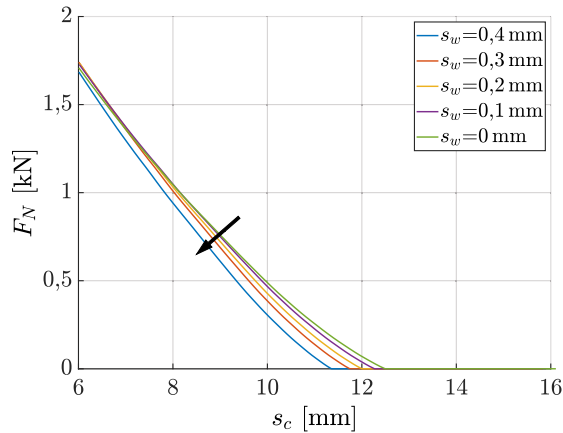


Abbildung 2.18: Simulierter Einfluss des Verschleißes auf die Anpresskraft

2.2.5 Kupplungsregelung

Die Kupplungsregelung hat die Aufgabe das gewünschte übertragbare Kupplungsdrehmoment $T_{cap,ref}$ an der Kupplung einzustellen. Dafür wird dazu eine inverse Kupplungskennlinie genutzt, welche $T_{cap,ref}$ in eine gewünschte Kupplungsposition $s_{c,ref}$ überführt. Anschließend wird $s_{c,ref}$ durch eine Positionsregelung umgesetzt.

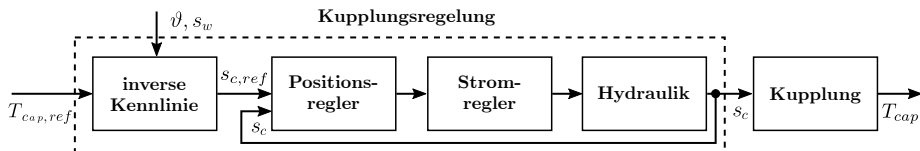


Abbildung 2.19: Blockschaltbild der Kupplungsregelung

Nach Gleichung 2.27 ist die Kupplungskennlinie gemäß des Kupplungsmodells bekannt. Die inverse Kupplungskennlinie kann bestimmt werden, indem Gleichung 2.27 nach s_c umgestellt wird. Dazu muss die Federcharakteristik $F_N(s_c, s_h, \vartheta_c)$ invertiert werden.

Die Kupplungsregelung besteht aus einer Positionsregelung, welche Abweichungen zwischen $s_{c,ref}$ und s_c ausregelt. Die Steuergröße der Positionsregelung ist der Strom am Proportionalventil. Dieser wird in eine PWM-Spannung durch einen Stromregler umgewandelt. Über eine Leistungselektronik wird das Proportionalventil mittels PWM angesteuert. Über das Proportionalventil

kann der Druck p_c im Nehmerzylinder gesteuert werden, indem der Volumenfluss zwischen einem Druckreservoir und einem Druckspeicher umgeschaltet wird. Über den Druck p_c im Nehmerzylinder kann letztendlich die gewünschte Kupplungsposition s_c eingestellt werden.

An dieser Stelle wird die Positionsregelung, Stromregelung und die zugehörige Hydraulik nicht weiter beschrieben. Umfassende Beschreibungen zu diesen Komponenten sind in [70], [84] oder [102] zu finden.

Zur Regelung der Kupplung wird eine flachheitsbasierte Regelung eingesetzt, welche durch die IAV GmbH bereitgestellt wurde. Eine detaillierte Beschreibung dieser Regelung ist in [84] für die Gangstellerposition dargestellt.

Es wird angenommen, dass die Positionsregelung ein stabiles Regelverhalten gewährleistet und dass das Verhalten vom geschlossenen Regelkreis als ein PT1-Glied approximiert werden kann (siehe Abschnitt 2.3.3). Es wird daher die folgende Übertragungsfunktion für die Kupplungsregelung definiert.

$$G_c(s) = \frac{1}{1 + \tau_c s} \quad (2.49)$$

Die Dynamik der Kupplungsregelung kann nach Gleichung 2.49 beim Entwurf einer überlagerten Anfahrregelung berücksichtigt werden.

2.3 Validierung

Zur Validierung der vorgestellten Modellierung wird das simulierte Modellverhalten mit Messgrößen verglichen. Dazu wird zuerst das Antriebsstrangsmodell validiert, indem die am Getriebeprüfstand gemessenen Drehmomente dem Modell als Eingangsgrößen gegeben werden. Entsprechend kann über die resultierenden Winkelgeschwindigkeiten das Modellverhalten geprüft werden. Auf eine Validierung der Federcharakteristik des Kupplungsmodells wird verzichtet, weil die ermittelten Kennlinien aus [Bus17] bereits plausibilisiert wurden und weil die Anpresskraft der Kupplung am Getriebeprüfstand nicht messbar ist. Vom Reibungsverhalten des Kupplungsmodells wird die Temperaturabhängigkeit am Getriebeprüfstand plausibilisiert. Aufgrund des geringeren Einflusses der Differenzdrehzahl und der Anpresskraft auf das Reibungsverhalten, wird auf eine Validierung dieser Abhängigkeiten verzichtet. Zur Validierung der Approximation der Kupplungsregelung wird geprüft, ob die gemessene und die geschätzte Kupplungsposition eine gleichgroße Regelabweichung zur Referenz besitzen.

2.3.1 Vergleich des Antriebsstrangmodells mit dem Getriebeprüfstand

Am Getriebeprüfstand wurde eine Messung mit zwei aufeinander folgenden Anfahrten mit jeweils unterschiedlichen Werten des Kupplungsdrehmoments durchgeführt. Eine beispielhaftes Messergebnis ist in Abbildung 2.20 dargestellt. Während der Messungen wurde jeweils mit Lastdrehmoment eingekuppelt und ohne Lastdrehmoment ausgekuppelt. Die Motorwinkelgeschwindigkeit wurde konstant gehalten. Nach dem Auskuppeln wurde das Fahrzeug abgebremst. Für eine ausführliche Beschreibung der Versuchsumgebung am Getriebeprüfstand sei auf Kapitel 3 verwiesen.

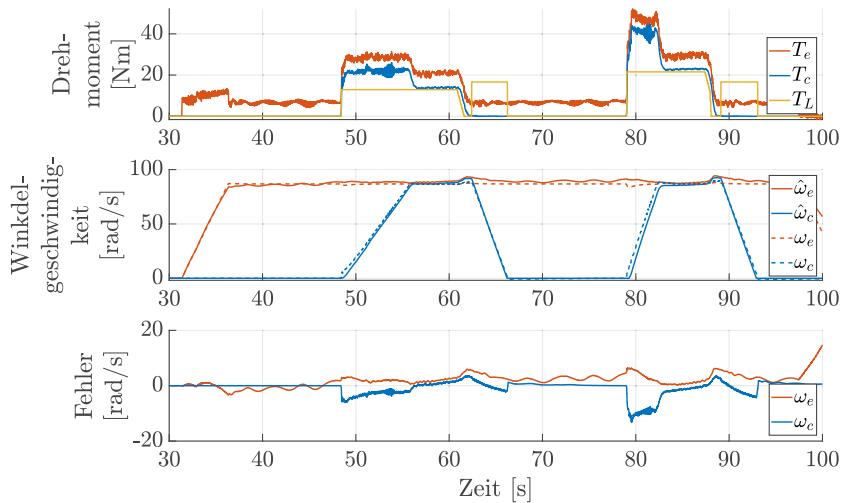


Abbildung 2.20: Validierung des Antriebsstrangmodells für 2 Versuchszyklen

Das gemessene Beispiel in Abbildung 2.20 soll zur Validierung des Antriebsstrangmodells genutzt werden. Das Antriebsstrangmodell zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit der Realität. Die Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e und Kupplungswinkelgeschwindigkeit ω_c weichen maximal um ± 12 rad/s ab. Der NRMSE beträgt 2.56 % für ω_e und 2.18 % für ω_c . Folglich können die gewählten Massenträgheiten als plausibel angenommen werden. Auch die angenommene lineare Reibung liefert für Winkelgeschwindigkeiten bis 100 rad/s plausible Ergebnisse.

2.3.2 Temperaturabhängigkeit des Reibungsverhaltens

In Abbildung 2.21 ist die gemessene Temperaturabhängigkeit des Reibungsverhaltens dargestellt. Bei dieser Messung wurde mit konstanter Anpresskraft eingekuppelt, während sich die Kupplung langsam erwärmt. Wegen der konstanten Anpresskraft kann aus dem Kupplungsdrehmoment der Reibungskoeffizient geschätzt werden (siehe Abschnitt 5.1.2). Der Verlauf in Abbildung 2.21 ähnelt dem erwarteten Verhalten aus Abbildung 2.11. Auffällig ist jedoch, dass der Temperaturbereich in Abbildung 2.21 deutlich kleiner ist. Das liegt daran, dass anstatt der Temperatur der Reibbelagsoberfläche die geringere Temperatur der Schwungradoberfläche gemessen wurde (siehe Kapitel 4). Das in Abbildung 2.21 dargestellte Messergebnis lässt demnach nur eine qualitative Übereinstimmung zu Abbildung 2.11 erkennen.

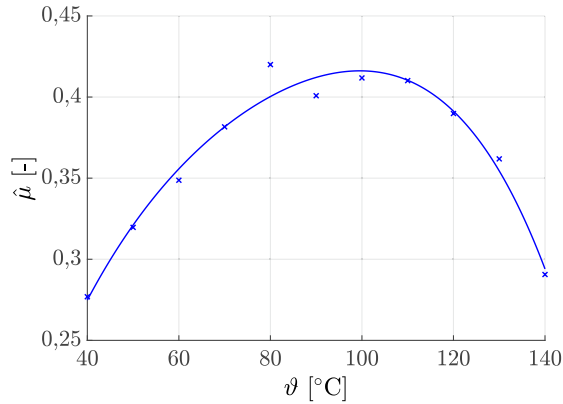


Abbildung 2.21: Ermittelte Temperaturabhängigkeit des Reibungskoeffizienten

2.3.3 Dynamik der Kupplungsregelung

Zur Approximation der Dynamik der Kupplungsregelung aus Gleichung 2.49 muss die Zeitkonstante des angenommenen PT1-Verhaltens zuerst identifiziert werden. Aufgrund der Stellgrößenbeschränkung der Hydraulik erfolgt die Identifikation mit Hilfe rampenförmiger Referenzsignale. Die gemessene Position s_c und die Referenz $s_{c,ref}$ sind in Abbildung 2.22 für ein Öffnen der Kupplung dargestellt. Die Zeitkonstante aus Gleichung 2.49 wurde als $\tau_c = 30$ ms ermittelt. Die resultierende approximierte Position $\hat{s}_c$ ist ebenfalls in 2.22 dargestellt.

Aus Abbildung 2.22 wird ersichtlich, dass die Annahme einer PT1-Dynamik das Regelverhalten bereits gut abbildet. Das Modell erreicht einen RMSE von

2 Modellierung eines Antriebsstrangs mit Reibkupplung

0,122 mm und einen NRMSE von 3,01 % in Abbildung 2.22, wobei im herausgezoomten Bereich ein NRMSE von 1,33 % erreicht wird. Beim Lösen der Anpressplatte von der Kupplungsscheibe bei 26,3 s erhöht sich der Gradient der Referenz, was zu einem leichten Überspringen der Regelung führt, welches mit dem PT1-Glied nicht abgebildet werden kann. Das Regelverhalten ab 26,3 s entspricht einer offenen Kupplung. Für einen Entwurf einer Anfahrregelung (siehe Abschnitt 7.2) ist vorwiegend das Regelverhalten während der Schleifphase relevant, weshalb das PT1-Glied zur Modellierung des Regelverhaltens ausreichend ist.

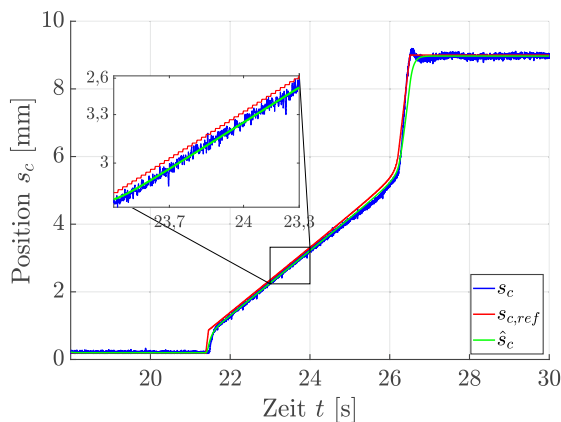


Abbildung 2.22: Dynamik der Kupplungsregelung bei rampenförmiger Referenz

2.4 Zusammenfassung

Als Basis für die Schätzung der Temperatur und des Verschleißes sowie für den Entwurf der zuverlässigkeitsorientierten Regelung wurde ein Antriebsstrangmodell hergeleitet. Das Antriebsstrangmodell wurde anhand von Messungen am Getriebeprüfstand validiert. Um den Einsatz des Antriebsstrangmodells in der zuverlässigkeitsorientierten Regelung zu erlauben, wurden zusätzlich ein Mittelwertmodell zur Abbildung des Verbrennungsmotors, ein longitudinales Fahrzeugdynamikmodell und ein Verzögerungsglied erster Ordnung zur Abbildung des Regelverhaltens der Kupplungsregelung angenommen. Die Modelle für den Verbrennungsmotor und die Fahrzeugdynamik beruhen auf angenommenen Parametern. Die approximierte Dynamik der Kupplungsregelung beruht auf Messungen am Getriebeprüfstand. Zur Berücksichtigung der Einflüsse von Verschleiß und Temperatur auf das Kupplungsverhalten, wurden beide als Eingangsgrößen des Reibungsverhal-

2.4 Zusammenfassung

tens und der Federcharakteristik der Kupplung berücksichtigt. Somit kann das Kupplungsverhalten mit Hilfe der Verschleiß- und Temperaturschätzung über den gesamten Betriebsbereich und über die gesamte Lebensdauer korrekt simuliert werden.

3 Entwicklung einer Versuchsumgebung

Zur Identifikation des Temperatur- und Verschleißverhaltens sowie zur Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung müssen experimentelle Untersuchungen durchgeführt werden. Die dafür benötigte Versuchsumgebung wird in diesem Kapitel dargestellt. Zum einen wird ein Getriebeprüfstand benötigt, um eine Variation der Temperatur und die Entstehung von Verschleiß anzuregen. Zum anderen werden Messsysteme benötigt, um den Verschleiß der Kupplung messen zu können.

3.1 Getriebeprüfstand

Der verwendete Getriebeprüfstand wurde zur Durchführung der Dissertationsvorhaben [84] und [102] aufgebaut. In [84] wurde der Getriebeprüfstand zur Entwicklung einer nichtlinearen Regelung eines Gangstellers eingesetzt. In [102] wurde eine Methodik vorgestellt, um mit Hilfe des Getriebeprüfstands verschiedene Getriebe zu identifizieren. Der Getriebeprüfstand wurde zudem in einer Vielzahl studentischer Arbeiten weiter entwickelt und auch im Disserationsvorhaben [70] zur Untersuchung einer modellbasierten Kalibrierung automatisierter Schaltgetriebe eingesetzt.

Im Rahmen dieser Dissertation wurden einige Modifikationen am Getriebeprüfstand vorgenommen. Um den bestehenden Stand vom modifizierten Stand des Prüfstands leichter abzugrenzen, wird zuerst der bestehende Stand kurz vorgestellt. Eine umfassende Beschreibung des ursprünglichen Getriebeprüfstands ist in [102] zu finden. In den nachfolgenden Abschnitten wird auf die durchgeführten Modifikationen eingegangen.

Der bestehende Getriebeprüfstand erfüllt folgende Anforderungen:

- An Getriebeeingangs- und ausgangswellen sollen geregelte Drehzahl- und Drehmomentverläufe gefahren werden, um eine reale Fahrzeugumgebung zu simulieren.

- Die Kommunikation zwischen Getriebe- und Motorsteuergerät soll für den Einsatz verschiedener Getriebesteuergeräte simuliert werden können.
- Alle für den Betrieb eines Getriebes relevanten Messgrößen sollen aufgezeichnet werden.

Der mechatronische Aufbau zur Umsetzung dieser Anforderungen wurde in [103] veröffentlicht. Eine umfassende Beschreibung der Steuerungsstruktur, Sicherheitstechnik und Messtechnik ist in [102] zu finden.

Zur Nutzung des Getriebeprüfstands als experimentelle Versuchsumgebung werden zusätzlich drei Anforderungen gestellt:

1. Temperaturen zur Identifikation des thermischen Verhaltens einer Reibkupplung sollen kontinuierlich erfasst werden können.
2. Reproduzierbare Versuchsszenarien sollen zyklisch und automatisiert gefahren werden können, um eine künstliche Alterung der Kupplung zu simulieren.
3. Der Verschleiß der Reibkupplung soll messtechnisch erfasst werden können.

Bei den experimentellen Untersuchungen am Getriebeprüfstand wird ein automatisiertes Schaltgetriebe (ASG) verwendet. Folglich wird die Versuchsumgebung exemplarisch für dieses Getriebe entwickelt. Allerdings kann diese mit geringen Änderungen auch zur Untersuchung anderer Getriebe genutzt werden.

3.1.1 Ausgangszustand des Getriebeprüfstands

Die Struktur des bestehenden Getriebeprüfstands ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Im Zentrum des Getriebeprüfstands befindet sich das automatisierte Schaltgetriebe (ASG), dessen Aktuatorik und Sensorik an die Getriebesteuerung (TCU) angeschlossen ist. Somit steuert die Getriebesteuerung das ASG und ermittelt alle für die Steuerung des Getriebes relevanten Messgrößen. Die Getriebesteuerung beinhaltet ein Prototyping-Steuergerät in Form einer Mikroautobox II, eine Leistungselektronik in Form eines Rapid-Pro-Systems von dSPACE, sowie eine Spannungsversorgung.

Die Getriebeeingangswelle ist mechanisch an einen Elektromotor angeschlossen, welcher das Verhalten vom Verbrennungsmotor simuliert und als Antrieb bezeichnet wird. Am Getriebeausgang ist über eine Welle ein Elektromotor angeschlossen, welcher die Fahrzeuglast simuliert und als Abtrieb bezeichnet

3 Entwicklung einer Versuchsumgebung

wird. Da die zweite Ausgangswelle vom Differential nicht genutzt wird, überträgt das fixierte Differential die volle Antriebsleistung auf nur eine Abtriebswelle. Als Messgrößen können die Drehmomente der Antriebs- und Abtriebswelle über Messwellen ermittelt werden. Das Drehmoment bzw. die Drehzahl des An- und Abtriebs werden über die Motorsteuerung geregelt und zusätzlich auch als Messwerte erfasst. Die elektrischen Antriebe können entweder drehzahlregelt oder drehmomentregelt betrieben werden.

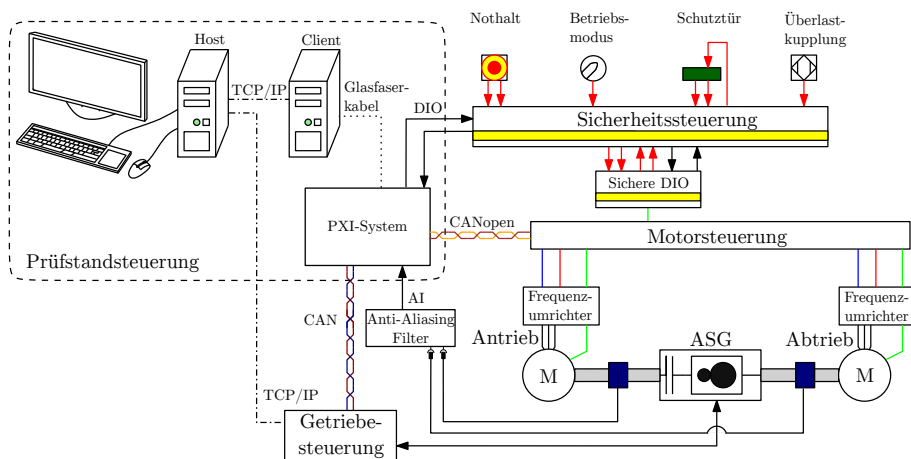


Abbildung 3.1: Struktur des bestehenden Getriebeprüfstands [70, modifiziert]

Sowohl die Getriebesteuerung als auch die Motorsteuerung erhalten Steuerbefehle von der Prüfstandsteuerung. Die Prüfstandsteuerung besteht aus einem PXI-System, einem Client und einem Host. Das PXI-System erfasst analoge Messdaten und kommuniziert mittels CAN mit der Motorsteuerung und der Getriebesteuerung. Im Client werden Sollwerte für Motor- und Getriebesteuerung im Echtzeit-Betriebssystem PharLab von National Instruments berechnet. Beispielsweise wird im Client das notwendige Abtriebsdrehmoment zur Simulation der Fahrzeugdynamik berechnet. Anschließend werden die Sollwerte über die CAN-Schnittstelle vom PXI-System an Motor- und Getriebesteuerung übergeben und dort umgesetzt. Zusätzlich werden im Client die Messdaten vom gesamten Prüfstand abgespeichert. Der Host ist mit dem Client über TCP/IP verbunden und stellt die Benutzeroberfläche für den Prüfstandsutzer dar. Auf der Host-Oberfläche werden Messgrößen und Parameter angezeigt. Zusätzlich kann auf der Host-Oberfläche der Prüfstandbetrieb durch die Eingabe von Versuchsparametern gesteuert werden. Im Gegensatz zum Client wird auf dem Host mit einem Windows-Betriebssystem gearbeitet. Die Software der auf dem Client und Host ausgeführten Prüfstandsteuerung wurde in LabVIEW programmiert. Außerdem erlaubt der Host auch

eine separate Darstellung aller Messgrößen und Parameter der Getriebe Steuerung über eine Oberfläche in Control Desk von dSPACE.

Tabelle 3.1: Festgelegte Betriebsgrenzen für den Getriebeprüfstand

Variable	Wert	Bezeichnung
$T_{an,max}$ [Nm]	100	Maximales Antriebsdrehmoment
$T_{ab,max}$ [Nm]	1200	Maximales Abtriebsdrehmoment
$\omega_{an,max}$ [rad/s]	261,8	Maximale Antriebswinkelgeschwindigkeit
$\omega_{ab,max}$ [rad/s]	26,18	Maximale Abtriebswinkelgeschwindigkeit

Um einen sicheren Betrieb des Prüfstands zu gewährleisten, wird die Aktivität aller sicherheitskritischen Komponenten durch eine Sicherheitssteuerung überwacht. Im Fehlerfall werden die elektrischen Maschinen gestoppt und die Kupplung geöffnet. Für den Betrieb des Getriebeprüfstands wurden die Betriebsgrenzen nach Tabelle 3.1 festgelegt. Die Grenzwerte resultieren aus der Dimensionierung des Getriebeprüfstands. Bei einer Überschreitung dieser Grenzwerte werden ebenfalls die elektrischen Maschinen gestoppt.

3.1.2 Erweiterung zur Temperaturmessung

Zur Umsetzung der ersten Anforderung muss für die Identifikation des thermischen Verhaltens die Temperatur der Kupplung kontinuierlich ermittelt werden. Dazu soll die Temperatur an den folgenden vier Orten erfasst werden:

- Temperatur der Schwungradoberfläche
- Temperatur der Luft in der Kupplungsglocke
- Temperatur am Gehäuse vom Getriebe
- Temperatur der Umgebungsluft

3.1.2.1 Erfassung der Schwungradoberflächentemperatur

Zur Erfassung der Schwungradoberflächentemperatur wurde eine bereits vorhandene Elektronik verwendet. Diese Elektronik ist ins Schwungrad integriert und dreht sich im Betrieb mit dem Schwungrad. Die gemessene Temperatur wird drahtlos an einen außerhalb des Getriebes platzierten Empfänger übermittelt.

Die Elektronik zur Erfassung der Schwungradoberflächentemperatur wurde in einer studentischen Abschlussarbeit [132] entwickelt und anschließend in [46] veröffentlicht. Die Energieversorgung der Elektronik wurde drahtlos durch

3 Entwicklung einer Versuchsumgebung

eine induktive Kopplung in einer weiteren studentischen Abschlussarbeit [17] entwickelt. Das gesamte Messsystem zur Erfassung der Schwungradoberflächentemperatur wird nachfolgend als drahtloses Temperaturmesssystem bezeichnet. Der Aufbau dieses Messsystems ist in Abbildung 3.2 prinzipiell dargestellt.

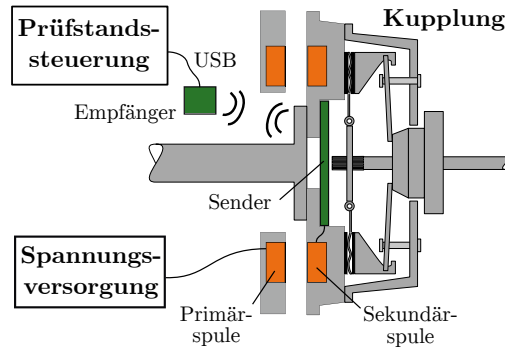


Abbildung 3.2: Aufbau der Elektronik zur Erfassung der Schwungradtemperatur

In Abbildung 3.3 ist das drahtlose Temperaturmesssystem im eingebauten Zustand dargestellt. Die Temperatur wird über zwei um 180° versetzte Pt1000-Sensoren (M222 von Heraeus) gemessen, welche am inneren Rand der Oberfläche des Schwungrads in einer eingefrästen Vertiefung platziert wurden.

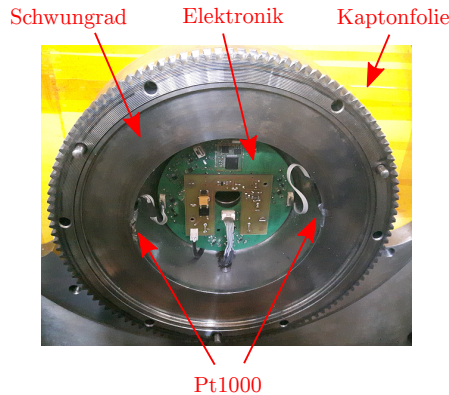


Abbildung 3.3: Schwungrad mit eingebauten Temperaturmesssystem

Das drahtlose Temperaturmesssystem ist über eine USB-Schnittstelle des Empfängers an die Prüfstandssteuerung angebunden. Zur drahtlosen Übertragung der Messdaten wird ein Preon32 genutzt, welcher Messdaten mit einem Übertragungsprotokoll gemäß IEEE 802.15.4 im 2,4 GHz Frequenzband überträgt.

Die Messwerte werden vom Sender blockweise gebündelt, bevor diese an den Empfänger übertragen werden.

Auf der Rückseite des Schwungrades ist die Sekundärspule eingelassen. Die Primärspule ist am Getriebehalter fixiert und wird über eine Spannungsversorgung mit Energie versorgt. Die Energie wird wiederum an die Sekundärspule und somit auch an das drahtlose Temperaturmesssystem übertragen wird.

3.1.2.2 Erfassung der Temperaturen der Kupplungsglocke, des Getriebegehäuses und der Umgebungsluft

Zur Temperaturerfassung an den verbleibenden drei Orten wurden drahtgebundene Pt1000-Sensoren (W-EYK6 von Heraeus) eingesetzt. Diese wurden jeweils an eine Messelektronik (PT-MOD von B+B Sensors) mit integrierter Kennlinie angeschlossen, welche die Messwerte analog an das PXI-System des Getriebeprüfstands übermittelt. Die Positionen der Sensoren am Getriebe sind in Abbildung 3.4 dargestellt. Der Sensor zur Erfassung der Umgebungstemperatur ist nicht dargestellt und befindet sich am oberen Ende eines Zaunpfählers des Getriebeprüfstands nahe der Getriebesteuerung.

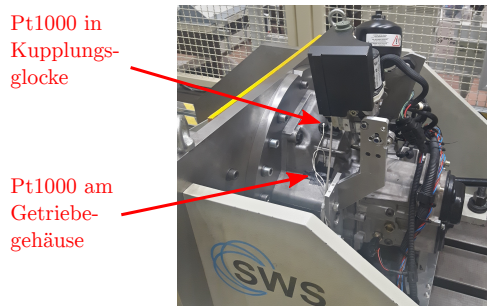


Abbildung 3.4: Position der Temperatursensoren am Getriebe

Am Getriebeprüfstand ist kein Verbrennungsmotor verbaut. Folglich muss für eine realistische Untersuchung des thermischen Kupplungsverhaltens die fehlende isolierende Wirkung des Verbrennungsmotorgehäuses nachgebildet werden. Zur thermischen Isolation wurde daher das Getriebe mit einer mit gelber Kaptonfolie beklebten Rigipsplatte, welche in Abbildung 3.3 zu sehen ist, verschlossen.

3.1.2.3 Messfehlerabschätzung der Temperaturerfassung

Bei der späteren Identifikation des thermischen Verhaltens müssen Messfehler berücksichtigt werden. Daher werden die einzelnen Fehlerquellen nachfolgend benannt und quantifiziert.

Die Datenrate zwischen Sender und Empfänger des drahtlosen Temperaturmesssystems beträgt 100 Hz pro Kanal. Aufgrund der Latenz bei der Funkübertragung zwischen Empfänger und Sender sowie der USB-Schnittstelle zwischen Empfänger und Prüfstandsteuerung entsteht ein Synchronisationsfehler von 145,34 ms bei einer Standardabweichung von 4,20 ms [46]. Dieser Fehler ist jedoch im Vergleich zur Zeitkonstanten des thermischen Verhaltens der Kupplung vernachlässigbar. Zusätzlich weist der verwendete Pt1000 Widerstand eine PT1-Dynamik von 180 ms [132] auf, welche bei der Auswertung berücksichtigt werden muss.

Das drahtlose Temperaturmesssystem nutzt Pt1000 Widerstände, welche einen Messfehler von 0,75 °C nach [60], gemäß DIN EN 60751 [27] bei einer Toleranz A im Messbereich von 0 bis 300 °C, besitzen. Um Fehler durch eine Erwärmung der Messelektronik zu vermeiden, wurde in [132] mit Hilfe von messtechnisch ermittelten Kennlinien ein maximaler Messfehler von 1 °C erreicht. Der Preon32 nutzt einen 12-Bit ADC, was zu einem zusätzlichen Quantisierungsfehler von 0,24 % bzw. 0,75 °C (bei einem Messbereich von 300 °C) führt. Insgesamt wird daher ein Fehler von maximal 1,75 °C für das drahtlose Temperaturmesssystem angenommen.

Die drahtgebundenen Pt1000 Sensoren besitzen einen Messfehler von 0,75 °C nach [61], bei einer Toleranz A gemäß DIN EN 60751 [27] im Messbereich von 0 bis 300 °C. Die verwendete Messelektronik besitzt einen Fehler von 0,5 % des gesamten Messbereichs [9]. Daher wird beim größten Messbereich von 0 bis 300 °C für die Temperatur in der Kupplungsglocke ein maximaler Fehler von 2,25 °C angenommen. Zusätzlich koppeln in die analoge Messleitungen elektromagnetische Störungen ein, welche ein vernachlässigbares Rauschen mit einer Standardabweichung von maximal 0,05 °C erzeugen. Der Quantisierungsfehler wird ebenfalls vernachlässigt, weil die analogen Signale mit einem 16-Bit ADC des PXI-Systems erfasst werden.

3.1.3 Erweiterung zur Verschleißuntersuchung

Zur Umsetzung der zwei verbleibenden Anforderungen zur Identifikation des Verschleißverhaltens der Reibkupplung mussten sowohl Anpassungen der Software als auch mechanische Anpassungen am Getriebeprüfstand vorgenommen werden. Die mechanischen Anpassungen wurden durchgeführt, um

die Verschleißmessungen zu erleichtern, indem der Wechsel der Kupplungskomponenten möglichst schnell und einfach durchgeführt werden kann. Als Software-Anpassungen wurden eine Langzeit-Datenerfassung und eine Versuchsteuerung entwickelt, um die nötigen Dauerversuche zur künstlichen Alterung der Kupplung durchführen zu können. Zur Umsetzung einer zuverlässigen Langzeit-Datenerfassung werden Messdaten, welche mit einer Abtastrate von 10 ms erfasst werden, zuerst mit einer Warteschlange gepuffert und anschließend gebündelt in 1 s Intervallen in die TDMS-Datei geschrieben. Die Versuchssteuerung wird nachfolgend beschrieben.

3.1.3.1 Versuchssteuerung zur Verschleißuntersuchung

Um eine Alterung der Kupplung zu simulieren, müssen zyklisch wiederholt Anfahrvorgänge am Getriebeprüfstand gefahren werden. Dazu wurde eine Zustandssteuerung in LabVIEW implementiert, welche als Versuchssteuerung bezeichnet wird. Mit Hilfe dieser Versuchssteuerung werden zyklisch die Zustände nach Tabelle 3.2 durchlaufen. Die Zustandsmaschine ist in Abbildung 3.5 schematisch dargestellt.

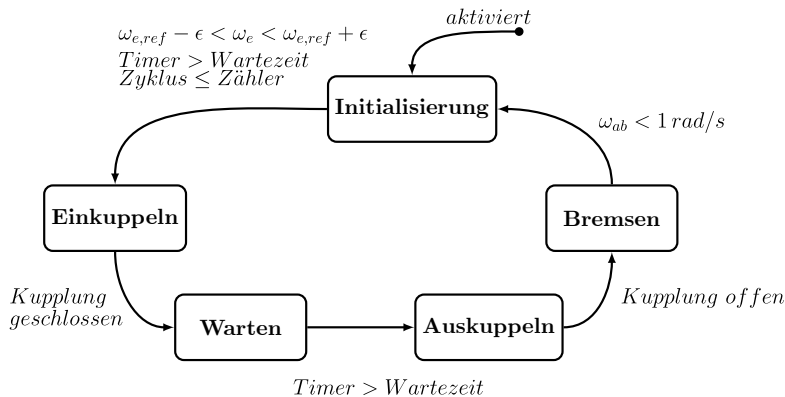


Abbildung 3.5: Schematische Versuchssteuerung für die Verschleißexperimente am GPST

Der Zustand *Initialisierung* wird verlassen, sobald alle Startbedingungen erfüllt sind. Bei den Zuständen *Einkuppeln* und *Auskuppeln* muss die TCU bestätigen, dass der Kupplungsvorgang erfolgreich war. Im Zustand *Warten* wird eine definierte Zeitspanne gewartet und im Zustand *Bremsen* wird die Abtriebsmaschine aktiv gestoppt, um eine kurze Versuchszeit zu gewährleisten. Über den Host der Getriebeprüfstandssteuerung werden die Startbedingungen für den Versuch nach den Vorgaben aus dem Versuchsplan eingestellt.

3 Entwicklung einer Versuchsumgebung

Der Versuch startet sobald die Freigabe durch den Benutzer erteilt wird. Der Versuch wird abgebrochen, wenn die Freigabe zurückgenommen wurde oder wenn im Versuchszyklus ein Fehler festgestellt wird. Der Versuch endet ordnungsgemäß, wenn die definierte Anzahl von Zyklen gefahren wurde.

Tabelle 3.2: Zustände der Versuchssteuerung

Bezeichnung	ID	Beschreibung
Initialisierung	0	Herstellen der Startbedingungen
Einkuppeln	11	Einstellen des gewünschten Kupplungsdrehmoments
	12	Halten des gewünschten Kupplungsdrehmoments
	13	Überanpressung durch weitere Erhöhung des Kupplungsdrehmoments
Warten	20	Wartezeit nach dem Einkuppeln
Auskuppeln	31, 32 & 33	Auskuppeln
Bremsen	40	aktives Bremsen der Lastmaschine

Die Versuchssteuerung erzeugt Last- und Bremsdrehmomente, welche an das Fahrzeugumgebungsmodell übermittelt werden. Somit kann ein Einkuppeln unter Last und ein Auskuppeln ohne Last simuliert werden.

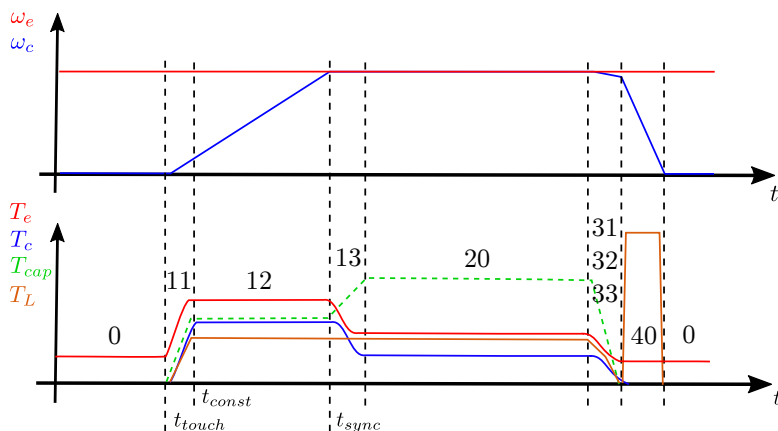


Abbildung 3.6: Getriebeprüfstandsverhalten in Abhängigkeit der Versuchszustände

In Abbildung 3.6 sind die entsprechenden Verläufe der relevanten Drehmomente und Winkelgeschwindigkeiten für einen Versuchszyklus dargestellt. Die dargestellte Versuchssteuerung gilt für die experimentellen Verschleißuntersuchungen. Die Versuchssteuerung wurde auch für die Verifikation der zu-

verlässigkeitsorientierten Regelung eingesetzt, allerdings wird in diesem Fall beim Einkuppeln in den Zuständen 11 bis 13 das Kupplungsdrehmoment von der zuverlässigkeitsorientierten Regelung gesteuert.

3.2 Verschleißmesssysteme

Es werden in diesem Abschnitt Messsysteme zur Erfassung des Verschleißes dargestellt. Dabei wird nicht darauf eingegangen, wie die genannten Messgrößen mit dem allgemeinen Begriff Verschleiß verknüpft sind. Diese Zusammenhänge werden später in Kapitel 5 erläutert.

3.2.1 Präzisionswaage

Verschleiß in Form eines Materialverlustes kann präzise über den Massenverlust der Kupplungskomponenten ermittelt werden. Denn Verschleiß tritt am Kupplungsbelag sowie der Schwungrad- und der Anpressplattenoberfläche auf. Um eine verschleißbedingte Gewichtsänderung für unterschiedliche Massen der einzelnen Komponenten zu erfassen, wurden zwei Präzisionswaagen angeschafft.



Abbildung 3.7: Waagen mit einer Kupplungsscheibe und einer Anpressplatte

Die Waage EMB 2000-2 von Kern erlaubt eine sehr genaue Messung des gesamten Verschleißes der Kupplungsscheibe. Aufgrund der höheren Masse der Anpressplatte und des Schwungrads, wird zur Erfassung deren Verschleißes die Waage CPB 15K0.2N von Kern eingesetzt. Es wurden für die Gewichtserfassung die Anforderungen nach Tabelle 3.3 angenommen.

Im Vergleich zum organischen Reibbelag zeigen die metallischen Komponenten (Anpressplatte und Schwungrad) einen deutlich geringeren Verschleiß.

3 Entwicklung einer Versuchsumgebung

Daher wird primär der Massenverlust der Kupplungsscheibe mit Reibbelag betrachtet. Um einen Kompromiss zwischen der Genauigkeit der Präzisionswaage und der Anzahl der benötigten Verschleißzyklen zu schaffen, wurden für die Bestimmung des Verschleißes der Reibbeläge 100 mg als geforderte Messgenauigkeit und 2 kg als Messbereich festgelegt. Dabei wurde angenommen, dass der minimale Verschleiß nach 1.000 Zyklen messbar sein soll.

Tabelle 3.3: Anforderungen an die Verschleißmessung mittels Präzisionswaagen

Komponente	Masse	Erwarteter Verschleiß
Reibbelag (beidseitig)	0,180 kg	0,21 mg/Zyklus bis 71 mg/Zyklus [131]
Kupplungsscheibe (ohne Reibbelag)	0,870 kg	≈ 0 mg/Zyklus
Anpressplatte	2,770 kg	$\ll 0,01$ mg/Zyklus
Schwungrad	10,990 kg	$\ll 0,01$ mg/Zyklus

Die Waage bestimmt immer die Masse der gesamten Kupplungsscheibe m_{KS} und somit auch die Gewichtsänderung für beide Belagseiten gleichzeitig. Die abgetragene Masse m_w wird über die Massendifferenz vor und nach mehreren Kupplungsvorgängen ermittelt.

3.2.1.1 Messfehlerabschätzung der Gewichtserfassung

Zur Erfassung der verschleißbedingten Gewichtsänderung wird die Präzisionswaage EMB 2000-2 von Kern eingesetzt. Der Messfehler bei der Gewichtserfassung setzt sich gemäß des Datenblatts der Waage [77] sowie zusätzlicher messtechnisch bestimmter Faktoren zusammen:

- Linearität 20 mg
- Reproduzierbarkeit 10 mg
- Temperaturabhängigkeit 30 mg/K
- Luftfeuchtigkeit

Der Messfehler der Präzisionswaage wird nach dem Datenblatt [77] in Form von Linearität und Reproduzierbarkeit definiert. Die Linearität kann vernachlässigt werden, weil die Masse der zu vermessenden Kupplungsscheiben sich nur gering unterscheidet. Weiterhin hat die Umgebungstemperatur einen Einfluss auf das Messergebnis. Der Temperatureinfluss auf das Messergebnis der Waage wurde mit Hilfe einer messtechnisch ermittelten Kennlinie [156] kompensiert. Ein zusätzlicher Messfehler entsteht durch die Wasseraufnahme vom

Epoxidharz des Reibbelags, welche nach [91] in einer Massenzunahme bis zu 5 % resultiert. Die Kupplungsscheibe nimmt folglich an Masse zu je länger diese in einer Umgebung mit Luftfeuchtigkeit gelagert wurde. Dieser Einfluss wurde mit einer Massenzunahme bis zu 1 g für beide Belagseiten bei einer 72 h Lagerung der Kupplungsscheibe ermittelt. Dabei wurde die Kupplung vorher für 24 h bei 120 °C in einer Klimakammer getrocknet. Um den Einfluss der Feuchtigkeit zu kompensieren, wird die Kupplungsscheibe bei den experimentellen Untersuchungen in einer luftdichten Kunststoffbox gelagert. Mit der Kompensation der Einflüsse von Temperatur und Luftfeuchtigkeit wurde eine Messunsicherheit von 50 mg erreicht.

3.2.2 Laserprofilscanner

Als wesentlicher Nachteil der Verschleißmessung auf Basis einer Gewichtsänderung kann der Verschleiß nicht für beide Seiten der Kupplungsscheibe separat ermittelt werden kann. Um dies zu ermöglichen und um die Ergebnisse der Präzisionswaage validieren zu können, wird ein alternatives Verfahren zur Erfassung des Verschleißes benötigt.

Verschleiß kann auch über die Änderung des Volumens des Reibbelags ermittelt werden. Um eine Änderung des Volumens zu bestimmen, muss das dreidimensionale Höhenprofil des Reibbelags erfasst werden. Zur Höhenprofilmessung werden üblicherweise optische oder taktile Verfahren eingesetzt [8]. Ein geeignetes Verfahren muss entsprechend der Messanforderungen ausgewählt werden. Zur Erfassung des Höhenprofils des Reibbelags wurden folgenden Anforderungen definiert.

1. Das dreidimensionale Höhenprofil beider Reibbeläge der Kupplungsscheibe soll vermessen werden können.
2. Das Messverfahren soll eine Auflösung von 10 µm in vertikaler Richtung besitzen.
3. Die Messzeit soll 1 h und die Messdateigröße soll 1 GB nicht überschreiten.

Die Erfassung eines dreidimensionalen Höhenprofils mittels taktiler Verfahren ist aufwändig, weil die Höhe nur an einem Messpunkt ermittelt wird. Entsprechend muss zur Erfassung eines dreidimensionalen Höhenprofils das Messobjekt vollständig abgefahren werden. Optische Verfahren hingegen können ein Höhenprofil über mehrere Messpunkte erfassen und eignen sich daher besser zur Erfassung eines dreidimensionalen Höhenprofils. Je nach Verfahren kann die Auflösung in vertikaler Richtung stark variieren. Zudem bedingt eine höhere Auflösung in vertikaler Richtung eine geringere messbare Fläche.

3 Entwicklung einer Versuchsumgebung

Andernfalls steigt die Messdatengröße, was die Verarbeitung der Messdateien erschwert. Daher sollte die vertikale Auflösung nur so hoch wie nötig gewählt werden.

Die zweite Anforderung ergibt sich aus dem erwarteten Verschleiß in Form der Masse m_w nach Tabelle 3.3, welcher dazu zuerst in ein Volumen und anschließend in eine Höhe umgerechnet wird. Der erwartete Verschleiß des Reibbelags kann über die Dichte des Reibbelags ρ_w in ein Volumen V_w umgerechnet werden.

$$V_w = \frac{m_w}{\rho_w} \quad (3.1)$$

Aufgrund der Rotationssymmetrie der Reibkupplung kann anstatt des Volumens auch die abgetragene Belaghöhe s_w zur Erfassung des Verschleißes ermittelt werden, wenn der Verschleiß über die gesamte Reibbelagoberfläche A gleichmäßig auftritt.

$$s_w = \frac{V_w}{A} \quad (3.2)$$

Der Laserprofilscanner erlaubt die Erfassung der abgetragenen Belaghöhe für die Motor- $s_{w,m}$ und Getriebeseite $s_{w,g}$. Der gesamte Verschleiß ergibt sich aus der Summe der einzelnen Anteile.

$$s_w = s_{w,g} + s_{w,m} \quad (3.3)$$

Die geforderte Genauigkeit kann nach Gleichung 3.1 und 3.2 mit Hilfe der Werte aus Tabelle 3.4 analog zur Vorgehensweise bei der Waage festgelegt werden.

Tabelle 3.4: Parameter des Reibbelags (einseitig) zur Bestimmung der geforderten Genauigkeit für die Verschleißmessung mittels Laserprofilscanner

Parameter	Wert	Bezeichnung
ρ_w [mg/mm ³]	1,68 (nach [131])	Dichte
r_i [mm]	70	Innerer Reibbelagradius
r_a [mm]	97,50	Äußerer Reibbelagradius
s_h [mm]	3,62	Höhe des Reibbelags
$s_{w_{max}}$ [mm]	1,85	Maximaler Reibbelagabtrag
$V_{w_{max}}$ [mm ³]	23563,60	Maximales Verschleißvolumen
ΔV_w [mm ³ /Zyklus]	0,13 bis 42,26	Volumenänderung
Δs_w [µm/Zyklus]	0,009 bis 4,98	Belaghöhenänderung

Die geforderte vertikale Auflösung von $10\text{ }\mu\text{m}$ liegt im Anwendungsbereich von Messsystemen, welche auf Lasertriangulation basieren. Entsprechend wurde der Laserprofilscanner LJ-V7080 von Keyence ausgewählt, welcher eine vertikale Auflösung bis zu $0,5\text{ }\mu\text{m}$ erreicht [79]. Im Vergleich besitzen Verfahren der Stereoskopie eine vertikale Auflösung von ca. $0,1\text{ mm}$ [136], weshalb sich diese nicht zur Erfassung des Höhenprofils eignen. Höherauflösende Verfahren, welche üblicherweise zur Bestimmung der Rauheit eingesetzt werden, wie beispielsweise Konfokalmikroskope oder Weißlichtinterferometer, besitzen eine vertikale Auflösung im Bereich von $0,01$ bis $1\text{ }\mu\text{m}$ [8]. Aufgrund der aus dieser Auflösung resultierenden großen Messzeit und Messdateigröße eignen sich diese Verfahren nicht zur Erfassung des Höhenprofils.

Der Laserprofilscanner erfasst ein zweidimensionales Höhenprofil mittels Triangulation in radialer Richtung der Kupplungsscheibe über den Bereich des Reibbelags. Durch eine Rotation der Kupplungsscheibe wird ein dreidimensionales Höhenprofil erfasst. In Abbildung 3.8 wird schematisch gezeigt, wie der Laserprofilscanner die Reibbelagsoberfläche misst.

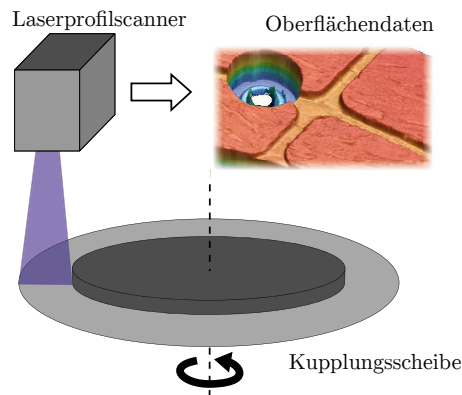


Abbildung 3.8: Schema der Oberflächenerfassung mit dem Laserprofilscanner

Der Messaufbau für den Laserprofilscanner orientiert sich an der Konstruktion aus einer studentischen Arbeit [136]. Der Aufbau beinhaltet einen Laserprofilscanner LJ-V7080 von Keyence und einem Schrittmotor ISM-7412E von National Instruments. Der Laserprofilscanner wird über der Kupplungsscheibe fest montiert. Die Kupplungsscheibe wird anschließend durch den Schrittmotor gedreht, so dass der Reibbelag mit dem Laserprofilscanner erfasst werden kann. Nachfolgend ist die Konstruktion des Aufbaus in Abbildung 3.9 dargestellt. Um den Einfluss von Streulicht und Staub zu minimieren, wurde der Aufbau unter einer Haube platziert.

Die Ansteuerung des Schrittmotors und die Datenprotokollierung des Laserprofilscanners wurden mittels LabVIEW implementiert. Diese LabVIEW-

3 Entwicklung einer Versuchsumgebung

Software basiert auf den studentischen Arbeiten [Tur17] und [Sei17]. Die Auswertung der Messdaten erfolgt in Matlab.

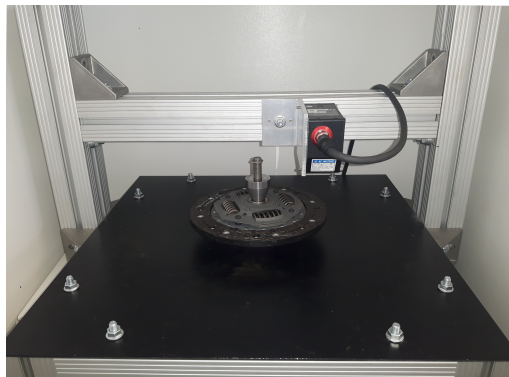


Abbildung 3.9: Aufbau Messstand für den Laserprofilscanner

3.2.2.1 Fehlerkorrektur des erfassten Höhenprofils

Das in Abbildung 3.8 dargestellte Schema benötigt eine Parallelität der Ebenen des Reibbelags und des Laserprofilscanners sowie eine Übereinstimmung der z-Achsen der Kupplungsscheibe und der Motorwelle. Andernfalls wird das Höhenprofil bei der Erfassung verzerrt und später fehlerhaft ausgewertet. Um die Übereinstimmung der z-Achsen zu gewährleisten, wird die Kupplungsscheibe über einen Konus auf der Motorwelle zentriert. Die Gewährleistung der Parallelität der Ebenen ist im mechanischen Aufbau nicht möglich, weil selbst fabrikneue Kupplungsscheiben nicht ideal eben und planparallel sind [51]. Daher werden nachträglich die Messdaten mit Hilfe einer Neigungskorrektur korrigiert.

Da die Kupplungsscheibe rotationssymmetrisch ist, werden während der Messung durch die Rotation der Kupplungsscheibe die Messdaten in Zylinderkoordinaten erfasst. Demnach gilt die allgemeine Definition der Zylinderkoordinaten für die mit dem Laserprofilscanner erfassten Messpunkte.

Zur Darstellung der Messdaten wird im Gegensatz zur üblichen Definition der Zylinderkoordinaten der Koordinatenursprung passend zum Messbereich des Laserprofilscanners über $\tilde{\rho}$ verschoben. Weiterhin wird anstatt des Winkels φ der Kreisbogen $\tilde{\varphi}$ dargestellt, so dass bei der Achsenbeschriftung die gleichen Einheiten genutzt werden können.

$$\begin{aligned} x &= \rho \cdot \sin(\varphi) & \tilde{\rho} &= \rho - r_a \\ y &= \rho \cdot \cos(\varphi) & \tilde{\varphi} &= r_a \cdot \varphi \\ z &= z \end{aligned} \tag{3.4}$$

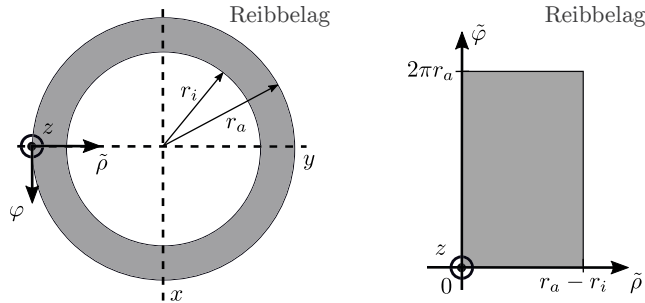


Abbildung 3.10: Koordinatensysteme der Höhenprofilierung: Reibbelag als Bauteil (links) und erfasstes Höhenprofil vom Reibbelag (rechts)

Zur Neigungskorrektur müssen die Messdaten zuerst in kartesische Koordinaten transformiert werden. Anschließend wird eine Neigungsebene ermittelt und von den Messdaten subtrahiert. Ein Beispiel einer Neigungskorrektur ist in Abbildung 3.11 dargestellt. Für weitere Auswertungen werden die korrigierten Messdaten wieder in Zylinderkoordinaten zurück transformiert.

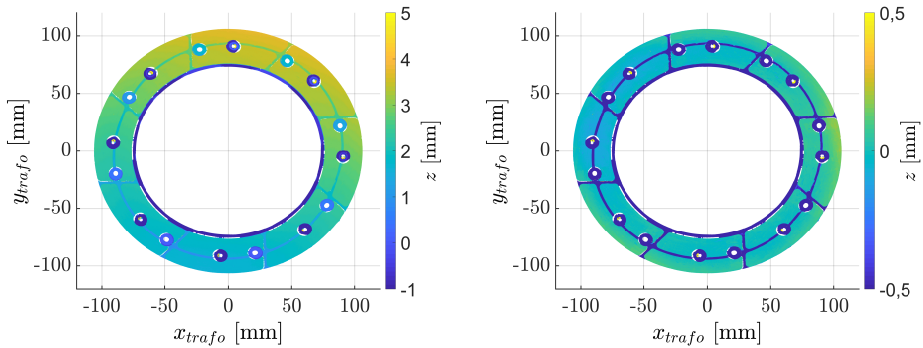


Abbildung 3.11: Kupplungsfläche mit (links) und ohne Neigung (rechts)

3.2.2.2 Auswertung der Belaghöhe

Um die Belaghöhe zu ermitteln wird jeweils die Höhendifferenz zwischen einer Niete der jeweiligen Kupplungsscheibenseite und der umliegenden Oberfläche ermittelt. Dabei wird die Niete als verschleißunabhängiger Bezugspunkt genutzt. Zur Auswertung werden vier Flächen entlang der radialen Richtung

3 Entwicklung einer Versuchsumgebung

platziert, wobei zwei auf der Niete und zwei neben der Niete platziert werden. Die Platzierung der Fläche für die erste Niete erfolgt per Hand, alle anderen Niete werden über die gleichmäßigen Abstände zugeordnet. Das Verfahren ist in Abbildung 3.12 für eine Niete illustriert.

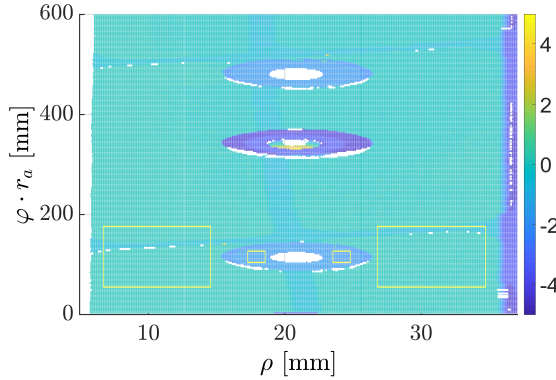


Abbildung 3.12: Auswertung der Belaghöhe für einen Ausschnitt der erfassten Kupplungs Oberfläche

Abschließend werden Messfehler oder uninteressante Bereiche, wie beispielsweise die Nuten, mittels Ausreißererkennung entfernt, wenn die Höhenwerte um mehr als die zweifache Standardabweichung aller Höhenwerte der jeweiligen Fläche abweichen. Die Höhenwerte der einzelnen Flächen werden anschließend gemittelt. Die Differenz dieser Mittelwerte $s_{mean,lining}$ und $s_{mean,rivet}$ ergibt die gesuchte Belaghöhe s_h .

$$s_h = \frac{(s_{mean,lining1} + s_{mean,lining2}) - (s_{mean,rivet1} + s_{mean,rivet2})}{2} \quad (3.5)$$

3.2.2.3 Messfehlerabschätzung der Höherfassung

Mit dem Laserprofilscanner lässt sich laut Datenblatt [79] die Oberfläche des Kupplungsbelags mit einer z-Auflösung bis zu $0,5 \mu\text{m}$ und einer x-Auflösung von $50 \mu\text{m}$ erfassen. Die y-Auflösung ist abhängig von der Motoransteuerung. Bei einem Microstep von 51200 Schritten pro Umdrehung beträgt die Auflösung in y-Richtung am Rand der Kupplungsscheibe $25 \mu\text{m}$. Für die Messunsicherheit der Höherfassung ist nur die z-Richtung relevant. Die z-Auflösung von $0,5 \mu\text{m}$ gilt für einen mehrfach gemittelten Messwert. In [Sei17] wurde die Messunsicherheit als $\pm 2\sigma_{s_w} \approx 10 \mu\text{m}$ bzw. als $\pm 2\sigma_{s_w'} \approx 0.010 \mu\text{m}/\text{Zyklus}$ (bezogen auf eine normale Messdauer von 1.000 Zyklen) ermittelt.

3.2.3 Konfokalmikroskop

Mit Hilfe des Höhenprofils oder der Masse kann der Verschleiß in Form des Materialverlusts ermittelt werden. Allerdings muss für eine detaillierte Betrachtung des Verschleißverhaltens auch die Oberflächenstruktur berücksichtigt werden. Anhand der Oberflächenstruktur können Rauheitskennwerte ermittelt werden, welche beispielsweise nach [14] mit dem Verschleißverhalten während des Einlaufs korrelieren.

Mögliche Methoden zur Messung der Oberflächenbeschaffenheit werden in der DIN EN ISO 25178-6 [30] genannt. Von diesen Methoden wurde ein Konfokalmikroskop VK-X260K von Keyence ausgewählt, welches vom Fachgebiet Elektrische Energiespeicher zur Verfügung gestellt wurde. Mit Hilfe dieses Konfokalmikroskops konnte die Oberflächenstruktur der Kupplung ausschnittsweise ermittelt werden. Die Aufnahme der Oberflächenstruktur erfolgt mit einem automatischen Messskript. Somit werden insgesamt 24 Bilder entlang der radialen Richtung vom Reibbelag aufgenommen, wobei jedes Bild eine Größe von $1,25 \times 1,25 \text{ mm}^2$ hat.



Abbildung 3.13: Konfokalmikroskop mit einer Kupplungsscheibe

3.2.3.1 Auswertung der Rauheitskennwerte

Das gemessene Profil vom Reibbelag wird zuerst gefiltert, so dass die Welligkeit entfernt wird und das reine Rauheitsprofil analysiert werden kann [37]. Die Wahl der Filtergrenzfrequenzen erfolgt gemäß der ISO 25178-2 [32]. Bei der Auswertung der Rauheit wird vorwiegend die obere Kontaktschicht betrachtet. Das heißt, dass Vertiefungen im Oberflächenprofil vernachlässigt werden, weil überwiegend die oben liegenden Schichten Rückschlüsse auf das Reibungsverhalten erlauben. Zusätzlich werden Bereiche außerhalb des

3 Entwicklung einer Versuchsumgebung

eingestellten Höhenmessbereichs nicht betrachtet, indem Bereiche mit einem starken Rauschen entfernt werden.

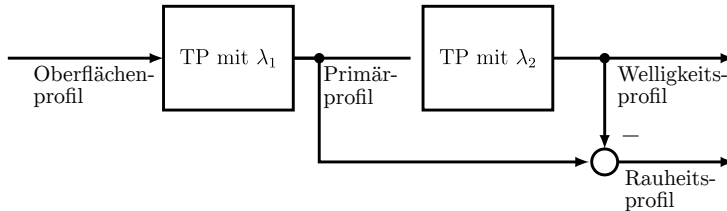


Abbildung 3.14: Rauheitsauswertung gemäß Norm ISO 25178-2 [32, modifiziert]

3.2.3.2 Rauheitskennwerte - Rauheit

Zur Beurteilung der Rauheit wird die mittlere arithmetische Höhe verwendet.

$$R_a = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |z_n| \quad (3.6)$$

Alternativ könnten auch andere Rauheitskennwerte, wie beispielsweise die mittlere quadratische Höhe verwendet werden. Jedoch kann mit Hilfe der mittleren arithmetischen Höhe bereits die Veränderung der Oberflächenrauheit begutachtet werden. Anhand des zeitlichen Verlaufs des Rauheitskennwerts kann verifiziert werden, ob ein bestimmter Verschleißeffekt vorliegt.

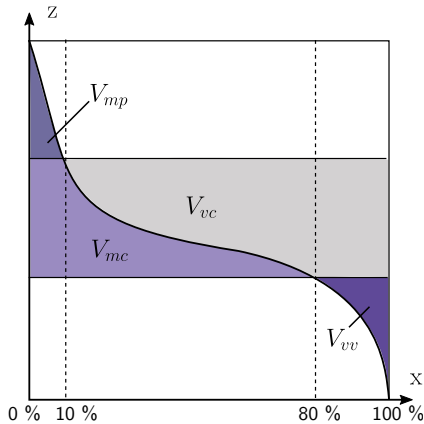
3.2.3.3 Rauheitskennwerte - Abbott-Kurve

Zur Begutachtung der Oberflächenstruktur können die Kennwerte der Abbott-Kurve genutzt werden. Die Abbott-Kurve stellt die Höhenwerte in Bezug zum Materialanteil dar. Im Falle der Reibkupplung wird ein 3D-Profil vermessen. Daher können Volumenkenwerte der Abbott-Kurve zur Beschreibung der Veränderung des Höhenprofils verwendet werden.

Gemäß der ISO 25178-3 [31] werden Standardwerte für das untere Flächen-Materialverhältnis als $p=10\%$ und für das obere Flächen-Materialverhältnis als $q=80\%$ angenommen. Mit Hilfe dieser Grenzen werden die Kennwerte gemäß Abbildung 3.15 definiert.

Im Gegensatz zu den Rauheitskennwerten wird die Abbott-Kurve für das gesamte Oberflächenprofil ausgewertet. Somit sind zum Beispiel auch Rückschlüsse zu Materialablagerungen in den Vertiefungen über V_{vv} möglich. Es

kann ebenfalls über die Form der Abbott-Kurve eine Aussage über die Oberflächenstruktur getroffen werden, indem beispielsweise eine geringe Steigung auf einen glatten Belag hindeutet. Anhand der Kennwerte der Abbott-Kurve kann auch untersucht werden, ob eine Veränderung des Höhenprofils auftritt. Unter anderem erlaubt die Konvergenz der Kennwerte Rückschlüsse auf das Ende eines Verschleißeffekts, wie dem Einlauf.



Volumenkennwerte:

- Talhohlraumvolumen V_{vv}
- Kernhohlraumvolumen V_{vc}
- Spitzenmaterialanteil V_{mp}
- Kernmaterialanteil V_{mv}

Abbildung 3.15: Abbott-Kurve mit Volumenkennwerten [32, modifiziert]

3.2.3.4 Messfehlerabschätzung der Rauheitserfassung

Anhand von Rauheitsmessungen für trockene Reibkupplungen in [14] wird eine Rauheit von 5 bis 15 μm und eine vertikale Messlänge von 100 μm erwartet. Das verwendete Konfokalmikroskop VK-X260K besitzt eine von der vertikalen Messlänge L abhängige Genauigkeit von $0,2 + L/100 \mu\text{m}$ nach dem Datenblatt [78]. Es ergibt sich eine Messunsicherheit von 1,2 μm für die genannte vertikale Messlänge bei einer Verwendung eines Objektivs mit 10x Verstärkung. Der Einfluss der z-Auflösung mit 0,5 nm sowie der 16-Bit-Quantisierung mit 1,53 nm ist vernachlässigbar.

3.3 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde die Versuchsumgebung zur Identifikation des Temperatur- und Verschleißverhaltens sowie zur Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung beschrieben. Dabei wurden die realisierten Änderungen

3 Entwicklung einer Versuchsumgebung

am Getriebeprüfstand, welche die Durchführung von Dauerversuchen ermöglichen, dargestellt. Als Verschleißmesssysteme wurden zwei Präzisionswaagen, ein Laserprofilscanner und ein Konfokalmikroskop ausgewählt. Die vorgestellte Versuchsumgebung bildet die Arbeitsgrundlage für alle experimentellen Untersuchungen der nachfolgenden Kapitel, weil diese die Parameteridentifikation der vorgestellten Methoden erlaubt. Zudem wurde die Versuchsumgebung detailliert dargestellt, weil für einen späteren Einsatz die jeweiligen Experimente zur Parameteridentifikation für unterschiedliche Getriebevarianten wiederholt werden müssen.

4 Thermisches Modell

Die Kupplungstemperatur wird zur Bestimmung des Verschleiß- und Reibungsverhaltens benötigt. Jedoch kann im Fahrzeug die Kupplungstemperatur nicht einfach über vorhandene Sensoren gemessen werden. Daher soll mit Hilfe eines thermischen Modells, wie in Abbildung 1.4 gezeigt, die Kupplungstemperatur aus bekannten Messgrößen geschätzt werden. Das erforderliche thermische Modell wird in diesem Kapitel hergeleitet und abschließend anhand von experimentellen Untersuchungen am Getriebeprüfstand identifiziert und validiert.

4.1 Modellierung des thermischen Verhaltens

In diesem Abschnitt wird zuerst auf das thermische Verhalten einer trockenen Reibkupplung eingegangen. Anschließend wird darauf aufbauend ein thermisches Modell hergeleitet, mit welchem die notwendigen Temperaturen zur Bestimmung des Verschleiß- und Reibungsverhaltens geschätzt werden können.

4.1.1 Thermisches Verhalten einer trockenen Reibkupplung

Das prinzipielle Temperaturverhalten einer trockenen Reibkupplung ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Die wesentlichen Wärmeflüsse sind als rote Pfeile eingetragen. Die Richtungen der Pfeile ergeben sich, wenn die beim Schleifen generierte Reibungsleistung als Wärmequelle betrachtet wird.

Die beim Schleifen der Kupplung erzeugte Wärme wird zu gleichen Teilen an die Anpressplatte und das Schwungrad übertragen [11]. Von der Anpressplatte aus verteilt sich ein Teil der Wärme auf die Tellerfeder, während vom Schwungrad aus Wärme auf den Kupplungsdeckel übertragen wird. Die Tellerfeder und der Kupplungsdeckel sind wiederum über Lagerungen und Halterungen thermisch gekoppelt. Letztendlich erwärmt sich die gesamte Kupplungsbaugruppe während der Schleifphase, wobei die Wärme über zwei Wege abgeleitet wird. Ein Teil der Wärme wird über die am Schwungrad befestigte

4 Thermisches Modell

Kurbelwelle zum Motor abgeleitet. Die restliche Wärme wird über Konvektion an die Luft in der Kupplungsglocke und somit über das Getriebegehäuse an die Umgebung übertragen. Der Wärmeaustausch zur Getriebewelle ist vernachlässigbar, weil Reibbelag und Ausrücklager einen schlechten thermischen Übergang bilden [51].

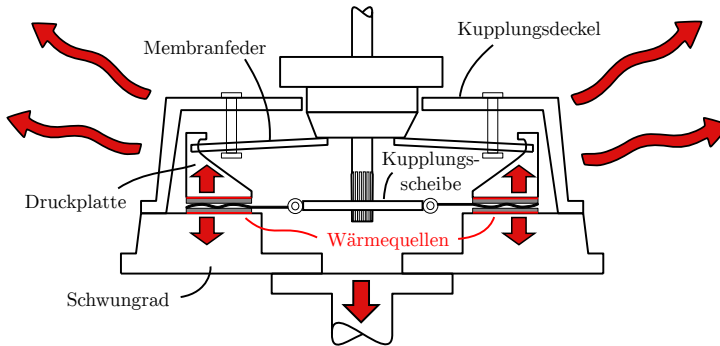


Abbildung 4.1: Wärmefluss in einer trockenen Reibkupplung

Zur Modellierung des thermischen Verhaltens der Kupplung werden nur die am Wärmefluss wesentlich beteiligten Komponenten berücksichtigt. Es resultiert die vereinfachte thermische Ersatzstruktur in Abbildung 4.2. Die dargestellten Pfeile in Abbildung 4.2 beschreiben den Wärmefluss von der Wärmequelle zur Wärmesenke.

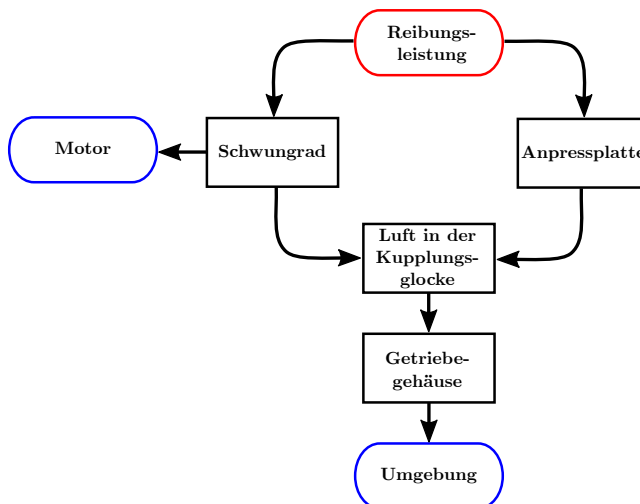


Abbildung 4.2: Wärmeflussdiagramm einer trockenen Reibkupplung

Wenn die Kupplung vollständig geschlossen oder geöffnet ist, wird keine Reibungsleistung in das System eingebracht. Das System kühlt sich in diesem Zustand über die Umgebung ab. Die Systemtemperatur geht dann in eine Gleichgewichtstemperatur über, welche sich entsprechend der Motortemperatur und Umgebungstemperatur vom Motorraum einstellt. Der Wärmefluss kehrt sich in diesem Fall um und die Pfeile ändern ihre Richtung.

4.1.2 Thermisches Modell einer trockenen Reibkupplung

Das Wärmeflussdiagramm in Abbildung 4.2 wird als Grundlage zur Modellierung des thermischen Verhaltens der Reibkupplung verwendet. Jeder Komponente in Abbildung 4.2 wird eine thermische Kapazität C_x gemäß Gleichung 4.1 zugeordnet, wobei c_x die spezifische Wärmekapazität des Materials und m_x die Masse der Komponente darstellt. Jeder Übergang zwischen zwei Komponenten, welche als Pfeile dargestellt wurden, wird als thermischer Widerstand R_{xy} gemäß Gleichung 4.2 definiert [34].

$$\dot{Q}_C = C_x \frac{d\vartheta_x}{dt} = c_x m_x \frac{d\vartheta_x}{dt} \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_R = \frac{\vartheta_x - \vartheta_y}{R_{xy}} \quad (4.2)$$

Der Wärmeeintrag $\dot{Q}_{in}$ wird durch die Reibungsleistung P , also durch das Kupplungsdrehmoment T_c und die Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$, erzeugt.

$$\dot{Q}_{in} = P = T_c \Delta\omega \quad (4.3)$$

Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik kann das Modell unter Berücksichtigung der Struktur aus Abbildung 4.2 und den Gleichungen 4.1 und 4.2 aufgestellt werden [34].

$$\frac{P}{2} = \frac{\vartheta_P - \vartheta_A}{R_{P,A}} + C_P \frac{d\vartheta_P}{dt} \quad (4.4)$$

$$\frac{P}{2} = \frac{\vartheta_F - \vartheta_A}{R_{F,A}} + \frac{\vartheta_F - \vartheta_{eng}}{R_{F,eng}} + C_F \frac{d\vartheta_F}{dt} \quad (4.5)$$

$$\frac{\vartheta_F - \vartheta_A}{R_{F,A}} + \frac{\vartheta_P - \vartheta_A}{R_{P,A}} = \frac{\vartheta_A - \vartheta_T}{R_{A,T}} + C_A \frac{d\vartheta_A}{dt} \quad (4.6)$$

$$\frac{\vartheta_A - \vartheta_T}{R_{A,T}} = \frac{\vartheta_T - \vartheta_{amb}}{R_{T,amb}} + C_T \frac{d\vartheta_T}{dt} \quad (4.7)$$

4 Thermisches Modell

Dabei werden die Indizes der Gleichungen 4.4 bis 4.7 den folgenden Temperaturen zugeordnet:

- Temperatur der Anpressplatte ϑ_P
- Temperatur des Schwungrads ϑ_F
- Temperatur der Luft in der Kupplungsglocke ϑ_A
- Temperatur des Getriebegehäuses ϑ_T
- Temperatur des Motors ϑ_{eng}
- Temperatur des Motorraums ϑ_{amb}

Von den aufgezählten Temperaturen wird die Temperatur des Schwungrads ϑ_F bei der Verschleißschätzung anstelle der Reibbelagtemperatur ϑ weiter verwendet. Die Reibbelagtemperatur ϑ ist aufgrund der kleineren thermischen Kapazität theoretisch höher als die Temperatur des Schwungrads ϑ_F [11]. Allerdings ist die Reibbelagtemperatur ϑ mit der vorgestellten Versuchsumgebung aus Kapitel 3 nicht messbar. Nach [51] wird das Reibungs- und Verschleißverhalten hauptsächlich durch die mittlere Oberflächentemperatur während einer Schleifphase beeinflusst. Deshalb kann das Reibungs- und Verschleißverhalten über die Temperatur des Schwungrads ϑ_F identifiziert und geschätzt werden. Weiterhin wird angenommen, dass die Temperatur der Luft in der Kupplungsglocke ϑ_A im Betrieb nahezu der Temperatur der Membranfeder ϑ_c entspricht. Folglich wird ϑ_A zur Bestimmung der Temperaturabhängigkeit der Anpresskraft im Abschnitt 2.2.4 verwendet.

Das thermische Modell aus den Gleichungen 4.4 bis 4.7 besitzt 9 Parameter ($R_{P,A}$, $R_{F,A}$, $R_{A,T}$, $R_{F,eng}$, $R_{T,amb}$, C_P , C_F , C_A und C_T). Über die 4 Temperatursensoren, siehe Kapitel 3, können 4 Parameter aus den Gleichungen 4.4 bis 4.7 eindeutig identifiziert werden. Um die Identifizierbarkeit zu gewährleisten, müssen daher Annahmen für 5 Parameter getroffen werden.

Es wird dazu angenommen, dass der Wärmewiderstand von der Luft in der Kupplungsglocke zur Anpressplatte oder zum Schwungrad annähernd gleich ist. Dies kann angenommen werden, weil die wärmeabgebenden Flächen beider Bauteile annähernd gleich groß sind [11].

$$R_{P,A} \approx R_{F,A} \quad (4.8)$$

Weiterhin werden die thermischen Kapazitäten anhand der materiellen und geometrischen Eigenschaften der jeweiligen Komponente nach der Tabelle 4.1 abgeschätzt. Die Wärmekapazität C_A der Luft in der Kupplungsglocke aus Tabelle 4.1 ist vergleichsweise klein. Allerdings kann diese nicht vernachlässigt werden, weil der erwartete Wärmewiderstand relativ groß ist, und somit die Luft in der Kupplungsglocke einen wesentlichen Einfluss zum thermischen Verhalten beiträgt.

4.2 Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation

Tabelle 4.1: Annahmen für die thermischen Kapazitäten aus Abbildung 4.2

Komponente	Masse [kg]	Spezifische Wärmekapazität [J / (kg K)]
Druckplatte C_P	2,770 (nach Tabelle 3.3)	515 (nach [49])
Schwungrad C_F	10,990 (nach Tabelle 3.3)	515 (nach [49])
Kupplungsglocke C_A	0,006	718 (nach [11])
Getriebegehäuse C_T	30	945 (nach [11])

In Abbildung 4.2 wird die Art des Wärmeaustausches nicht unterschieden. Wärmeaustausch kann über Leitung, Strahlung und Konvektion erfolgen [6]. Beim Wärmeaustausch mittels Leitung ist der thermische Widerstand lediglich von der Geometrie und dem Material abhängig und kann daher als konstanter Modellparameter angenommen werden. Im Fall der Reibkupplung ist der Wärmeaustausch durch Strahlung vergleichsweise gering gegenüber dem Wärmeaustausch durch Konvektion und Leitung und wird daher nicht betrachtet [11]. Neben dem überwiegenden Wärmeaustausch über Leitung findet ein Wärmeaustausch zur Umgebung über Konvektion durch die rotierende Luft in der Kupplungsglocke statt, welcher als nichtlineare Funktion definiert wird. Die thermischen Widerstände $R_{F,A}$ und $R_{P,A}$ zur Berücksichtigung der Konvektion sind von der Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e , der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$ und vom Zustand der Kupplung ($S = 0$ offen oder $S = 1$ geschlossen) abhängig.

$$R_{P,A} \approx R_{F,A} = f(\omega_e, \Delta\omega, S) \quad (4.9)$$

Die Abhängigkeit des Wärmeaustausches von der Konvektion wurde unter anderem in [11] und [85] experimentell bestätigt. Dabei wurde erkannt, dass sich der Wärmeaustausch mit ansteigender Motorwinkelgeschwindigkeit verbessert.

4.2 Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation

Das vorgestellte thermische Modell der Reibkupplung soll in diesem Abschnitt anhand von experimentellen Untersuchungen am Getriebeprüfstand identifiziert werden.

4.2.1 Identifikation des thermischen Verhaltens

In diesem Abschnitt wird zuerst eine Messung zur Identifikation und Validierung des thermischen Modells mit Berücksichtigung der Konvektion dargestellt. Dabei wird bereits der Einfluss der Konvektion über eine nichtlineare Funktion berücksichtigt. Die Modellparameter werden dazu in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und dem Kupplungszustand definiert (siehe Abschnitt 4.2.2).

4.2.1.1 Versuchsdurchführung

Das vorgestellte thermische Modell wurde für einen Einsatz im Fahrzeug entworfen. Der Getriebeprüfstand weicht jedoch geringfügig von dem realen Einsatzort ab, so dass sich zwei Unterschiede ergeben:

1. Die Anpressplattentemperatur kann mit dem eingesetzten Messsystem aus Kapitel 3 nicht ermittelt werden und wird daher nicht bei der Identifikation berücksichtigt. Es gilt $\vartheta_P \approx \vartheta_F$.
Die Anpressplattentemperatur kann trotzdem über die Annahme einer ähnlichen Wärmeabfuhr nach Gleichung 4.9 und die Annahme für die thermische Kapazität nach Tabelle 4.1 geschätzt werden.
2. Im Getriebeprüfstand ist kein Verbrennungsmotor verbaut. Daher kann diese Wärmequelle bzw. -senke nicht bei der Identifikation berücksichtigt werden. Am Getriebeprüfstand wird daher auch über die Kurbelwelle Wärme an die Umgebung abgegeben. Es gilt $\vartheta_{eng} \approx \vartheta_{env}$.
Der Einfluss der Motortemperatur kann daher nicht identifiziert, aber zumindest plausibilisiert werden, indem das Getriebe über eine separate Heizung aufgewärmt wird.

Zur Identifikation des thermischen Modells werden Temperaturmessungen bei variierender Anregung durchgeführt. Die Anregung wird sowohl über die Reibungsenergie als auch über die Abkühldauer nach Tabelle 4.2 unter Annahme einer Gleichverteilung zufällig variiert.

Tabelle 4.2: Variierte Anregung bei der Temperaturmessung

Variable	Werte	Bezeichnung
ω_e [rad/s]	104,6; 157; 209,32	Motorwinkelgeschwindigkeit
T_c [N m]	30; 45; 65	Kupplungsdrehmoment
T_L [N m]	100; 300; 500	Lastdrehmoment
I_v [kg m ²]	70	Fahrzeugmassenträgheit
t_{cool} [s]	30; 50; 60; 80; 90; 120	Abkühlzeit

4.2 Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation

Dabei werden im Versuch die Parameter aus Tabelle 4.2 während der Schleifphase eines Kupplungsvorgangs konstant gehalten, um reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten. Entsprechend erfolgt die Variation der Parameter jeweils nach einer erfolgreichen Synchronisation. Es wurde die Versuchssteuerung aus Abschnitt 3.1.3.1 verwendet. Die in Tabelle 4.2 gewählten Parameter wurden entsprechend ausgewählt, so dass diese real zu erwartenden Anregungen entsprechen. Somit soll gewährleistet werden, dass das identifizierte Modell die Temperatur im Fahrzeug korrekt schätzen kann.

4.2.1.2 Modellidentifikation

In Abbildung 4.3 ist ein Ergebnis einer Temperaturmessung exemplarisch dargestellt. Dabei wurde ein eingeschwungener Ausschnitt der Messung von 2.000 bis 4.000 Zyklen mit Messwerten der Temperatur der Schwungradoberfläche ϑ_F und der Temperatur der Luft in der Kupplungsglocke ϑ_A dargestellt. Die dargestellte Reibungsenergie E wurde nach 5.1 berechnet und entspricht der integrierten Reibungsleistung während eines Kupplungsvorgangs.

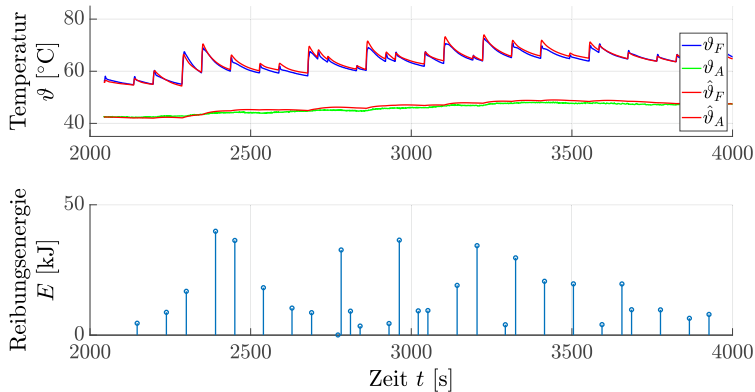


Abbildung 4.3: Identifikation für einen Ausschnitt der Temperaturmessung

Das identifizierte thermische Modell bildet die Messwerten korrekt ab. Über den gesamten Datensatz wird bei der Identifikation ein RMSE von $1,03^{\circ}\text{C}$ und ein NRMSE von $2,86\%$ erreicht. Zur Identifikation wurde die Greybox-Toolbox von Matlab genutzt. Dabei wurde das Gauß-Newton-Verfahren zur Identifikation der Modellparameter der nach Gleichung 4.4 bis 4.7 vorgegebenen Modellstruktur eingesetzt. Das identifizierte Modell wurde anschließend

4 Thermisches Modell

mit einer Abtastrate von 10 ms diskretisiert, so dass dieses in der Getriebesteuerung (TCU) eingesetzt werden konnte.

4.2.1.3 Modellvalidierung

Zur Durchführung einer Validierung wurden weitere 5 Datensätze messtechnisch ermittelt. Die Anregung wurde ebenfalls nach Tabelle 4.2 zufällig variiert. Anschließend wurde die Modellantwort für diese Datensätze validiert. Dabei betrug der NRMSE im schlechtesten Fall 9,5 %. In Abbildung 4.4 ist ein Ausschnitt einer Temperaturmessung, welche zur Validierung des thermischen Modells verwendet wurde, dargestellt.

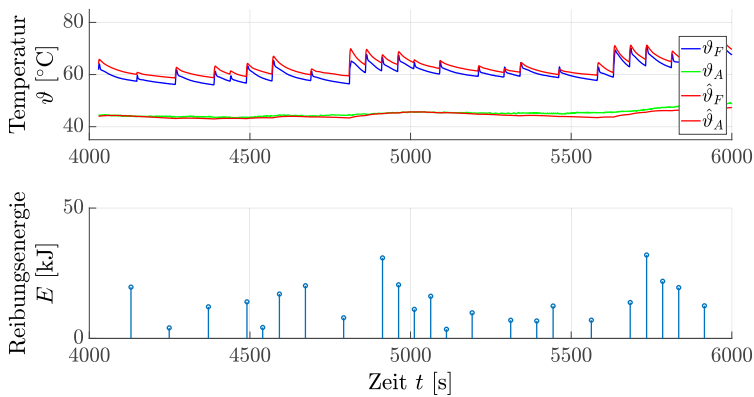


Abbildung 4.4: Validierung für einen Ausschnitt einer Temperaturmessung

In Abbildung 4.4 ist zu erkennen, dass das thermische Modell einen Offset-Fehler erzeugt. Der RMSE beträgt 2,65 °C und der NRMSE beträgt 4,33 %. Der Fehler wird größer, wenn die Temperaturwerte der Validierung stärker von denen der Identifikation abweichen. Daher wird angenommen, dass der Fehler des thermischen Modells verringert werden kann, wenn mehr Daten aus dem erwarteten Betriebsbereich zur Modellidentifikation verwendet werden.

4.2.2 Identifikation des Einflusses der Konvektion

In diesem Abschnitt wird auf den Einfluss der Konvektion eingegangen. Dabei wird untersucht, ob eine Verbesserung der Temperaturschätzung erreicht werden kann, wenn die Konvektion mit Hilfe einer nichtlinearen Funktion berücksichtigt wird.

4.2.2.1 Versuchsdurchführung

Zur Untersuchung des Einflusses der Konvektion wurde die Kupplung auf $70^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ aufgeheizt und anschließend bei unterschiedlichen Werten der Einflussgrößen nach Tabelle 4.3 auf $60^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ abgekühlt.

Tabelle 4.3: Variierte Einflussgrößen der Konvektion

	ω_e [rad/s]	$\Delta\omega$ [rad/s]	S [-]
Einfluss von ω_e	52,3 bis 209,3	0	0
Einfluss von $\Delta\omega$	157	52,3 bis 209,3	0
Einfluss von S	0 bis 209,3	$(1 - S)\omega_e$	0 oder 1

Anschließend kann über das ermittelte Abkühlverhalten der unbekannte nicht-lineare Zusammenhang aus Gleichung 4.9 bestimmt werden.

4.2.2.2 Modellidentifikation

In Abbildung 4.5 ist der ermittelte thermische Widerstand $R_{F,A}$ in Abhängigkeit zur Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e und zum Kupplungszustand S dargestellt. Die Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e hat einen großen Einfluss auf den thermischen Widerstand $R_{F,A}$. Bei geringen Motorwinkelgeschwindigkeiten unter $\omega_e < 80$ rad/s wird der Einfluss des Kupplungszustands S in Abbildung 4.5 deutlich.

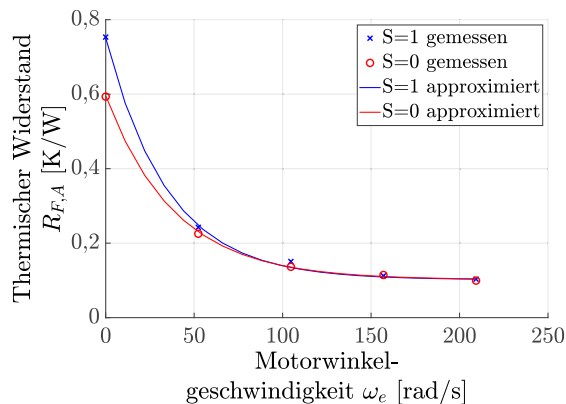


Abbildung 4.5: Veränderung der Konvektion bei einer Variation der Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e und des Kupplungszustands S

4 Thermisches Modell

In Abbildung 4.6 ist der Zusammenhang zwischen dem thermischen Widerstand $R_{F,A}$ und der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$ dargestellt. Der thermische Widerstand $R_{F,A}$ fällt leicht bei sinkender Differenzwinkelgeschwindigkeit für $\Delta\omega < 0$. Jedoch gilt dies als Schubbetrieb, wenn beispielsweise ein Fahrzeug mit offener Kupplung bergab rollt. Dieser Betriebsfall tritt sehr selten auf und wird daher vernachlässigt. Werte ab $\Delta\omega > \omega_e$ werden ebenfalls als unwahrscheinlicher Betriebsfall angenommen und werden nicht betrachtet, weil in diesem Fall die Abtriebwinkelgeschwindigkeit $\omega_c < 0$ ist. Im verbleibenden Bereich für $0 < \Delta\omega < \omega_e$ beträgt der thermische Widerstand $R_{F,A}$ etwa 0,12 bis 0,145 K/W. Im Vergleich zum Einfluss der Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e in Abbildung 4.5 ist diese Wertänderung vernachlässigbar. Daher kann der Einfluss der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$ vollständig vernachlässigt werden.

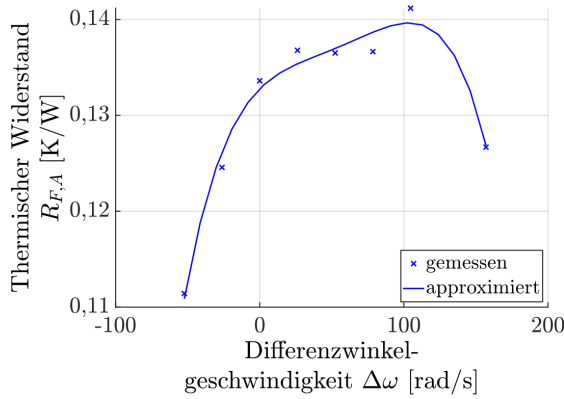


Abbildung 4.6: Veränderung der Konvektion bei einer Variation der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$ (ω_e konstant 157 rad/s)

Mit der Vernachlässigung der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$ und dem Ergebnis aus Abbildung 4.5 zur Abhängigkeit der Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e und des Kupplungszustands S wird folgende Approximation für den thermischen Widerstand $R_{F,A}$, welcher die Konvektion beschreibt, definiert:

$$R_{F,A}(\omega_e, \Delta\omega, S) = \begin{cases} \alpha_{R_1} e^{\alpha_{R_2} \omega_e} + \alpha_{R_0} & \text{für } S = 1 \\ \alpha_{R_3} e^{\alpha_{R_4} \omega_e} + \alpha_{R_0} & \text{für } S = 0 \end{cases} \quad (4.10)$$

Mit Hilfe der Matlab Identification-Toolbox wurden die Parameter dieser Approximation durch eine nichtlineare Methode der kleinsten Quadrate unter Verwendung eines Levenberg-Marquardt Optimierungsverfahren ermittelt.

4.2 Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation

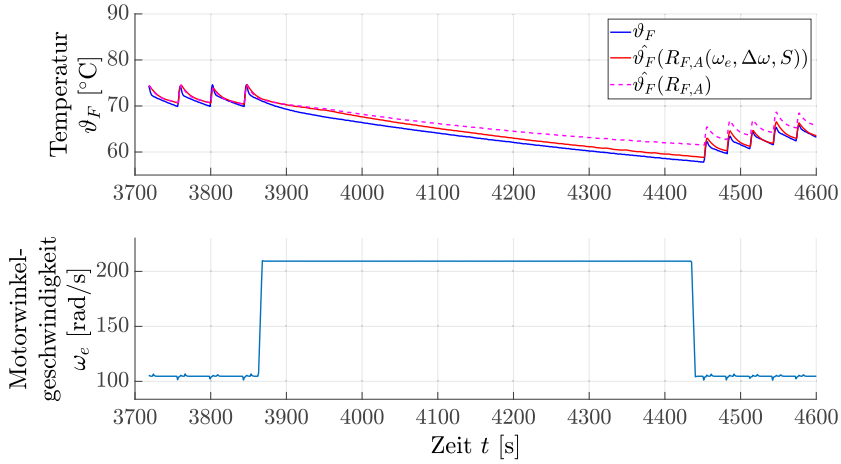


Abbildung 4.7: Vergleich vom linearen und nichtlinearen thermischen Modell für eine Variation der Motorwinkelgeschwindigkeit während des Abkühlens

Mit Hilfe der nichtlinearen Funktion nach Gleichung 4.10 konnte die Temperaturschätzung für lange Abkühlphasen deutlich verbessert werden. Zur Veranschaulichung ist in Abbildung 4.7 ein Vergleich der linearen und nichtlinearen Temperaturschätzung dargestellt.

Tabelle 4.4: Identifizierte Modellparameter zur Berücksichtigung der Konvektion

Parameter	Wert
α_{R_1} [K/W]	0,026
α_{R_2} [s/rad]	0,000273
α_{R_3} [K/W]	0,494
α_{R_4} [s/rad]	0,00269
α_{R_0} [K/W]	0,1

Dabei wurde die Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e während der Abkühlung von 104,6 rad/s auf 209,3 rad/s angehoben. Obwohl beide Modelle im normalen Betrieb bei 104,6 rad/s einen NRMSE von ca. 3,5 % erreichen, verschlechtert sich der NRMSE bei der linearen Temperaturschätzung auf 8,4 % während des Abkühlens.

4.3 Zusammenfassung

Im Vergleich zu bestehenden thermischen Modellen, wie beispielsweise aus [100] oder [151], wird in dem vorgestellten Modell die Konvektion über eine nichtlineare Funktion berücksichtigt. Dabei wird neben dem aus [11] bekannten Einfluss der Motordrehzahl auch der Kupplungszustand berücksichtigt, weshalb die gestellte Forschungsfrage aus Kapitel 1 erfüllt wurde. Zudem konnte gezeigt werden, dass der Einfluss der Differenzdrehzahl auf das thermische Verhalten zu vernachlässigen ist.

Da das thermische Modell am Getriebeprüfstand erfolgreich validiert wurden, kann die geschätzte Temperatur für die Verschleißschätzung und die Erkennung der Überlastung der Kupplung weiter verwendet werden. Folglich bildet das entwickelte thermische Modell die Grundlage für weiterführende Konzepte dieser Arbeit.

Das erarbeitete thermische Modell wurde aus möglichst wenigen Komponenten aufgebaut, um einen echtzeitfähigen Einsatz auf einem Getriebesteuerungsgerät zu gewährleisten. Um das thermische Modell im Serienfahrzeug einsetzen zu können, muss über einen zusätzlichen Sensor die Schätzung der Anpressplattentemperatur verbessert werden. Weiterhin muss der Einfluss der Motortemperatur im realen Fahrzeug noch identifiziert werden.

5 Verschleißschätzung

Als Grundlage für die Lebensdauerprognose und die zuverlässigkeitsorientierte Regelung wird eine Verschleißschätzung benötigt. Gemäß des Blockschaltbildes 1.4 soll der Verschleiß einer trockenen Reibkupplung mit Hilfe eines Modells aus Messgrößen geschätzt werden. Das erforderliche Modell zur Verschleißschätzung wird in diesem Kapitel entwickelt.

Dazu wird zuerst das prinzipielle Vorgehen zur Verschleißmodellierung für mechatronische Systeme dargestellt. Anschließend wird das Reibungs- und Verschleißverhalten einer trockenen Reibkupplung definiert. Darauf aufbauend wird ein Modell hergeleitet, welches das erwartete Reibungs- und Verschleißverhalten abbilden kann. Die Parameteridentifikation dieses Modells erfolgt anhand experimenteller Untersuchungen am Getriebeprüfstand, welche abschließend dargestellt werden.

5.1 Vorgehensweise zur Verschleißmodellierung

Allgemein ist Verschleiß ein fortschreitender Materialverlust aus der Oberfläche eines Festkörpers, welcher durch tribologische Beanspruchung hervorgerufen wird [23]. Der Verschleiß ist immer eng mit der Reibung verknüpft. Entsprechend muss neben dem Verschleißverhalten auch das Reibungsverhalten betrachtet werden.

Zur Modellierung von Verschleißverhalten muss das mechatronische System nach der allgemeinen Definition eines tribologischen Systems gemäß Abbildung 5.1 beschrieben werden. Dazu müssen das Beanspruchungskollektiv und die Systemstruktur definiert werden, wobei aus diesen das Reibungs- und Verschleißverhalten resultiert.

Als Beanspruchungskollektiv werden alle von außen auf das tribologische System wirkende Größen zusammengefasst, welche das Reibungs- oder Verschleißverhalten beeinflussen. Dabei setzt sich das Beanspruchungskollektiv aus der Kinematik, also der Bewegungsform und dem zeitlichen Bewegungsablauf, sowie physikalischen Parametern wie beispielsweise Normalkraft, Geschwindigkeit oder Temperatur zusammen. Die Systemstruktur beschreibt die am Verschleißvorgang beteiligten Elemente sowie deren Eigenschaften und

5 Verschleißschätzung

Wechselwirkungen wie den Kontaktzustand, den Reibungszustand und den Verschleißmechanismus.

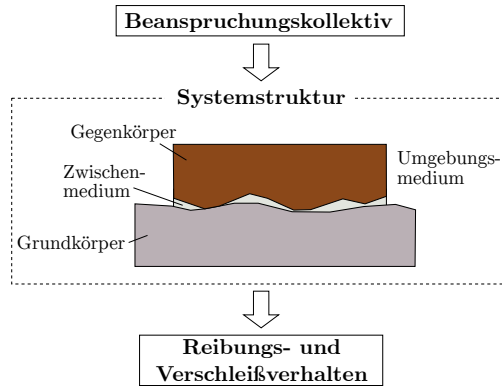


Abbildung 5.1: Vorgehensweise zur Reibungs- und Verschleißanalyse [52, modifiziert]

Nach [23] gibt es vier Verschleißmechanismen: Abrasion, Adhäsion, Oberflächenzerrüttung und Tribochemische Reaktion. Diese sind in Abbildung 5.2 illustriert.

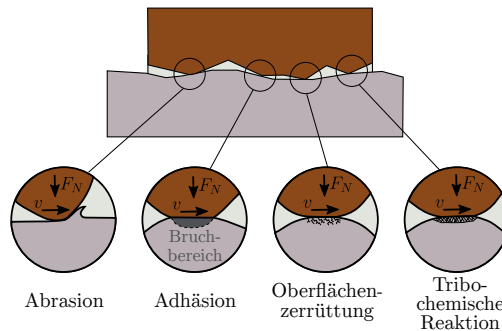


Abbildung 5.2: Verschleißmechanismen [23, modifiziert]

Bei der Abrasion und der Oberflächenzerrüttung entsteht Verschleiß durch Einleiten von Kraft oder Spannungen im Reibbelag. Bei der Abrasion äußert sich der Verschleiß in Form von Furchen und bei der Oberflächenzerrüttung in Form von Rissen. Die Oberflächenzerrüttung ist vorwiegend auf eine Materialermüdung zurückzuführen. Während bei der Abrasion das härtere Material in das weichere eindringt und dieses aufgrund der Relativbewegung zerfurcht. Bei der Adhäsion entsteht durch hohe Pressung eine stoffliche Verbindung der Reibpartner, welche bei anschließender Relativbewegung wieder aufgerissen wird. Tribochemische Reaktionen entstehen durch chemische Reaktionen

zwischen den Komponenten der Systemstruktur und können beispielsweise durch Temperaturerhöhungen verstärkt werden [23].

Die Tribologie wird unterschieden in Nano- und Mikrotribologie, welche Dissipationseffekte im mikroskopischen Maßstab untersuchen, und in Makrotribologie, welche vorrangig das Verschleiß- und Reibungsverhalten mittels physikalischer Größen beschreibt [23]. Makrotribologie wird daher vorrangig auf Komponenten wie Kupplungen oder Lager angewendet. Mikrotribologie wird hingegen zur Untersuchung der Verschleißmechanismen auf der Werkstoffoberfläche angewendet.

Zur Herleitung des Verschleißmodells für die trockene Reibkupplung sollen primär Ansätze der Makrotribologie genutzt werden, um einen späteren Einsatz auf einer echtzeitfähigen Hardware zu erlauben. Sollte das Verschleißverhalten mittels Makrotribologie nicht erklärt werden können, so muss eine detaillierte Analyse und Modellierung im mikroskopischen Maßstab durchgeführt werden.

5.1.1 Trockene Reibkupplung als tribologisches System

Es folgt die Definition einer trockenen Reibkupplung als tribologisches System gemäß der Vorgehensweise aus [52].

5.1.1.1 Systemstruktur einer trockenen Reibkupplung

Im Falle der trockenen Reibkupplung wird Verschleiß auf den Oberflächen des Reibbelags, des Schwungrads und der Anpressplatte erzeugt. Gemäß der Definition eines tribologischen Systems nach [52] werden bei einer trockenen Reibkupplung folgende Elemente der Systemstruktur zugeordnet.

- Grundkörper: Oberfläche der Anpressplatte und des Schwungrads
- Gegenkörper: Oberfläche des Reibbelags
- Zwischenstoff: Luft
- Umgebungsmedium: Luft

Als Eigenschaften dieser Elemente werden folgende Annahmen getroffen:

- Makroskopisch homogene Materialeigenschaften des Gegen- und Grundkörpers in axialer Richtung
- Variation der Reibfläche durch Verschleiß oder Temperaturänderungen
- Die Härte des Gegenkörpers ist kleiner als die des Grundkörpers

5 Verschleißschätzung

Die Annahme homogener Materialeigenschaften ist für die Anpressplatte und das Schwungrad gerechtfertigt, weil diese aus Gusseisen bestehen. Der Reibbelag hingegen besteht aus einer Materialkombination aus in Phenolharz vergossenen Verstärkungsfasern, welche Aramid-, Glas- oder Kupferfasern sein können. Zusätzlich sind im Reibbelag unterschiedliche Füllstoffe zur Verbesserung der Reibungs- und Verschleißseigenschaften, wie zum Beispiel Bariumsulfat, enthalten [91], [42]. Das Verhältnis dieser Materialkombination ändert sich jedoch in axialer Richtung nicht wesentlich. Als Vereinfachung wird daher angenommen, dass sich das Verschleißverhalten aufgrund des in axialer Richtung quasi-homogenen Aufbaus nicht ändert. Wird zur Kompensation des Einlaufverhaltens eine spezielle Oberflächenbeschichtung eingesetzt [42], so gilt diese Annahme jeweils nur für die Oberflächenbeschichtung und den Reibbelag, aber nicht in Kombination.

Angenommen wurde weiterhin, dass die Reibfläche sich in Abhängigkeit der Temperatur und des Verschleißes ändern kann. Die Temperaturabhängigkeit der Reibfläche entsteht durch eine Verformung des Schwungrads oder der Anpressplatte bei zu hoher Beanspruchung [11]. Die Verschleißabhängigkeit der Reibfläche wird vorwiegend durch die Änderung der Oberflächenstruktur beim Einlaufen bewirkt [14]. Dieser Effekt wird ausführlich im Abschnitt 5.2.3.1 dargestellt.

Die Annahme zum Härteunterschied ist gerechtfertigt, wenn für vergleichbare Reibbeläge ermittelte Härtemessungen aus [13] und [91] betrachtet werden. In [91] wurde nach Rockwell eine Härte von 116 HRR bestimmt, was nach der DIN EN 2039-2 [29] einer Druckfestigkeit von ca. 240 N/mm^2 entspricht. In [13] wurde eine Härte nach Vickers von ca. 400 N/mm^2 bestimmt. Im Vergleich wird für den Grauguss EN-GJL-250 der Anpressplatte im Datenblatt [49] eine Härte nach Brinell von ca. 210 HBW angegeben, was nach der DIN EN 18265 [28] einer Druckfestigkeit von ca. 840 N/mm^2 entspricht. Die mit den unterschiedlichen Verfahren bestimmten Härtewerte können nicht exakt umgerechnet werden, aber machen qualitativ den Härteunterschied zwischen Reibbelag und Anpressplatte sichtbar.

Die Wechselwirkungen der Elemente werden anhand der Ergebnisse aus [91] definiert:

- Reibungszustand: Festkörperreibung, genauer Grenzschichtreibung
- Verschleißart: Gleitverschleiß
- Verschleißmechanismen: vorwiegend Abrasion, zusätzlich bei erhöhter Beanspruchung Oberflächenzerrüttung und tribochemische Reaktion

5.1.1.2 Beanspruchungskollektiv einer trockenen Reibkupplung

Das Beanspruchungskollektiv wird über folgende Parameter definiert:

- Anpresskraft F_N
- Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$
- Schleifdauer $t_{slip} = t_{sync} - t_{touch}$
- Oberflächentemperatur ϑ

Anpresskraft F_N , Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$ und Schleifdauer t_{slip} werden in Form der Reibungsenergie E zusammengefasst. Wobei die Anpresskraft F_N gemäß Gleichung 2.27 bei konstantem Reibungskoeffizienten μ in die Kupplungskapazität T_{cap} überführt werden kann.

$$E = \int_0^{t_{slip}} T_{cap} \Delta\omega dt \quad (5.1)$$

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Reibungsenergie E nach Gleichung 5.1 über die Schleifdauer integriert. Dabei wird zu Beginn eines neuen Kupplungsvorgangs die Reibungsenergie E beginnend mit $E(t=0)=0$ bis zum Ende der Schleifphase $E(t=t_{slip})$ integriert. Somit beschreibt E die Reibungsenergie je Kupplungsvorgang.

Folglich kann das Beanspruchungskollektiv durch die Reibungsenergie E und die Oberflächentemperatur ϑ vereinfacht beschrieben werden und wird nachfolgend als Beanspruchung oder Belastung bezeichnet.

Bei einer Reibkupplung tritt eine tribologische Beanspruchung nur während der Schleifphase auf, also wenn Primär- und Sekundärseite unterschiedliche Winkelgeschwindigkeiten haben ($\Delta\omega \neq 0$) und sich berühren ($T_{cap} > 0$). Zur Vereinfachung der Modellierung des Verschleißes wird daher eine ereignisdiskrete Zeitbasis in Form von Zyklen i verwendet. Ein Zyklus wird als das Auftreten einer Schleifphase verstanden. Das Konzept dieser ereignisdiskreten Modellierung wird in Abschnitt 5.2.1 weiter detailliert.

Die Beanspruchung wird in normale Beanspruchung und Überbeanspruchung unterteilt. Eine normale Beanspruchung bedeutet, dass die Reibkupplung in den vorgesehenen Belastungsgrenzen betrieben wird. Eine experimentelle Charakterisierung der Belastungsgrenzen ist in [51] beschrieben. Eine allgemeine Darstellung der Belastungsgrenzen für gängige Reibpaarungen ist in [138] zu finden. Da die Belastungsgrenzen bauteilspezifisch sind, wird die Beanspruchung häufig nicht quantifiziert, sondern stattdessen anhand des auftretenden Reibungs- und Verschleißverhaltens beschrieben. Eine gängige Einteilung nach [36] ist in Abbildung 5.3 dargestellt.

5 Verschleißschätzung

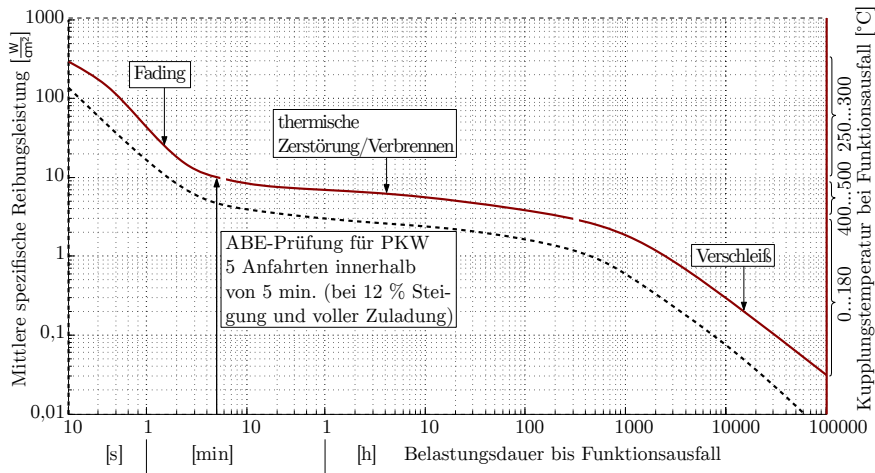


Abbildung 5.3: Einteilung der Verschleißarten gemäß der tribologischen Beanspruchung [102, modifiziert] bzw. [36, ursprünglich]

5.1.2 Reibungsverhalten einer trockenen Reibkupplung

Um das tribologische System vollständig zu beschreiben, müssen Kenngrößen für die Reibung und den Verschleiß definiert werden. Typischerweise wird das Reibungsverhalten durch den Reibungskoeffizienten μ beschrieben, welcher als Verhältnis von Tangentialkraft F_T zu Normalkraft F_N , welche im Fall der Reibkupplung der Normalkraft entspricht, definiert ist.

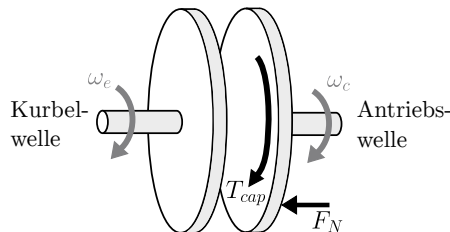


Abbildung 5.4: Schematische Darstellung einer Reibkupplung zur Definition des Reibungskoeffizienten

Der Reibungskoeffizient kann aus Gleichung 2.27 wie folgt ermittelt werden.

$$\mu = \frac{T_{cap}}{r_{Rn} F_N} \quad (5.2)$$

Der Reibungskoeffizient wird unabhängig von dem vorhergehenden Zustand durch die Temperatur des Reibbelags, der Anpresskraft und der Differenzwinkelgeschwindigkeit gemäß Abschnitt 2.2.4.1 beeinflusst. Zusätzlich zeigt der Reibungskoeffizient drei Effekte, welche abhängig vom vorhergehenden Zustand sind und damit eine Dynamik besitzen. Diese drei Effekte heißen nach [36]:

1. Einlauf
2. Fading und Regeneration
3. Thermische Zerstörung

Letztendlich ist bei trockenen Reibkupplungen der Reibungskoeffizient von der Bildung einer Reibschicht auf dem Gegenkörper abhängig. Die Reibschicht besteht aus vom Reibbelag gelösten Partikeln [91]. Der Einfluss der Reibschicht auf das Reibungs- und Verschleißverhalten wurde beispielsweise in [43] nachgewiesen, indem eine tribologische Charakterisierung mit Reibschicht und ohne Reibschicht durchgeführt wurde.

Die erstmalige Bildung dieser Reibschicht bei einer fabrikneuen Reibkupplung wird als Einlauf des Reibungsverhaltens bezeichnet. Dabei wird der Einlauf als beendet angenommen, wenn der Reibungskoeffizient einen Beharrungszustand erreicht [13]. Der Reibungskoeffizient ändert sich beim Einlaufvorgang sowohl durch die Bildung der Reibschicht, als auch durch Veränderungen der tribologischen Belastung [51]. So kann beispielsweise der Reibungskoeffizient durch eine Erhöhung der Reibbelagstemperatur beim Einlaufen zusätzlich ansteigen.

Fading und Regeneration hängen mit der Beschaffenheit der Reibschicht und der Reibbelagsoberfläche zusammen. Fading beschreibt das Abfallen des Reibungskoeffizienten durch eine hohe thermische Belastung [101]. Regeneration hingegen beschreibt den anschließenden Anstieg des Reibungskoeffizienten bei normaler thermischer Belastung [51]. Fading und Regeneration müssen daher in Kombination betrachtet werden.

Bei einer hohen und langanhaltenden thermischen Belastung kann die Kupplung irreversibel geschädigt werden. Eine anschließende Regeneration ist dann nicht mehr möglich [51]. Dieser Zustand wird als thermische Zerstörung bezeichnet.

Um eine klare Unterscheidung der jeweiligen Einflüsse auf den Reibungskoeffizienten zu erlauben, werden zeitunabhängige Änderungen (abhängig von der Temperatur, der Anpresskraft und der Differenzwinkelgeschwindigkeit) des Reibungskoeffizienten als statischer Reibungskoeffizient μ_s bezeichnet und zeitabhängige Änderungen (abhängig vom Zustand der Reibschicht und der Reibbelagsoberfläche) als dynamischer Reibungskoeffizient μ_d bezeichnet. Nachfolgend wird das zeitabhängige Reibungsverhalten von μ_d detailliert beschrieben. Das statische Reibungsverhalten wurde bereits im Ab-

schnitt 2.2.4.1 beschrieben. Der messbare Reibungskoeffizient μ ergibt sich aus der Kombination beider Anteile.

$$\mu = f(\mu_s, \mu_d) \quad (5.3)$$

5.1.2.1 Reibungsverhalten beim Einlauf

In [13] wurden mögliche Verläufe für das Einlaufverhalten des Reibungskoeffizienten dargestellt. In der Praxis tritt vorwiegend ein exponentiell abfallender oder ansteigender Verlauf auf, was beispielsweise in [51] bestätigt wird. Idealisiert kann daher ein exponentiell abfallendes oder ansteigendes Einlaufverhalten gemäß Abbildung 5.5 angenommen werden.

Die Darstellung in Abbildung 5.5 ist gültig, wenn die tribologische Beanspruchung sich während des Einlaufs nicht ändert. Sollte die Reibpaarung beim Einlauf überlastet sein, so kann sich keine Reibschicht ausbilden und der Reibungskoeffizient ändert sich nicht [51].

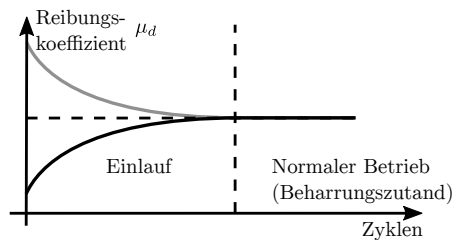


Abbildung 5.5: Ansteigendes Einlaufverhalten vom Reibungskoeffizienten bei konstanter Belastung (grau: abfallendes Einlaufverhalten)

5.1.2.2 Fading und Regeneration

Beim Fading sinkt der Reibungskoeffizient aufgrund tribologischer Überbeanspruchung. Bei anschließender normaler tribologischer Beanspruchung tritt eine Regeneration auf und der Reibungskoeffizient steigt wieder an. Ein experimenteller Nachweis dieser Effekte wurde in [51] erbracht. Das in [51] dargestellte Verhalten kann ebenfalls als ein exponentiell abfallender und anschließend ansteigender Verlauf beschrieben werden. Das idealisierte Verhalten des Reibungskoeffizienten für Fading, Regeneration und thermische Zerstörung ist in Abbildung 5.6 dargestellt.

In [51] wird das reversible Verhalten des Reibungskoeffizienten anhand der Reibschicht erklärt. Es wurde beobachtet, dass durch eine erhöhte thermische

Belastung die Reibschicht zerstört wird. Jedoch kann diese bei anschließender geringerer Belastung wieder regenerieren. Zum Teil wird außerdem die Oberfläche des Reibbelags geschädigt, was ebenfalls Fading hervorruft. Beispielsweise kann bei hoher thermischer Belastung Material aus dem Reibbelag austreten, welches eine Verglasung der Oberfläche und damit einen Abfall des Reibungskoeffizienten bewirkt. Eine Regeneration entsteht in diesem Fall, indem die beschädigte Oberfläche anschließend bei geringerer Belastung schrittweise abgetragen wird.

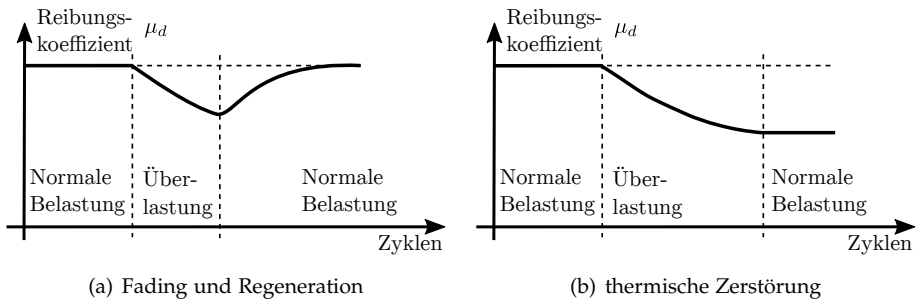


Abbildung 5.6: Reibungskoeffizientenverläufe bei wechselnder Belastung

5.1.2.3 Thermische Zerstörung

Die thermische Zerstörung beschreibt die irreversible Schädigung der Kuppung. Die Ursache dafür kann vielfältig sein. Zum Beispiel kann es durch eine extreme thermische Belastung zu einer Verformung der Anpressplatte, auch als Tellerung oder Topfung bezeichnet, kommen [11]. Es kann auch eine ungewollte Rissbildung auf der Oberfläche der Anpressplatte auftreten [51]. Weiterhin setzt bei hohen Temperaturen die Pyrolyse der organischen Materialien des Reibbelags ein [91]. Was bei längerer Wirkungsdauer zu einer tiefgehenden Schädigung des Reibbelags führen kann. Während lokale und oberflächennahe Schädigungen durch die anschließende Abtragung des zerstörten Materials eine Regeneration des Reibungskoeffizienten erlauben, ist dies bei großflächigen und tiefgehenden Schädigungen nicht mehr möglich.

5.1.3 Verschleißverhalten einer trockenen Reibkuppung

Das Verschleißverhalten äußert sich als Materialabtrag des Reibbelags. Angesichts der erheblich geringeren Härte des Reibbelags im Vergleich zur Härte der Anpressplatte und des Schwungrads ist diese Annahme gerechtfertigt.

Denn abrasiver Verschleiß tritt vor allem beim Reibpartner mit geringerer Härte auf [23], [111]. Folglich dominiert bei einer normalen tribologischen Beanspruchung abrasiver Verschleiß das Verschleißverhalten der Reibkupplung. Bei erhöhter tribologischer Beanspruchung treten neben Abrasion zusätzlich noch tribochemische Reaktionen und Oberflächenzerrüttung auf [91]. Diese zusätzlichen Mechanismen beschleunigen den Materialabtrag des Reibbelags. Eine hohe tribologische Beanspruchung zeigt jedoch beim Grundkörper, der Anpressplatte und dem Schwungrad, keine signifikante Verschleißerhöhung, solange nicht die Belastungsgrenzen der Reibkupplung nach [51] überschritten werden. Deshalb wird nachfolgend nur das Verschleißverhalten vom Gegenkörper, dem Reibbelag, betrachtet.

Der Verschleiß äußert sich folglich in einer Abnahme des Volumens des Reibbelags. Aufgrund des rotationssymmetrischen Aufbaus einer Reibkupplung kann das abgetragene Volumen V_w auch als eine abgetragene Belaghöhe s_w über die am Verschleißprozess beteiligte Fläche A_R nach Gleichung 3.2 umgeformt werden. Über die Dichte ρ des Reibbelags kann das abgetragene Volumen bzw. die abgetragene Belaghöhe wiederum nach Gleichung 3.1 in eine abgetragene Masse m_w überführt werden.

Zur Veranschaulichung des Verschleißes in Form der Belaghöhenänderung ist in Abbildung 5.7 ein schematischer Ausschnitt für eine neue und verschlissene Reibkupplung dargestellt.

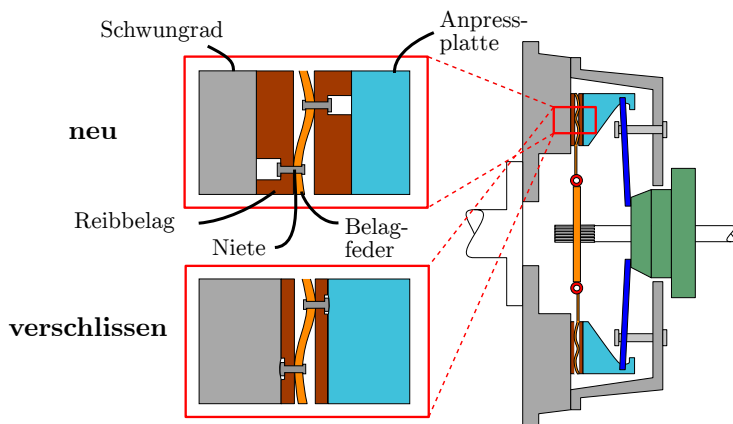


Abbildung 5.7: Veranschaulichung neue und verschlissene Reibkupplung

5.1.3.1 Allgemeines Verschleißverhalten

In den experimentellen Untersuchungen [14], [51] und [66] wurde gezeigt, dass das Verschleißvolumen V_w einer Reibkupplung von der tribologischen

5.1 Vorgehensweise zur Verschleißmodellierung

Belastung in Form der Reibungsenergie E und der Reibbelagtemperatur ϑ abhängig ist.

$$V_w = f(\vartheta, E) \quad (5.4)$$

Obwohl das abgetragene Volumen je Zyklus eine nichtlineare Abhängigkeit zur Belastung besitzt, so ergibt sich ein lineares Verhalten für den kumulierten Verschleiß, wenn die Belastung gleich bleibt [14], [51], [97]. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 5.8 für die abgetragene Belaghöhe dargestellt. Dabei wurde angenommen, dass die Belastung in gleich großen Schritten variiert wird.

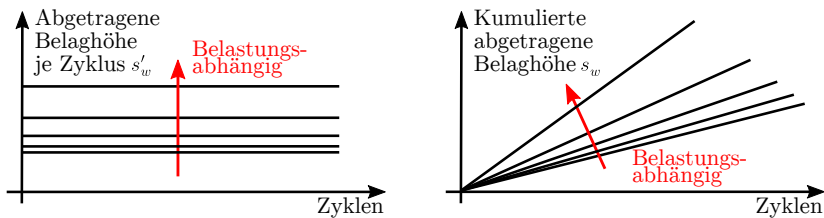


Abbildung 5.8: Typisches Verschleißverhalten der Belaghöhe

5.1.3.2 Verschleißverhalten beim Einlauf

Das Verschleißverhalten beim Einlauf hängt, neben der Bildung der Reibschicht, vor allem von der Oberflächenstruktur der Reibkupplung ab [14]. Das Einlaufverhalten äußert sich darin, dass eine fabrikneue Reibkupplung zu Beginn deutlich schneller verschleißt. Das typische Einlaufverhalten für die abgetragene Belaghöhe ist in Abbildung 5.9 dargestellt.

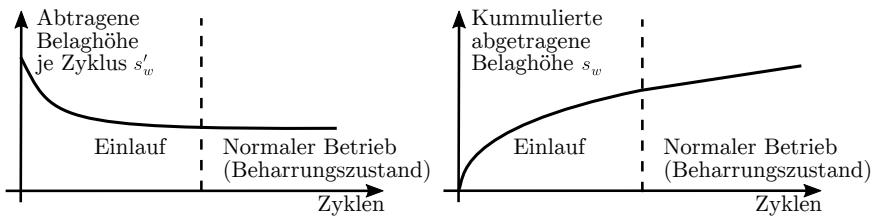


Abbildung 5.9: Typisches Verschleißverhalten der Belaghöhe beim Einlauf

Der Einlauf des Verschleißverhaltens gilt als beendet, wenn der Abtrag der Belaghöhe je Zyklus einen konstanten Wert annimmt.

5.1.3.3 Verschleißverhalten bei Überlastung

Das allgemeine Verschleißverhalten verliert seine Gültigkeit, wenn die Belastungsgrenzen der Reibkupplung überschritten werden und somit die Reibpaarung überlastet wird. In diesem Fall tritt zuerst das bereits in Abschnitt 5.1.2.2 dargestellte Fading auf, welches bei längerer Belastung in die thermische Zerstörung übergeht. Durch die Zerstörung der Reibschicht und der einsetzenden Pyrolyse wird der Verschleißprozess beschleunigt und somit der Verschleißkoeffizient erhöht [51]. Parallel bricht, wie in Abschnitt 5.1.2.3 dargestellt, der Reibungskoeffizient ein. Aufgrund des geringen Reibungskoeffizienten kann die Reibkupplung bei Überlastung nicht betrieben werden, weil diese dauerhaft durchrutscht. Daher muss durch die Kupplungsregelung oder durch das Design der Kupplung garantiert werden, dass eine Überlastung nicht auftritt. Deshalb wird auf eine Modellierung des Verschleißverhaltens bei Überlast verzichtet. Zusätzlich kann eine ausreichend genaue messtechnische Erfassung des Verschleißverhaltens bei Überlast wegen des schnellen Einbruchs des Reibungskoeffizienten mit der experimentellen Versuchsumgebung aus Kapitel 3 nicht untersucht werden.

5.2 Modellierung des Reibungs- und Verschleißverhaltens einer trockenen Reibkupplung

Zur Approximation des vorgestellten Reibungs- und Verschleißverhaltens werden nachfolgend unterschiedliche Modelle hergeleitet, welche in der Tabelle 5.1 zusammengefasst sind.

Tabelle 5.1: Modellstruktur zur Abbildung von Reibung und Verschleiß

Betriebsfall	Reibungsverhalten	Verschleißverhalten
Einlauf	Einlaufverhalten des Reibungskoeffizienten (Abschnitt 5.2.2.1)	Einlaufverhalten der Belaghöhe (Abschnitt 5.2.3.1)
Normal beansprucht	statisches Reibungsmodell (Abschnitt 2.2.4.1)	Verschleiß der Belaghöhe (Abschnitt 5.2.3.2)
Überlastung	Fading, Regeneration und Thermische Zerstörung (Abschnitt 5.2.2.2)	Nicht modelliert

5.2 Modellierung des Reibungs- und Verschleißverhaltens einer trockenen Reibkupplung

Die grobe Struktur zur Abbildung des gesamten Reibungs- und Verschleißverhaltens ist in Abbildung 5.10 veranschaulicht und wird in den folgenden Abschnitten erläutert.

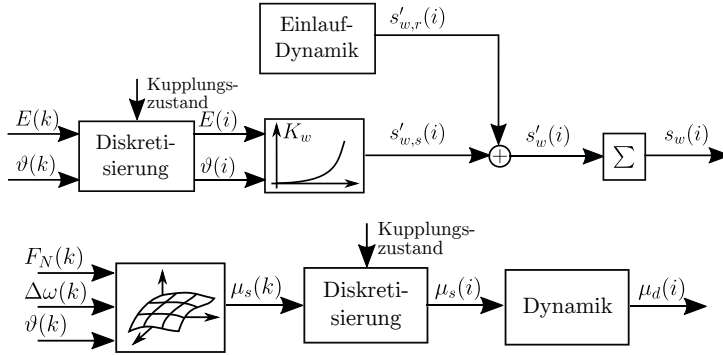


Abbildung 5.10: Modellstruktur zur Beschreibung des Reibungs- und Verschleißverhaltens

5.2.1 Ereignisdiskrete Modellierung

Zur Modellierung des Reibungs- und Verschleißverhaltens wird eine ereignisdiskrete Zeitbasis in Form von Zyklen i verwendet. Die Einführung dieser ereignisdiskreten Zeitbasis ist nicht zwingend erforderlich für die Modellierung des Reibungs- und Verschleißverhaltens, weil ein realer tribologischer Prozess sich kontinuierlich verhält. Jedoch bedingt die ereignisdiskrete Zeitbasis Vorteile bei der Simulation des Verschleißmodells und der Lebensdauerprognose, weil Änderungen des Reibungs- und Verschleißverhaltens nur zu bestimmten Ereignissen auftreten.

Im Fall der Reibkupplung ist das Ereignis für die Änderung des Reibungs- und Verschleißverhaltens die Schleifphase. Dabei wird zum Ende der Schleifphase ein neuer Zyklus gezählt, unerheblich davon, ob innerhalb dieser Schleifphase erfolgreich synchronisiert wurde.

In Abbildung 5.11 ist das Zählprinzip der Zyklen i illustriert. Eine Schleifphase beginnt, sobald die Kupplung nach Gleichung 2.1 in den schleifenden Zustand wechselt. In diesem Fall wird die Zyklenanzahl i um 1 inkrementiert. Die Schleifphase gilt als beendet, wenn die Kupplung den schleifenden Zustand wieder verlässt. Die Zeitbasen t und k laufen unabhängig vom Zustandsautomaten in Abbildung 5.11. Allerdings wird davon ausgegangen, dass zur Diskretisierung eines Ereignisses nur zeitabhängige Größen einer Schleifphase benötigt werden. Folglich werden nach jeder Schleifphase die zeitabhängigen Werte erneut initialisiert (z.B. $t = 0$, $E = 0$).

5 Verschleißschätzung

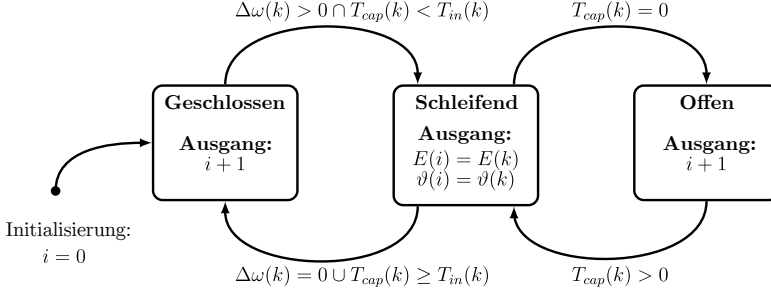


Abbildung 5.11: Schematische Darstellung der ereignisdiskreten Zustandsmaschine

Zur Nutzung eines ereignisdiskreten Verschleißmodells müssen die kontinuierlichen Größen, welche die tribologische Belastung beschreiben, in ereignisdiskrete Größen umgeformt werden. Die Reibungsenergie kann relativ einfach umgeformt werden, weil diese nach Gleichung 5.1 mit einem Integral berechnet wird.

$$E(t = t_{sync}) = \int_{t=0}^{t=t_{sync}} T_c(t) \cdot \Delta\omega(t) dt \quad (5.5)$$

Numerisch kann das Integral mit Hilfe einer Summe über alle Abtastwerte mit Hilfe der Abtastzeit t_s gelöst werden.

$$E(k = k_{sync}) = \sum_{k=0}^{k=k_{sync}} T_c(k) \cdot \Delta\omega(k) \cdot t_s \quad (5.6)$$

Folglich wird nur der Wert des Integrals bzw. der Summe zum Zeitpunkt der Synchronisation t_{sync} bzw. k_{sync} als ereignisdiskreter Wert $E(i)$ weiter verwendet.

$$E(i) = E(k = k_{sync}) \quad (5.7)$$

Die Temperatur des Reibbelags hingegen wird mit Hilfe des thermischen Modells kontinuierlich geschätzt. Als grobe Näherung wird die ereignisdiskrete Temperatur $\vartheta(i)$ als Temperaturmittelwert über die Schleifphase $\vartheta_{mean}(k_{sync})$ angenommen.

$$\vartheta_{mean}(k = k_{sync}) = \frac{1}{k_{sync}} \sum_{k=0}^{k=k_{sync}} \vartheta(k) \quad (5.8)$$

$$\vartheta(i) = \vartheta_{mean}(k = k_{sync}) \quad (5.9)$$

5.2 Modellierung des Reibungs- und Verschleißverhaltens einer trockenen Reibkupplung

Diese Näherung ist zulässig, wenn das thermische System relativ träge ist. Das heißt, die Temperaturdifferenz zwischen Beginn und Ende der Schleifphase gering ist. Dies gilt für normale Betriebsfälle, aber nicht für Überlast. Analog müssen auch die kontinuierlichen Größen zur Beschreibung des Reibungsverhaltens in ereignisdiskrete Größen umgewandelt werden. Dazu wird μ_s zum Beginn der Schleifphase bei k_{const} diskretisiert, weil zu diesem Zeitpunkt die Einflüsse von Temperatur, Anpresskraft und Differenzdrehzahl auf μ_s zeitlich konstant sind.

$$\mu_s(i) = \mu_s(k = k_{const}) \quad (5.10)$$

Die dargestellte Umformung der zeitabhängigen Größen in ereignisdiskrete Größen bildet nach Abbildung 5.10 die Grundlage für die Schätzung des Reibungs- und Verschleißverhaltens.

5.2.2 Modellierung des Reibungsverhaltens

Zur Modellierung des Reibungsverhaltens aus Abschnitt 5.1.2 werden nachfolgend Ansätze zur Abbildung der bekannten Verschleißeffekte definiert. Dazu wird das Reibungsverhalten beim Einlauf und bei Überlastung beschrieben, welches in Abbildung 5.10 als eine Dynamik zusammengefasst ist.

5.2.2.1 Modellierung des Reibungskoeffizienten beim Einlauf

Zur Modellierung des im Abschnitt 5.1.2.1 dargestellten Einlaufverhaltens des Reibungskoeffizienten wird angenommen, dass das Einlaufverhalten durch ein Verzögerungsglied 1. Ordnung hinreichend genau approximiert werden kann. Mit Hilfe des Verzögerungsglieds nach Gleichung 5.11 wird die Bildung der Reibschicht während des Einlaufvorgangs beschrieben.

$$\hat{\mu}_d(i) = \frac{i_{\tau_1}}{i_{\tau_1} + 1} \cdot \mu_s(i) + \frac{1}{i_{\tau_1} + 1} \cdot \hat{\mu}_d(i - 1) \quad (5.11)$$

Gleichung 5.11 bildet das Verhalten aus Abbildung 5.5 ab, wobei der stationäre Endwert dem statischen Reibungskoeffizienten μ_s aus Abschnitt 2.2.4.1 entspricht. Die Dynamik des Einlaufverhaltens wird demnach nur über i_{τ_1} definiert. Der Startwert des Reibungskoeffizienten zu Beginn des Einlaufvorgangs für $i = 1$ kann über $\mu_d(i = 0)$ definiert werden. Sowohl i_{τ_1} als auch $\mu_d(i = 0)$ müssen durch experimentelle Untersuchungen identifiziert werden.

5.2.2.2 Modellierung des Reibungskoeffizienten bei tribologischer Überlastung

Fading und Regeneration hängen ebenfalls von der Bildung der Reibschicht ab. Daher wird analog wie beim Einlauf das Reibungsverhalten durch ein Verzögerungsglied 1. Ordnung abgebildet. Entsprechend wird die Modellstruktur beibehalten, wobei die Dynamik nun durch i_{τ_2} beschrieben wird. Sobald der Einlauf erstmalig abgeschlossen wurde, wird daher anstatt i_{τ_1} nur noch i_{τ_2} verwendet.

$$\hat{\mu}_d(i) = \frac{i_{\tau_2}}{i_{\tau_2} + 1} \cdot \mu_s(i) + \frac{1}{i_{\tau_2} + 1} \cdot \hat{\mu}_d(i - 1) \quad (5.12)$$

Der Parameter i_{τ_2} muss ebenfalls durch experimentelle Untersuchungen identifiziert werden.

Zur Abbildung der thermischen Zerstörung wird ein Grenzwert für den Reibungskoeffizienten $\mu_{d,min}$ genutzt. Dabei wird angenommen, dass der Grenzwert des Reibungskoeffizienten erst bei einer andauernden Überbeanspruchung erreicht wird. Sobald dieser Grenzwert überschritten wurde, wird der letzte Ausgangsgrößenwert der Eingangsgröße gleichgesetzt, um eine anschließende Regeneration zu verhindern.

$$\hat{\mu}_d(i - 1) = \mu_s(i) , \text{ wenn } \hat{\mu}_d(i) \leq \mu_{d,min} \quad (5.13)$$

5.2.3 Modellierung des Verschleißverhaltens

Der Verschleiß einer Reibkupplung kann nach dem Gesetz von Archard [4] modelliert werden. Das Archard-Gesetz gilt für ungeschmierte Reibkontakte, wenn vorwiegend Abrasion als Verschleißmechanismus auftritt. Wie bereits beschrieben, tritt bei einer trockenen Reibkupplung vorwiegend Abrasion auf. Daher eignet sich dieser Ansatz für trockene Reibkupplungen und wurde auch als Verschleißmodell in [66] und [153] vorgeschlagen.

Nach dem Gesetz von Archard wird das Verschleißvolumen V_w durch die wirkende Normalkraft F_N , den Verschleißweg s , der Härte H des weichen Materials und einem dimensionslosen Verschleißkoeffizienten $\tilde{K}_w$ definiert. Zur Vereinfachung werden die Härte H und $\tilde{K}_w$ im spezifischen Verschleißkoeffizienten K_w zusammengefasst [115].

$$V_w = \frac{\tilde{K}_w F_N s}{H} = K_w E \quad (5.14)$$

Das abgetragene Volumen V_w ist demnach nur abhängig von der Reibungsenergie E und dem spezifischen Verschleißkoeffizienten K_w .

5.2 Modellierung des Reibungs- und Verschleißverhaltens einer trockenen Reibkupplung

Mit den Gleichungen 3.1 und 3.2 kann das abgetragene Volumen V_w in die abgetragene Belaghöhe s_w bzw. die abgetragene Masse m_w umgerechnet werden.

$$s_w = \frac{K_w E}{A_R} \quad (5.15)$$

$$m_w = \rho K_w E \quad (5.16)$$

Im Vergleich zum Volumen und zur Masse hat die Belaghöhe s_h einen direkten Einfluss auf das einstellbare Kupplungsdrehmoment T_{cap} gemäß Gleichung 2.27. Aufgrund dieser direkten Abhängigkeit des Kupplungsdrehmoments T_{cap} von der Belaghöhe s_h wird die abgetragene Belaghöhe s_w zur Modellierung des Verschleißes verwendet. Bei zunehmendem Verschleiß s_w reduziert sich die Höhe des Reibbelags s_h , wobei $s_h(i=0)$ der Belaghöhe einer unverschlissenen Reibkupplung entspricht.

$$s_h(i) = s_h(i=0) - s_w(i) \quad (5.17)$$

Zur Abbildung des typischen Verschleißverhaltens einer trockenen Reibkupplung aus Abschnitt 5.1.3 wird die abgetragene Belaghöhe in einem Anteil für den Einlauf $s_{w,r}$ und einem Anteil für den statischen Verschleiß $s_{w,s}$ aufgeteilt.

$$s_w(i) = s_{w,s}(i) + s_{w,r}(i) \quad (5.18)$$

Die kumulierte abgetragene Belaghöhe s_w ergibt sich, indem die einzelnen Abträge der Belaghöhe je Zyklus s'_w aufsummiert werden.

$$s_w(i) = \sum_{j=1}^{j=i} s'_w(j) \text{ mit } s'_w = \frac{\Delta s_w}{\Delta i} \quad (5.19)$$

Aus den Gleichungen 5.18 und 5.19 resultiert auch für die Änderung der abgetragenen Belaghöhe je Zyklus s'_w eine Aufteilung nach Einlauf und statischem Verschleiß.

$$s'_w(i) = s'_{w,s}(i) + s'_{w,r}(i) \quad (5.20)$$

Nachfolgend werden die Modellansätze für den statischen Verschleiß und das Verschleißverhalten beim Einlauf aus Abbildung 5.10 vorgestellt.

5.2.3.1 Modellierung des Belagabriebs beim Einlauf

Das Verschleißverhalten beim Einlauf einer Reibkupplung wird durch Veränderungen der Oberflächenstruktur beeinflusst. Nach [14] kann das Einlaufverhalten anhand der kontinuierlichen Veränderung des Oberflächenprofils

berechnet werden. Im Folgenden wird die Idee aus [14] aufgegriffen, indem das Einlaufverhalten durch die Annahme einer veränderlichen Kontaktfläche abgebildet wird.

Die Kontaktfläche A_R beschreibt die Oberfläche, welche während der Schleifphase in Kontakt mit dem Reibpartner steht und somit abgetragen wird. Somit entspricht die oberste Ebene im Höhenprofil folglich der Kontaktfläche. Die Kontaktfläche kann maximal auf die Reibbelagoberfläche A anwachsen. Die gesamte Reibbelagoberfläche A wird über den äußeren Radius r_a und inneren Radius r_i des Reibbelags definiert [142].

$$A = \pi(r_a^2 - r_i^2) \quad (5.21)$$

Nachfolgend soll der Zusammenhang zwischen Kontaktfläche, Höhenprofil und abgetragener Belaghöhe anhand der Veränderung des Höhenprofils veranschaulicht werden. Dazu ist in Abbildung 5.12 der Verschleiß nach einer bestimmten Anzahl von Zyklen dargestellt.

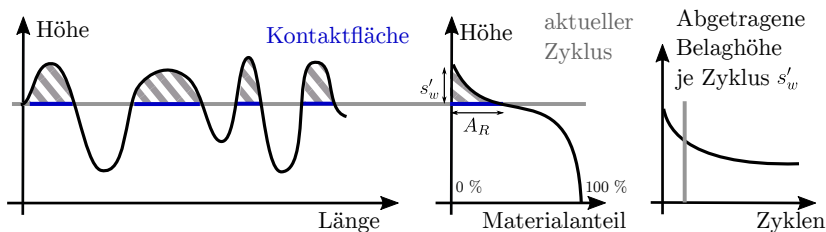


Abbildung 5.12: Einlaufverhalten anhand eines schematischen Höhenprofils des Reibbelags (Zeitpunkt 1)

Die Abbildung 5.12 zeigt links ein Oberflächenprofil eines Reibbelags. Der grau schraffierte Bereich stellt das bereits abgetragene Volumen dar. Das ursprüngliche Höhenprofil des unverschlissenen Reibbelags ist in schwarz dargestellt. Die Kontaktfläche zum aktuellen Zyklus wurde blau dargestellt. In der mittleren Abbildung 5.12 werden die Höhenwerte in Bezug zum Materialanteil dargestellt. Diese Darstellung ist als Abbott-Kurve bekannt und kann als kumulierte Verteilungsfunktion des Höhenprofils verstanden werden. Rechts wird die resultierende Änderung der abgetragenen Belaghöhe über die Zeit in Form von Zyklen dargestellt.

Der Verschleiß nach der doppelten Zyklenanzahl ist in Abbildung 5.13 dargestellt. Zu jedem Zyklus wird nach dem Gesetz von Archard aus Gleichung 5.14 ein konstantes Volumen abgetragen, wenn die Beanspruchung konstant ist. Jedoch wird zu Beginn des Einlaufes deutlich mehr Belaghöhe abgetragen als zum Ende. Die Ursache hierfür ist die Kontaktfläche, welche über die Zeit anwächst. Folglich muss sich die Änderung der abgetragenen Belaghöhe über die Zeit verringern.

5.2 Modellierung des Reibungs- und Verschleißverhaltens einer trockenen Reibkupplung

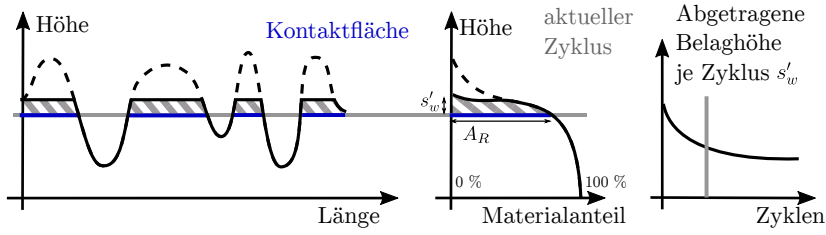


Abbildung 5.13: Einlaufverhalten anhand eines schematischen Höhenprofils des Reibbelags (Zeitpunkt 2)

Die Kontaktfläche und das Oberflächenprofil bestimmen das Einlaufverhalten. Beide Größen sind messtechnisch aufwändig erfassbar. Daher wird das Modell zur Abbildung des Einlaufverhaltens über die mit geringerem Aufwand messbare abgetragene Belaghöhe definiert. Es wird angenommen, dass die zeitliche Änderung der Belaghöhe während des Einlaufs einen exponentiell abfallenden Verlauf annimmt und zum Ende des Einlaufs einen konstanten Wert anstrebt. Das gilt allerdings nur, wenn die Beanspruchung sich nicht verändert. Unter dieser Bedingung wird die abgetragene Belaghöhe je Zyklus s'_w durch eine exponentielle Funktion approximiert.

$$\hat{s}'_w(i) = \hat{s}'_w(i \rightarrow \infty) + \alpha_{r1} \cdot e^{\alpha_{r2}i} \quad (5.22)$$

Daraus ergibt sich nach Gleichungen 5.18 und 5.19 der folgende Zusammenhang für die kumulierte abgetragene Belaghöhe s_w .

$$\hat{s}_w(i) = \hat{s}'_w(i \rightarrow \infty) \cdot i + \frac{\alpha_{r1}}{\alpha_{r2}} \cdot e^{\alpha_{r2}i} \quad (5.23)$$

Dabei wird der stationäre Endwert $\hat{s}'_w(i \rightarrow \infty)$ als der statische Verschleiß $\hat{s}'_{w,s}$ angesehen. Der durch den Einlaufvorgang bedingte Anteil des Abtrags der Belaghöhe $\hat{s}_{w,r}$ wird also durch die Parameter α_{r1} und α_{r2} bestimmt. Zur Identifikation des Modells zur Beschreibung des Einlaufverhaltens müssen diese Parameter durch experimentelle Untersuchungen ermittelt werden.

$$\hat{s}'_{w,r}(i) = \alpha_{r1} \cdot e^{\alpha_{r2}i} \quad (5.24)$$

5.2.3.2 Modellierung des Belagabriebs bei normaler Beanspruchung

Der Anteil des statischen Abtrags der Belaghöhe $\hat{s}'_{w,s}$ wird nach dem Gesetz von Archard bzw. Gleichung 5.15 beschrieben.

$$\hat{s}'_{w,s}(i) = \frac{K_w(\vartheta(i), E(i)) \cdot E(i)}{A} \quad (5.25)$$

Im Gegensatz zum Einlaufverschleiß $\hat{s}'_{w,r}$ ist der statische Verschleiß $\hat{s}'_{w,s}$ von der Kontaktfläche A_R unabhängig und wird mit der konstanten Reibbelagsoberfläche A berechnet. Folglich ist der statische Verschleiß nur von der Reibungsenergie E und dem spezifischen Verschleißkoeffizienten K_w abhängig. Dabei ist der spezifische Verschleißkoeffizient K_w abhängig von der tribologischen Beanspruchung in Form der Temperatur ϑ und Reibungsenergie E . Durch diese Abhängigkeit können Abrasion sowie zusätzlich eintretende Oberflächenzerrüttung oder tribochemische Reaktionen abgebildet werden. Der Zusammenhang zwischen der tribologischen Beanspruchung und K_w muss im Rahmen einer experimentellen Untersuchung identifiziert werden.

Aus [51] und [65] ist bekannt, dass K_w bei einer Erhöhung der Temperatur nichtlinear anwächst. Ebenfalls hat die Reibungsenergie nach [51] einen Einfluss auf den Verschleißkoeffizienten. Daher wird zur Approximation des erwarteten Verschleißverhaltens ein allgemeines Polynommodell 2. Ordnung mit allen Wechselwirkungstermen für K_w angenommen.

$$K_w(\vartheta, E) = \alpha_{s0} + \alpha_{s1}\vartheta + \alpha_{s2}E + \alpha_{s3}\vartheta E + \alpha_{s4}\vartheta^2 + \alpha_{s5}E^2 \quad (5.26)$$

5.3 Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation

In diesem Kapitel wird auf die experimentellen Untersuchungen zur Identifikation des Verschleiß- und Reibungsverhaltens eingegangen. Dabei wird zuerst konkretisiert, welche Betriebsparameter am Getriebeprüfstand zur Variation des Reibungs- und Verschleißverhaltens ausgewählt wurden.

5.3.1 Tribologische Einflussgrößen am Getriebeprüfstand

Als Einflussgrößen des Reibungs- und Verschleißverhaltens wurden die Reibungsenergie E und die Reibelagstemperatur ϑ definiert. Diese Einflussgrößen müssen zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen in reproduzierbar einstellbare Größen überführt werden.

Die Temperatur ϑ kann bei konstanter oder normaler Beanspruchung reproduzierbar eingestellt werden, indem zu Beginn jedes Kupplungsvorgangs gewartet wird, bis der Reibbelag sich auf einen konstanten Temperaturwert ϑ_{enable} abgekühlt hat. Infolge der schnellen Eigenerwärmung der Reibkupplung im Betrieb wird die Reibelagstemperatur ϑ somit über die resultierende Wartezeit geregelt. Zusätzlich wird die minimale Wartezeit t_{cycle} begrenzt, falls die Erwärmung nicht zum Erreichen des Temperatursollwerts ϑ_{enable} ausreicht.

Die Reibungsenergie E ist hingegen nicht reproduzierbar einstellbar. Beispielsweise können zwei unterschiedliche Anfahrvorgänge die gleiche Reibungsenergie besitzen. Daher wird die Reibungsenergie E in reproduzierbar einstellbare Größen aufgeteilt. Nach Gleichung 5.1 ist E abhängig von $\Delta\omega$ und T_c , wobei T_c bereits reproduzierbar eingestellt werden kann. Hingegen ist $\Delta\omega$ gemäß des Antriebstrangmodells nach den Gleichungen 2.10 bis 2.12 abhängig von den wirkenden Drehmomenten T_e , T_c , T_L und der Fahrzeugträgheit I_v . Die Abhängigkeit zum Motordrehmoment T_e wird vereinfacht, indem die Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e konstant gehalten wird. Die Abhängigkeit der Fahrzeugträgheit I_v wird vernachlässigt, weil diese auch über eine Variation des Lastdrehmoments T_L abgebildet werden kann. Folglich werden anstatt der Reibungsenergie E die Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e , das Kupplungsdrehmoment T_c und das Lastdrehmoment T_L als Betriebsparameter verwendet, weil diese reproduzierbar am Getriebeprüfstand eingestellt werden können. Zusammenfassend ergeben sich folgende Betriebsparameter:

- Motorwinkelgeschwindigkeit vor dem Einkuppeln $\omega_e(t = 0)$
- Kupplungsdrehmoment beim Einkuppeln $T_c(0 \leq t \leq t_{slip})$
- Lastdrehmoment beim Einkuppeln $T_L(0 \leq t \leq t_{slip})$
- Reibbelagstemperatur vor dem Einkuppeln $\vartheta_{enable}(t = 0)$
- Minimale Wartezeit für einen neuen Versuchszyklus $t_{cycle} = 30\text{ s}$

5.3.2 Experimentelle Untersuchung: Reibungsverhalten

Zur experimentellen Bestimmung des Reibungsverhaltens der trockenen Reibkupplung werden zwei Effekte am Getriebeprüfstand untersucht. Dabei soll das theoretisch erwartete Reibungsverhalten bestätigt und die vorgeschlagenen Modelle für Einlauf und Überlast identifiziert werden.

5.3.2.1 Versuchsdurchführung zum Reibungsverhalten beim Einlauf

Zur Identifikation des Reibungsverhaltens beim Einlauf wurde eine neue Kupplungsscheibe über simulierte Anfahrvorgänge mit konstanter Belastung gealtert. Es wurde dazu eine Messreihe mit den in Tabelle 5.2 dargestellten Betriebsparametern durchgeführt. Es wurde die Versuchsteuerung aus Abschnitt 3.1.3.1 verwendet.

Zur Bestimmung des Reibungsverhaltens wurde der Reibungskoeffizient aus dem gemessenen Positionssignal des Kupplungsnehmerzylinders s_c und des

5 Verschleißschätzung

bekannten Kupplungsdrehmoments T_c ermittelt. Aus der Position des Kupplungsnehmerzylinders s_c wird über die Federcharakteristik des Kupplungsmodells aus Abschnitt 2.2.4.2 die Anpresskraft $\hat{F}_N$ geschätzt. Das Kupplungsdrehmoment T_c kann am Getriebeprüfstand aus dem am Abtriebstrang gemessenen Drehmoment abzüglich der Reibung des Getriebes und des Differentials ermittelt werden (siehe Anhang B). Zudem wurde bei der experimentellen Untersuchung das Getriebe zu Beginn des Versuchs vorgeheizt, so dass das Reibungsverhalten nicht von der Temperaturabhängigkeit des Reibungskoeffizienten überlagert wird.

Tabelle 5.2: Betriebsparameter zur experimentellen Untersuchung des Verschleißverhaltens beim Einlauf

Versuch	ω_e [rad/s]	T_c [Nm]	T_L [Nm]	ϑ [°C]	E [kJ]
E2	104,7	40	200	70	5,1

5.3.2.2 Versuchsergebnisse zum Reibungsverhalten beim Einlauf

In Abbildung 5.14 ist das Reibungsverhalten beim Einlauf dargestellt. Der Versuch wurde bei 200 und 400 Zyklen für Verschleißmessungen unterbrochen.

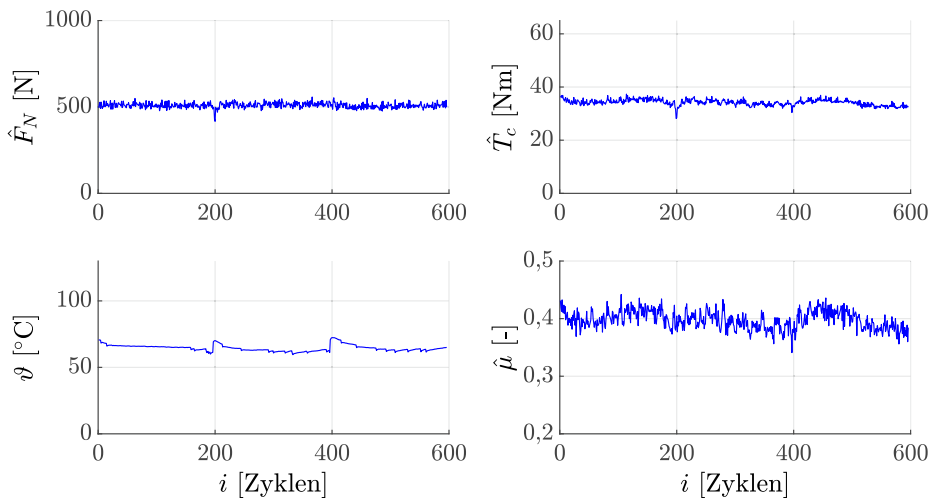


Abbildung 5.14: Gemessenes Reibungsverhalten beim Einlauf

Obwohl die Temperatur ϑ bei ca. 65 °C und die Anpresskraft F_N bei ca. 500 N über die dargestellten drei Messungen in Abbildung 5.14 konstant gehalten

wurden, alterniert das Kupplungsdrehmoment T_c und damit auch der Reibungskoeffizient μ über die Zeit. Diese Variation kann mehrere Ursachen haben. Denkbar wäre ein nicht kompensierter Temperatureinfluss, welcher beispielsweise durch Temperaturschwankungen der Hydraulikkomponenten verursacht wird. Weiterhin kann diese Variation durch eine stetige Veränderung der Reibschicht verursacht werden. Aufgrund der Variation des Reibungskoeffizienten und der ausbleibenden Konvergenz gegen einen Endwert kann das erwartete Reibungsverhalten beim Einlauf nicht identifiziert werden, weil dieses vermutlich durch unbekannte Einflussfaktoren überlagert wird.

In [51] zeigen Versuche mit ähnlichen Belastungsparametern das theoretisch erwartete Einlaufverhalten. Jedoch wurde auf ein Vorheizen verzichtet, weshalb eine Überlagerung des Temperatureinflusses nicht ausgeschlossen werden kann. In [13] wird ebenfalls das Reibungsverhalten bei gleichzeitiger Erwärmung der Kupplung untersucht. Deshalb ist keine klare Trennung vom Temperatureinfluss und Reibungsverhalten gegeben.

Im Experiment konnte durch das Vorheizen keine Abgrenzung des Reibungsverhaltens beim Einlauf zu anderen Einflussgrößen, wie beispielsweise der Temperatur, erreicht werden. Auch in [13] und [51] wurde das Einlaufverhalten nicht ohne die überlagerte Temperaturabhängigkeit ermittelt. Daher wird davon ausgegangen, dass der Einfluss des Einlaufs auf das Reibungsverhalten vergleichsweise gering ist und in der Praxis nicht berücksichtigt werden muss. Zudem soll anhand des Reibungsverhaltens vorwiegend Überlast erkannt werden. Deshalb wird das vorgeschlagene Modell aus Gleichung 5.11 zur Abbildung des Reibungsverhaltens beim Einlauf nicht weiter verwendet.

5.3.2.3 Versuchsdurchführung zum Reibungsverhalten bei Überlast

Um eine Überlastung der Reibpaarung und damit Fading zu provozieren, wird zuerst eine Messung mit hoher Beanspruchung für 600 Zyklen durchgeführt. Anschließend wird eine Messung mit geringer Beanspruchung für 1.200 Zyklen durchgeführt, um eine Regeneration der Reibpaarung zu ermöglichen.

Tabelle 5.3: Betriebsparameter zur experimentellen Untersuchung des Verschleißverhaltens bei Überlast

Versuch	ω_e [rad/s]	T_c [Nm]	T_L [Nm]	ϑ [°C]	E [kJ]
H1	188,5	65	500	120	44,9
L1	104,7	25	100	80	4,5

Die Betriebsparameter für beide Messungen sind in Tabelle 5.3 dargestellt. Es wurde die Versuchsteuerung aus Abschnitt 3.1.3.1 verwendet. Der Reibungs-

koeffizient wurde analog zur Untersuchung des Reibungsverhaltens beim Einlauf im Abschnitt 5.3.2.1 ermittelt.

5.3.2.4 Versuchsergebnisse zum Reibungsverhalten bei Überlast

In Abbildung 5.15 ist das ermittelte Reibungsverhalten bei Überlast dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Reibungskoeffizient bei hoher Beanspruchung bis 600 Zyklen einbricht, was mit dem erwarteten Effekt des Fadings übereinstimmt. Anschließend steigt dieser wieder bei geringer Beanspruchung nur leicht an. Erwartungsgemäß müsste bei einer Regeneration sich der ursprüngliche Wert des Reibungskoeffizienten vor der Überlastung wieder einstellen. Eine Regeneration scheint zwar stattzufinden, ist aber deutlich langsamer als die erwartete Regeneration von ca. 100 Zyklen nach [51] und erreicht nicht eindeutig den ursprünglichen Wert.

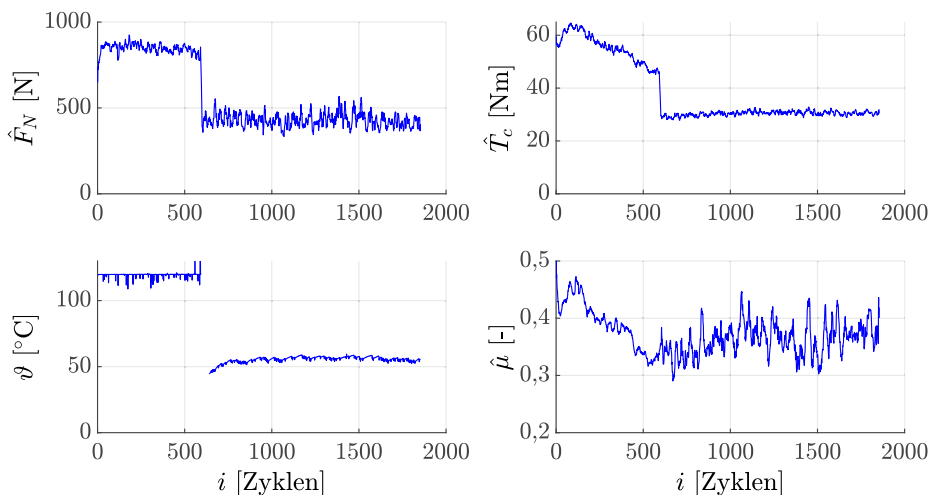


Abbildung 5.15: Gemessenes Reibungsverhalten bei Überlast

Da die Anpresskraft nicht direkt gemessen wird, kann nicht von einer fehlerfreien Schätzung des Reibungskoeffizienten ausgegangen werden. Daher muss zur Plausibilisierung der in Abbildung 5.15 gezeigten Ergebnisse zusätzlich die mit dem Konfokalmikroskop ermittelte Oberflächenstruktur betrachtet werden (siehe Abschnitt 3.2.3). In Abbildung 5.16 ist ein Ausschnitt der ermittelten Oberflächenstruktur zum Ende des Fadings bei 600 Zyklen und in Abbildung 5.17 zum Ende der Regeneration bei 1.800 Zyklen dargestellt. Beim Vergleich der Oberflächenstruktur fällt auf, dass durch die hohe Beanspruchung Risse und Bruchstellen entstanden sind. Dies deutet darauf hin,

5.3 Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation

dass durch die hohe Beanspruchung zusätzlicher Verschleiß in Form von Oberflächenzerrüttung erzeugt wurde.

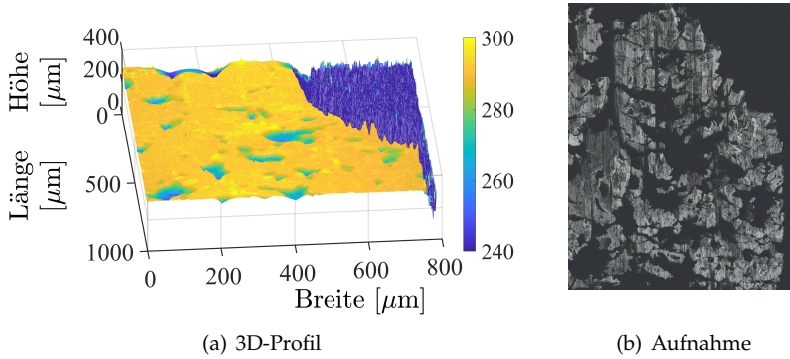


Abbildung 5.16: Geschädigter Belag nach 600 Zyklen, erfasst mittels Konfokalmikroskop (Objektiv mit zehnfacher Auflösung)

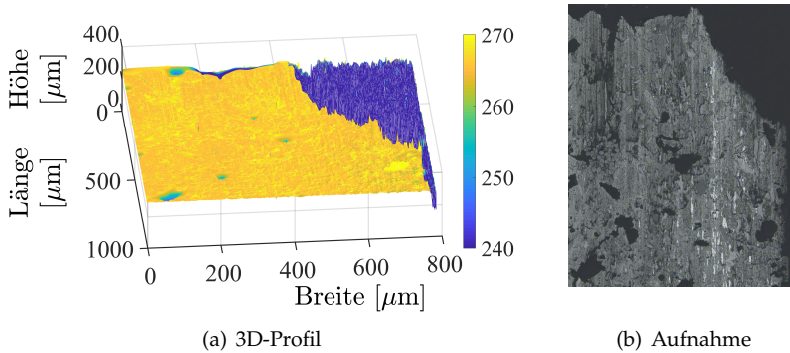


Abbildung 5.17: Regenerierter Belag nach 1.800 Zyklen, erfasst mittels Konfokalmikroskop (Objektiv mit zehnfacher Auflösung)

Durch die anschließende geringe Beanspruchung wird die Oberfläche wieder glatt gerieben. Es liegt in diesem Fall hauptsächlich abrasiver Verschleiß vor, so dass eine Regeneration der Oberfläche stattgefunden hat.

Die Verschleißeffekte Fading und Regeneration lassen sich folglich über die Oberflächenstruktur erkennen. Zur Quantifizierung dieser Annahme sind nachfolgend die ermittelten Rauheitsparameter für die in den Abbildungen 5.16 und 5.17 dargestellten Oberflächenstrukturen angegeben.

Aus Tabelle 5.4 wird ersichtlich, dass durch Fading die Rauheit zuerst ansteigt und anschließend durch Regeneration von $1,356\text{ }\mu\text{m}$ auf $0,864\text{ }\mu\text{m}$ abfällt. Weiterhin wurde das Talhohlraumvolumen V_{vv} verringert. Der Kernmaterialanteil

5 Verschleißschätzung

V_{mc} und das Kernhohlraumvolumen V_{vc} wurden ebenfalls verringert. Lediglich der Spitzenmaterialanteil V_{mp} ist annähernd gleich groß geblieben. Diese Veränderungen bestätigen, dass das gesamte Höhenprofil abgeflacht wurde und somit eine Regeneration stattgefunden hat.

Tabelle 5.4: Rauheitsparameter zur experimentellen Untersuchung des Reibungsverhaltens bei Überlast

Versuch	R_a [μm]	V_{vv} [μm^3]	V_{vc} [μm^3]	V_{mp} [μm^3]	V_{mc} [μm^3]
H1	1,356	3,378	3,977	3,456	2,708
L1	0,864	1,925	2,312	3,951	1,394

Obwohl die erwarteten Effekte des Fadings und der Regeneration experimentell nachgewiesen werden konnten, kann aus dem ermittelten Verlauf des Reibungskoeffizienten das vorgeschlagene Modell aus Gleichung 5.12 zur Abbildung des Reibungsverhaltens bei Überlast nicht identifiziert werden. Wegen der hohen Standardabweichung des geschätzten Reibungskoeffizienten von 0,0275 bzw. 7,57 % während der Regeneration, kann der Endzeitpunkt der Regeneration nicht genau bestimmt werden. Diese Information kann auch nicht aus den aufgenommenen Oberflächenprofilaten gewonnen werden, weil deren zeitliche Auflösung zu gering ist und somit nur zur Plausibilisierung genutzt werden kann.

Um das Modell zur Diagnose von Überlast trotzdem nutzen zu können, wird der Modellparameter nach den Ergebnissen aus [51] als $i_{t_2} = 50$ Zyklen festgelegt. Den Ergebnissen aus [51] wird vertraut, weil in [51] die Anpresskraft direkt gemessen wurde. Mit dieser Annahme kann das Modell aus Gleichung 5.12 zur Abbildung des Reibungsverhaltens bei Überlast in der nachfolgenden Lebensdauerprognose in Kapitel 6 verwendet werden.

5.3.3 Experimentelle Untersuchung: Verschleißverhalten

Zur experimentellen Bestimmung des Verschleißverhaltens der trockenen Reibkupplung werden zwei Effekte am Getriebeprüfstand untersucht. Dabei soll das theoretisch erwartete Verschleißverhalten bestätigt und die vorgeschlagenen Modelle für Einlauf und normale Beanspruchung identifiziert werden.

5.3.3.1 Versuchsdurchführung zum Verschleißverhalten beim Einlauf

Zur Identifikation des Reibungsverhaltens beim Einlauf wurde eine neue Kupplungsscheibe über simulierte Anfahrvorgänge mit konstanter Belastung gealtert. Es wurden zwei Messreihen mit den in Tabelle 5.5 dargestellten Betrieb-

5.3 Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation

sparametern durchgeführt und die Versuchssteuerung aus Abschnitt 3.1.3.1 wurde verwendet.

Tabelle 5.5: Betriebsparameter zur experimentellen Untersuchung des Verschleißverhaltens beim Einlauf

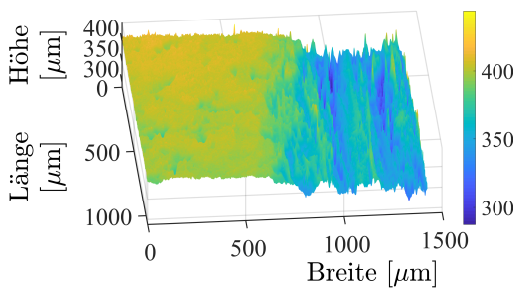
Versuch	ω_e [rad/s]	T_c [Nm]	T_L [Nm]	ϑ [°C]	E [kJ]
E1	104,7	50	350	70	8
E2	104,7	40	200	70	5,1

Zur Erfassung des Verschleißverhaltens wurden nach einer gewählten Anzahl von Zyklen die Kupplungsscheibe mittels Präzisionswaage, Laserscanner und Konfokalmikroskop vermessen.

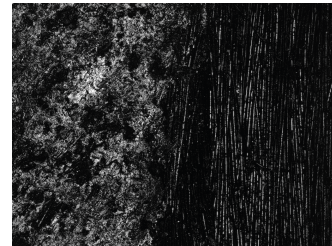
5.3.3.2 Versuchsergebnisse zum Verschleißverhalten beim Einlauf

Nachfolgend werden zunächst die Ergebnisse des Konfokalmikroskops dargestellt. Anschließend werden die Ergebnisse des Laserprofilscanners dargestellt.

Ergebnisse zur Veränderung der Oberflächenstruktur und der Kontaktfläche: Bei den durchgeführten Untersuchungen wurde stichpunktartig die Oberflächenstruktur mit dem Konfokalmikroskop ermittelt (siehe Abschnitt 3.2.3). Zur Illustration ist in Abbildung 5.18 ein Ausschnitt einer unverschlissenen Reibbelagsoberfläche dargestellt.



(a) 3D-Profil



(b) Aufnahme

Abbildung 5.18: Aufnahme mittels Konfokalmikroskop zur Darstellung des Höhenunterschieds für unterschiedliche Materialien (Objektiv mit zehnfacher Auflösung)

5 Verschleißschätzung

In Abbildung 5.18 befinden sich rechts Aramidfasern und links Epoxidharz, welche sowohl strukturell als auch über das Höhenprofil unterschieden werden können. Die Oberflächenstruktur eines Reibelags besitzt Vertiefungen und Erhöhungen, welche durch die Form und Fertigung des Reibelags sowie durch die unterschiedlichen Materialanteile zustande kommen. In der Regel liegen, wie in Abbildung 5.18, die Verstärkungsfasern bei einer neuen Kuppelung tiefer als der Epoxidverguss.

In Folge des Einlaufvorgangs gleichen sich die Höhenunterschiede aus und das Profil geht in eine Ebene über. Zur Veranschaulichung werden nachfolgend Aufnahmen für einen verschlissenen und einen unverschlissenen Bereich in Abbildung 5.19 und 5.20 dargestellt.

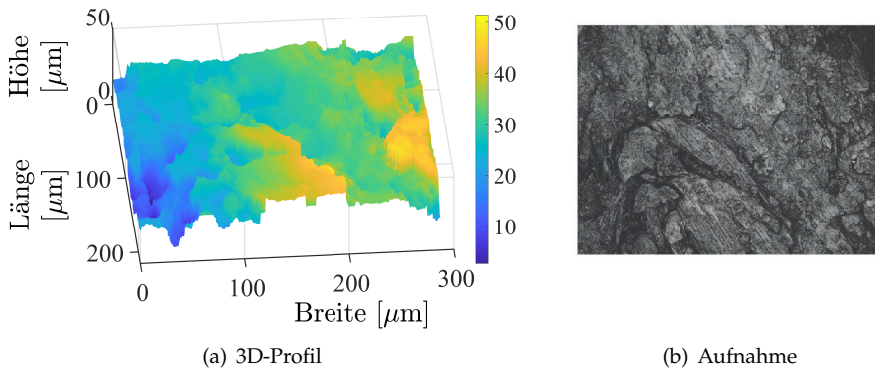


Abbildung 5.19: Neuer Belag erfasst mittels Konfokalmikroskop (Objektiv mit hundertfacher Auflösung)

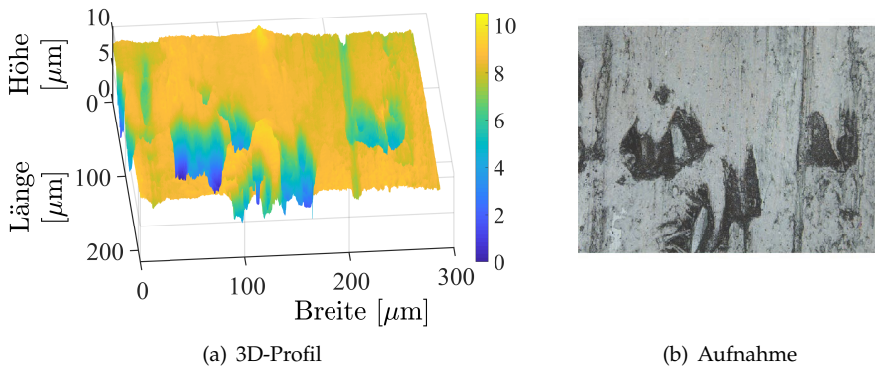


Abbildung 5.20: Stark abgeriebener Belag erfasst mittels Konfokalmikroskop (Objektiv mit hundertfacher Auflösung)

5.3 Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation

Zusätzlich verschleißt die Kupplung während des Einlaufs nicht über den gesamten Reibbelag gleichmäßig. Dies resultiert aus der ungleichmäßigen Verteilung der Anpresskraft. Der Reibbelag verschleißt schneller an den Stellen mit höherer Anpresskraft. Zum einen wird eine erhöhte Anpresskraft aufgrund der acht Einzelsegmente der Belagfeder an den Positionen der Nieten erzeugt. Zum anderen ist die Kupplungsscheibe leicht konkav, weshalb die Anpresskraft am Rand ebenfalls höher ist. Die konkave Form soll der Reibradius beim Einlauf vergrößern, wodurch die Kupplung bereits im Neuzustand das volle Kupplungsdrehmoment übertragen kann [159].

Durch die beschriebenen Eigenschaften der Kupplungsscheibe ergibt sich das in der Abbildung 5.21 schematisch dargestellte Verhalten für die Kontaktfläche. Dabei ist die Kontaktfläche als schraffierter Bereich und die Nieten auf der Unterseite schwarz dargestellt.

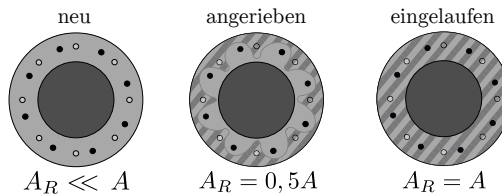


Abbildung 5.21: Schematisches Einlaufverhalten der Kontaktfläche der untersuchten Reibkupplung

Die Messergebnisse des Konfokalmikroskops werden unter anderem genutzt, um das über die Belaghöhe gemessene Einlaufverhalten zu plausibilisieren. Beispielsweise kann verglichen werden, ob das Ende des Einlaufvorgangs, welches anhand des Verlaufs der Belaghöhe ermittelt wurde, durch eine Stabilisierung der Oberflächenrauheit oder der Parameter der Abbott-Kurve bestätigt wird.

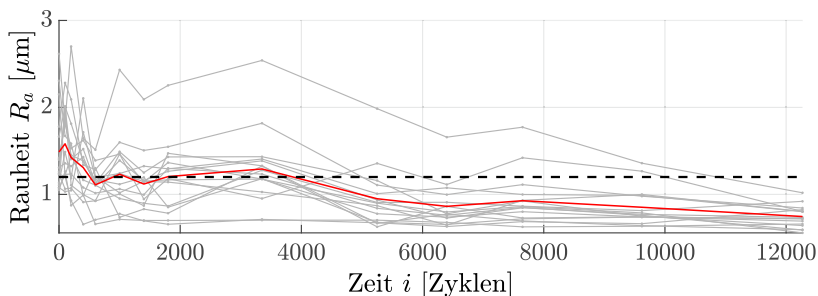


Abbildung 5.22: Entwicklung der Rauheit beim Versuch E1 für 24 Messpunkte auf der Getriebeseite der Kupplungsscheibe

Als Beispiel ist in Abbildung 5.22 das Verhalten der Rauheit für 24 Messpunkte, welche in radialer Richtung auf dem Reibbelag verteilt sind, dargestellt. Die Messpunkte sind in grau, der Mittelwert aller Messpunkte in rot und ein Referenzwert in schwarz dargestellt. Basierend auf der optischen Begutachtung unterschiedlicher gealterter Oberflächenprofile wurde ein Referenzwert von $\leq 1,2 \mu\text{m}$ gewählt, welcher eine grobe Unterscheidung zwischen neuem und eingelaufenem Reibbelag erlaubt. Bis auf zwei Messpunkte bleiben alle anderen Messpunkte nach ca. 6.000 Zyklen unter diesem Referenzwert und streben gegen einen Wert von ca. $0,65 \mu\text{m}$. Somit kann angenommen werden, dass ab 6.000 Zyklen der Einlauf abgeschlossen ist. Die unterschiedliche Entwicklung der Rauheit der Messpunkte hängt mit der bereits erläuterten Entwicklung der Kontaktfläche in Abhängigkeit der Anpresskraft zusammen.

Ergebnisse zur Veränderung der Belaghöhe: In Abbildung 5.23 ist die mittels Laserprofilscanner gemessene Belaghöhe für die Versuche E1 und E2 dargestellt. Das Einlaufverhalten ähnelt qualitativ dem erwarteten Verlauf aus Abschnitt 5.1.2.1. Der RMSE des Regressionsmodells entspricht $3,6 \mu\text{m}$ beim Versuch E1 und $2,3 \mu\text{m}$ beim Versuch E2. Der Einlauf im Versuch E1 endet bei ca. 6.000 Zyklen, wie bei den Rauheitsverläufen in Abbildung 5.22.

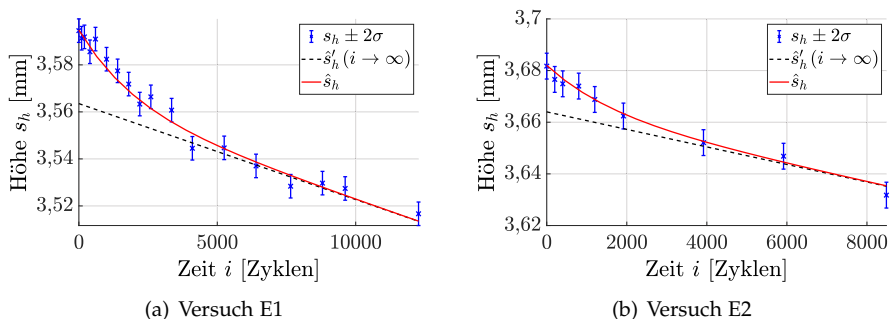


Abbildung 5.23: Entwicklung der Belaghöhe beim Einlauf

Beim Vergleich der gemessenen Belaghöhe für Motor- und Getriebeseite in Abbildung 5.24 wird deutlich, dass die Getriebeseite schneller als die Motorseite verschleißt. Die Belaghöhe der Getriebeseite wurde innerhalb 8.500 Zyklen um ca. $29 \mu\text{m}$ reduziert, während die Motorseite um ca. $18 \mu\text{m}$ reduziert wurde. Dieser Unterschied stimmt mit den theoretischen Erwartungen überein. Aufgrund der unterschiedlichen thermischen Massen des Schwungrads und der Anpressplatte ist die Temperatur der Anpressplatte in der Regel höher als die Temperatur des Schwungrads, was wiederum einen erhöhten Verschleiß der Getriebeseite des Reibbelags bedingt [11].

5.3 Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation

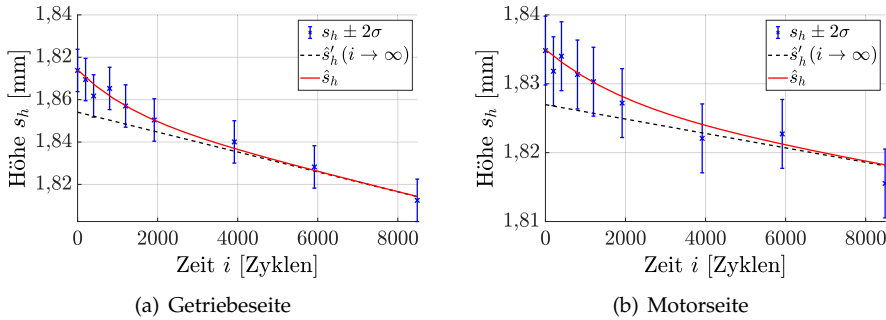


Abbildung 5.24: Entwicklung der Belaghöhe beider Kupplungsseiten beim Versuch E2

Anhand der Messungen aus Versuch E1 und E2 wurden die Parameter des Modells aus Gleichung 5.23 zur Abbildung des Verschleißverhaltens beim Einlauf bestimmt. Die identifizierten Parameter der beiden Versuche unterscheiden sich geringfügig infolge der unterschiedlichen Beanspruchung. Dieser Unterschied lässt vermuten, dass die Beanspruchung einen Einfluss auf das Einlaufverhalten hat. Bei der weiteren Verwendung des Verschleißmodells wird das Einlaufverhalten mit den aus dem Versuch E1 identifizierten Parametern simuliert.

Tabelle 5.6: Identifizierte Modellparameter zur Abbildung des Verschleißverhaltens beim Einlauf

Parameter	Wert
$\alpha_{r1,E1}$ [mm/Zyklus]	-0,03
$\alpha_{r2,E1}$ [1/Zyklus]	-0,0008
$\alpha_{r1,E2}$ [mm/Zyklus]	-0,02
$\alpha_{r2,E2}$ [1/Zyklus]	-0,001

5.3.3.3 Versuchsdurchführung zum Verschleißverhalten bei normaler Beanspruchung

Zur Identifikation des Verschleißverhaltens bei normaler Beanspruchung müssen nach Gleichung 5.26 die Einflussgrößen E und θ in der Versuchsplanung berücksichtigt werden. Angesichts des hohen Aufwands zur Bestimmung des Verschleißverhaltens in Abhängigkeit der definierten Betriebsparameter ω_e , T_c , T_L und θ wird eine d-optimale Versuchsplanung durchgeführt. Es resultiert ein Versuchsplan, welcher in Tabelle 5.7 dargestellt ist.

Bei jedem Versuch wird zum Beginn und zum Ende der Verschleiß mittels Präzisionswaage und Laserscanner gemessen. Die Anzahl der zu fahrenden

5 Verschleißschätzung

Zyklen wird so gewählt, dass der erwartete Verschleiß unter Berücksichtigung der Messunsicherheit messbar ist. Für den gesamten Versuch wurde eine bereits eingelaufene Kupplungsscheibe verwendet. Es wurde die Versuchssteuerung aus Abschnitt 3.1.3.1 verwendet.

Tabelle 5.7: Betriebsparameter zur experimentellen Untersuchung des Verschleißverhaltens bei normaler Beanspruchung

Versuch	ω_e [rad/s]	T_c [Nm]	T_L [Nm]	ϑ [°C]	E [kJ]
V01	104,7	40	345	60	11,6
V02	104,7	40	345	80	11,6
V03	104,7	40	345	100	11,6
V04	104,7	70	570	120	16,0
V05	125,7	40	345	100	16,6
V06	125,7	50	400	80	13,7
V07	125,7	70	640	120	20,3
V08	146,6	40	230	60	11,4
V09	146,6	50	300	100	19,6
V10	146,6	70	660	140	31,3
V11	146,6	85	575	80	13,8
V12	146,6	85	670	100	18,0
V13	167,6	25	115	80	12,4
V14	167,6	55	230	60	11,7
V15	167,6	70	345	80	13,0
V16	167,6	70	575	100	25,9
V17	167,6	85	690	120	25,9
V18 ¹	167,6	100	690	100	18,6
V19	188,5	40	115	80	12,5
V20	188,5	40	230	100	18,8
V21	188,5	50	110	60	11,6
V22	188,5	55	230	80	14,8
V23	188,5	50	300	100	19,6
V24	188,5	45	335	120	26,6
V25	188,5	55	450	140	32,5
V26	188,5	70	460	100	21,9
V27	188,5	70	570	120	32,1
V28	188,5	85	460	80	17,7
V29	209,4	25	0	60	11,6
V30	209,4	25	115	100	19,3
V31	209,4	40	0	80	11,6
V32	209,4	50	115	80	14,2

5.3 Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation

Tabelle 5.7: Betriebsparameter zur experimentellen Untersuchung des Verschleißverhaltens bei normaler Beanspruchung (Fortsetzung)

Versuch	ω_e [rad/s]	T_c [Nm]	T_L [Nm]	ϑ [°C]	E [kJ]
V33	209,4	55	340	120	25,1
V34	209,4	70	230	80	16,2
V35	209,4	70	345	100	20,3
V36	209,4	70	460	120	27,0
V37	209,4	70	575	140	40,5
V38	209,4	85	575	100	28,1
V39 ¹	188,5	80	660	140	33,1
V40 ¹	209,4	100	660	120	29,0
V41 ¹	188,5	85	690	120	31,8
V42 ¹	104,7	25	100	80	4,4

Bei der Generierung eines Versuchsplans mussten technische Grenzwerte aus Abschnitt 3.1 berücksichtigt werden. Neben diesen technischen Grenzwerten mussten die Beschränkungen nach Tabelle 5.8 bei der Erstellung des Versuchsplans berücksichtigt werden.

Tabelle 5.8: Beschränkungen des Versuchsraumes

Beschränkung	Annahme
$2\text{ s} < \text{Schleifdauer } t_{\text{slip}} < 10\text{ s}$	$t_{\text{slip}} \approx \frac{\omega_e I_v}{T_c - T_L}$
$10\text{ kJ} < \text{Reibungsenergie } E < 100\text{ kJ}$	$E \approx \frac{T_c \omega_e t_{\text{slip}}}{2}$
$\frac{\vartheta_1}{E_1} E + \frac{3}{2} \vartheta_1 < \text{Temperatur } \vartheta < \frac{\vartheta_1}{E_1} E + 3\vartheta_1$	$\vartheta_1 = 20\text{ °C}$ und $E_1 = 10\text{ kJ}$

Die Beschränkungen für Rutschzeit und Reibungsenergie orientieren sich an dem Wertebereich, welcher bei realen Anfahrvorgängen zu erwarten ist. Die Beschränkungen der Temperatur basieren hingegen auf der Abhängigkeit zur Reibungsenergie, aber bilden ebenfalls den zu erwartenden Temperaturbereich bei realen Anfahrvorgängen ab [82]. Niedrige Temperaturen resultieren aus einer geringen Reibungsenergie, analog resultieren hohe Temperaturen aus einer hohen Reibungsenergie. Eine Erweiterung des Temperaturbereichs hätte zur Folge, dass während des Versuchs eine zusätzliche Aufheizung oder Abkühlung des Getriebes erforderlich wäre und sich die Versuchszeit verlängert.

¹V18 und V40 waren ursprünglich geplant, konnten aber am Getriebeprüfstand nicht gefahren werden. Stattdessen wurden V39 und V41 zum Versuchsplan hinzugefügt. Weiterhin wurde V42 mit Betriebsparametern des Einlaufversuchs dreimal während der gesamten Messreihe wiederholt.

5.3.3.4 Versuchsergebnisse zum Verschleißverhalten bei normaler Beanspruchung

In Abbildung 5.26 ist die abgetragene Belaghöhe je Zyklus s'_w über der Reibungsenergie und der Temperatur dargestellt. Auf eine vollständige Darstellung des Zusammenhangs zwischen Verschleiß und allen Einflussgrößen wird verzichtet, weil kein signifikanter Einfluss der Größen w_e , T_c und T_L ermittelt werden konnte. Daher wird nur die Reibungsenergie E , welche diese Größen zusammenfasst, und die Temperatur ϑ dargestellt.

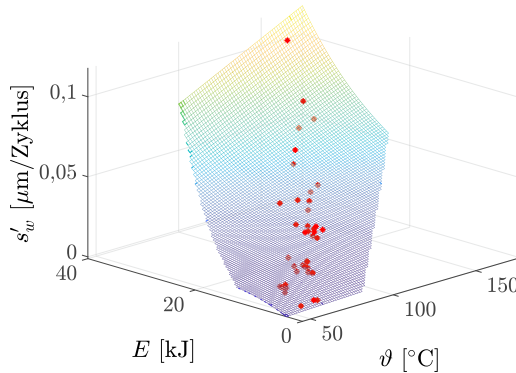


Abbildung 5.25: Identifiziertes Polynommodell zur Abbildung des Verschleißes

Der Einfluss der Reibungsenergie und der Temperatur auf den Verschleiß ist in Abbildung 5.26 erkennbar. Das ermittelte Verschleißverhalten konnte über die gemessene Masse plausibilisiert werden (siehe Anhang Abbildung C.1).

Identifikation Polynommodell: Nach Gleichung 5.25 ist die abgetragene Belaghöhe abhängig vom Verschleißkoeffizienten, welcher als Polynommodell in 5.26 definiert wurde. Aus den Gleichungen 5.25 und 5.26 ergibt sich folgender Zusammenhang für die Änderung der abgetragenen Belaghöhe.

$$\hat{s}'_{w,s}(\vartheta, E) = \frac{E}{A} (\alpha_{s0} + \alpha_{s1}\vartheta + \alpha_{s2}E + \alpha_{s3}\vartheta E + \alpha_{s4}\vartheta^2 + \alpha_{s5}E^2) \quad (5.27)$$

Die Koeffizienten des Modells nach Gleichung 5.27 werden mittels der linearen Regression bestimmt. Zur Beurteilung wird wiederholend ein F-Test für ein Signifikanzniveau von $\alpha = 5\%$ durchgeführt. Somit wird überprüft, ob sich der Erklärungsgehalt des Modells verbessert, wenn einzelne Modellterme schrittweise entfernt werden [41]. Zusätzlich wird mit einem t-Test die Signifikanz der einzelnen Modellkoeffizienten überprüft. Für das Modell nach Gleichung 5.27 ergeben sich die Koeffizienten in Tabelle 5.9.

5.3 Experimentelle Untersuchung zur Modellidentifikation

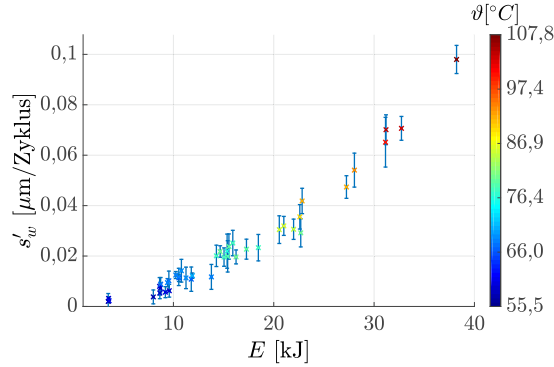


Abbildung 5.26: Gemessener Verschleiß als Höhenänderung je Zyklus dargestellt über die Reibungsenergie und Kupplungstemperatur

Es wurden die Terme für α_{s3} und α_{s4} verworfen. Das reduzierte Polynommodell lautet somit:

$$\hat{s}'_{w,s}(\vartheta, E) = \frac{E}{A}(\alpha_{s0} + \alpha_{s1}\vartheta + \alpha_{s2}E + \alpha_{s5}E^2) \quad (5.28)$$

Interessant ist, dass nach [51] und [65] eine quadratische Abhängigkeit zur Temperatur zu erwarten ist. Jedoch wurde der entsprechende Koeffizient α_{s4} als nicht signifikant bewertet. Die Ursache dafür liegt im betrachteten Temperaturbereich, welcher im normalen Arbeitsbereich einer Reibkupplung liegt. Die erwartete quadratische Abhängigkeit zur Temperatur tritt allerdings vorwiegend im Bereich der thermischen Überlastung auf [82]. Daher kann das ermittelte Polynommodell als plausibel angenommen werden.

In Abbildung 5.25 sind die geschätzte und die gemessene abgetragene Belaghöhe je Zyklus dargestellt. Das Modell hat einen RMSE von 0,0355 µm/Zyklus bzw. einen NRMSE von 11,21 % und ein Bestimmtheitsmaß $R^2 = 0,996$. Der relative Fehler erscheint groß, jedoch liegt dieser in der Größenordnung der erwarteten Messunsicherheit (siehe Abschnitt 3.2.2).

Tabelle 5.9: Identifizierte Regressionskoeffizienten mit zugehörigen t und p-Werten

	Parameter	t-Wert	p-Wert
α_{s0}	0.0018043	3.9596	0.00032829
α_{s1}	$1.3001 \cdot 10^{-5}$	4.0301	0.00026686
α_{s2}	-0.00012361	-4.3118	0.00011531
α_{s3}	0	-	-
α_{s4}	0	-	-
α_{s5}	$2.4932 \cdot 10^{-6}$	5.8376	$1.0419 \cdot 10^{-6}$

5 Verschleißschätzung

Zur Rechtfertigung des identifizierten Polynommodells muss überprüft werden, ob die Residuen normalverteilt sind und ob die Messdaten unabhängig von der Beobachtungszeit bzw. den Zyklen sind.

Residuenanalyse - Normalverteilung: Die Abbildung 5.27 zeigt ein Histogramm der Residuen und ein P-Q-Diagramm (engl.: Probability to Quantity). Die in Abbildung 5.27 dargestellten Residuen deuten auf eine Normalverteilung hin, weshalb das identifizierte Polynommodell zur Abbildung des Verschleißverhaltens geeignet scheint. Der in der Residuenanalyse ermittelte Mittelwert beträgt $\mu_{s'_w} = -9,3 \cdot 10^{-19} \mu\text{m}/\text{Zyklus}$ und die Standardabweichung $\sigma_{s'_w} = 0,00245 \mu\text{m}/\text{Zyklus}$.

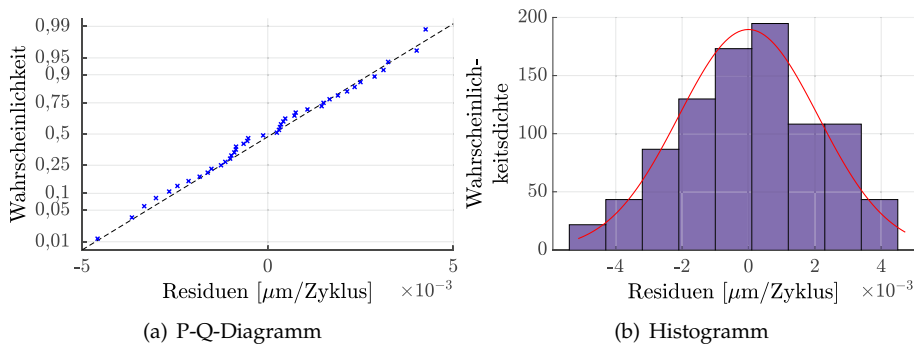


Abbildung 5.27: Verteilung der Residuen

Zur Überprüfung dieser Annahme wurde zusätzlich die Verteilung der Residuen mittels eines Chi-Quadrat-Tests nach [152] überprüft. Die Annahme einer Normalverteilung wurde mit den Ergebnis von $\chi^2 = 0,5367$ und $p = 0,9108$ für $n = 42$ Werte und einem Signifikanzniveau von 1 % bestätigt. Denn es gilt $\chi^2 < \chi^2_{(0,99;3)} = 11,34$. Womit nach [152] die Nullhypothese nicht verworfen werden kann.

Zeitunabhängigkeit: In Abbildung 5.28 sind die Residuen über die Beobachtungsreihenfolge aufgetragen. Es lässt sich kein Trend erkennen und die Residuen sind gleichmäßig über die Beobachtungsreihenfolge verteilt. Daher wird angenommen, dass die Beobachtungsreihenfolge keinen Einfluss hat und somit ein statisches Modell gerechtfertigt ist.

Zur Validierung dieser Annahme wurde zusätzlich der Referenzversuch 42 während der gesamten Messung dreimal wiederholt. Es wurde eine Abweichung zwischen den Referenzmessungen von 9,3 % ermittelt, was unter Be-

rücksichtigung der Messungenauigkeiten die Annahme eines statischen Modells rechtfertigt.

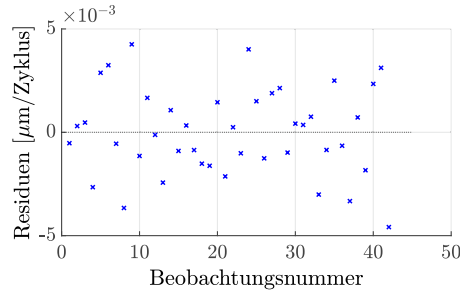


Abbildung 5.28: Beobachtungsreihenfolge der Residuen

5.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden mehrere Modelle zur Approximation des erwarteten Reibungs- und Verschleißverhaltens dargestellt. Die Modelle zur Abbildung des Verschleißverhaltens beim Einlauf und bei normaler tribologischer Beanspruchung wurden im Rahmen der experimentellen Untersuchungen erfolgreich identifiziert. Die Modelle zur Schätzung des Verschleißes erfüllen somit eine wesentliche Forderung der Forschungsfrage und bilden die Basis für eine Lebensdauerprognose.

Die Modelle zur Abbildung des Reibungsverhaltens konnten im Rahmen von experimentellen Untersuchungen nicht identifiziert werden. Daher wurden die Parameter zur Beschreibung des Reibungsverhaltens gemäß des aus der Literatur erwarteten Verhaltens angenommen. Folglich konnte die Forschungsfrage bezüglich des Reibungsverhaltens nicht vollständig beantwortet werden. Aufgrund der Tatsache, dass das Reibungsverhalten nur bei Überbeanspruchung einen Einfluss auf die Lebensdauer hat, muss eine Überbeanspruchung durch die Regelung der Reibkupplung verhindert werden. Ist dies gegeben, so kann ein qualitatives Reibungsverhalten als Basis für die Lebensdauerprognose genutzt werden.

Die vorgestellte Verschleißschätzung basiert auf physikalischen Gesetzmäßigkeiten oder beobachteten Verhalten aus experimentellen Untersuchungen. Zur Identifikation des Verschleißmodells wird auf eine Offline-Identifikation gesetzt, weil mittels der Waage oder des Laserprofilscanners eine genaue messtechnische Erfassung des Verschleißes möglich ist. Eine Online-Identifikation mittels Zustandsbeobachter wurde nicht betrachtet, weil vorhandene Positionssensoren der Kupplungsaktuatorik nicht ausreichend genau sind. Ein

5 Verschleißschätzung

Nachteil der Offline-Identifikation entsteht durch den konstanten Schätzfehler, welcher über die Lebensdauer kumuliert wird. Beim Einsatz des Verschleißmodells in der Prognose oder Regelung entsteht somit ein anwachsender Fehler.

6 Lebensdauerprognose

Die in diesem Kapitel dargestellte Lebensdauerprognose soll aus verschleißabhängigen Größen den Gesundheitszustand bestimmen und die verbleibende Lebensdauer prognostizieren (siehe Blockschaltbild in Abbildung 1.4). Verschleißabhängige Größen werden mit Hilfe der Verschleißschätzung aus Kapitel 5 ermittelt und werden als Verschleißkennwerte bezeichnet. In Kapitel 6 werden verschiedene Funktionen unter der Überschrift Lebensdauerprognose zusammengefasst. Eine allgemeine Einteilung aller Funktionen einer Zustandsüberwachung nach der ISO 13374-1 [16] verdeutlicht, welche Funktionen für die Lebensdauerprognose benötigt werden. Nach der ISO 13374-1 [16] kann eine Zustandsüberwachung in 6 Funktionen unterteilt werden. Diese Unterteilung ist in Abbildung 6.1 illustriert.¹

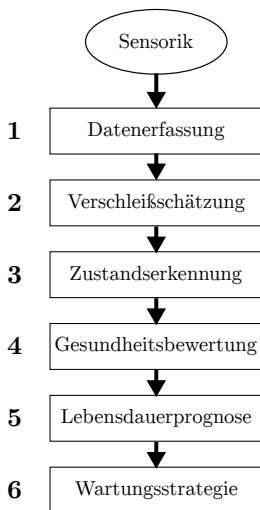


Abbildung 6.1: Funktionen der Zustandsüberwachung [16, modifiziert]

¹Die Begriffe aus der ISO 13374-1 wurden übersetzt und geringfügig abgewandelt, um den Bezug zur dieser Arbeit zu erleichtern. Beispielsweise wird in der ISO 13374-1 die Funktion 2 als Datenmanipulation bezeichnet, wobei diese Funktion als virtueller Sensor verschleißabhängige Größen liefert.

Die vorgestellte Verschleißschätzung aus Kapitel 5 bildet die Funktion 2 ab. Eine Zustandserkennung (Funktion 3) kann realisiert werden, indem Grenzwerte für den Verschleiß definiert werden, so dass eine Unterscheidung zwischen einem funktionierenden und defekten System möglich ist. Die Gesundheitsbewertung (Funktion 4) wird realisiert, indem die Verschleißkennwerte mit Hilfe der Grenzwerte der Zustandserkennung bewertet und in einem Wert, dem Gesundheitszustand, zusammengefasst werden. Erst mit der Kenntnis des Gesundheitszustands ist die Voraussetzung zur Umsetzung einer Lebensdauerprognose geschaffen, welche der Funktion 5 entspricht. Aufbauend auf der Lebensdauerprognose lassen sich mit der Wartungsstrategie (Funktion 6) konkrete Aktionen ableiten.

In diesem Kapitel wird zuerst der notwendige Gesundheitszustand im ersten Abschnitt 6.1 hergeleitet. Anschließend wird auf die Lebensdauerprognose eingegangen. Dazu werden in Abschnitt 6.2 notwendige Grundlagen erläutert. Mögliche Konzepte zur Lebensdauerprognose für eine Reibkupplung werden in Abschnitt 6.3 dargestellt. Abschließend wird das favorisierte Konzept in Abschnitt 6.4 vorgestellt.

6.1 Gesundheitszustand

Häufig kann nicht der exakte Wert des physikalischen Verschleißes geschätzt werden. Stattdessen wird im Rahmen einer Zustandsüberwachung der Verschleiß anhand seiner Wirkung in eine abstrakte Größe, dem Gesundheitszustand, überführt. Mit Hilfe des Gesundheitszustands kann zwischen einem gesunden und defekten System unterschieden werden, ohne dass der exakte Wert des physikalischen Verschleißes bekannt sein muss.

6.1.1 Verschleißgrenzwerte

Zur Generierung des Gesundheitszustands müssen zuerst Grenzwerte für die Verschleißkennwerte definiert werden. Um einen Grenzwert festlegen zu können, muss zuerst der Ausfall des mechatronischen Systems definiert werden. Ein mechatronisches System gilt als defekt, wenn es das wesentliche Leistungsmerkmal nicht mehr erfüllen kann. Im Fall der Reibkupplung wird diese als defekt angenommen, wenn das Antriebsdrehmoment nicht mehr übertragen werden kann und die Kupplung ungewollt durchrutscht. In dieser Situation ist das übertragbare Kupplungsdrehmoment T_{cap} kleiner als das Antriebsdrehmoment T_{in} und damit ist Gleichung 2.1 verletzt [82].

Für eine Reibkupplung wurde in Kapitel 5 hergeleitet, dass Verschleiß in einer Änderung der Belaghöhe s_h und des Reibungskoeffizienten μ resultiert.

Beide Größen haben nach Gleichung 2.27 einen Einfluss auf das übertragbare Kupplungsdrehmoment T_{cap} . Dieser Zusammenhang legt nahe, die Grenzwerte der Verschleißkennwerte anhand des erforderlichen übertragbaren Kupplungsdrehmoments, welches aus der Verletzung der Bedingung 2.1 resultiert, zu definieren.

Entsprechend wird der Grenzwert für den Reibungskoeffizienten μ_{min} festgelegt. Bei der verwendeten trockenen Reibkupplung kann unter einem Reibungskoeffizienten von $\mu_{min} = 0,2$ nicht mehr genügend Drehmoment übertragen werden [131].

Gemäß Abbildung 5.7 kann die Belaghöhe maximal bis auf die Höhe der Befestigungsnieten absinken. Eine Darstellung eines Reibbelagauschnitts zur Definition des Grenzwertes ist in Abbildung 6.2 dargestellt.

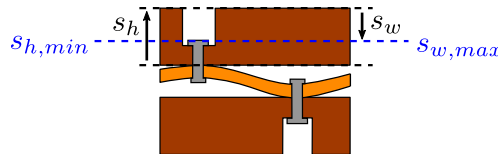


Abbildung 6.2: Darstellung des Verschleißgrenzwertes einer trockenen Reibkupplung

Beim Unterschreiten der Höhe $s_{h,min}$ würden die Nieten Schäden am Grundkörper sowie starke Reibschwingungen verursachen. In der Praxis wird eine Kupplung entsprechend dimensioniert, so dass kurz vor dem maximalen Abtrag der Belaghöhe $s_{w,max}$ die Kupplung zu rutschen beginnt. Dies vermeidet weitergehende Schäden durch einlaufende Belagnieten [129]. Daher ergibt sich der Grenzwert der Belaghöhe sowohl durch die Höhe der Belagnieten, als auch durch das erforderliche übertragbare Kupplungsdrehmoment. Der Grenzwert wird in Form des Abtrags je Belagseite als $s_{w,max} = 1,85 \text{ mm}$, siehe Tabelle 3.4, bzw. für beide Seiten als $2 \cdot s_{w,max} = 3,7 \text{ mm}$ festgelegt.

6.1.2 Gesundheitsbewertung

Zur Bewertung der Gesundheit wird der Gesundheitszustand (engl.: Health Index) HI eingeführt. Diese Größe erlaubt eine Fusion aller Verschleißkennwerte. Nach der ISO 13374-1 [16] wird der Gesundheitszustand von 0 bis 10 definiert. In der Wissenschaft hat sich ein Wertebereich von 0 bis 1 etabliert, wie beispielsweise in [75], [97] und [105]. Dabei beschreibt $HI = 1$ ein neues System und $HI = 0$ ein verschlissenes System. Diese Definition wird auch in dieser Arbeit übernommen. Als eine Alternative wird auch die zum Gesundheitszustand invertierte Definition der Schädigung verwendet, wie beispielsweise in [18] und [68].

Die Überführung der Verschleißkennwerte in den Gesundheitszustand kann diskret über Schwellwerte und Zustände erfolgen oder kontinuierlich über einen funktionalen Zusammenhang. Aufgrund der Tatsache, dass das Verschleißverhalten bekannt ist und dass nur zwei Verschleißkennwerte definiert wurden, wird ein funktionaler Zusammenhang definiert.

Bei einer datenbasierten Verschleißschätzung werden meist mehrere Verschleißkennwerte (Features) erzeugt. In diesem Fall kann der funktionale Zusammenhang beispielsweise mit Hilfe der logistischen Regression [105] oder auf Basis eines statistischen Modells [10] generiert werden. Bei modellbasierten Ansätzen, wie im betrachteten Fall, kann hingegen der funktionale Zusammenhang direkt mittels Gleichungen definiert werden.

Um den Gesundheitszustand HI aus den Anteilen der Verschleißkennwerte zu ermitteln, werden diese multipliziert. Dabei wurde die Multiplikation als Verknüpfungsoperation bewusst ausgewählt, um eine stetig differenzierbare Funktion des Gesundheitszustands zu erhalten. Im Gegensatz zu alternativ verwendbaren Verknüpfungsoperationen, wie dem Minimalwert, können somit numerische Probleme bei der Regelung vermieden werden.

$$HI(s_w, \mu) = HI(s_w) \cdot HI(\mu) \quad (6.1)$$

Für die abgetragene Belaghöhe s_w wird analog zu [97] ein linearer Zusammenhang gemäß des erwarteten Verschleißverhaltens angenommen.

$$HI(s_w) = 1 - \frac{s_w}{s_{w_{max}}} \quad (6.2)$$

Für den Reibungskoeffizienten μ wird ein nichtlinearer Zusammenhang angenommen. Geringe Änderungen des Reibungskoeffizienten μ sind wegen der Abhängigkeit von der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$, Anpresskraft F_N und Temperatur ϑ nach Gleichung 2.27 zu erwarten. Daher soll eine geringe Änderung des Reibungskoeffizienten einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Gesundheitszustand besitzen. Ein größerer Abfall des Reibungskoeffizienten ist bei Überlastung zu erwarten und soll entsprechend einen großen Abfall des Gesundheitszustands hervorrufen. Zur Abbildung dieses Zusammenhangs wird eine Sigmoid-Funktion verwendet.

$$HI(\mu) = \frac{1}{1 + e^{-\alpha_{HI,1}(\mu - \alpha_{HI,2})}} \quad (6.3)$$

Es wird angenommen, dass im Betrieb ohne Überlastung Werte über $\mu_{ok} = 0,3$ auftreten und dass ab dem Wert $\mu_{min} = 0,2$ ein Defekt der Kupplung infolge thermischer Zerstörung vorliegt. Diese Annahmen resultieren aus üblichen Literaturwerten für trockene Reibkupplungen und Angaben aus dem Datenblatt des eingesetzten Reibbelags [131]. Entsprechend ergeben sich für die

6.2 Grundlagen der Lebensdauerprognose

Parameter $\alpha_{HI,1}$ und $\alpha_{HI,2}$ folgende Werte, wenn jeweils $HI(\mu_{ok}) = 0,99$ und $HI(\mu_{min}) = 0,01$ in Gleichung 6.3 eingesetzt werden.

$$\alpha_{HI,1} = \frac{\mu_{ok} + \mu_{min}}{2} \quad (6.4)$$

$$\alpha_{HI,2} = \frac{2 \cdot \log(99)}{\mu_{ok} - \mu_{min}} \quad (6.5)$$

Die resultierende Abhängigkeit des Gesundheitszustand HI in Bezug zu den Verschleißkennwerten ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Es ist in Abbildung 6.3 zu erkennen, dass der Gesundheitszustand HI erst ab einem Reibungskoeffizienten μ von 0,25 einbricht, während der Einfluss der abgetragenen Belaghöhe s_w linear ist. Der Wertebereich des Reibungskoeffizienten μ ist von 0,2 bis 0,5 dargestellt. Die abgetragene Belaghöhe s_w ist im Wertebereich von 0 mm bis 3,7 mm dargestellt.

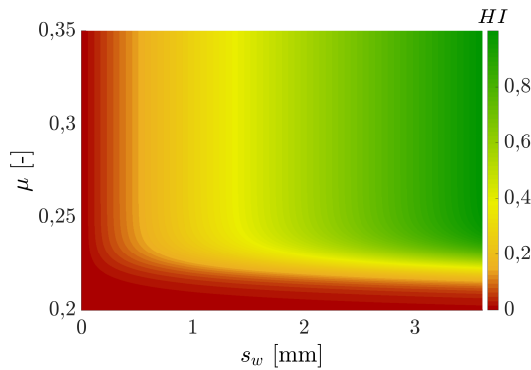


Abbildung 6.3: Gesundheitszustand HI in Abhängigkeit zu den Verschleißkennwerten μ und s_w

6.2 Grundlagen der Lebensdauerprognose

In diesem Abschnitt wird auf den Begriff der verbleibenden Lebensdauer sowie die zugehörigen Bewertungsmetriken eingegangen. Anschließend wird eine Einteilung der zur Prognose verwendeten Modelle vorgestellt, welche bei der nachfolgenden Konzeptvorstellung im Abschnitt 6.3 angewendet wird.

6.2.1 Verbleibende Lebensdauer

Gemäß Abbildung 6.4 wird die verbleibende Lebensdauer i_{RUL} (engl.: Remaining Useful Life) eingeführt, welche üblicherweise der Ausgabewert einer Lebensdauerprognose ist. Der Zeitpunkt des Defekts eines Systems wird als Lebensende i_{EOL} (engl.: End of Life) bezeichnet. Wobei i_{EOL} dem wahren Wert und $\hat{i}_{EOL}$ dem prognostizierten Wert entspricht. Das Lebensende i_{EOL} entspricht dem Zyklus bei dem $HI(i_{EOL}) = 0$ gilt. Wird eine Prognose zum Zeitpunkt i_n ausgeführt, dann ist die verbleibende Lebensdauer i_{RUL} die Zeit, welche vom Prognosezeitpunkt i_n bis zum Lebensende i_{EOL} verbleibt [75].

$$i_{RUL}(i_n) = i_{EOL}(i_n) - i_n \quad (6.6)$$

Üblicherweise wird die verbleibende Lebensdauer i_{RUL} als Ergebnis der Lebensdauerprognose über die Zyklen, wie in Abbildung 6.6, dargestellt. Dabei wird ein linearer Zusammenhang nach Gleichung 6.6 angenommen, wenn sich die zukünftige Beanspruchung ab dem Prognosezeitpunkt i_n nicht verändert. Für den Fall, dass sich die zukünftige Beanspruchung ändert, folgt daraus eine gleichzeitige Verschiebung des Lebensendes i_{EOL} .

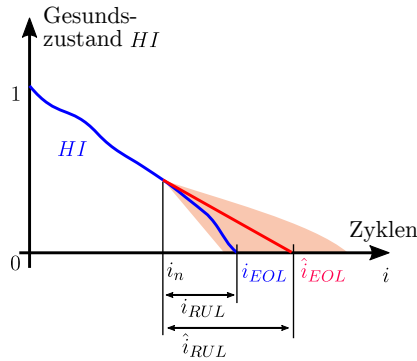


Abbildung 6.4: Definition der verbleibenden Lebensdauer

6.2.2 Bewertung einer Prognose

Um eine Bewertung der Lebensdauerprognose durchführen zu können, muss die Verteilungsdichte der prognostizierten verbleibenden Lebensdauer $p(\hat{i}_{RUL})$ ermittelt werden. Diese kann entweder mit Hilfe eines stochastischen Prognosemodells oder über eine Monte-Carlo-Simulation bestimmt werden [126]. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Monte-Carlo-Simulation verwendet, weil zur Lebensdauerprognose das Verschleißmodell verwendet wird. Der zukünftige

Verschleiß wird mit Hilfe der Monte-Carlo-Simulation mehrfach unter Berücksichtigung aller Unsicherheiten simuliert. Somit kann die Verteilungsdichte der prognostizierten verbleibenden Lebensdauer $p(\hat{i}_{RUL})$ für unterschiedliche Zeitpunkte i simuliert werden. Die resultierende zeitabhängige Verteilungsdichte $p(\hat{i}_{RUL}(i))$ kann verwendet werden, um die Lebensdauerprognose zu bewerten.

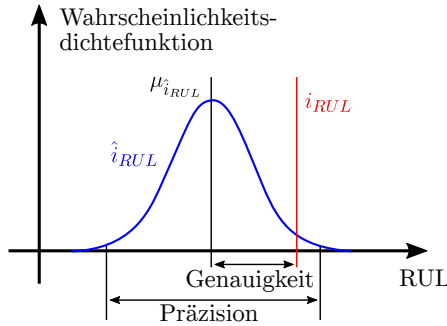


Abbildung 6.5: Illustration der Genauigkeit und Präzision von $i_{RUL}(i_n)$ [144, modifiziert]

Dabei wird zum einen die Genauigkeit bewertet, indem geprüft wird, ob der prognostizierte Wert in der Nähe des wahren Werts liegt. Dies kann beispielsweise anhand des Fehlers zwischen dem Mittelwert der prognostizierten verbleibenden Lebensdauer $\mu_{\hat{i}_{RUL}}$ und der wahren verbleibenden Lebensdauer i_{RUL} bewertet werden. Zum anderen wird die Präzision bewertet, die Standardabweichung der prognostizierten verbleibenden Lebensdauer $\sigma_{\hat{i}_{RUL}}$ [144]. Zur Auswertung von Genauigkeit und Präzision über mehrere Prognosezeitpunkte wurden verschiedene Bewertungsmetriken in [127] eingeführt. Zur Bewertung werden der Prognosehorizont (engl. Prognostic Horizon) und die α - λ -Genauigkeit (engl. α - λ -Accuracy) aus [127] als Bewertungsmetriken verwendet, welche in Abbildung 6.6 dargestellt sind.

Der Prognosehorizont i_{PH} ist der Zeitraum, ab dem i_{RUL} innerhalb des Intervalls von 2α nach Gleichung 6.7 verbleibt [127].

$$i_{RUL}(i_n) \cdot (1 - \alpha) \leq \hat{i}_{RUL}(i) \leq i_{RUL}(i_n) \cdot (1 + \alpha) \quad (6.7)$$

Mit Hilfe des Prognosehorizonts wird bewertet, wann der prognostizierte Wert $\hat{i}_{RUL}$ die wahre verbleibende Lebensdauer i_{RUL} innerhalb eines Intervalls von 2α erreicht. Dabei soll mit dem gewählten 2α -Intervall gewährleistet werden, dass vor dem Ausfall des Systems noch genügend Zeit zur Durchführung einer Wartung zur Verfügung steht.

6 Lebensdauerprognose

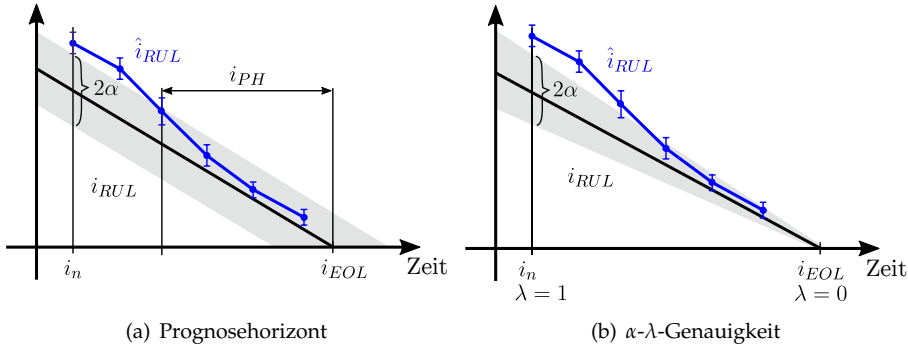


Abbildung 6.6: Prognosemetriken nach [128, modifiziert]

Die α - λ -Genauigkeit bewertet den Prognosefehler über die Zeit. Dabei wird angenommen, dass die verbleibende Lebensdauer $\hat{i}_{RUL}$ zum Prognosezeitpunkt i_n in einem Intervall von 2α liegen muss. Da $\hat{i}_{RUL}$ bei einer Annäherung an i_{EOL} genauer vorhergesagt werden kann, wird dies durch ein zeitabhängiges Intervall über den Parameter λ berücksichtigt. Es gilt für die α - λ -Genauigkeit Gleichung 6.8 nach [127].

$$i_{RUL}(i) \cdot (1 - \alpha) \leq \hat{i}_{RUL}(i_\lambda) \leq i_{RUL}(i) \cdot (1 + \alpha) \quad (6.8)$$

mit $i_\lambda = i_n + \lambda \cdot (i_{EOL} - i_n)$

Bei der Anwendung der α - λ -Genauigkeit wird für α der bereits beim Prognosehorizont festgelegte Werte übernommen. λ wird bezogen auf den ersten Prognosezeitpunkt i_n definiert, so dass zum Beispiel nach der halben Zeitspanne zwischen i_n und dem Lebensende i_{EOL} der Parameter $\lambda = 0,5$ beträgt.

6.2.3 Wahl eines Prognosemodells

Eine Lebensdauerprognose basiert auf einem Modell, welches genutzt wird, um den zukünftigen Verschleiß zu prognostizieren. Dabei wird die verbleibende Lebensdauer mit Hilfe der definierten Verschleißgrenzwerte bestimmt. Zur Umsetzung einer Lebensdauerprognose können unterschiedliche Lösungen eingesetzt werden. Die Einteilung der Modelle zur Lebensdauerprognose kann nach folgende Kriterien erfolgen:

- 1) **Methode:** modellbasiert oder datenbasiert
- 2) **Eingangsgröße:** zeitabhängig oder belastungsabhängig
- 3) **Identifikationsverfahren:** online oder offline

6.2.3.1 Einteilung nach der Methode

Zur Umsetzung einer Lebensdauerprognose werden in der Literatur eine Vielzahl von Methoden genannt. Diese werden in der Regel in zwei Gruppen eingeteilt: datenbasierte oder modellbasierte Prognosemethoden. Modellbasierte Methoden setzen voraus, dass das Verschleißverhalten vom System bekannt ist und mit Hilfe von physikalischen Gleichungen approximiert werden kann. Datenbasierte Ansätze hingegen setzen voraus, dass verschleißabhängige Daten für ein gesundes als auch ein defektes System vorhanden sind. Mit Hilfe dieser Daten wird ein datenbasiertes Modell entwickelt, welches das unbekannte Verschleißverhalten abbilden kann.

Aufgrund der komplexen und meist nicht vollständig verstandenen Verschleißprozesse sowie der steigenden Rechenleistung erfreuen sich datenbasierte Ansätze zunehmender Beliebtheit. Jedoch können bei datenbasierten Ansätzen ohne Kenntnis der genauen Verschleißursache Fehlentscheidungen getroffen werden. Weiterhin werden für datenbasierte Ansätze größere Datenmengen mit Systemausfällen benötigt, welche in der Praxis besonders bei sicherheitskritischen Systemen nicht vorhanden sind. Zusätzlich muss für die Anwendung einer datenbasierten Lebensdauerprognose ein Messsignal vorhanden sein, welches eine Abhängigkeit zum Verschleiß besitzt. Modellbasierte Ansätze hingegen sind nicht anwendbar, wenn die Modellierung von komplexen Verschleißverhalten nicht praktikabel oder die experimentelle Identifikation des Verschleißverhaltens zu aufwändig ist.

Sollten keine Sensordaten im Betrieb vorliegen, so kann eine Lebensdauerprognose auch auf Basis von Erfahrungswerten, wie beispielsweise einer im Rahmen von Belastungstests ermittelten MTBF (engl. mean time between failures), erfolgen. Methoden, welche auf Erfahrungswerten aufbauen, werden als dritte Gruppierung unter dem Begriff erfahrungsbasiert zusammengefasst. Angesichts der hohen Prognoseunsicherheit sind erfahrungsbasierte Methoden meist nicht auf komplexes Verschleißverhalten anwendbar [18] und werden daher nicht weiter betrachtet.

Zusammenfassungen unterschiedlicher Methoden zur Diagnose oder Prognose sind in [74] und [106] zu finden. Eine ausführliche Einteilung der Prognosemethoden, sortiert nach Anwendbarkeit, Kosten und Genauigkeit, ist in [145] dargestellt. Die Anwendung einzelner Prognosemethoden wurde in [18] anhand verschiedener Beispiele untersucht. Die Prognosemethoden werden in Anlehnung an die Literatur entsprechend eingeteilt:

modellbasiert

- Physikalisches Verschleißmodell (z.B. Archard, Palmgren-Miner)
- Bayessche Filter (z.B. Kalman-Filter)

datenbasiert

- Filter (z.B. ARIMA (engl. Autoregressive integrated moving average))
- Statistische Modelle (z.B. GPR (engl. Gaussian process regression))
- Maschinelles Lernen (z.B. Künstliche Neuronale Netzwerke)

Dabei werden datenbasierte Prognosemethoden weiter unterteilt in die Zeitreihenanalyse (z.B. ARIMA (engl. Autoregressive integrated moving average)), statistische Ansätze und Ansätze des maschinellen Lernens (z.B. Künstliche Neuronale Netzwerke). Zu den modellbasierten Ansätzen werden auch Bayesische Filter (z.B. Kalman-Filter) zugeordnet, welche auch als hybride Systeme bezeichnet werden [18].

6.2.3.2 Einteilung nach den Eingangsgrößen

Die Einteilung nach Methoden ist in der Literatur sehr häufig zu finden. Jedoch wird meistens nicht genauer spezifiziert, ob das Prognosemodell zeitabhängig oder belastungsabhängig prognostiziert, obwohl die Einteilung nach den Eingangsgrößen entscheidend für den Einsatz der Prognose ist.

Zeitabhängige Prognosemodelle prognostizieren den zukünftigen Trend auf Basis des vergangenen Trends einer verschleißabhängigen Größe. Sie berücksichtigen aber keine Eingangsgrößen wie die Beanspruchung. Diese Verfahren werden allgemein unter dem Begriff Zeitreihenanalyse (engl. time series forecasting [141]) zusammengefasst und werden häufig bei komplexen Systemverhalten für kurzfristige Aussagen verwendet, wie beispielsweise zur Prognose von Aktienkursen. Bei einer zeitabhängigen Prognose können ohne großen Aufwand kurzfristige Vorhersagen getätigt werden, ohne dass das Verschleißverhalten bekannt ist. Allerdings kann mit einem zeitabhängigen Prognosemodell langfristig die verbleibende Lebensdauer nicht zuverlässig vorhergesagt werden.

Zuverlässiger ist eine Prognose unter Berücksichtigung der tribologischen Beanspruchung. In diesem Fall berücksichtigt das Modell Eingangsgrößen, welche die tribologische Beanspruchung abbilden. Die Entwicklung einer belastungsabhängigen Prognose ist aufwändiger, weil zuerst der Zusammenhang zwischen Beanspruchung und Verschleiß bestimmt werden muss. Zusätzlich muss die zukünftige Beanspruchung vorhergesagt werden können. Dies ist bedingt möglich, wenn beispielsweise die Beanspruchung wiederkehrenden Zyklen folgt oder sich nur wenig verändert.

6.2.3.3 Einteilung nach dem Identifikationsverfahren

In [73] wird die Kopplung von Prozess und Identifikation mit den Begriffen Offline und Online unterschieden. Diese Unterscheidung wird in dieser Arbeit zur Einteilung der Prognosemodelle nach dem Identifikationsverfahren übernommen.

Folglich kann unterschieden werden, ob die Prognose auf einem einmalig identifizierten Modell (Offline-Identifikation) oder auf einem während des Betriebes identifizierten Modell (Online-Identifikation) basiert. Verfahren der Online-Identifikation haben den Nachteil, dass sie Sensoren erfordern, die den Verschleiß oder zumindest verschleißabhängige Messgrößen aufnehmen können. Dafür vermeiden Online-Verfahren über die Betriebsdauer zunehmende Schätzfehler, welche bei kumulierten Verschleißverhalten zu erwarten sind.

6.3 Konzepte der Lebensdauerprognose für eine trockene Reibkupplung

Zur Realisierung der Lebensdauerprognose für eine trockene Reibkupplung werden drei Konzepte vorgeschlagen:

- 1) **Lebensdauerprognose auf Basis des zukünftigen Verschleißtrends:** modellbasiert, zeitabhängig und offline
- 2) **Lebensdauerprognose auf Basis des Verschleißmodells:** modellbasiert, belastungsabhängig und offline
- 3) **Lebensdauerprognose auf Basis des mittels Kalman-Filter geschätzten Verschleißes:** modellbasiert, belastungsabhängig und online

6.3.1 Lebensdauerprognose auf Basis des zukünftigen Verschleißtrends

In Kapitel 5 wurde gezeigt, dass das Verschleißverhalten der trockenen Reibkupplung überwiegend linear ist. Folglich kann eine lineare und zeitabhängige Lebensdauerprognose realisiert werden. Die dafür notwendige Struktur ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Der aktuelle Gesundheitszustand $HI(i)$ wird zuerst aus der Belastung in Form der Reibungsenergie E und Temperatur ϑ geschätzt. Anschließend wird ausgehend aus der gemittelten vorhergehenden Verschleißänderung der zukünftige Gesundheitszustand $HI(i + 1|i_n)$ linear extrapoliert.

6 Lebensdauerprognose

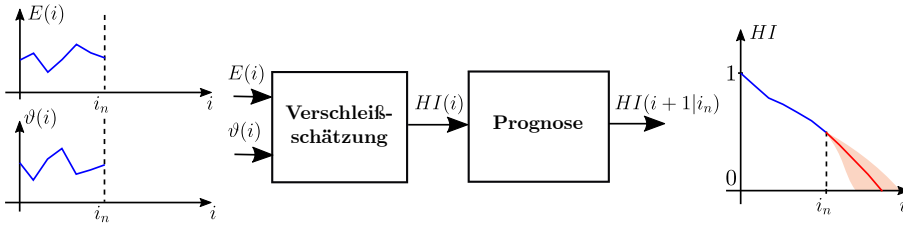


Abbildung 6.7: Konzept der Lebensdauerprognose auf Basis des zukünftigen Verschleißtrends

Diese Vorgehensweise wurde in [SGKB18] mit Hilfe eines IMA-Modells (engl. integrated moving average) untersucht. Das Konzept liefert bereits gute Ergebnisse und kann mit wenig Rechenaufwand in einer Getriebesteuerungshardware eingesetzt werden. Der Nachteil dieser zeitabhängigen Prognosemethode ist die fehlende Berücksichtigung der Beanspruchung. Folglich ergibt sich eine große Prognoseunsicherheit.

6.3.2 Lebensdauerprognose auf Basis des Verschleißmodells

Indem das Verschleißmodell zur Prognose verwendet wird, kann auch die Beanspruchung bei der Lebensdauerprognose berücksichtigt werden. Dabei wird nach Abbildung 6.8 der zukünftige Gesundheitszustand $HI(i+1|i_n)$ mit Hilfe des Verschleißmodells über eine angenommene zukünftige Beanspruchung $E(i+1|i_n)$ und $\vartheta(i+1|i_n)$ simuliert. Dazu muss die zukünftige Beanspruchung aus dem stochastischen Verhalten der vergangenen Beanspruchung mit Hilfe eines Prognosemodells generiert werden. Dieses Konzept erfordert im Vergleich höheren Rechenaufwand, aber liefert dafür zuverlässigere Prognosewerte, weil die Beanspruchung bei der Prognose berücksichtigt wird.

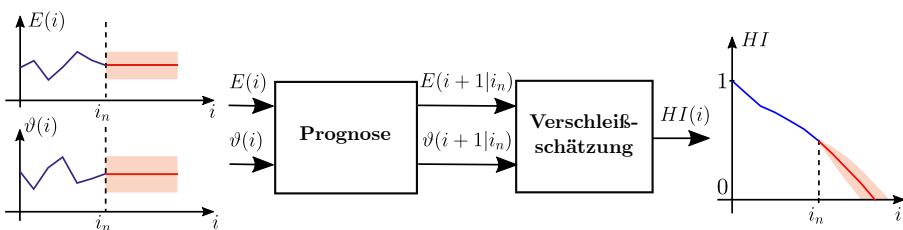


Abbildung 6.8: Konzept der Lebensdauerprognose auf Basis des Verschleißmodells

Lediglich das offline-identifizierte Verschleißmodell stellt einen Nachteil dieses Konzepts dar, weil nicht überprüft werden kann, ob geschätzter Verschleiß und wahrer Verschleiß im Betrieb übereinstimmen. Dieser Schätzfehler pflanzt

sich bei einer Lebensdauerprognose fort und äußert sich in einem über die Zeit anwachsenden Prognosefehler zwischen wahrer und prognostizierter Lebensdauer. Im Abschnitt 6.4.1.2 wird gezeigt, dass dieser Prognosefehler tolerierbar ist.

6.3.3 Lebensdauerprognose auf Basis des mittels Kalman-Filter geschätzten Verschleißes

Zur Vermeidung dieses anwachsenden Prognosefehlers muss das Prognosemodell online identifiziert werden. Dies erfordert eine verschleißabhängige Messgröße und ein Online-Systemidentifikationsverfahren. Beispielsweise werden in [22] und [104] Kalman-Filter als Zustandsbeobachter genutzt, um die Parameter vom Prognosemodell online zu identifizieren.

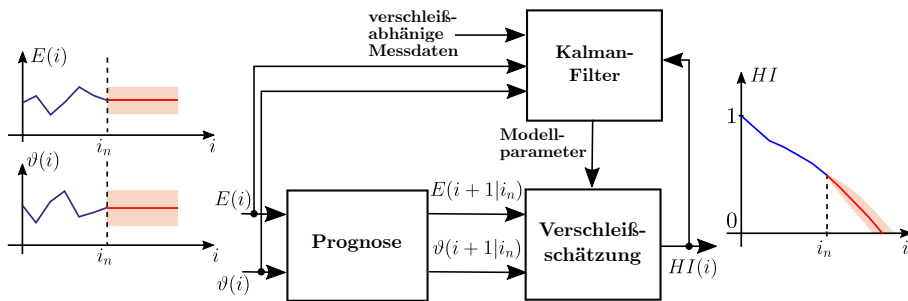


Abbildung 6.9: Lebensdauerprognosekonzept auf Basis des mittels Kalman-Filter geschätzten Verschleißes

Diese Idee ist in Abbildung 6.9 illustriert. Dabei identifiziert ein Kalman-Filter die Parameter vom Verschleißmodell aus den verschleißabhängigen Messgrößen sowie den Eingangs- und Ausgangsgrößen des Verschleißmodells, um die Prognosegenauigkeit kontinuierlich zu verbessern. Weiterhin wird zur Lebensdauerprognose wie beim Konzept 2 eine Vorsage der zukünftigen Beanspruchung eingesetzt.

In [Joz18] wurde untersucht, ob auf Basis des Schleifpunkts ein mittels Kalman-Filters identifiziertes zeitabhängiges Prognosemodell zur Lebensdauerprognose eingesetzt werden kann. Nach Abschnitt 2.2.4 ist der Schleifpunkt, welcher aus dem Kupplungspositionssignal rekonstruiert wird, verschleißabhängig und kann somit zur Lebensdauerprognose eingesetzt werden. Dies gilt, weil die betrachtete Reibkupplung nicht selbstnachstellend ist und somit keine mechanische Verschleißkompensation erlaubt [81]. In [Joz18] stellte sich heraus, dass der Schleifpunkt mit einem NRMSE von 17,78 % bestimmt werden konnte und somit keine Verbesserung der Lebensdauerprognose erreicht

werden konnte. Daher wird das Konzept 2 einer Lebensdauerprognose auf Basis des Verschleißmodells verwendet.

6.4 Lebensdauerprognose mittels Verschleißmodell

In diesem Abschnitt wird eine Lebensdauerprognose auf Basis des im Kapitel 5 hergeleiteten Verschleißmodells vorgestellt. Dabei wird der zukünftige Verschleiß mit dem Verschleißmodell simuliert, bis der Verschleißgrenzwert aus Abschnitt 6.1.1 erreicht wird. Bei der Simulation des zukünftigen Verschleißes entsteht eine Prognoseunsicherheit, welche nachfolgend detailliert betrachtet wird. Es wird dabei angenommen, dass das statische Verschleißverhalten aus Abschnitt 5.2.3.2 hauptsächlich die Lebensdauer beeinflusst. Folglich wird das Reibungsverhalten nicht berücksichtigt. Dies ist zulässig, wenn die Kupplungsregelung gewährleistet, dass die Reibpaarung nicht überlastet wird. Weiterhin wird bei der Unsicherheitsbetrachtung der Lebensdauerprognose der Einlauf des Verschleißverhaltens nicht betrachtet, weil dieser einen geringen Einfluss auf die Lebensdauerprognose hat.

6.4.1 Berücksichtigung von Unsicherheiten

Die prognostizierte verbleibende Lebensdauer ist immer mit einer Unsicherheit behaftet. Diese Unsicherheit der Lebensdauerprognose entsteht nach [126] durch drei unterschiedliche Quellen:

- 1) **Gegenwärtige Unsicherheit:** Der aktuelle Verschleiß wird auf Basis von Messgrößen geschätzt und unterliegt damit einer Unsicherheit, welche aus den Messunsicherheiten und der Unsicherheit der Verschleißschätzung resultiert. Die gegenwärtige Unsicherheit überträgt sich auf die prognostizierten Werte, weil die Lebensdauerprognose den zukünftigen Verschleiß auf Basis des aktuellen Verschleißes prognostiziert.
- 2) **Modellunsicherheit:** Ein Prognosemodell kann keine exakte Abbildung des realen Verhaltens erreichen. Daher muss auch von einer Unsicherheit des Prognosemodells ausgegangen werden, welche nach [126] als Modellunsicherheit bezeichnet wird. Im betrachteten Fall basieren Verschleißschätzung und Lebensdauerprognose auf dem gleichen Modell. Daher entspricht die Modellunsicherheit sowohl der Unsicherheit der Verschleißschätzung, welche die gegenwärtige Unsicherheit beeinflusst, als auch der Unsicherheit des Prognosemodells.

- 3) **Zukünftige Unsicherheit:** Die Zukunft ist stets unbekannt. Daher hat die zukünftige Unsicherheit den größten Einfluss auf die Unsicherheit der Lebensdauerprognose. In der Praxis hängt die zukünftige Unsicherheit von den Betriebsbedingungen ab und resultiert in einer Variation der tribologischen Beanspruchung. Diese zukünftige Unsicherheit kann teilweise anhand vergangener Daten extrapoliert werden, aber nie exakt vorhergesagt werden.

Der resultierende Einfluss der Messunsicherheiten $\pm 2\sigma_E$ und $\pm 2\sigma_\theta$, der Modellunsicherheit $\pm 2\sigma_{HI}$ und der zukünftigen Unsicherheiten $\pm 2\sigma_{E,pred}$ und $\pm 2\sigma_{\theta,pred}$ auf den Gesundheitszustand HI ist in Abbildung 6.10 illustriert.

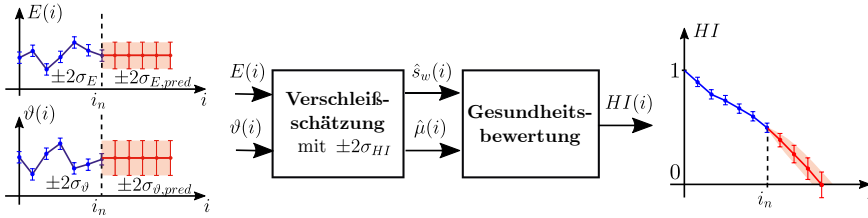


Abbildung 6.10: Darstellung der Unsicherheiten der Lebensdauerprognose

Wie in Abbildung 6.10 dargestellt, wird bei der folgenden Betrachtung der Unsicherheiten von einem Konfidenzintervall mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % bzw. einem Grad des Vertrauens von $k=2$ ausgegangen. Die Wahl des Konfidenzintervall orientiert sich an [127] und muss je nach Anwendung, beispielsweise durch eine Fehlermöglichkeits- und -einflussanalyse (FMEA), festgelegt werden.

Bei der Verschleißschätzung ergibt sich der Gesundheitszustand $HI(i)$ aus dem vorhergehenden Wert $HI(i-1)$ und der Änderung $HI'(E(i), \theta(i))$ zum aktuellen Zeitpunkt i .

$$HI(i) = HI(i-1) + HI'(E(i), \theta(i)) + e_{HI} \text{ für } i < i_n$$

$$\begin{aligned} \text{mit: } e_{HI} &\sim \mathcal{N}(0, \sigma_{HI}) \\ E(i) &\sim \mathcal{N}(\mu_E(i), \sigma_E(i)) \\ \theta(i) &\sim \mathcal{N}(\mu_\theta(i), \sigma_\theta(i)) \end{aligned} \quad (6.9)$$

Dabei wird für die Eingangsgrößen $E(i)$ und $\theta(i)$ zu jedem Zeitpunkt i eine Normalverteilung mit den Mittelwerten μ_E und μ_θ sowie den Standardabweichungen σ_E und σ_θ angenommen, um die Messunsicherheit abzubilden. Die Schätzung von HI' erfolgt mittels des Verschleißmodells aus Kapitel 5. Zur Berücksichtigung der Modellunsicherheit wird der Modellfehler e_{HI} als mittelwertfreies normalverteiltes Rauschen mit der Standardabweichung σ_{HI}

6 Lebensdauerprognose

zum Schätzwert hinzugefügt. Die gegenwärtige Unsicherheit wird im vorhergehenden Wert $HI(i - 1)$ abgebildet, weil dieser ebenfalls nach Gleichung 6.9 ermittelt wurde.

Bei der Prognose des zukünftigen Gesundheitszustands $HI(i + 1|i_n)$ wird analog zur Gleichung 6.9 vorgegangen.

$$HI(i + 1|i_n) = HI(i|i_n) + HI'(E(i + 1|i_n), \vartheta(i + 1|i_n)) + e_{HI} \text{ für } i \geq i_n$$

mit:

$$\begin{aligned} e_{HI} &\sim \mathcal{N}(0, \sigma_{HI}) \\ E(i + 1|i_n) &\sim \mathcal{N}(\mu_{E,pred}(i + 1|i_n), \sigma_{E,pred}(i + 1|i_n)) \\ \vartheta(i + 1|i_n) &\sim \mathcal{N}(\mu_{\vartheta,pred}(i + 1|i_n), \sigma_{\vartheta,pred}(i + 1|i_n)) \end{aligned} \quad (6.10)$$

Ab dem Prognosezeitpunkt i_n sind keine Messdaten mehr verfügbar. Folglich wird anstatt der Messunsicherheit nur noch die zukünftige Unsicherheit berücksichtigt. Dazu werden für die normalverteilten Eingangsgrößen $E(i + 1|i_n)$ und $\vartheta(i + 1|i_n)$ neue Mittelwerte $\mu_{E,pred}$ und $\mu_{\vartheta,pred}$ sowie neue Standardabweichungen $\sigma_{E,pred}$ und $\sigma_{\vartheta,pred}$ zur Berücksichtigung der zukünftigen Beanspruchung angenommen.

Die Simulationsannahmen für die genannten Unsicherheiten der Lebensdauerprognose werden nachfolgend unter Vernachlässigung des Verschleißverhaltens beim Einlauf und des Reibungsverhaltens erläutert. Daher werden anstatt des Gesundheitszustands HI die Unsicherheiten für die abgetragene Belaghöhe s_w dargestellt. Entsprechend wird der Modellfehler e_{HI} zu $e_{s'_w}$ vereinfacht.

6.4.1.1 Gegenwärtige Unsicherheit

Der aktuelle Verschleiß in Form der abgetragenen Belaghöhe $s_w(i)$ wird nach Gleichung 5.19 als Summe aller vorhergehenden Verschleißänderungen bestimmt. Als rekursive Gleichung ergibt sich der aktuelle Verschleiß $s_w(i)$ aus dem vorhergehenden Verschleiß $s_w(i - 1)$ und der aktuellen Verschleißänderung $s'_w(i)$.

$$s_w(i) = s_w(i - 1) + s'_w(i) \text{ für } i < i_n \quad (6.11)$$

Die geschätzte Verschleißänderung $\hat{s}'_w$ ist erstens abhängig von den Messfehlern der Reibungsenergie und der Temperatur. Diese Messfehler werden definiert durch ein den Messwerten μ_E und μ_ϑ überlagertes normalverteiltes Rauschen mit den Standardabweichungen σ_E und σ_ϑ . Zweitens ist $\hat{s}'_w$ abhängig von dem Modellfehler $e_{\hat{s}'_w}$. Dieser wird als normalverteiltes Rauschen mit dem Mittelwert $\mu_{\hat{s}'_w}$ und der Standardabweichung $\sigma_{\hat{s}'_w}$ definiert. Ausgehend

6.4 Lebensdauerprognose mittels Verschleißmodell

von Gleichung 5.25 kann die Gleichung 6.12 für die unsicherheitsbehaftete Verschleißänderung $\hat{s}'_w(i)$ angegeben werden.

$$\hat{s}'_w(i) = \frac{K_w(E(i), \vartheta(i)) \cdot E(i)}{A} + e_{s'_w} \quad \text{für } i < i_n$$

(6.12)

mit: $e_{s'_w} \sim \mathcal{N}(\mu_{s'_w}, \sigma_{s'_w})$
 $E(i) \sim \mathcal{N}(\mu_E(i), \sigma_E(i))$
 $\vartheta(i) \sim \mathcal{N}(\mu_\vartheta(i), \sigma_\vartheta(i))$

Es werden die Werte der Unsicherheiten nach Tabelle 6.1 angenommen. Die gegenwärtige Unsicherheit von $s_w(i)$ kann ausgehend von den Gleichungen 6.11 und 6.12 simuliert werden und ist damit abhängig von den Messunsicherheiten und der Modellunsicherheit.

Tabelle 6.1: Mess- und Modellunsicherheiten

Größe	Unsicherheit	Annahme	Herleitung
Energie	$\pm 2\sigma_E$	0,4 %	siehe Anhang B
Temperatur	$\pm 2\sigma_\vartheta$	5 %	siehe Anhang B
Verschleiß	$\pm 2\sigma_{s'_w}$	$\frac{11,21\%}{\sqrt{i}}$	siehe Abschnitt 6.4.1.2

6.4.1.2 Modellunsicherheit

Um die Modellunsicherheit zu bestimmen, muss der unbekannte Modellfehler $e_{s'_w}$ hergeleitet werden. Der unbekannte Modellfehler $e_{s'_w}$ kann aus dem bekannten Messfehler der Verschleißänderung $e_{s'_w}$ aus Abschnitt 3.2.2.3 und dem bekannten Schätzfehler e aus Abschnitt 5.3.3.4 ermittelt werden. Dabei wird angenommen, dass $e_{s'_w}$ und e normalverteilt sind. Der Schätzfehler e ist definiert als Differenz von gemessener $s'_{w,mess}$ und geschätzter Verschleißänderung $\hat{s}'_w$.

$$e = s'_{w,mess} - \hat{s}'_w \quad (6.13)$$

Die gemessene Verschleißänderung $s'_{w,mess}$ entspricht der wahren Verschleißänderung s'_w addiert mit dem Messfehler der Verschleißänderung $e_{s'_w}$. Die geschätzte Verschleißänderung $\hat{s}'_w$ hingegen kann als Addition aus der Verschleißänderung s'_w und dem Modellfehler $e_{s'_w}$ verstanden werden.

$$e = s'_w + e_{s'_w} - (s'_w + e_{s'_w}) = e_{s'_w} - e_{s'_w}$$

(6.14)

mit: $e \sim \mathcal{N}(0, \sigma_e)$
 $e_{s'_w} \sim \mathcal{N}(0, \sigma_{s'_w})$
 $e_{s'_w} \sim \mathcal{N}(\mu_{s'_w}, \sigma_{s'_w})$

6 Lebensdauerprognose

Nach Gleichung 6.14 ergibt sich die Varianz des Schätzfehlers σ_e^2 aus der Addition der Varianz des Messfehlers $\sigma_{s_w}^2$ und der Varianz des Modellfehlers $\sigma_{s'_w}^2$.

$$\sigma_e^2 = \sigma_{s_w}^2 + \sigma_{s'_w}^2 \quad (6.15)$$

Folglich kann die unbekannte Standardabweichung des Modellfehlers $\sigma_{s'_w}$ bestimmt werden, indem Gleichung 6.15 umgestellt wird.

$$\begin{aligned} \sigma_{s'_w} &= \sqrt{\sigma_e^2 - \sigma_{s_w}^2} \\ &= \sqrt{0,00245^2 - 0,001^2} \mu\text{m/Zyklus} \approx 0,00224 \mu\text{m/Zyklus} \end{aligned} \quad (6.16)$$

Für ein Konfidenzintervall von $k=2$ bzw. einer Wahrscheinlichkeit von $P=95\%$ kann $\pm 2\sigma_{s'_w}$ als Modellunsicherheit angenommen werden.

6.4.1.3 Einfluss der Modellunsicherheit

Mit der Kenntnis der Modellunsicherheit kann nach Gleichung 6.12 die unsicherheitsbehaftete Änderung des Verschleißes berechnet werden. Wesentlich interessanter für die Aussagekraft des Prognosemodells ist jedoch der Einfluss der Modellunsicherheit bei der Berechnung des kumulierten Verschleißes, welche nachfolgend hergeleitet wird.

Das Verschleißmodell berechnet nach Gleichung 5.19 den Verschleiß s_w als Summe aller Änderungen s'_w . Der geschätzte Verschleiß $\hat{s}_w$ ergibt sich analog aus der Addition aller geschätzten Änderungen $\hat{s}'_w$.

$$\hat{s}_w(i) = \sum_{j=1}^i \hat{s}'_w(j) \quad (6.17)$$

Die geschätzte Verschleißänderung $\hat{s}'_w$ kann in die wahre Verschleißänderung s'_w und den Modellfehler $e_{s'_w}$ aufgeteilt werden. Demnach folgt Gleichung 6.18 aus Gleichung 6.17 und der geschätzte Verschleiß entspricht der Summe aus wahrer Verschleißänderung s'_w und den Modellfehler $e_{s'_w}$.

$$\hat{s}_w(i) = \sum_{j=1}^i \left(s'_w(j) + e_{s'_w}(j) \right) \quad (6.18)$$

$$\text{mit: } e_{s'_w} \sim \mathcal{N}(\mu_{s'_w}, \sigma_{s'_w})$$

Bei der weiteren Betrachtung werden die Eingangsgrößen des Verschleißmodells als konstant angenommen². Somit kann Gleichung 6.18 zu Gleichung 6.19

²Die Annahme beruht auf der Idee, dass eine Eingangsgröße nach einer zeitunabhängigen Verteilung generiert werden. Nach genügend vielen Zyklen, kann daher anstelle der variierenden Eingangsgröße auch der konstante Mittelwert verwendet werden.

6.4 Lebensdauerprognose mittels Verschleißmodell

vereinfacht werden, wobei $e_{\hat{s}_w}$ den kumulierten Modellfehler darstellt. Demnach entspricht die Summe des wahren Verschleißes s_w der Multiplikation aller Verschleißänderungen s'_w mit der Zyklenanzahl i .

$$\hat{s}_w(i) = is'_w + e_{\hat{s}_w} \quad (6.19)$$

$$\text{mit: } e_{\hat{s}_w} \sim \mathcal{N}(\mu_{\hat{s}_w}, \sigma_{\hat{s}_w})$$

Zur Beurteilung der Fortpflanzung des Modellfehlers müssen nun $\mu_{\hat{s}_w}$ und $\sigma_{\hat{s}_w}$ bestimmt werden. Bei $e_{\hat{s}_w}$ handelt es sich um die Summe aller normalverteilten Modellfehler $e_{s'_w}$. Deshalb wird $\mu_{\hat{s}_w}$ aus der Summe der Mittelwerte (siehe Gleichung 6.20) und $\sigma_{\hat{s}_w}$ aus Summe der Varianzen (siehe Gleichung 6.21) ermittelt.

$$\mu_{\hat{s}_w}(i) = \sum_{j=1}^i \mu_{s'_w} = i\mu_{s'_w} \quad (6.20)$$

$$\sigma_{\hat{s}_w}(i) = \sqrt{\sum_{j=1}^i \sigma_{s'_w}^2} = \sqrt{i\sigma_{s'_w}^2} = \sqrt{i}\sigma_{s'_w} \quad (6.21)$$

Aus den Gleichungen 6.20 und 6.21 kann die Verteilung des geschätzten Verschleißes $\hat{s}_w$ in Abhängigkeit der Lastzyklen i angegeben werden.

$$\hat{s}_w(i) \sim \mathcal{N}(\bar{s}_w(i), \sigma_{\hat{s}_w}(i)) = \mathcal{N}(is'_w + i\mu_{s'_w}, \sqrt{i}\sigma_{s'_w}) \quad (6.22)$$

Der erste Fehleranteil $i\mu_{s'_w}$ aus Gleichung 6.22 erzeugt über die Zeit ein Wegdriften des geschätzten Verschleißes $\hat{s}_w$ vom wahren Verschleiß s_w . Folglich führt dieser Drift zu einem linear anwachsenden Schätzfehler. Nach Abschnitt 5.3.3.4 wurde für $\mu_{s'_w}$ ein Wert von $-9,3 \cdot 10^{-19} \mu\text{m}/\text{Zyklus}$ ermittelt. Damit ist der Anteil $i\mu_{s'_w}$ vernachlässigbar für ein maximal zu erwartendes Lebensende von 10^7 Zyklen.

Im Gegensatz dazu stellt der zweite Fehleranteil $\sqrt{i}\sigma_{s'_w}$ aus Gleichung 6.22 eine mit der Zeit ansteigende Standardabweichung $\sigma_{\hat{s}_w}$ dar. Obwohl der absolute Wert $\sigma_{\hat{s}_w}$ der Standardabweichung kontinuierlich ansteigt, verringert sich der relative Wert $\sigma_{\hat{s}_w}/\bar{s}_w$ um $\sqrt{i}$ (siehe Gleichung 6.23).

$$\frac{\sigma_{\hat{s}_w}(i)}{\bar{s}_w(i)} = \frac{\sqrt{i}\sigma_{s'_w}}{is'_w + i\mu_{s'_w}} \approx \frac{\sqrt{i}\sigma_{s'_w}}{is'_w} = \frac{\sigma_{s'_w}}{\sqrt{i}s'_w} \quad (6.23)$$

Folglich stellt auch dieser Anteil kein Problem bei einer kumulierten Verschleißschätzung dar. Für die weitere Simulation wird der in Kapitel 5 ermittelte relative Schätzfehler der Verschleißänderung mit $\sigma_{s'_w}/s'_w = 11,2\%$ verwendet.

Zusammenfassend kann angenommen werden, dass die Modellunsicherheit vom Verschleißmodell ausreichend gering ist und somit eine zuverlässige Lebensdauerprognose möglich ist. Die Annahme der Modellunsicherheit in Tabelle 6.1 basiert in dieser Betrachtung auf dem ermittelten Schätzfehler des Verschleißmodells. Wegen des statistisch geringen Stichprobenumfangs konnten Herstellungsschwankungen nicht in der Modellunsicherheit berücksichtigt werden. Herstellungsschwankungen könnten, wenn diese bekannt sind, durch einen größeren Wert von $\sigma_{s'w}$ berücksichtigt werden.

6.4.1.4 Zukünftige Unsicherheit

Zur Berücksichtigung der zukünftigen Unsicherheit muss eine Annahme für den zukünftigen Beanspruchungsverlauf getroffen werden. Die Beanspruchung ist von vielen Faktoren, wie dem Fahrerverhalten, der Strecke oder der Fahrzeugmasse abhängig. Zudem können der Beanspruchung keine konkreten Trendeigenschaften, wie beispielsweise ein zyklisches Verhalten, zugeordnet werden. Daher wird davon ausgegangen, dass zukünftige Beanspruchungsverläufe durch einen stochastischen Prozess generiert werden können.

Auf eine Generierung von spezifischen Beanspruchungsverläufen nach [63] oder eine Verwendung von standardisierten Beanspruchungsverläufen wie dem CARLOS PTA wird aufgrund der Komplexität dieser Fragestellung und der im Rahmen dieser Dissertation nicht vorhandenen Datenbasis verzichtet. Stattdessen wird ein amplitudenmoduliertes Pseudo-Rausch-Binär-Signal (APRBS) als universelles Anregungssignal verwendet, welches die erwarteten Frequenzen und Amplituden ausreichend anregt [133]. Ein APRBS kann aus einem Pseudo-Rausch-Binär-Signal (PRBS) generiert werden, indem den binären Zuständen individuelle Amplitudenwerte zugeordnet werden [56]. PRBS können wiederum durch rückgekoppelte Schieberegister erzeugt werden und besitzen ein konstantes Leistungsspektrum wie normalverteiltes weißes Rauschen [72].

Tabelle 6.2: Annahmen zur Generierung des Beanspruchungsverlaufs

	μ	$\pm 2\sigma$
$E \sim \mathcal{N}(\mu_{E,pred}, \sigma_{E,pred})$	20 kJ	14 kJ
$\vartheta \sim \mathcal{N}(\mu_{\vartheta,pred}, \sigma_{\vartheta,pred})$	100 °C	40 °C

In Anlehnung an [93] wird angenommen, dass Beanspruchungsverläufe aus normalverteilten Werten der Reibungsenergie $E \sim \mathcal{N}(\mu_{E,pred}, \sigma_{E,pred})$ und der Temperatur $\vartheta \sim \mathcal{N}(\mu_{\vartheta,pred}, \sigma_{\vartheta,pred})$ generiert werden können. Dabei werden zu jedem Zeitpunkt i die Werte $E(i)$ und $\vartheta(i)$ gemäß der angenommenen Verteilung in Tabelle 6.2 generiert. Die Zeit, ab welcher ein neuer Wert der Beanspruchung

chung generiert wird, variiert zwischen 200 und 1.000 Zyklen und definiert die Frequenzbandbreite des APRBS.

Der zukünftige Verschleiß $s_w(i+1|i_n)$ ergibt sich analog zur Gleichung 6.11, wobei sich dieser aus der Addition des aktuellen Verschleißes $s_w(i|i_n)$ mit der zukünftigen Verschleißänderung $s'_w(i+1|i_n)$ ergibt.

$$s_w(i+1|i_n) = s_w(i|i_n) + s'_w(i+1|i_n) \quad (6.24)$$

Die zukünftige Verschleißänderung $s'_w(i+1|i_n)$ wird analog zur Gleichung 6.12 ermittelt, wobei anstatt des Messfehlers die zukünftige unsicherheitsbehaftete Beanspruchung berücksichtigt werden muss. Die zukünftige geschätzte Verschleißänderung $\hat{s}'_w(i+1|i_n)$ ist damit nur abhängig von dem Modellfehler und der zukünftigen unsicherheitsbehafteten Beanspruchung.

$$\begin{aligned} \hat{s}'_w(i+1|i_n) &= \frac{K_w(E(i+1|i_n), \vartheta(i+1|i_n)) \cdot E(i+1|i_n)}{A} + e_{s'_w} \text{ für } i \geq i_n \\ \text{mit: } e_{s'_w} &\sim \mathcal{N}(\mu_{s'_w}, \sigma_{s'_w}) \\ E(i+1|i_n) &\sim \mathcal{N}(\mu_{E,pred}(i+1|i_n), \sigma_{E,pred}(i+1|i_n)) \\ \vartheta(i+1|i_n) &\sim \mathcal{N}(\mu_{\vartheta,pred}(i+1|i_n), \sigma_{\vartheta,pred}(i+1|i_n)) \end{aligned} \quad (6.25)$$

Zur Bestimmung der zukünftigen Unsicherheit in Abhängigkeit von $\mu_{E,pred}$, $\mu_{\vartheta,pred}$, $\sigma_{E,pred}$ und $\sigma_{\vartheta,pred}$ wird im folgenden Abschnitt 6.4.2 eine Methode vorgestellt.

6.4.2 Prognose der zukünftigen Beanspruchung

Um den zukünftigen Trend der Beanspruchung aus dem vergangenen Trend zu extrapolieren, wird eine Methode der Zeitreihenanalyse verwendet. Dabei wird angenommen, dass die zukünftige Unsicherheit maximal so groß werden kann wie die Unsicherheit des vergangenen Trends.

Eine Prognose der zukünftigen Beanspruchung in Form von $\mu_{E,pred}$, $\mu_{\vartheta,pred}$, $\sigma_{E,pred}$ und $\sigma_{\vartheta,pred}$ wäre theoretisch möglich, indem alle Daten bis zum Prognosezeitpunkt i_n zur Bestimmung eines Mittelwerts μ und einer Standardabweichung σ verwendet werden und auf Basis dieser Verteilung die zukünftige Beanspruchung simuliert wird. In der Praxis ist dieses Konzept aus zwei Gründen nicht sinnvoll. Aufgrund von begrenztem Speicherplatz können nicht beliebig viele vergangene Daten verwendet werden. Weiterhin kann durch eine zeitabhängige Variation der Beanspruchung eine fehlerhafte Annahme für die zukünftige Beanspruchung getroffen werden. Folglich erscheint es sinnvoller vorwiegend neuere Daten zur Prognose der zukünftigen Beanspruchung zu verwenden und ältere Daten zu verwerfen.

Zur Prognose einer Zeitreihe, wie der Beanspruchung, eignet sich beispielsweise ein ARIMA-Modell (engl. Autoregressive integrated moving average), welches in [15] und [141] vorgeschlagen wird. Zur Prognose der zukünftigen Beanspruchung kann ein gleitender Mittelwert (MA-Modell), also ein ARIMA-Modell ohne integrativen autoregressiven Anteil, verwendet werden, wenn die Beanspruchung keinen stetig steigenden oder fallenden Trend annimmt. Dies ist nach der im Abschnitt 6.4.1.4 getroffenen Annahme eines normalverteilten Beanspruchungsverlaufs gegeben.

Mit Hilfe eines gewichteten gleitenden Mittelwerts (WMA-Modell) soll die zukünftige Beanspruchung aus der vorhergehenden Beanspruchung ermittelt werden, wobei neuere Werte stärker berücksichtigt werden. Ein WMA ermittelt allgemein den Mittelwert $\hat{\mu}_{x,wma}$ nach Gleichung 6.26.

$$\hat{\mu}_{x,wma} = \frac{\sum_{i=1}^{i_N} w_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{i_N} w_i} \quad (6.26)$$

Dabei ist $\mathbf{x}$ die verwendete Zeitreihe mit i_N Elementen und $\mathbf{w}$ die Gewichtung. Weiterhin liefert der WMA auch eine Standardabweichung $\hat{\sigma}_{x,wma}$, welche näherungsweise durch Gleichung 6.27 definiert ist [50].

$$\hat{\sigma}_{x,wma} = \sqrt{\frac{i_N \cdot \sum_{i=1}^{i_N} w_i \cdot (x_i - \mu_m)^2}{(i_N - 1) \cdot \sum_{i=1}^{i_N} w_i}} \quad (6.27)$$

Um neuere Werte stärker zu berücksichtigen, wird eine exponentielle Gewichtung $\mathbf{w}$ verwendet.

$$w_i = \alpha_{wma} \cdot (1 - \alpha_{wma})^{i-1} \quad (6.28)$$

Der Gewichtungparameter α_{wma} wird als 0,0001 und die Fensterbreite i_N wird als 50.000 Zyklen angenommen.

Wird eine Lebensdauerprognose zum Prognosezeitpunkt i_n durchgeführt, so wird die zukünftige Beanspruchung nach der mittels WMA bestimmten Verteilung simuliert. Die Mittelwerte $\hat{\mu}_{E,wma}(i_n)$ und $\hat{\mu}_{\theta,wma}(i_n)$ sowie Standardabweichungen $\hat{\sigma}_{E,wma}(i_n)$ und $\hat{\sigma}_{\theta,wma}(i_n)$, welche vom WMA berechnet werden, beschreiben diese Verteilung der zukünftigen Beanspruchung. In Abbildung 6.11 sind zur Veranschaulichung die vom WMA bestimmten Mittelwerte sowie Standardabweichungen für eine nach Tabelle 6.2 simulierte Beanspruchung dargestellt.

Es ist in Abbildung 6.11 zu erkennen, dass der WMA erst ab ca. 25.000 Zyklen eingeschwungen ist und verlässliche Ergebnisse liefert. Ab diesem Zeitpunkt werden Mittelwert und Standardabweichung mit einer Abweichung von maximal $\pm 20\%$ zu den Werten aus Tabelle 6.2 bestimmt. Weiterhin ist zu beobachten, dass erwartungsgemäß die Standardabweichung wächst, wenn die

Beanspruchung zeitlich schwankt und sinkt, wenn die Beanspruchung nahe des Mittelwerts verbleibt.

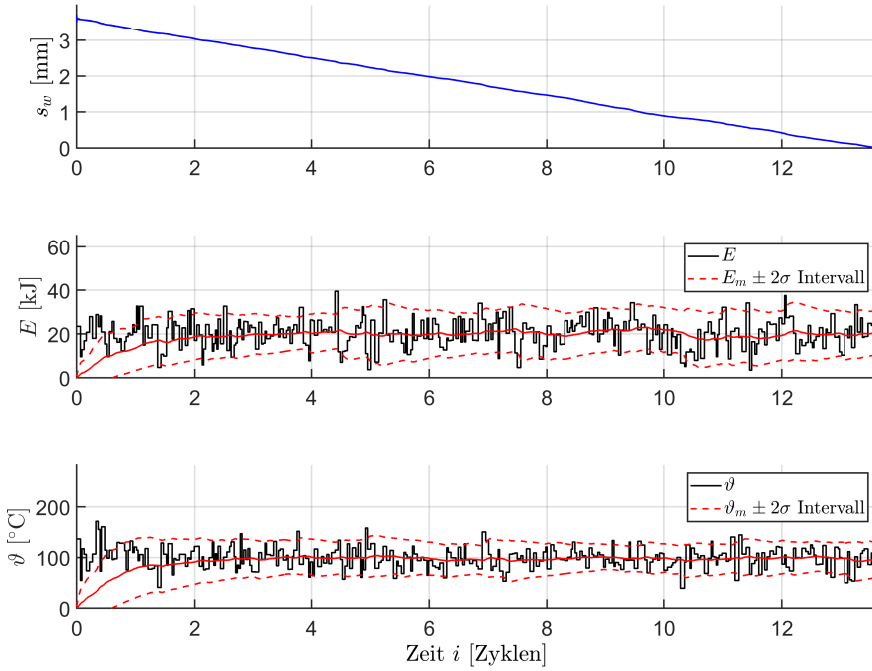


Abbildung 6.11: Beispiel einer normalverteilten Beanspruchung und der resultierenden Annahme für die zukünftige Beanspruchung

6.4.3 Monte-Carlo-Simulation

Die Unsicherheit der Lebensdauerprognose wird mit Hilfe einer Monte-Carlo-Simulation der Gleichungen 6.12 und 6.25 unter Berücksichtigung der bereits hergeleiteten Unsicherheiten aus den Tabellen 6.1 und 6.2 ermittelt. Die Monte-Carlo-Simulation wird nach der Vorgehensweise aus [26] ausgeführt, welche als Algorithmus 1 dargestellt ist.

Es wird zu Beginn der Prognose bei i_n eine Anzahl von $N_{sim} = 50$ Zuständen nach Gleichung 6.12 generiert. Anschließend werden zu jedem neuen Zeitpunkt $i + 1$ die prognostizierten Zustandsverläufe nach Gleichung 6.25 simuliert. Beim Einsatz dieser Methode in einer Getriebesteuerung muss darauf geachtet werden, dass die Prognose bis zum nächsten Zyklus ein Ergebnis liefert. Um dies zu garantieren und um die Hardwareauslastung gering zu halten, wird bei der Monte-Carlo-Simulation eine größere Simulationsschrittweite

verwendet. Daher wird bei der Auswertung der Ergebnisse im Abschnitt 6.4.4 eine Simulationsschrittweite von $i_{sim} = 10$ Zyklen verwendet. Diese Simulationsschrittweite beschränkt dabei die Auflösung der prognostizierten verbleibenden Lebensdauer $\hat{i}_{RUL}$. Zur übersichtlichen Darstellung wird die simulierte Lebensdauerprognose nicht für jedem Zyklus, sondern nur für Prognosezeitpunkte i_n im Abstand von 5.000 Zyklen dargestellt.

Algorithmus 1 : Lebensdauerprognose mittels Monte-Carlo-Simulation

```

für  $n \leftarrow 1$  bis  $N_{sim}$  tue
     $i \leftarrow i_n$ 
    Generiere  $HI(i)$  nach Gleichung 6.12
    solange  $HI > 0$  oder  $i < i_{max}$  tue
         $i \leftarrow i_{sim} \cdot (i + 1)$ 
        Berechne  $HI(i_{sim} \cdot (i + 1))$  nach Gleichung 6.25
    Ende
    Ergebnis :  $i_{EOL}(n) \leftarrow i$ 
Ende

```

6.4.4 Ergebnisse der Lebensdauerprognose

Für die in Abbildung 6.11 dargestellte Beanspruchung wurde eine Lebensdauerprognose mit der in Abschnitt 6.4.3 vorgestellten Monte-Carlo-Simulation durchgeführt, deren Ergebnisse in diesem Abschnitt dargestellt werden. Zur Veranschaulichung der einzelnen Simulationsschritte ist in Abbildung 6.12 exemplarisch die Lebensdauerprognose bei $i_n = 60.000$ und 90.000 Zyklen dargestellt. Die resultierende Genauigkeit und Präzision sind in Tabelle 6.3 genannt.

Tabelle 6.3: Resultierende Genauigkeit und Präzision aus Abbildung 6.12

Prognosehorizont i_n	Genauigkeit $\mu_{\hat{i}_{RUL}} - i_{RUL}$	Präzision $\sigma_{\hat{i}_{RUL}}$
60.000 Zyklen	3.533 Zyklen	448,58 Zyklen
90.000 Zyklen	1.181 Zyklen	274,96 Zyklen

Die Unsicherheit der Prognose wird erwartungsgemäß im Laufe der Zeit immer geringer, weil die zu prognostizierende verbleibende Lebensdauer geringer wird. Folglich muss das α - λ Bewertungskriterium verwendet werden, um die Unsicherheit zeitabhängig bewerten zu können.

Die resultierende Entwicklung der verbleibenden Lebensdauer $\hat{i}_{RUL}$ mit dem dargestelltem α - λ Bewertungskriterium ist in Abbildung 6.13 dargestellt. Als

6.4 Lebensdauerprognose mittels Verschleißmodell

alternative Darstellung ist der Prognosefehler der verbleibenden Lebensdauer $e = \hat{i}_{RUL} - i_{RUL}$ mit α - λ Bewertungskriterium in Abbildung 6.14 dargestellt.

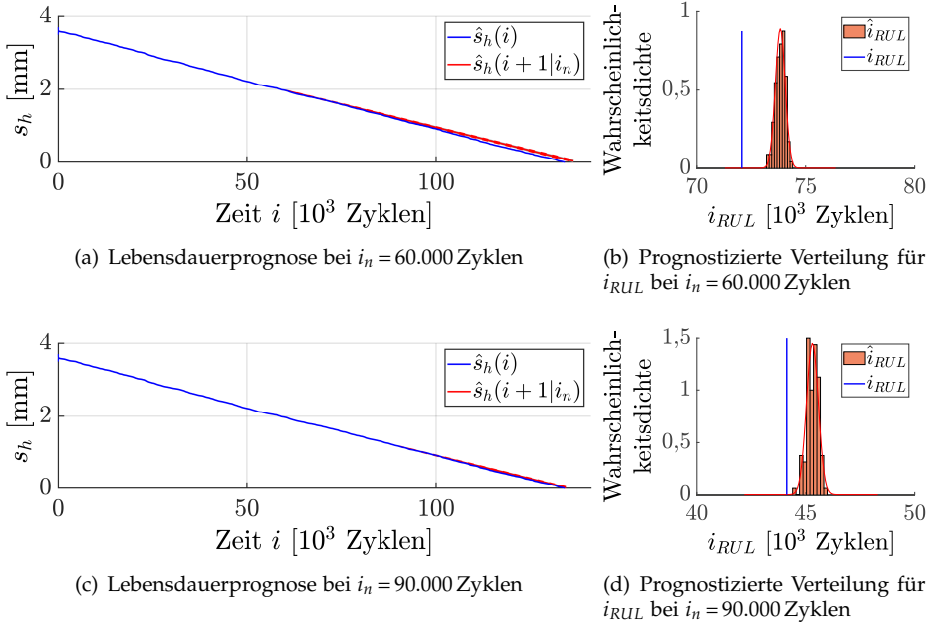


Abbildung 6.12: Einzelne Simulationsschritte der Lebensdauerprognose

Die prognostizierte verbleibende Lebensdauer erreicht ab 30.000 Zyklen das 2α -Toleranzband für den Prognosehorizont i_{PH} und wird erst ab diesem Zeitpunkt dargestellt. Der Prognosehorizont von ca. 104.131 Zyklen, bei einem Lebensende i_{EOL} von 134.131 Zyklen, resultiert aus dem Einschwingverhalten des WMA.

Es ist zu erkennen, dass die Präzision über die Zeit geringer wird und deutlich unter dem α - λ Bewertungskriteriums von 10 % liegt. Die Genauigkeit hingegen schwankt stark, so dass eine zuverlässige Lebensdauerprognose innerhalb des α - λ Bewertungskriteriums von 10 % knapp erreicht wird. Lediglich beim letzten Prognosewert bei 130.000 Zyklen wird das α - λ Bewertungskriterium wieder verletzt. Da dieser Zeitpunkt allerdings schon innerhalb des notwendigen minimalen Prognosehorizonts liegt, kann angenommen werden, dass die Kupplung zu diesem Zeitpunkt bereits getauscht wurde.

Letztendlich bestätigt die Simulation der Lebensdauerprognose, dass die Unsicherheit der Prognose hauptsächlich von der zukünftigen Beanspruchung abhängt. Folglich schwankt die Genauigkeit, wenn diese nicht korrekt abgebildet wird. Um dieses Verhalten zu verbessern, müssten mehr Daten zur Prognose

6 Lebensdauerprognose

der zukünftigen Beanspruchung verwendet werden. Alternativ könnte durch den Einsatz anderer Methoden gegebenenfalls die Vorhersage der zukünftigen Beanspruchung verbessert werden. Aufgrund der sehr guten Präzision wird angenommen, dass die Lebensdauerprognose auf Basis des Verschleißmodells eingesetzt werden kann. Es konnte gezeigt werden, dass mit der vorgestellten Methode die Lebensdauer für ein α - λ Bewertungskriterium von 10 % zuverlässig ermittelt werden konnte.

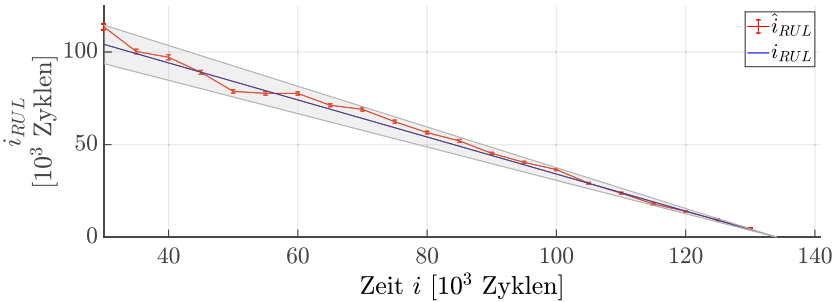


Abbildung 6.13: Prognostizierte verbleibende Lebensdauer $\hat{i}_{RUL}$ mit α - λ Bewertungskriterium

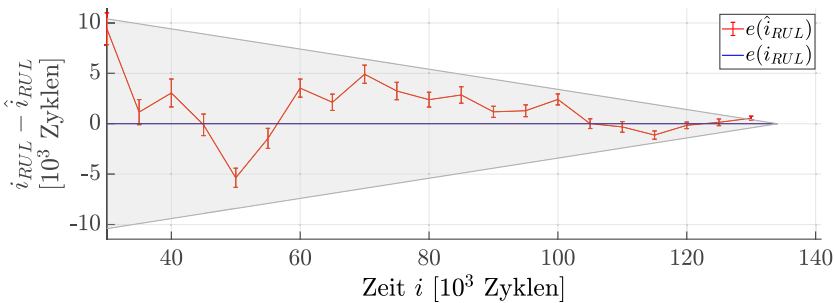


Abbildung 6.14: Prognosefehler der verbleibenden Lebensdauer $\hat{i}_{RUL} - i_{RUL}$ mit α - λ Bewertungskriterium

Das Ergebnis der Simulation ist anwendbar, wenn der in Tabelle 6.2 angenommene Frequenzbereich der Beanspruchung vorliegt. Im Vergleich dazu würden höherfrequente Beanspruchungsverläufe zu besseren Ergebnissen und niederfrequente Beanspruchungsverläufe zu schlechteren Ergebnissen führen. Allerdings wird das Auftreten niederfrequenter Beanspruchungsverläufe in der Praxis als unwahrscheinlich eingeschätzt. Jedoch müssten für eine Bestätigung dieser Aussage die Annahmen für die Beanspruchungsverläufe anhand von realen Fahrprofilaten in weiterführenden Untersuchungen betrachtet werden.

6.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde eine Lebensdauerprognose auf Basis eines Verschleißmodells entwickelt. Dazu wurde der Verschleiß zuerst in den Gesundheitszustand überführt. Anschließend wurde der zukünftige Verschleiß mit Hilfe einer Monte-Carlo-Simulation unter Berücksichtigung aller Unsicherheiten simuliert. Somit wurde die prognostizierte verbleibende Lebensdauer ermittelt, welche zusammen mit dem Gesundheitszustand als Ausgangswert der Lebensdauerprognose an die zuverlässigkeitsorientierte Regelung weitergeben wird.

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

Die zuverlässigkeitsorientierte Regelung soll durch einen Eingriff in die Kupplungsregelung eine geforderte Lebensdauer garantieren. Dabei gibt die Strategieregelung den Eingriff in Abhängigkeit der Ausgabewerte der Lebensdauerprognose und der geforderten Lebensdauer vor. Je nach Systemzustand und Abweichung von geforderter und prognostizierter Lebensdauer wird mit Hilfe des Eingriffs entschieden, ob verschleiß-minimiert oder diskomfort-minimiert angefahren wird. Folglich handelt es sich um ein mehrkriterielles Optimierungsproblem, wobei Verschleiß und Diskomfort zwei widersprechende Optimierungskriterien darstellen. Das gewünschte Optimierungsziel wird in die Betriebsverhaltensregelung mit Hilfe einer optimalen Anfahrregelung umgesetzt.

In diesem Kapitel wird zuerst die Strategieregelung im Abschnitt 7.1 hergeleitet. Anschließend wird die Betriebsverhaltensregelung im Abschnitt 7.2 erläutert, welche die Strategieregelung und dem im Kapitel 2.2.1 vorgestellten Antriebsstrang verbindet. Somit wird der Regelkreis aus dem gesamten Blockschaltbild 1.4 geschlossen. Abschließend wird die zuverlässigkeitsorientierte Regelung am Getriebeprüfstand verifiziert. Dazu wird untersucht, ob Verschleiß und Lebensdauer regelbar sind.

7.1 Zuverlässigkeitsorientierte Strategieregelung

Die zuverlässigkeitsorientierte Strategieregelung kann, wie in Abbildung 7.1 dargestellt, in zwei Funktionen zerlegt werden: der Referenzgenerierung und dem Strategieregler. Zur Umsetzung der zuverlässigkeitsorientierten Strategieregelung werden anhand der Ausgabewerte der Lebensdauerprognose HI und i_{RUL} die Referenzgrößen e_{HI} und e_{RUL} abgeleitet, um das geforderte Lebensende $i_{EOL,ref}$ zu erreichen. Anschließend wird in Abhängigkeit dieser Referenzgrößen e_{HI} und e_{RUL} ein Eingriffsgewicht γ durch einen Fuzzy-Regler bestimmt. Dabei wird mit Hilfe des Eingriffsgewichts γ entschieden, ob ein verschleiß-minimiertes oder diskomfort-minimiertes Anfahren gewünscht ist.

7.1 Zuverlässigkeitsorientierte Strategieregelung

Die Umsetzung des Betriebsverhaltens erfolgt in der unterlagerten Betriebsverhaltensregelung.

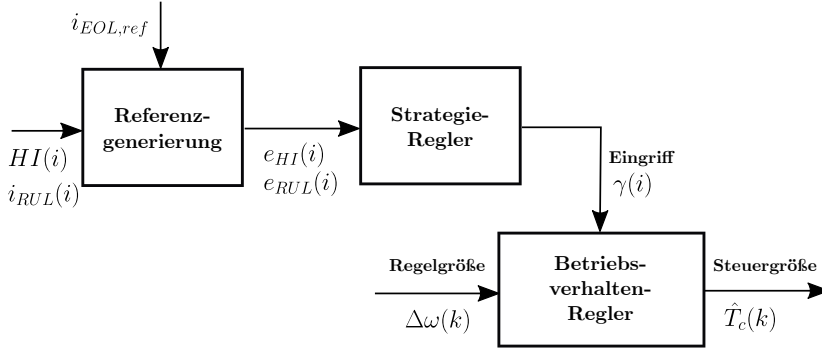


Abbildung 7.1: Struktur der zuverlässigkeitsorientierten Strategieregelung

7.1.1 Referenzgenerierung

Das Eingriffsgewicht γ soll in Abhängigkeit des Gesundheitszustands HI und der verbleibenden Lebensdauer i_{RUL} angepasst werden. Dazu müssen unter Berücksichtigung des geforderten Lebensendes $i_{EOL,ref}$ Referenzwerte für den Gesundheitszustand HI und die verbleibende Lebensdauer i_{RUL} definiert werden. Über die generierten Referenzwerte und die geschätzten bzw. prognostizierten Werte lassen sich die zwei Regelfehler definieren, welche durch den Strategieregler minimiert werden sollen.

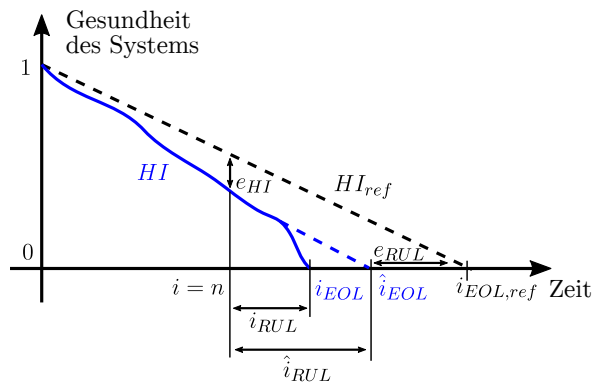


Abbildung 7.2: Definition der Referenzen für die Strategieregelung eines unregulierten Systems

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

Nach Kapitel 5 kann das Verschleißverhalten einer trockenen Reibkupplung als annähernd linear beschrieben werden, wenn die Kupplung nicht mit Überlast betrieben wird. Folglich kann für die Referenzgenerierung ein linearer Verlauf für die Referenzwerte angenommen werden [97]. Gemäß Abbildung 7.2 wird ein linearer Verlauf für die Referenz des Gesundheitszustands HI_{ref} angenommen. Somit ergibt sich für den Regelfehler des Gesundheitszustands e_{HI} folgender Zusammenhang nach Gleichung 7.1.

$$e_{HI}(i) = HI(i) - HI_{ref}(i) = HI(i) - \left(1 - \frac{i}{i_{EOL,ref}}\right) \quad (7.1)$$

Der Regelfehler des Gesundheitszustands e_{HI} beschreibt das Verhältnis von Gesundheitszustand HI zum aktuellen Zeitpunkt i bezogen zum geforderten Lebensende $i_{EOL,ref}$. Dabei ist HI_{ref} der geforderte Verlauf von HI , welcher in Gleichung 7.1 gemäß des erwarteten Verschleißverhaltens linear angenommen wird.

Bei $e_{HI} \leq 0$ ist der Gesundheitszustand HI zum aktuellen Zeitpunkt mindestens so groß wie der geforderte Wert HI_{ref} . Folglich wird in diesem Fall voraussichtlich die geforderte Lebensdauer erreicht. Das System gilt in diesem Fall als gesund. Im Gegensatz dazu wird die geforderte Lebensdauer bei $e_{HI} < 0$ wahrscheinlich nicht erreicht. Das System gilt in diesem Fall als krank. Die Ableitung des Regelfehlers des Gesundheitszustands wird als e'_{HI} definiert.

$$e'_{HI}(i) = \frac{\Delta e_{HI}(i)}{\Delta i} \quad (7.2)$$

e'_{HI} beschreibt, ob das System mit geringer $e'_{HI} > 0$ oder hoher tribologischer Beanspruchung $e'_{HI} < 0$ betrieben wird. Wobei in diesem Zusammenhang gering und hoch aus dem geforderten Lebensende $i_{EOL,ref}$ resultieren. Für $e'_{HI} = 0$ wird das System mit der gewünschten Beanspruchung betrieben, sodass die geforderte Lebensdauer erreicht wird. $e'_{HI} < 0$ wird in der späteren Regelung verwendet, um eine bleibende Regelabweichung von e_{HI} zu vermeiden und eine schnelle Reaktion bei Überbeanspruchung zu ermöglichen.

Die Idee den Gesundheitszustand auf einen Sollwert zu halten, um die geforderte Lebensdauer zu garantieren, wurde bereits in [68] vorgeschlagen. Letztendlich ist dieses Regelungskonzept, welches nur auf dem Gesundheitszustand basiert, wenig effektiv, weil die Belastung in der Regel zu schnell abgesenkt wird. Als Abhilfe wurden Regelungskonzepte mit einem prognosefähigen Regler, dem MPC, vorgeschlagen wie beispielsweise in [97], [124] oder [125]. Die Verwendung eines MPC hat allerdings die in der Forschungsfrage in Kapitel 1 genannten Nachteile. Daher wird ein alternativer Ansatz vorgestellt, welcher auf einen prognosefähigen Regler verzichtet und stattdessen die prognostizierte verbleibende Lebensdauer als Referenzgröße mit einbezieht.

7.1 Zuverlässigkeitsorientierte Strategieregelung

Der Regelfehler der verbleibenden Lebensdauer e_{RUL} berücksichtigt die verbleibende Lebensdauer i_{RUL} in Bezug zum geforderten Lebensende $i_{EOL,ref}$.

$$e_{RUL}(i) = 1 - \frac{i_{RUL}(i) + i}{i_{EOL,ref}} = 1 - \frac{i_{EOL}(i)}{i_{EOL,ref}} \quad (7.3)$$

e_{RUL} beschreibt, wie sich der Regelfehler des Gesundheitszustands e_{HI} bei der aktuellen Beanspruchung verbessert ($e_{RUL} > 0$) oder verschlechtert ($e_{RUL} < 0$). Also wird bei $e_{RUL} > 0$ die geforderte Lebensdauer voraussichtlich ohne Eingriff durch die Regelung erreicht. Hingegen wird bei $e_{RUL} < 0$ die geforderte Lebensdauer voraussichtlich ohne Eingriff durch die Regelung nicht erreicht. Letztendlich kann bei $e_{RUL} > 0$ abgewartet werden, bis sich der Gesundheitszustands HI dem Referenzwert HI_{ref} angenähert hat. In diesem Fall regeneriert sich das System selbstständig, ohne dass ein Eingriff nötig ist. Die zusätzliche Verwendung von e_{RUL} erlaubt daher eine effizientere Regelung, weil der prognostizierte Wert mit einbezogen wird und somit der benötigte Eingriff über die gesamte Lebensdauer verringert werden kann.

Auch für die Regelfehler der verbleibenden Lebensdauer kann die Ableitung e'_{RUL} definiert werden. e'_{RUL} wird in der Strategieregelung genutzt, um eine bleibende Regelabweichung von e_{RUL} zu vermeiden.

$$e'_{RUL}(i) = \frac{\Delta e_{RUL}(i)}{\Delta i} \quad (7.4)$$

Nachfolgend werden die logischen Kombinationen der bewerteten Größen der Lebensdauerprognose und die resultierende Reaktion der zuverlässigkeitsorientierten Regelung dargestellt, wobei Tabelle 7.1 e_{HI} und e'_{HI} und Tabelle 7.2 e_{RUL} und e'_{RUL} berücksichtigt.

Tabelle 7.1: Verbale Definition der Betriebsstrategie für e_{HI}

Nr.	e_{HI}	e'_{HI}	Aussage	Reaktion
1	> 0	> 0	System ist gesund und wird wenig belastet	Eingriff reduzieren
2	> 0	< 0	System ist gesund und wird hoch belastet	abwarten
3	< 0	> 0	System ist krank und wird wenig belastet	abwarten
4	< 0	< 0	System ist krank und wird hoch belastet	Eingriff erhöhen
5	$\ll 0$	$\in \mathbb{R}$	System ist schwer krank	Eingriff stark erhöhen
6	$\in \mathbb{R}$	$\ll 0$	System wird überlastet	Eingriff stark erhöhen

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

Tabelle 7.2: Verbale Definition der Betriebsstrategie für e_{RUL}

Nr.	e_{RUL}	e'_{RUL}	Aussage	Reaktion
7	> 0	> 0	System wird gesund	Eingriff reduzieren
8	> 0	< 0	System wird vermutlich gesund	abwarten
9	< 0	> 0	System wird vermutlich nicht gesund	abwarten
10	< 0	< 0	System wird nicht gesund	Eingriff erhöhen

Aufgrund der logischen Unterscheidung der einzelnen Fälle eignet sich eine Fuzzy-Logik gut, um das Eingriffsgewicht γ zu steuern. Außerdem handelt es sich um ein nichtlineares Mehrgrößenproblem, was ebenfalls für den Einsatz eines Fuzzy-Reglers spricht.

7.1.2 Strategieregler

Zur Realisierung einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung muss eine Betriebsstrategie entwickelt werden, welche in Abhängigkeit des Gesundheitszustands HI und der verbleibenden Lebensdauer i_{RUL} entscheidet, ob ein Eingriff zur Verschleißminimierung nötig ist.

Entsprechend wird das Eingriffsgewicht $\gamma \in [0,1]$ definiert, wobei die Grenzen vom Wertebereich folgenden Aussagen entsprechen:

$$\begin{aligned} \gamma = 1 & \quad \text{Eingriff nötig (verschleiß-minimiertes Anfahren)} \\ \gamma = 0 & \quad \text{Eingriff unnötig (diskomfort-minimiertes Anfahren)} \end{aligned} \quad (7.5)$$

Die Referenzwerte e_{HI} , e'_{HI} , e_{RUL} und e'_{RUL} werden dem Fuzzy-Regler als gewichtete Eingangsgrößen zugeführt.

$$e = \begin{bmatrix} \alpha_{in1} e_{HI} \\ \alpha_{in2} e'_{HI} \\ \alpha_{in3} e_{RUL} \\ \alpha_{in4} e'_{RUL} \end{bmatrix} \quad (7.6)$$

Aus dem gewichteten integrierten Reglerausgang u ergibt der geforderte Eingriff γ . Das Integral wird benötigt, um eine bleibende Regelabweichung zu vermeiden [21].

$$\gamma = \alpha_{out} \int u \, di \quad (7.7)$$

7.1 Zuverlässigkeitsorientierte Strategieregelung

Die verbale Betriebsstrategie nach den Tabellen 7.1 und 7.2 wird gemäß [1] als Fuzzy-Logik abgebildet. Die Eingänge e_{HI} , e'_{HI} , e_{RUL} und e'_{RUL} werden mittels trapezförmiger Zugehörigkeitsfunktionen fuzzifiziert. Der Ausgang γ wurde mittels vier dreiecksförmigen Zugehörigkeitsfunktionen defuzzifiziert.

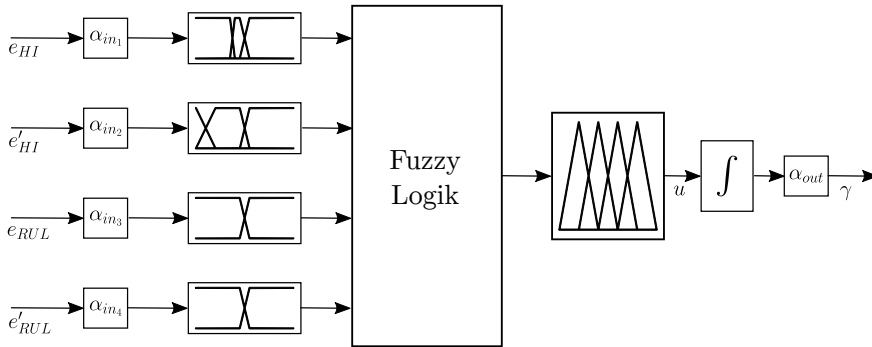


Abbildung 7.3: Fuzzy-Regler

Die Definition der Zugehörigkeitsfunktionen erfolgt heuristisch auf Basis des bekannten Reibungs- und Verschleißverhaltens der trockenen Reibkupplung. Über die Gewichtung der Regelfehler und des Ausgangs können die Zugehörigkeitsfunktionen gestreckt oder gestaucht werden, was letztendlich eine Anpassung des Regelverhaltens durch fünf Parameter α_{in1} , α_{in2} , α_{in3} , α_{in4} und α_{out} erlaubt. Die resultierende Struktur des Reglers ist in Abbildung 7.3 dargestellt.

Die Regeln für das Fuzzy-System werden nach Mamdani definiert. Dabei werden die einzelnen Funktionselemente der Fuzzy-Logik nach Tabelle 7.3 realisiert.

Tabelle 7.3: Verwendete Fuzzy-Funktionen der Betriebsstrategie nach [135]

Funktion	Methode
Und (Fuzzy Operator)	Multiplikation
Oder (Fuzzy Operator)	Probabilistisch (Algebraische Summe)
Implikation	Minimum
Aggregation	Probabilistisch (Algebraische Summe)
Defuzzifikation	Schwerpunkt

Die Implikation definiert die Ermittlung einer Fuzzygröße für eine Regel. Die Aggregation definiert die Bestimmung einer Fuzzygröße aus allen einzelnen Fuzzygrößen jeder Regel, also der Ausgangsgröße der Fuzzylogik. Die Defuzzifikation überführt die Fuzzygröße in eine scharfe (engl.: crisp) Größe, also dem Eingriffsgewicht γ .

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

Die Defuzzifikation ist in Form einer Dreiecksfunktion χ_{tri} definiert [113].

$$\chi_{tri}(x, \alpha_{tri1}, \alpha_{tri2}, \alpha_{tri3}) = \begin{cases} 0, & x \leq \alpha_{tri1} \\ \frac{x - \alpha_{tri1}}{\alpha_{tri2} - \alpha_{tri1}}, & \alpha_{tri1} \leq x \leq \alpha_{tri2} \\ \frac{\alpha_{tri3} - x}{\alpha_{tri3} - \alpha_{tri2}}, & \alpha_{tri2} \leq x \leq \alpha_{tri3} \\ 0, & \alpha_{tri3} \leq x \end{cases} \quad (7.8)$$

In Tabelle 7.4 werden vier Zugehörigkeitsfunktionen zur Defuzzifikation definiert, welche die Reaktionen der Tabellen 7.1 und 7.2 abbilden.

Tabelle 7.4: Zugehörigkeitsfunktion für die Ausgänge

Zugehörigkeitsfunktion	Verbale Reaktion
$\chi_{tri_1}(u, -2, 1, 0)$	$\gamma \in$ verringern
$\chi_{tri_2}(u, -1, 0, 1)$	$\gamma \in$ abwarten
$\chi_{tri_3}(u, 0, 1, 2)$	$\gamma \in$ erhöhen
$\chi_{tri_4}(u, 1, 2, 3)$	$\gamma \in$ stark erhöhen

Die Fuzzifizierung ist in Form einer Trapezfunktion χ_{tra} definiert [113].

$$\chi_{tra}(x, \alpha_{tra1}, \alpha_{tra2}, \alpha_{tra3}, \alpha_{tra4}) = \begin{cases} 0, & x \leq \alpha_{tra1} \\ \frac{x - \alpha_{tra1}}{\alpha_{tra2} - \alpha_{tra1}}, & \alpha_{tra1} \leq x \leq \alpha_{tra2} \\ 1, & \alpha_{tra2} \leq x \leq \alpha_{tra3} \\ \frac{\alpha_{tra4} - x}{\alpha_{tra4} - \alpha_{tra3}}, & \alpha_{tra3} \leq x \leq \alpha_{tra4} \\ 0, & \alpha_{tra4} \leq x \end{cases} \quad (7.9)$$

Unter Berücksichtigung der verbalen Betriebsstrategie aus Tabelle 7.1 und 7.2 ergeben sich zehn Zugehörigkeitsfunktionen zur Fuzzifizierung, siehe Tabelle 7.5, wobei für Überlastszenarien e_{HI} und e'_{HI} in drei Fälle unterteilt sind.

Tabelle 7.5: Zugehörigkeitsfunktion für die Eingänge

Zugehörigkeitsfunktion	Verbale Aussage
$\chi_{tra_{11}}(e_{HI}; -0, 1; 0, 1; 1; 1)$	$e_{HI} \in$ gesund
$\chi_{tra_{12}}(e_{HI}; -0, 3; -0, 2; -0, 1; 0, 1)$	$e_{HI} \in$ leicht krank
$\chi_{tra_{13}}(e_{HI}; -1; -1; -0, 3; -0, 2)$	$e_{HI} \in$ schwer krank
$\chi_{tra_{21}}(e'_{HI}; -0, 01; 0, 01; 0, 1; 0, 1)$	$e'_{HI} \in$ geringe Last
$\chi_{tra_{22}}(e'_{HI}; -0, 1; -0, 06; -0, 01; 0, 01)$	$e'_{HI} \in$ hohe Last
$\chi_{tra_{23}}(e'_{HI}; -0, 1; -0, 1; -0, 1; -0, 06)$	$e'_{HI} \in$ Überlastung
$\chi_{tra_{31}}(e_{RUL}; -0, 1; 0, 1; 1; 1)$	$e_{RUL} \in$ wird gesund
$\chi_{tra_{32}}(e_{RUL}; -1; -1; -0, 1; 0, 1)$	$e_{RUL} \in$ wird krank
$\chi_{tra_{41}}(e_{RUL}; -0, 01; 0, 01; 0, 1; 0, 1)$	$e'_{RUL} \in$ positiv
$\chi_{tra_{42}}(e_{RUL}; -0, 1; -0, 1; -0, 01; 0, 01)$	$e'_{RUL} \in$ negativ

7.1 Zuverlässigkeitsorientierte Strategieregelung

Graphisch ergeben sich die in den Abbildungen 7.4 für die Eingangsgrößen und 7.5 für die Ausgangsgrößen dargestellten Zuordnungen.

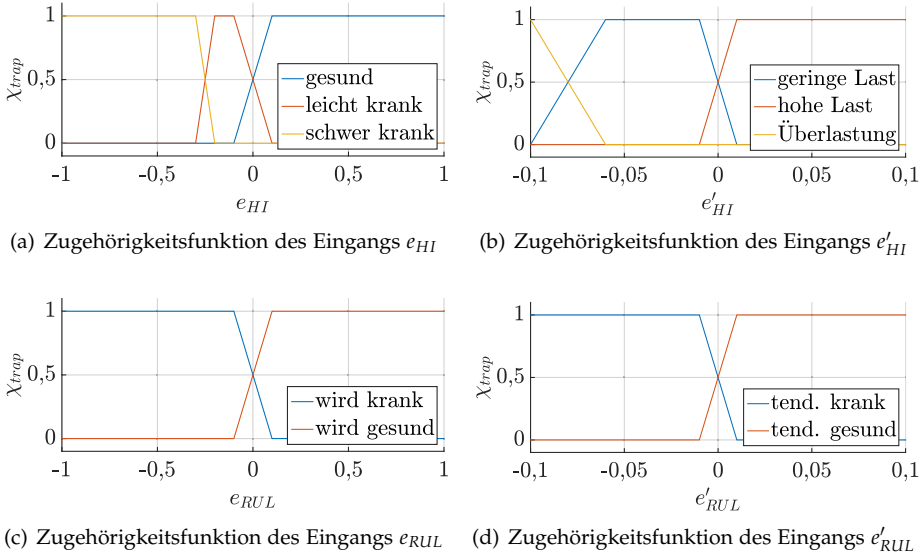


Abbildung 7.4: Zugehörigkeitsfunktionen der Fuzzy-Regler-Eingänge

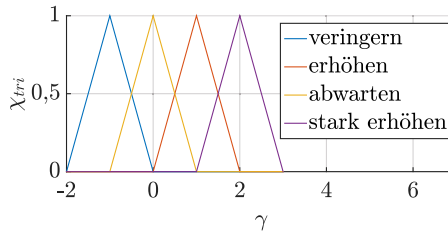


Abbildung 7.5: Zugehörigkeitsfunktionen des Fuzzy-Regler-Ausgangs

Die Gewichtungsfaktoren aus den Gleichungen 7.6 und 7.7 sind als Parameter des Fuzzy-Reglers zu verstehen. Mit der Wahl der Gewichtungsfaktoren kann das Reglerverhalten aggressiver oder sanfter eingestellt werden, wobei aggressiv die Einhaltung der Lebensdauer verbessert und sanft den Komfort möglichst wenig einschränkt.

Ein aggressives Regelverhalten ist beispielsweise sinnvoll, wenn sich die Belastung zeitlich schnell ändert. Ein ausgeglichenes Reglerverhalten ergibt sich, wenn die Bewertungsgrößen auf ihren jeweiligen Wertebereich durch die Gewichtung normiert werden. Durch eine Erhöhung der Gewichtung von e_{HI} bzw. e'_{HI} wird das Reglerverhalten aggressiver. Bei einer Erhöhung der Ge-

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

wichtung von e_{RUL} bzw. e'_{RUL} wird das Reglerverhalten sanfter. Ein Beispiel zur Veranschaulichung des Einflusses der Gewichtung ist in Abbildung 7.6 dargestellt.

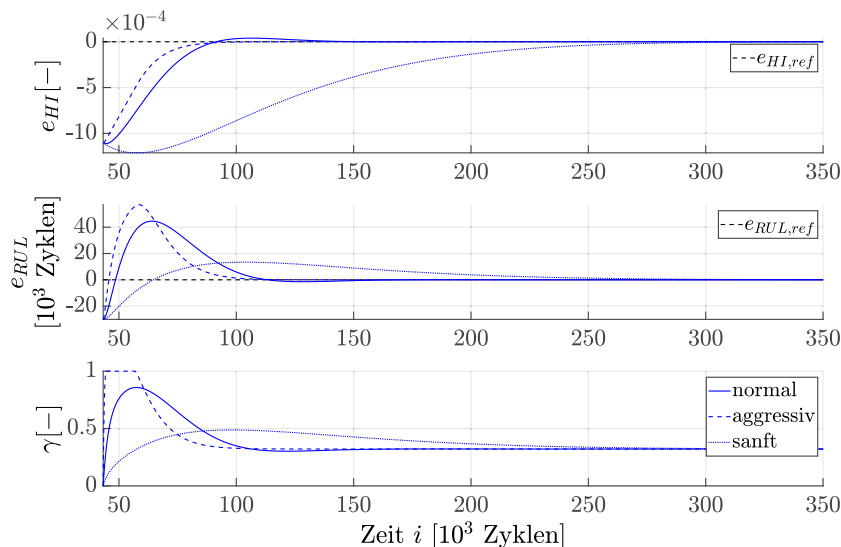


Abbildung 7.6: Variation des Regelverhaltens der Strategieregelung mit Hilfe der Gewichtung

Für die Durchführung der experimentellen Untersuchung in Abschnitt 7.3.4 erfolgt die Wahl der Gewichtungsfaktoren heuristisch. Dabei soll das Regelverhalten in der Simulation wenig Überschwingungen ($< 5\%$) erzeugen und in einer akzeptablen und vor allem messbaren Zeitspanne (< 50.000 Zyklen) einschwingen.

Tabelle 7.6: Gewählte Gewichte der Strategieregelung

Parameter	Wert
α_{in1}	10
α_{in2}	10000
α_{in3}	0.05
α_{in4}	1000
α_{out}	0.01

7.1.2.1 Stabilität

Bei Fuzzy-Reglern wird die Stabilität häufig über die Einhaltung der BIBO-Stabilität (engl. Bounded Input Bounded Output) nachgewiesen [21]. Ein System gilt als BIBO-stabil, wenn es auf jedes beschränkte Eingangssignal mit einem beschränkten Ausgangssignal reagiert. Im Fall der Strategieregelung ist das Eingangssignal das geforderte Lebensende $i_{EOL,ref}$ und das Ausgangssignal die verbleibende Lebensdauer bzw. das Lebensende i_{EOL} . Die Regelstrecke wird als stabil angenommen, weil bei einem konstanten Wert der Stellgröße γ sich ein konstanter Wert des Lebensendes i_{EOL} einstellt, sobald die Zyklenanzahl die Zeitkonstante des Verschleißprozesses übersteigt. Aufgrund der beschränkten Stellgröße $\gamma \in [0, 1]$ und des stabilen Systemverhaltens, kann davon ausgegangen werden, dass der geschlossene Regelkreis nach dem BIBO-Verfahren stabil ist. Zudem hat der Verschleißprozess eine sehr langsame Dynamik, weshalb eine Stabilitätsbetrachtung nicht erforderlich ist [97]. Demnach kann ein instabiles Regelkreisverhalten nicht auftreten. Allerdings kann nicht davon ausgegangen werden, dass ein asymptotisch stabiles Regelkreisverhalten garantiert ist. Beispielsweise können langsame Schwingungen während des Betriebs auftreten, wenn die Regelgröße sich dem Referenzwert zu schnell nähert und diesen fortlaufend über- und unterschreitet. Dieses Verhalten wird letztendlich die Effizienz des Reglers verringern und sollte daher durch die Auswahl der Reglerparameter minimiert werden.

7.1.2.2 Stellgrößenbeschränkung

Bei der Realisierung der Strategieregelung muss die Stellgrößenbegrenzung berücksichtigt werden. Konkret bedeutet dies, dass der Eingriff γ nur zwischen 0 und 1 eingestellt werden kann. Für beide Werte resultieren Grenzwerte für die einstellbare Lebensdauer. Folglich kann die Strategieregelung eine geforderte Lebensdauer außerhalb dieser Grenzen nicht erreichen. Die konkreten Grenzwerte der Stellgrößenbegrenzung resultieren aus der Betriebsverhaltensregelung. Denn eine Minimierung der Optimierungskriterien in Form von Verschleiß und Diskomfort unterliegt technischer Grenzen. Darauf wird im folgenden Abschnitt 7.2 zur Betriebsverhaltensregelung eingegangen.

$$\begin{aligned} i_{EOL,max} &= i_{EOL} \text{ für } \gamma = 1 \\ i_{EOL,min} &= i_{EOL} \text{ für } \gamma = 0 \end{aligned} \tag{7.10}$$

Ein Beispiel für eine erreichbare geforderte Lebensdauer ist in Abbildung 7.7 dargestellt. Die Regelung kann eine geforderte Lebensdauer nur im begrenzten Stellgrößenraum, welcher in Abbildung 7.7 schraffiert dargestellt wurde, garantieren.

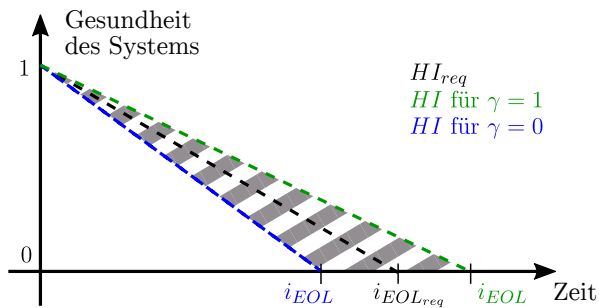


Abbildung 7.7: Stellgrößenbeschränkung der Strategieregelung

7.2 Zuverlässigkeitsorientierte Betriebsverhaltensregelung

Die Betriebsverhaltensregelung soll den Eingriff, welcher vom Strategieregler gefordert wird, umsetzen. Entsprechend muss das Optimierungsziel der Anfahrregelung zwischen Verschleiß- und Diskomfortminimierung im Betrieb variiert werden können. Es handelt sich folglich um ein mehrkriterielles Optimierungsproblem.

7.2.1 Konzepte für zuverlässigkeitsorientierte Anfahrregler

Herkömmliche Anfahrregler für trockenlaufende Reibkupplungen basieren auf einem optimierten Kennfeld, welches Trajektorien oder Reglerparameter für unterschiedliche Betriebspunkte liefert wie beispielsweise in [70] oder in [154]. Der Betriebspunkt wird durch das Motordrehmoment T_e (an der Kurbelwelle) und das Lastdrehmoment T_L (am Antriebsstrang) definiert. Um ein robustes Anfahren zu garantieren, wird zusätzlich ein PID-Regler eingesetzt, um verbleibende Regelfehler zu kompensieren.

Auf der Basis eines Anfahrreglers mit optimierten Kennfeldern kann eine zuverlässigkeitsorientierte Betriebsverhaltensregelung realisiert werden, wenn für jeden Eingriffswert ein optimales Kennfeld mit jeweils unterschiedlichem Optimierungsziel ermittelt wurde. Dieses Konzept ist als Blockschaltbild in Abbildung 7.8 dargestellt.

Es ergeben sich zwei Nachteile dieses Konzepts, welche bei einem praktischen Einsatz unerwünscht sind: Erstens ist dieses Anfahrreglerkonzept nur gegen geringe Unsicherheiten der Modell- und Messgrößen robust. Zweitens kann

mit diesem Anfahrreglerkonzept keine Beschränkung der Stell- und Zustandsgrößen garantiert werden. Um diese Nachteile zu vermeiden, wird ein modellprädiktiver Regler (MPC) als zuverlässigkeitsorientierter Anfahrregler verwendet, welcher ab dem Abschnitt 7.2.2 erläutert wird. Ein MPC erreicht zwar nur eine Pareto-Front, welche nicht-dominant gegenüber der Pareto-Front einer Trajektorienregelung ist. Dafür erlaubt der MPC ein robustes Anfahren. Ein entsprechender Vergleich vom MPC und einer optimierten Trajektorienregelung wurde in [Lu18] dargestellt.

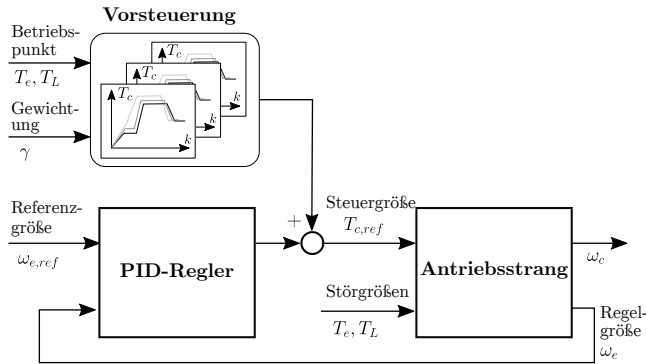


Abbildung 7.8: Konzept einer kurbelwellendrehmomentbasierten Anfahrregelung auf Basis von optimierter Kennfelder

Grundsätzlich soll beim Anfahrvorgang das vom Fahrer gewünschte Drehmoment umgesetzt werden. Dabei muss unterschieden werden, an welcher Stelle im Antriebsstrang das Drehmoment gewünscht wird. Eine Möglichkeit ist die Vorgabe des Motordrehmoments an der Kurbelwelle. Dieser Ansatz wird als kurbelwellendrehmomentbasierter Ansatz bezeichnet. Eine weitere Möglichkeit ist die Vorgabe des am Rad wirkenden Drehmoments, was als raddrehmomentbasierter Ansatz bezeichnet wird. Sowohl der kurbelwellendrehmomentbasierte als auch der raddrehmomentbasierte Ansatz können mit Hilfe eines modellprädiktiven Reglers realisiert werden. Nachfolgend werden beide Ansätze vorgestellt.

7.2.1.1 Kurbelwellendrehmomentbasierter Ansatz

Beim kurbelwellendrehmomentbasierten Ansatz wird das gewünschte Drehmoment $T_{e,req}$ über ein inverses Motorkennfeld f^{-1} in die Referenz der Motorwinkelgeschwindigkeit $\omega_{e,ref}$ umgeformt. Dabei wird das gewünschte Drehmoment $T_{e,req}$ durch den Pedalwertgeber ψ vom Fahrer eingestellt.

$$\omega_{e,ref} = f^{-1}(T_{e,req}(\psi), \psi) \quad (7.11)$$

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

Die Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e wird vom Anfahrregler über das Kupplungsdrehmoment T_c gesteuert. Durch das Angleichen der Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e an die Referenz $\omega_{e,ref}$ wird automatisch die Kupplungswinkelgeschwindigkeit ω_c erhöht. Wenn der Anfahrregler die Differenz zwischen Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e und Referenz $\omega_{e,ref}$ ausgeregelt hat, entspricht das Kupplungsdrehmoment T_c nahezu dem Motordrehmoment T_e und das Kurbelwellendrehmoment wird auf den Antriebsstrang übertragen. Das Konzept des kurbelwellendrehmomentbasierten Ansatzes ist als Blockschaltbild in Abbildung 7.9 dargestellt. Bei der Anfahrregelung muss zusätzlich gewährleistet werden, dass der Motorarbeitsbereich nicht verlassen wird. Daher darf die Motordrehzahl nicht kleiner als die Leerlaufdrehzahl sein. Das Motordrehmoment darf nur innerhalb definierter Grenzen und Gradienten variiert werden. Diese Anforderungen können in Form von Beschränkungen beim MPC-Entwurf sowie durch die Generierung der Motorwinkelgeschwindigkeitsreferenz $\omega_{e,ref}$ in Abhängigkeit vom Motorkennfeld nach Gleichung 7.11 berücksichtigt werden.

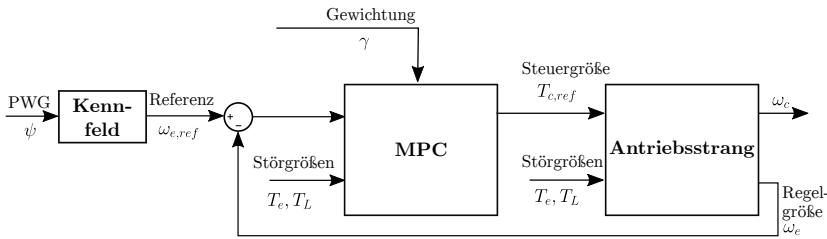


Abbildung 7.9: Konzept des kurbelwellendrehmomentbasierten Ansatzes mittels MPC

7.2.1.2 Raddrehmomentbasierter Ansatz

Der Vorteil eines raddrehmomentbasierten Anfahrreglers ist, dass über den Pedalwertgeber direkt die Beschleunigung des Fahrzeugs eingestellt wird. Dazu müssen sowohl Kupplungsdrehmoment T_c als auch Motordrehmoment T_e steuerbar sein.¹ Durch die zusätzliche Steuergröße können beim Anfahren geringerer Verschleiß und Diskomfort als beim kurbelwellendrehmomentbasierten Ansatz erreicht werden. Der raddrehmomentbasierte Anfahrregler benötigt als Referenzen die Motor- $\omega_{e,ref}$ und die Kupplungswinkelgeschwindigkeit $\omega_{c,ref}$, wobei erstere wieder aus dem inversen Motorkennfeld nach

¹In der Praxis ist T_c steuerbar, wenn die TCU einen Motoreingriff innerhalb von 20 ms erlaubt. Das gilt, wenn ein CAN-BUS zwischen TCU und ECU verwendet wird und die Regelung des Motordrehmoments mit einer Zündwinkelregelung erfolgt.

7.2 Zuverlässigkeitsorientierte Betriebsverhaltensregelung

Gleichung 7.11 generiert wird. Die Referenz der Kupplungswinkelgeschwindigkeit $\omega_{c,ref}$ muss über ein inverses Antriebsstrangmodell h^{-1} aus dem gewünschten Raddrehmoment $T_{an,req}(\psi)$ berechnet werden.

$$\omega_{c,ref} = h^{-1}(T_{an,req}(\psi)) \quad (7.12)$$

Das Konzept des raddrehmomentbasierten Ansatzes ist als Blockschaltbild in Abbildung 7.10 dargestellt.

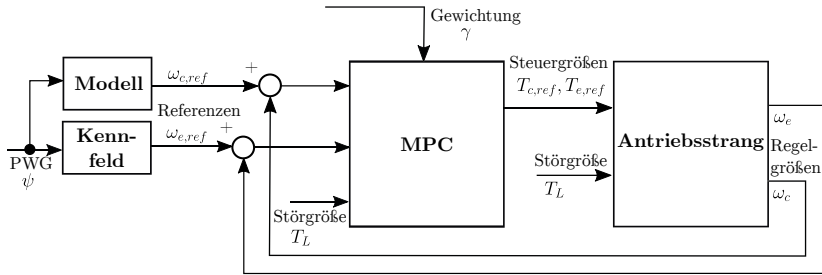


Abbildung 7.10: Konzept des raddrehmomentbasierten Ansatzes mittels MPC

Beim raddrehmomentbasierten Ansatz wird die Schleifdauer durch die Referenzvorgabe festgelegt. Folglich kann der Verschleiß nur in einem kleinen Bereich bei einer Variation des Eingriffs γ gesteuert werden. Daher eignet sich dieser Ansatz weniger zur Regelung einer Lebensdauer. Um den Steuerbereich des Verschleißes zu erhöhen, sollte eine Vorgabe der Referenztrajektorien auch in Abhängigkeit vom Eingriff γ erfolgen.

Die beiden vorgestellten Ansätze können als zuverlässigkeitsorientierte Betriebsverhaltensregelung verwendet werden. Die experimentelle Untersuchung in Abschnitt 7.3 zum Nachweis der Funktion der zuverlässigkeitsorientierten Regelung erfolgt mit dem kurbelwellendrehmomentbasierten Ansatz, weil dieser den größeren Verschleißstellbereich besitzt. Dabei wird angenommen, dass die Ergebnisse auch auf den raddrehmomentbasierten Ansatz übertragbar sind.

7.2.2 Modellprädiktive Regelung

In diesem Abschnitt werden die Grundlagen der modellprädiktiven Regelung kurz dargestellt. Anschließend wird im Abschnitt 7.2.3 konkretisiert, wie die Berücksichtigung des Eingriffs γ im modellprädiktiven Regler umgesetzt wird. Umfassende Abhandlungen zum MPC sind unter anderem in [92] oder [118] zu finden.

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

Ein modellprädiktiver Regler (MPC) besteht aus einem Optimierer und einem Prädiktionsmodell. Der Optimierer löst ein Optimierungsproblem für eine definierte Kostenfunktion mit Beschränkungen, wobei das Prädiktionsmodell verwendet wird, um das zukünftige Streckenverhalten in der Optimierung zu berücksichtigen.

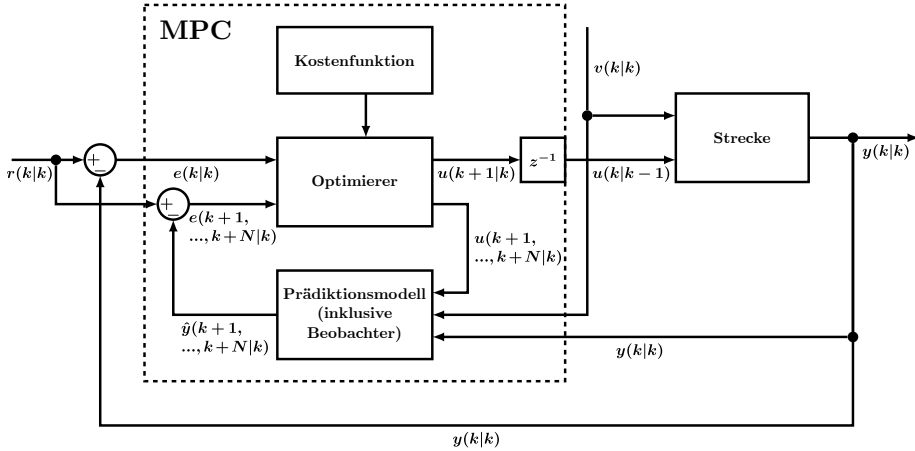


Abbildung 7.11: Allgemeine MPC-Struktur für $H_p = N$

Das Funktionsprinzip vom MPC ist als Blockschaltbild in Abbildung 7.11 dargestellt. Das dargestellte Blockschaltbild zeigt einen MPC für einen Prädiktionshorizont von $H_p = N$ und orientiert sich an der Struktur aus [92]. Der Optimierer berechnet die neue Stellgröße $\mathbf{u}(k+1|k)$ zum Zeitpunkt k unter Berücksichtigung der Kostenfunktion inklusive der Beschränkungen, indem der aktuelle und die zukünftigen Regelfehler $\mathbf{e}(k, \dots, k+N|k)$ minimiert werden. Dabei wird mit Hilfe des Prädiktionsmodells die zukünftige Regelgröße $\hat{\mathbf{y}}(k+1, \dots, k+N|k)$ in Abhängigkeit der zukünftigen Stellgröße $\mathbf{u}(k+1, \dots, k+N|k)$ vorhergesagt. Somit wird mit dem Optimierer die beste Trajektorie der zukünftigen Stellgröße $\mathbf{u}(k+1, \dots, k+N|k)$ ermittelt und der optimale Wert der neuen Stellgröße $\mathbf{u}(k+1|k)$ wird im nächsten Zeitpunkt bei $k+1$ auf die Regelstrecke gegeben.

Für die Prädiktion wird der geschätzte Zustand $\hat{\mathbf{x}}(k|k)$ und die gemessene Störung $\mathbf{v}(k|k)$ benötigt. Zur Schätzung des aktuellen Zustands $\hat{\mathbf{x}}(k|k)$ und der Vorhersage der zukünftigen Regelgröße $\hat{\mathbf{y}}(k+1, \dots, k+N|k)$ wird wiederum ein Beobachter benötigt, welcher ein Bestandteil des Prädiktionsmodells ist.

In Abbildung 7.12 ist das Arbeitsprinzip vom MPC anhand von Signalverläufen illustriert. Zum Zeitpunkt k wird eine optimierte Trajektorie für die zukünftige Steuergröße $\hat{\mathbf{u}}(k+1, \dots, k+N|k)$ und die resultierende Regelgröße $\hat{\mathbf{y}}(k+1, \dots, k+N|k)$ generiert. Die zukünftige Steuergröße wird bis zum Ende

des Steuerhorizonts H_c variiert und anschließend bis zum Prädiktionshorizont H_p als konstant angenommen. Zum nächsten Zeitpunkt $k + 1$ wird die zum Zeitpunkt k ermittelte Stellgröße $\mathbf{u}(k + 1|k)$ auf die Regelstrecke gegeben und der Optimierungsprozess beginnt von neuem. Durch Störeinflüsse oder Unsicherheiten der Modelparameter können geringe Abweichungen zwischen der zum Zeitpunkt k vorhergesagten Regelgröße $\hat{\mathbf{y}}(k + 1|k)$ und der zum Zeitpunkt $k + 1$ erreichten Regelgröße $\mathbf{y}(k + 1|k + 1)$ entstehen. Durch die erneute Optimierung zum Zeitpunkt $k + 1$ wird der Regelkreis geschlossen und eine Abweichung von der Referenz kontinuierlich ausgeregelt.

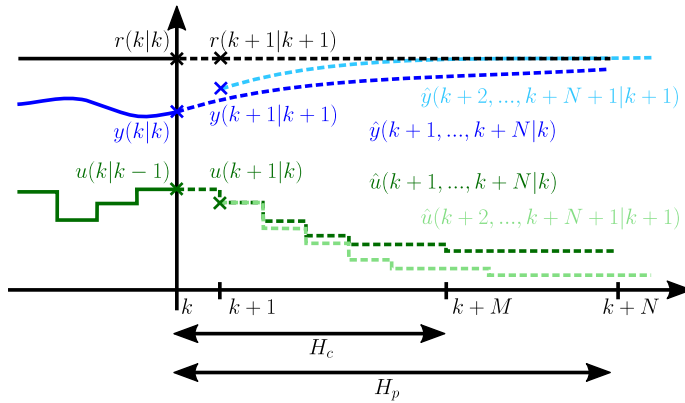


Abbildung 7.12: Allgemeine Arbeitsweise des MPC nach [24, modifiziert]

Die Struktur eines MPC wird durch die Kostenfunktion, die Beschränkungen und das Prädiktionsmodell festgelegt. Zur Realisierung der zuverlässigkeitsorientierten Regelung wird ein linearer MPC verwendet. Eine ausführliche Abgrenzung zwischen linearem und nichtlinearem MPC ist in [98] zu finden. Ein linearer MPC löst ein Optimierungsproblem in quadratischer Form nach Gleichung 7.13, wobei die Gewichtungsmatrizen $\mathbf{Q}$ und $\mathbf{R}$ positiv definit sein müssen. Weiterhin müssen die Beschränkungen $\mathbf{b}$ konvex definiert sein [118]. Als letzte Voraussetzung für einen linearen MPC muss auch ein lineares Prädiktionsmodell durch die Zustandsraum-Matrizen $\mathbf{A}$, $\mathbf{B}$, $\mathbf{C}$ und $\mathbf{D}$ angenommen werden.

$$J = \min_{\mathbf{x}, \mathbf{u}} \left\{ \sum_{k=0}^{N-1} \mathbf{x}^T(k) \mathbf{Q} \mathbf{x}(k) + \mathbf{u}^T(k) \mathbf{R} \mathbf{u}(k) \right\} \quad \text{sodass gilt:} \quad (7.13)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A} \mathbf{x}(k) + \mathbf{B} \mathbf{u}(k) \\ \mathbf{C} \mathbf{x}(k) + \mathbf{D} \mathbf{u}(k) &\leq \mathbf{b} \end{aligned}$$

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

In dieser Form liegt ein lösbares quadratisches Optimierungsproblem vor. Auf eine ausführliche Beschreibung des linearen MPC und dessen Abgrenzung zum nichtlinearen MPC wird an dieser Stelle verzichtet, weil mit Hilfe der linearen Form bereits eine zuverlässigkeitsorientierte Betriebsverhaltensregelung für eine trockene Reibkupplung umgesetzt werden kann.

7.2.3 Zuverlässigkeitsorientierte modellprädiktive Regelung

Zur Realisierung der Betriebsverhaltensregelung muss der Eingriff γ in die Kostenfunktion vom MPC integriert werden. Als naheliegender Schritt wird die Kostenfunktion aus einem Anteil zur Verschleißminimierung J_w und einem Anteil zur Diskomfortminimierung J_c zusammengesetzt.

$$J = \min_{x,u} \left\{ \sum_{k=0}^{N-1} J_w + (1 - \gamma) J_c \right\} \quad (7.14)$$

Die jeweiligen Anteile können über den Eingriff γ gewichtet werden. Entsprechend kann das Optimierungsziel in Abhängigkeit von γ variiert werden. Für einen praktischen Einsatz muss berücksichtigt werden, dass in der Kostenfunktion der Verschleiß oder der Komfort nicht vollständig vernachlässigt werden dürfen. Es muss zum einen der maximale Diskomfort $J_{c,max}$ begrenzt werden. Dazu wird eine Beschränkung des Gradienten des Kupplungsdrehmoments definiert. Zum anderen darf der Verschleiß nicht größer als $J_{w,max}$ werden, um eine Überlastung der Kupplung zu vermeiden. Dies ist gewährleistet, weil bei $\gamma = 0$ der Anteil zur Minimierung des Verschleißes J_w in der Kostenfunktion J bestehen bleibt. Es resultiert eine einstellbare Pareto-Front nach Abbildung 7.13 für $\gamma \in [0, 1]$.

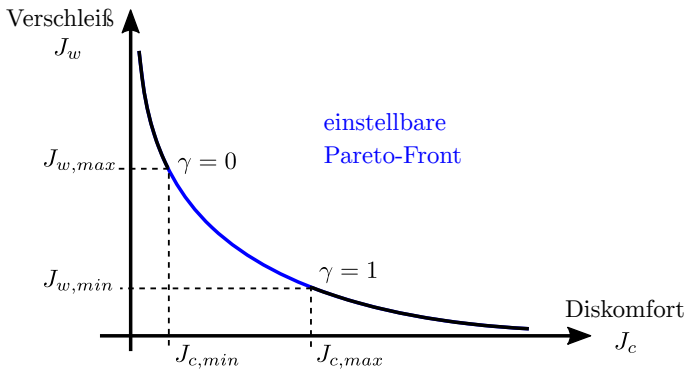


Abbildung 7.13: Resultierende Pareto-Front des zuverlässigkeitsorientierten MPC

7.2.3.1 Kosten für den Verschleiß

Zur Definition der Verschleißkosten eines linearen MPC kann eine nichtlineare Verschleißfunktion aus Kapitel 5 nicht verwendet werden. Stattdessen muss eine zum Verschleiß proportionale Zustandsgröße verwendet werden. Nach den Erkenntnissen aus [154] und [Bal18] wurde die Drehzahldifferenz als Zustandsgröße zur Definition der Verschleißkosten ausgewählt. Denn eine Minimierung der Drehzahldifferenz resultiert in einer geringeren Schleifdauer und damit nach Gleichung 5.1 auch in einer geringeren Reibungsenergie. Aufgrund der Proportionalität des Verschleißes zur Reibungsenergie (siehe Abschnitt 5.2.3.2) wird angenommen, dass eine Minimierung der Drehzahldifferenz gleichzeitig eine Verringerung des Verschleißes bedingt. Die Minimierung der Drehzahldifferenz wird mit Hilfe der Referenzverfolgung der jeweiligen Drehzahlen umgesetzt. Dabei werden normierte Zustandsgrößen verwendet, so dass das Minimierungsproblem dimensionslos formuliert werden kann.

$$\begin{aligned}\tilde{x}_1 &= \omega_e / (\text{rad/s}) \\ \tilde{x}_{1_{ref}} &= \omega_{e_{ref}} / (\text{rad/s}) \\ \tilde{x}_2 &= \omega_c / (\text{rad/s}) \\ \tilde{x}_{2_{ref}} &= \omega_{c_{ref}} / (\text{rad/s})\end{aligned}\tag{7.15}$$

Abhängig vom Konzept wird eine Referenz $\tilde{x}_{1_{ref}}$ für die normierte dimensionslose Motorwinkelgeschwindigkeit $\tilde{x}_1$ und eine Referenz $\tilde{x}_{2_{ref}}$ für die normierte dimensionslose Kupplungswinkelgeschwindigkeit $\tilde{x}_2$ in Abhängigkeit des vom Fahrer gewünschten Drehmoments eingestellt. Mit Hilfe der Referenzen der Winkelgeschwindigkeiten aus Gleichung 7.15 wird das Schließen der Kupplung nach Gleichung 7.16 erzwungen.

$$J_w = (\tilde{x}_{1_{ref}} - \tilde{x}_1)^2 Q_{w1} + (\tilde{x}_{2_{ref}} - \tilde{x}_2)^2 Q_{w2}\tag{7.16}$$

Beim kurbelwellenbasierten Anfahrregler wird $Q_{w1} = 1$ und $Q_{w2} = 0$ gewählt, während beim raddrehmomentbasierten Anfahrregler $Q_{w1} = 1$ und $Q_{w2} = 1$ gewählt wird.

7.2.3.2 Kosten für den Diskomfort

Zur Minimierung des Diskomforts sollen Torsionsschwingungen im Antriebsstrang vermieden werden. Torsionsschwingungen wirken sich auf die Beschleunigung des Fahrzeugs aus und können somit vom Fahrer als Diskomfort wahrgenommen werden. Die Ableitung der Beschleunigung des Fahrzeugs a_v ist

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

als Ruck j definiert, dessen Amplitude ein Maß für den Diskomfort darstellt und bei nachfolgenden Auswertungen berücksichtigt wird.

$$j = \frac{da_v}{dt} = r_v \frac{d^2\omega_v}{dt^2} = \frac{r_v}{v_{gd}} \frac{d^2\omega_c}{dt^2} \quad (7.17)$$

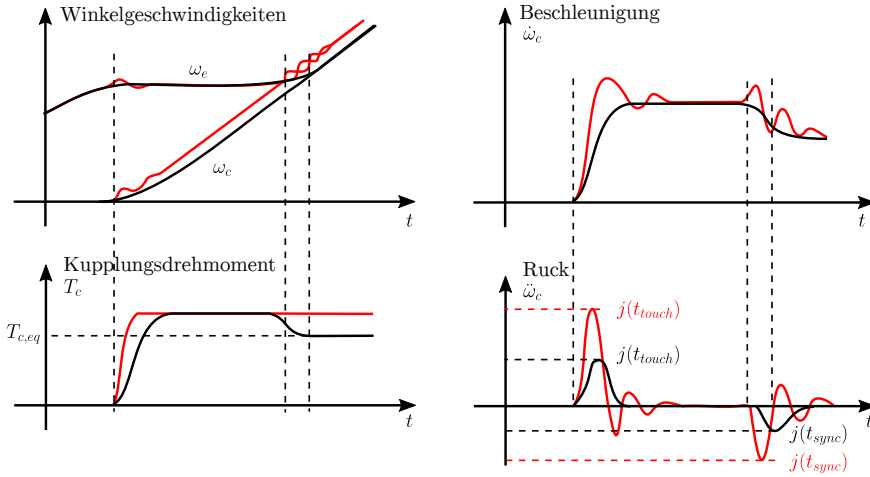


Abbildung 7.14: Darstellung zwei schematischer Anfahrvorgänge zur Visualisierung des Rucks j (schwarz - mit Diskomfortminimierung, rot - mit Verschleißminimierung)

Zur Bewertung des Komforts wird die Amplitude vom Ruck j beim Schleifpunkt $j(t_{touch})$ und beim Synchronisationspunkt $j(t_{sync})$ ausgewertet. In Abbildung 7.14 sind zwei Anfahrvorgänge mit und ohne Diskomfortminimierung schematisch dargestellt, wobei sich der Ruck im zweiten Fall deutlich verschlechtert.

Torsionsschwingungen werden nach Gleichung 2.11 durch eine Variation des Kupplungsdrehmoments oder der Eingangsmassenträgheit angeregt. Folglich müssen die Gradienten des Kupplungsdrehmoments $\dot{T}_c$ und der Eingangsmassenträgheit $\dot{I}_{in}$ gering gehalten werden. Der Gradient des Kupplungsdrehmoments $\dot{T}_c$ kann während der gesamten Schleifphase minimiert werden, indem die Differenzwinkelgeschwindigkeit des Torsionsdämpfers $\Delta\omega_{cg}$ minimiert wird. Dabei muss vor allem beim Schleifpunkt t_{touch} der Gradient des Kupplungsdrehmoments $\dot{T}_c$ gering sein. Denn beim Schleifpunkt t_{touch} wird das Kupplungsdrehmoment T_c auf den stehenden Abtriebsstrang übertragen, wodurch der Torsionsdämpfer ausgelenkt wird. Die Eingangsmassenträgheit I_{in} ändert sich nicht beim Schleifpunkt t_{touch} und muss in diesem Fall nicht berücksichtigt werden.

Beim Synchronisationspunkt t_{sync} muss beachtet werden, dass sich Kupplungsdrehmoment T_c und Eingangsmassenträgheit I_{in} sprunghaft ändern, weil durch den Zustandswechsel der Kupplung Unstetigkeiten entstehen. Nach den Gleichungen 2.11 und 2.16 ändert sich beim Zustandswechsel das Kupplungsdrehmoment (vorher $T_c = T_{cap}$, nachher $T_c = T_e$) und die Eingangsmassenträgheit (vorher $I_{in} = I_c$, nachher $I_{in} = I_e + I_c$). Der Einfluss der Unstetigkeiten kann verringert werden, wenn vor dem Synchronisieren der erwartete Gleichgewichtspunkt, welcher sich nach dem Synchronisieren ergibt, eingestellt wird. Dies resultiert in einer gegen Null strebenden Beschleunigung der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\dot{\omega}$ vor dem Einkuppeln und wird nach [48] als "No-Lurch" Bedingung benannt.

Folglich wird eine Minimierung der Torsionsschwingungen über zwei Maßnahmen gewährleistet:

- Minimierung der Differenzwinkelgeschwindigkeit des Torsionsdämpfers $\Delta\omega_{cg}$ beim Schleifpunkt t_{touch}
- Einstellen des Gleichgewichtspunkts des Kupplungsdrehmoments $T_{c,eq}$ vor dem Synchronpunkt t_{sync}

Minimierung von Torsionsschwingungen beim Schleifpunkt: Um die Minimierung der Differenzwinkelgeschwindigkeit des Torsionsdämpfers $\Delta\omega_{cg}$ zu berücksichtigen, wird $\Delta\omega_{cg}$ als Zustand im Prädiktionsmodell und in der Kostenfunktion vom MPC abgebildet.

Minimierung von Torsionsschwingungen beim Synchronpunkt: Zur Minimierung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang, reicht es nicht aus den Gradienten des Kupplungsdrehmoments $\dot{T}_c$ oder die Differenzwinkelgeschwindigkeit des Torsionsdämpfers $\Delta\omega_{cg}$ zu minimieren. Dies verringert Torsionsschwingungen zum Schleifpunkt und während der Schleifphase, aber nicht zum Synchronpunkt. Die Ursache ist der Zustandswechsel zum Synchronpunkt t_{sync} , welchen der MPC nicht prognostizieren kann.

Als Abhilfe gegen dieses Problem muss eine Anpassung des Kupplungsdrehmoments vor dem Synchronpunkt durchgeführt werden. Diese Anpassung wird gemäß einer "No-Lurch" Bedingung aus [53] vorgenommen. Nach [35] ist die "No-Lurch" Bedingung erfüllt, wenn die Werte vom Kupplungsdrehmoment T_c und Differenzwinkel des Torsionsdämpfers $\Delta\varphi_{cg}$ vor dem Synchronisieren den eingeschwungenen Werten nach dem Synchronisieren, welche als Gleichgewichtspunkte $T_{c,eq}$ und $\Delta\varphi_{cg,eq}$ bezeichnet werden, entsprechen. In diesem Fall werden Unstetigkeiten beim Zustandswechsel vermieden. In [35] werden die Gleichgewichtspunkte $T_{c,eq}$ und $\Delta\varphi_{cg,eq}$ in Abhängigkeit des Motordrehmoments T_e definiert, jedoch wurde das Lastdrehmoment T_L und

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

die Reibungsterme β_{an} und β_{ab} vernachlässigt. Es werden nachfolgend die Gleichgewichtspunkte $T_{c,eq}$ und $\Delta\varphi_{cg,eq}$ mit Berücksichtigung dieser Größen hergeleitet.

Zur Vermeidung von Torsionsschwingungen wird gefordert, dass die Differenzwinkelgeschwindigkeit am Torsionsdämpfer $\Delta\omega_{cg}$ sowie deren Ableitung $\Delta\dot{\omega}_{cg}$ bei der Synchronisation Null ist [35].

$$\Delta\omega_{cg} = \omega_c - \omega_g = \omega_c - v_{gd}\omega_v = 0 \quad (7.18)$$

$$\Delta\dot{\omega}_{cg} = \dot{\omega}_c - \dot{\omega}_g = \dot{\omega}_c - v_{gd}\dot{\omega}_v = 0 \quad (7.19)$$

Mit diesen Annahmen können die Gleichgewichtspunkte für eine schwingungsfreie Synchronisation hergeleitet werden. Dazu wird zuerst zur Bestimmung des Gleichgewichtspunkts des Kupplungsdrehmoments $T_{c,eq}$ die Gleichung 2.12 in 2.11 eingesetzt, so dass der Term des Torsionsdämpfers entfällt. Analog wird auch 2.16 in 2.17 eingesetzt. Es ergeben sich folgende Gleichungen mit ω_c^- vor der Synchronisation und ω_c^+ nach der Synchronisation.

$$(I_c + I_v/v_{gd}^2)\dot{\omega}_c^- = T_c - T_L/v_{gd} - \beta_{ab}\omega_c^- \quad (7.20)$$

$$(I_e + I_c + I_v/v_{gd}^2)\dot{\omega}_c^+ = T_e - T_L/v_{gd} - \beta_{an}\omega_c^+ - \beta_{ab}\omega_c^+ \quad (7.21)$$

Es wird $\omega_c = \omega_c^- = \omega_c^+$, sowie $T_c = T_{c,eq}$ angenommen. Zur vereinfachten Darstellung werden die Reibung und das wirkende Drehmoment für die Antriebs- und die Abtriebsseite nach Gleichung 7.22 und 7.23 zusammengefasst.

$$\tilde{T}_e = T_e - \beta_{an}\omega_c \quad (7.22)$$

$$\tilde{T}_L/v_{gd} = T_L/v_{gd} - \beta_{ab}\omega_c \quad (7.23)$$

Die Gleichungen 7.20 und 7.21 werden über $\dot{\omega}_c$ gleichgesetzt und nach $T_{c,eq}$ umgeformt. Folglich kann der Gleichgewichtspunkt für das Kupplungsdrehmoment $T_{c,eq}$ gemäß Gleichung 7.24 beschrieben werden.

$$T_{c,eq} = \frac{(I_c + I_v/v_{gd}^2)\tilde{T}_e + I_e\tilde{T}_L/v_{gd}}{I_e + I_c + I_v/v_{gd}^2} \quad (7.24)$$

Zur Bestimmung des Gleichgewichtspunkts für den Differenzwinkel des Torsionsdämpfers $\Delta\varphi_{cg,eq}$ werden die Gleichungen 2.16 und 2.17 nach $\dot{\omega}_c$ umgestellt und gleichgesetzt. Anschließend wird die resultierende Gleichung nach $\Delta\varphi_{cg,eq}$ umgeformt. Dabei wurde $\Delta\varphi_c = \Delta\varphi_{cg,eq}$ angenommen.

$$\Delta\varphi_{cg,eq} = \frac{I_v/v_{gd}^2\tilde{T}_e + (I_e + I_c)\tilde{T}_L/v_{gd}}{(I_e + I_c + I_v/v_{gd}^2)c} \quad (7.25)$$

In der Praxis ist die Einhaltung beider Gleichgewichtspunkte angesichts von Modell- und Messunsicherheiten nicht zu garantieren. Daher wird beim MPC-Entwurf nur der Gleichgewichtspunkt für das Kupplungsdrehmoment $T_{c,eq}$ berücksichtigt, weil dies eine Annäherung des Differenzwinkels an dessen Gleichgewichtspunkt $\Delta\varphi_{cg,eq}$ erzwingt. Folglich kann die “No-Lurch” Bedingung erfüllt werden, wenn das Kupplungsdrehmoment T_c bereits kurz vor der Synchronisation gemäß des Gleichgewichtspunkts $T_{c,eq}$ eingestellt wird.

Minimierung von Torsionsschwingungen mittels zeitlicher Gewichtung: Es ergeben sich zur Berücksichtigung der Torsionsschwingungen die folgenden Kosten:

$$J_c = (\tilde{x}_{5_{ref}} - \tilde{x}_5)^2 Q_{c1} + (\tilde{x}_{6_{ref}} - \tilde{x}_6)^2 Q_{c2} \quad (7.26)$$

Die Zustände $\tilde{x}_5$ und $\tilde{x}_6$ entsprechen der normierten Differenzwinkelgeschwindigkeit über dem Torsionsdämpfer und der normierten Abweichung des Kupplungsdrehmoments vom Gleichgewichtspunkt beim Synchronisieren.

$$\begin{aligned} \tilde{x}_5 &= \Delta\omega_{cg} / (\text{rad/s}) \\ \tilde{x}_{5_{ref}} &= 0 / (\text{rad/s}) \\ \tilde{x}_6 &= T_c / (\text{Nm}) \\ \tilde{x}_{6_{ref}} &= T_{c,eq} / (\text{Nm}) \end{aligned} \quad (7.27)$$

Die Gewichte Q_{c1} und Q_{c2} werden, wie in Abbildung 7.15 gezeigt, mithilfe der Zustandsgrößen zeitlich gewichtet. Diese zeitliche Gewichtung ist notwendig, weil der MPC einen festen Prädiktionshorizont H_p besitzt, welcher kleiner als die variable Schleifdauer t_{slip} ist und somit eine Optimierung über den gesamten Anfahrvorgang nicht immer garantieren kann. Um dennoch ein optimales Anfahrverhalten zu erreichen, wird der Anfahrvorgang in drei Phasen unterschiedlich optimiert. Zuerst werden beim Schleifpunkt Torsionsschwingungen minimiert. Anschließend wird Verschleiß während der Schleifphase minimiert. Zuletzt werden kurz vor dem Synchronisieren wieder Torsionsschwingungen minimiert. Dabei sollen über Q_{c1} die Torsionsschwingungen beim Schleifpunkt t_{touch} und über Q_{c2} die Torsionsschwingungen am Synchronpunkt t_{sync} minimiert werden. Die zeitliche Gewichtung wird wie folgt definiert:

$$Q_{c1}(\tilde{x}_2) = \alpha_{Q0} \cdot (\alpha_{Q1})^{\tilde{x}_2} \quad (7.28)$$

$$Q_{c2}(\tilde{x}_1 - \tilde{x}_2) = \frac{\alpha_{Q2}}{\tilde{x}_1 - \tilde{x}_2} \quad (7.29)$$

Die Parameter α_{Q0} , α_{Q1} und α_{Q2} sind anwendungsspezifisch zu bestimmen. Dabei kann zur Bestimmung der Parameter eine heuristische Vorgehensweise

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

oder besser eine automatisierte Vorgehensweise mit Hilfe eines Optimierers, wie beispielsweise in [Lu18], gewählt werden.

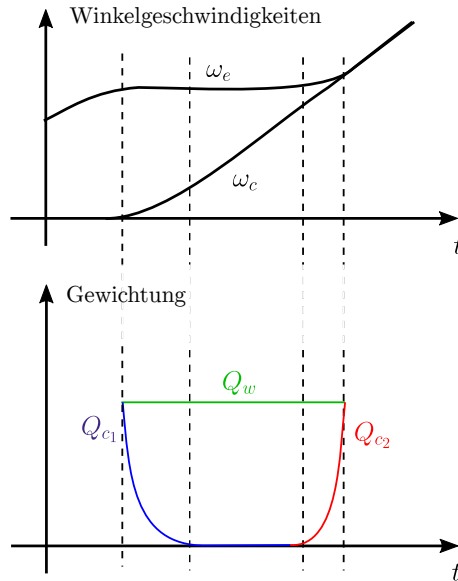


Abbildung 7.15: Idealisierter Anfahrvorgang mit zeitlicher Gewichtung der Kostenfunktion

7.2.4 Prädiktionsmodell der modellprädiktiven Regelung

Das Prädiktionsmodell stellt eine Erweiterung des Antriebsstrangmodells aus Abschnitt 2.2.1 dar und resultiert aus der im Abschnitt 7.2.3 vorgeschlagenen Kostenfunktion zur Verschleiß- und Diskomfortminimierung. Es stellt die Basis für eine optimale Anfahrregelung mittels MPC dar.

Um die Minimierung der Torsionsschwingungen zu erlauben, werden zwei künstliche Zustände x_5 und x_6 eingeführt. Zusätzlich wird die Dynamik der Kupplungsregelung durch ein PT1-Glied durch den künstlichen Zustand x_7 abgebildet (siehe Abschnitt 2.2.5).

- x_5 Differenzwinkelgeschwindigkeit des Torsionsdämpfers
- x_6 Gleichgewichtspunkt für das Kupplungsdrehmoment nach der Synchronisation
- x_7 PT1-Dynamik der Kupplungsregelung

7.2 Zuverlässigkeitsorientierte Betriebsverhaltensregelung

Die Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega_{cg}$ ergibt sich aus der Differenz der Winkelgeschwindigkeiten vor ω_c und nach dem Torsionsdämpfer ω_g aus dem Antriebsstrangmodell in Abschnitt 2.2.1.

$$\begin{aligned} x_5 &= x_2 - x_4 = \Delta\omega_{cg} \\ \dot{x}_5 &= \dot{x}_2 - \dot{x}_4 \end{aligned} \quad (7.30)$$

Weiterhin wird mit x_6 die Differenz zwischen dem Gleichgewichtspunkt des Kupplungsdrehmoments $T_{c,eq}$ und dem Kupplungsdrehmoment T_c gebildet. Zur Minimierung von Torsionsschwingungen versucht der optimale Regler x_5 und x_6 gegen Null zu regeln. $T_{c,eq}$ wird dabei nach Gleichung 7.24 bestimmt.

$$\begin{aligned} x_6 &= \int (T_c^* - T_{c,eq}) dt = \Theta \\ \dot{x}_6 &= T_c^* - T_{c,eq} \end{aligned} \quad (7.31)$$

Das verzögerte Kupplungsdrehmoment T_c^* wird nach Gleichung 2.49 als PT1-Glied modelliert und durch den Zustand x_7 abgebildet.

$$\begin{aligned} x_7 &= T_c^* \\ \dot{x}_7 &= -\frac{1}{\tau_c} x_7 + \frac{1}{\tau_c} T_c \end{aligned} \quad (7.32)$$

Das Vorgehen zur Modellierung der Dynamik der Kupplungsregelung kann auch auf die Motordrehmomentregelung übertragen werden. Dazu müsste der Zusammenhang aus Gleichung 7.32 auch auf das Motordrehmoment T_e übertragen werden. Die Abbildung der Motordynamik wäre notwendig, wenn zwischen geschätztem Motordrehmoment und auf dem Antriebsstrang anliegenden Motordrehmoment eine Verzögerung von mehr als einem Abtastschritt, also 10 ms, vorliegt. In der Regel ist dies zu erwarten, wenn TCU und ECU mittels CAN-Bus verbunden sind. Da beim Getriebeprüfstand der Verbrennungsmotor durch eine elektrische Maschine simuliert wird, ist die Verzögerung vernachlässigbar. Daher wird die Motordynamik nicht modelliert.

7.2.4.1 Zustandsraumdarstellung: offene und schleifende Kupplung

Zur Bildung einer Zustandsraumdarstellung werden die Zustands- und Steuergrößen in Gleichung 7.33 und 7.34 festgelegt.

$$\mathbf{u} = [T_e, T_c, T_L] \quad (7.33)$$

$$\mathbf{x} = [\omega_e, \omega_c, \Delta\varphi_{cg}, \omega_g, \Delta\omega_{cg}, \Theta, T_c^*] \quad (7.34)$$

Wobei nur T_c als steuerbar angenommen wird. T_e und T_L werden somit als Störgrößen aufgefasst. Die Zuordnung der Steuer- und Störgrößen gilt für

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

den kurbelwellendrehmomentbasierten Ansatz. Beim raddrehmomentbasierten Ansatz ist T_e ebenfalls eine Steuergröße.

Als Regelgröße werden zur Abbildung der Kostenfunktion aus Abschnitt 7.2.3 vier Zustände benötigt.

$$\mathbf{y} = [\omega_e, \omega_c, \Delta\omega_{cg}, \Theta] \quad (7.35)$$

Die Matrizen für die Zustandsraumdarstellung ergeben sich aus der Kombination des Antriebsstrangmodells nach den Gleichungen 2.10, 2.11, 2.12 und 2.14 sowie den zugefügten Zuständen nach den Gleichungen 7.30, 7.31 und 7.32.

$$\mathbf{A}_{sl} = \begin{bmatrix} -\beta_{an}/I_e & 0 & 0 \\ 0 & -d/I_c & -c/I_c \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & dv_{gd}^2/I_v & cv_{gd}^2/I_v & \dots \\ 0 & -d/I_c - dv_{gd}^2/I_v & -c/I_c - cv_{gd}^2/I_v \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.36)$$

$$\dots \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -1/I_e \\ d/I_c & 0 & 0 & 1/I_c \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ -(d + \beta_{ab})v_{gd}^2/I_v & 0 & 0 & 0 \\ d/I_c + (d + \beta_{ab})v_{gd}^2/I_v & 0 & 0 & 1/I_c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -1/\tau_c \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_{sl} = \begin{bmatrix} 1/I_e & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -(I_c + I_v/v_{gd}^2)/(I_{an} + I_v/v_{gd}^2) & 0 \\ 0 & 1/\tau_c \end{bmatrix} \quad (7.37)$$

$$\dots \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -v_{gd}/I_v \\ v_{gd}/I_v \\ -(I_e/v_{gd})/(I_{an} + I_v/v_{gd}^2) \\ 0 \end{bmatrix}$$

7.2 Zuverlässigkeitsorientierte Betriebsverhaltensregelung

$$\mathbf{C}_{sl} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.38)$$

$$\mathbf{D}_{sl} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.39)$$

Die zusätzlichen Zustände x_5 und x_6 haben keine Wirkung auf die restlichen Systemzustände, sondern können nur zur Minimierung des Diskomforts genutzt werden. Das äußert sich darin, dass die vorvorletzte und vorletzte Spalte der A-Matrix nur mit Nullen definiert wurden.

7.2.4.2 Zustandsraumdarstellung: geschlossene Kupplung

Beim geschlossenen Fall entfällt der Zustand ω_e aus der Zustandsraumdarstellung, da Kupplungs- und Motorgeschwindigkeit gleich sind ($\omega_e = \omega_c$). Zudem sind die Massenträgheit des Schwungrads und der Kupplungsscheibe im geschlossenen Fall steif verbunden und werden als $(I_e + I_c) = I_{an}$ zusammengefasst. Es ergibt sich analog aus den Gleichungen 2.16 und 2.17 sowie 7.30, 7.31 und 7.32 die nachfolgende Zustandsraumdarstellung für die geschlossene Kupplung.

$$\mathbf{x} = [\omega_c, \Delta\varphi_{cg}, \omega_g, \Delta\omega_{cg}, \Theta, T_c^*] \quad (7.40)$$

$$\mathbf{y} = [\omega_c, \Delta\omega_{cg}, \Theta] \quad (7.41)$$

$$\mathbf{A}_{en} = \begin{bmatrix} -(d + \beta_{an})/I_{an} & -c/I_{an} & & & \\ 1 & 0 & & & \\ dv_{gd}^2/I_v & cv_{gd}^2/I_v & & & \dots \\ -(d + \beta_{an})/I_{an} - dv_{gd}^2/I_v & -c/I_{an} - cv_{gd}^2/I_v & & & \\ 0 & 0 & & & \\ 0 & 0 & & & \\ d/I_{an} & 0 & 0 & 0 & \\ -1 & 0 & 0 & 0 & \\ \dots & -(d + \beta_{ab})v_{gd}^2/I_v & 0 & 0 & 0 \\ d/I_{an} + (d + \beta_{ab})v_{gd}^2/I_v & 0 & 0 & 0 & \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \\ 0 & 0 & 0 & -1/\tau_c & \end{bmatrix} \quad (7.42)$$

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

$$\mathbf{B}_{\text{en}} = \begin{bmatrix} 1/I_{an} & 0 & 0 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \\ 0 & 1/I_{an} & 0 & \\ -(I_c + I_v/v_{gd}^2)/(I_{an} + I_v/v_{gd}^2) & 0 & 0 & \\ 0 & 1/\tau_c & 0 & \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots \\ 0 & 0 & 0 & \\ 0 & 0 & 0 & \\ \dots & -v_{gd}/I_v & v_{gd}/I_v & \\ & v_{gd}/I_v & -(I_c/v_{gd})/(I_{an} + I_v/v_{gd}^2) & \\ & 0 & 0 & \end{bmatrix} \quad (7.43)$$

$$\mathbf{C}_{\text{en}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.44)$$

$$\mathbf{D}_{\text{en}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.45)$$

7.2.5 Bewertung des zuverlässigkeitsorientierten Anfahrreglers

Für den Einsatz der Anfahrregelung am Getriebeprüfstand wird in diesem Abschnitt untersucht, ob das vorgeschlagene Konzept die nötigen Voraussetzungen bezüglich Stabilität und Robustheit erfüllt.

7.2.5.1 Stabilität

Lösbarkeit: Bevor die Stabilität des MPC nachgewiesen werden kann, muss zuerst die Lösbarkeit des Optimierungsproblems betrachtet werden. Dazu wird üblicherweise garantiert, dass das Optimierungsproblem innerhalb des Zustandsraums lösbar ist und auch zukünftig lösbar bleibt.

Ein lösbarer Zustandsraum X_N wird in Form einer konvexen Hülle definiert. Demnach werden als lösbarer Zustandsraum X_N alle initialen Zustände bezeichnet, welche bei der Anwendung des Optimierungsproblems innerhalb des Prädiktionshorizonts $k < N$ den beschränkten Zustandsraum nicht mehr verlassen.

Die Beschränkungen werden als konvexe Ungleichungen durch $\mathbf{b}$ beschrieben [158] und werden beim Reglerentwurf als Parameter hinterlegt.

$$X_N := \{\mathbf{x} | \exists [\mathbf{u}(k=0), \dots, \mathbf{u}(k=N-1)]$$

sodass gilt: (7.46)

$$\mathbf{C}\mathbf{x}(k) + \mathbf{D}\mathbf{u}(k) \leq \mathbf{b}, k = 1, \dots, N\}$$

Zur Bestimmung eines lösbaren Zustandsraums wird dieser zuerst dem beschränkten Zustandsraum gleichgesetzt. Anschließend wird überprüft, ob die initialen Zustände im beschränkten Zustandsraum innerhalb des Prognosezeitraums $k < N$ verbleiben. Falls dies nicht der Fall ist, so wird der Zustandsraum schrittweise verkleinert, bis ein invarianter Zustandsraum gefunden wurde.

In der Praxis wird üblicherweise die Lösbarkeit mithilfe weicher Beschränkungen (Soft-Constraints) garantiert [99]. Im Gegensatz zu harten Beschränkungen (Hard-Constraints) wird ein Überschreiten der Beschränkung erlaubt, aber gleichzeitig stark bestraft.

Stabilität: Die Lösbarkeit des Optimierungsproblems ist eine Voraussetzung für die Stabilität des geschlossenen Regelkreises. Um die Stabilität zu beweisen, muss nachgewiesen werden, dass die Kostenfunktion einer Lyapunov-Funktion entspricht. Eine Lyapunovfunktion ist eine skalare Funktion V , welche positiv definit ist und deren Ableitung $\dot{V}$ negativ definit ist.

Nach der Idee von Lyapunov muss bewiesen werden, dass die Änderung zwischen der aktuellen Kostenfunktion $J(\mathbf{x}(k))$ und der Kostenfunktion zum nächsten Zeitpunkt $J(\mathbf{x}(k+1))$ positiv ist. Davon ausgehend kann die Kostenfunktion als Lyapunov-Funktion verstanden werden und das System gilt als stabil [99].

$$J(\mathbf{x}(k)) - J(\mathbf{x}(k+1)) > 0 \quad (7.47)$$

Um nachzuweisen, dass J eine Lyapunov-Funktion ist und somit das System stabil ist, wird die direkte Methode aus [96] verwendet. Die direkte Methode beruht darauf, dass die Stabilität mithilfe von Endbeschränkungen (engl.: Terminal constraints) X_f und einer Gewichtung der Endkosten (engl.: Terminal costs) $\mathbf{Q}_N$ auch außerhalb des Prädiktionshorizonts $k \geq N$ garantiert wird. Diese Endbeschränkungen und Endkostengewichtung werden rechnerisch ermittelt, sodass die Gleichung 7.47 gilt.

Stabilitätsbeweis mittels direkter Methode: Um den lösbaren Zustandsraum X_N bei gleichzeitiger Konvergenz in einer Ruhelage einzuhalten, muss das Op-

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

timierungsproblem neben den Beschränkungen $\mathbf{b}$ um die Endbeschränkungen X_f und die Endkostengewichtung $\mathbf{Q}_N$ erweitert werden.

$$J = \min_{\mathbf{x}, \mathbf{u}} \left\{ \sum_{k=0}^{N-1} \mathbf{x}(k)^T \mathbf{Q} \mathbf{x}(k) + \mathbf{u}(k)^T \mathbf{R} \mathbf{u}(k) + \mathbf{x}(N)^T \mathbf{Q}_N \mathbf{x}(N) \right\}$$

sodass gilt:

(7.48)

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A} \mathbf{x}(k) + \mathbf{B} \mathbf{u}(k) \\ \mathbf{C} \mathbf{x}(k) + \mathbf{D} \mathbf{u}(k) &\leq \mathbf{b} \\ \mathbf{x}(N) &\in X_f \end{aligned}$$

Nach der Idee von Lyapunov gilt das Regelungsproblem als stabil, wenn ein invarianter Zustandsraum um ein Gleichgewichtspunkt nicht mehr verlassen wird. Die Endbeschränkung X_f definiert diesen invarianten Zustandsraum für alle Zeitpunkte, also auch außerhalb des Prädiktionshorizonts $k \geq N$. Dieses Konzept ist in Abbildung 7.16 illustriert. Zur Bestimmung der unbekannten Endbeschränkungen X_f und Gewichtung der Endkosten $\mathbf{Q}_N$ wird das Optimierungsproblem in zwei Teilprobleme geteilt. Das erste Problem gilt bis zum Prädiktionshorizont $k < N$ und wird in Gleichung 7.49 definiert. In diesem Problem sind die Beschränkungen $\mathbf{b}$ aktiv und der Regler garantiert, dass der Zustand $\mathbf{x}$ im lösbaren Zustandsraum X_N verbleibt.

$$J_1 = \min_{\mathbf{x}, \mathbf{u}} \left\{ \sum_{k=0}^{N-1} \mathbf{x}(k)^T \mathbf{Q} \mathbf{x}(k) + \mathbf{u}(k)^T \mathbf{R} \mathbf{u}(k) \right\}$$

sodass gilt:

(7.49)

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A} \mathbf{x}(k) + \mathbf{B} \mathbf{u}(k) \\ \mathbf{C} \mathbf{x}(k) + \mathbf{D} \mathbf{u}(k) &\leq \mathbf{b} \end{aligned}$$

Das zweite Problem in Gleichung 7.50 gilt ab dem Prädiktionshorizont $k \geq N$. Der Regler kann in Gleichung 7.50 als unbeschränkter LQR (engl.: Linear quadratic regulator) mit unendlichem Prädiktionshorizont verstanden werden. Allerdings besitzt dieser zusätzlich Endkosten $\mathbf{x}(N)^T \mathbf{Q}_N \mathbf{x}(N)$ und Endbeschränkungen X_f , welche erzwingen, dass der Zustand $\mathbf{x}$ auch für $k \geq N$ in diesem invarianten Zustandsraum verbleibt. Letztendlich muss durch die Wahl des Prädiktionshorizonts N gewährleistet werden, dass der Zustand $\mathbf{x}$ die Endbeschränkungen X_f spätestens nach $k = N$ Schritten erreicht.

Da es sich beim zweiten Problem in Gleichung 7.50 um einen LQR handelt, kann die Gewichtung der Endkosten $\mathbf{Q}_N$ über die diskrete algebraische Riccati-Gleichung ermittelt werden [92]. X_f wird berechnet, indem von einem konvexen Polytop ausgegangen wird. Dabei bildet das initiale konvexe Polytop eine Menge ab, welche aus den Beschränkungen $\mathbf{b}$ resultiert. Diese Menge wird

iterativ verkleinert bis die Zustandsgrößen den Zustandsraum nicht mehr verlassen und somit die invariante Menge X_f bestimmt wurde.

$$J_2 = \min_{\mathbf{x}, \mathbf{u}} \left\{ \sum_{k=N}^{\infty} \mathbf{x}(k)^T \mathbf{Q} \mathbf{x}(k) + \mathbf{u}(k)^T \mathbf{R} \mathbf{u}(k) + \mathbf{x}(N)^T \mathbf{Q}_N \mathbf{x}(N) \right\}$$

sodass gilt: (7.50)

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A} \mathbf{x}(k) + \mathbf{B} \mathbf{u}(k) \\ \mathbf{x}(N) &\in X_f \end{aligned}$$

Der resultierende Regler nach Gleichung 7.48 hält die Zustände mit Hilfe von X_f und $\mathbf{Q}_N$ im invarianten Zustandsraum und garantiert somit die Stabilität. Das in Gleichung 7.48 vorgestellte MPC-Problem entspricht einer quadratischen Form und kann durch Gleichung 7.51 generalisiert werden, indem die Kostenfunktion J ohne Endkosten als J_N definiert und der Anteil mit Endkosten als J_F definiert wird.

$$\begin{aligned} J_N(\mathbf{x}, \kappa_f(\mathbf{x})) &= \mathbf{x}(k)^T \mathbf{Q} \mathbf{x}(k) + \mathbf{u}(k)^T \mathbf{R} \mathbf{u}(k) \\ J_f(\mathbf{x}(N)) &= \mathbf{x}(N)^T \mathbf{Q}_N \mathbf{x}(N) \end{aligned} \quad (7.51)$$

Zusammenfassend ergeben sich vier Annahmen für die Gewährleistung der Stabilität eines MPC mit der direkten Methode [96].

1. Die Kostenfunktion J muss positiv definit sein.
2. Die Endbeschränkungen X_f müssen durch das Regelgesetz κ_f invariant sein.

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A} \mathbf{x}(k) + \mathbf{B} \kappa_f(\mathbf{x}(k)) \in X_f, \forall \mathbf{x} \in X_f \quad (7.52)$$

3. Die Endbeschränkungen X_f müssen innerhalb der Mengen beschränkten Zustandsgrößen $\mathbb{X}$ und Steuergrößen $\mathbb{U}$ liegen.

$$X_f \subseteq \mathbb{X}, \kappa_f(\mathbf{x}) \in \mathbb{U}, \forall \mathbf{x} \in X_f \quad (7.53)$$

4. Die Endkosten J_f sind eine Lyapunov Funktion innerhalb der Endbeschränkungen X_f .

$$J_f(\mathbf{x}(k+1)) - J_f(\mathbf{x}(k)) \leq -J_N(\mathbf{x}, \kappa_f(\mathbf{x})), \forall \mathbf{x} \in X_f \quad (7.54)$$

Offen ist beim Stabilitätsbeweis mittels direkter Methode die Wahl des Prädiktionshorizont N . In [112] wird beispielsweise eine Methode zur optimalen

Wahl dieses Parameters vorgestellt. Alternativ kann schrittweise der Prädiktionshorizont reduziert werden und die Stabilität erneut überprüft werden. Sobald keine Stabilität mehr erreicht werden kann, wird der vorherige Wert des Prädiktionshorizonts N als minimaler Wert angenommen.

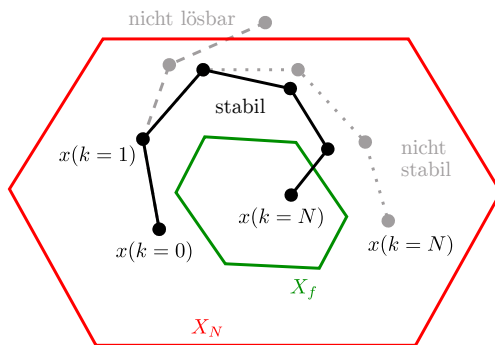


Abbildung 7.16: Darstellung des lösbaren Zustandsraums X_N mit stabilisierender Endbeschränkung X_f

Stabilität des Anfahrreglers: Zum Nachweis der Stabilität des MPC-Anfahrreglers wurde in Matlab die Multi-Parametric Toolbox [62] und YALMIP [89] verwendet. Es wurden die Endbeschränkungen X_f und die Gewichtung der Endkosten Q_N für unterschiedliche Werte von γ bestimmt. Die resultierenden Matrizen für $\gamma = 1$ und $\gamma = 0$ sind im Anhang E dargestellt.

Es stellte sich heraus, dass für alle Zustände bis auf den Differenzwinkel x_3 die Beschränkungen $\mathbf{b}$ bereits eine invariante Menge darstellen und folglich den Endbeschränkungen X_f entsprechen. Weiterhin sind die Endbeschränkungen X_f unabhängig von γ . Bei der Gewichtung der Endkosten Q_N ist der Einfluss der Zustände x_5 und x_6 , welche zur Minimierung des Diskomforts genutzt werden, ebenfalls von γ unabhängig. Folglich können die Endkosten Q_N für $\gamma = 0$, welche die Stabilität im Extremfall der Diskomfortminimierung garantieren, weiter verwendet werden. Somit wird für die Endbeschränkungen X_f und für die Gewichtung der Endkosten $Q_N(\gamma = 0)$ ein stabiles Regelverhalten angenommen.

Als Prädiktionshorizont N wurde für den Stabilitätsnachweis ein Wert von 20 angenommen. Das entspricht einer Zeit von 200 ms bei einer Abtastrate von 10 ms. Der MPC konnte mit diesem Prädiktionshorizont auf der TCU ausgeführt werden. Eine Reduzierung des Prädiktionshorizonts mit erneutem Stabilitätsnachweis war daher nicht nötig.

Der durchgeführte Stabilitätsnachweis beruht auf einer Vereinfachung, denn die Zustandswechsel zwischen schleifender und geschlossener Kupplung wur-

den nicht betrachtet. Dies ist gerechtfertigt, weil der MPC nur in der Schleifphase eingesetzt wird. Der Anfahrregler wird im geschlossenen Zustand in die Überanpressung gezwungen, um nach dem Zustandswechsel ein stabiles Verhalten zu garantieren. Weiterhin gilt die Vorgehensweise aus [96] zum Nachweis der Stabilität mit der direkten Methode nur für lineare MPC. Der vorgestellte Ansatz nach Gleichung 7.28 und 7.29 besitzt zeitvariante Gewichte in der Kostenfunktion. Damit ähnelt das vorgestellte Konzept einem MPC mit nichtlinearer Kostenfunktion (engl.: Economic MPC) [39]. Aufgrund der festgestellten Unabhängigkeit der Endbeschränkungen X_f und die Gewichtung der Endkosten Q_N von γ ist der Stabilitätsnachweis mit der direkten Methode trotzdem anwendbar.

7.2.5.2 Robustheit

Ein MPC kann Referenzgrößen ohne Offset einhalten, wenn keine Unsicherheiten oder Störungen auftreten. In der Praxis muss beides jedoch berücksichtigt werden. Zur Kompensation von Modellparameterunsicherheiten, Störgrößen und Messrauschen werden drei Störgrößenmodelle verwendet [120], [140]:

- Eingangsstörgrößenmodell d (Unsicherheiten der Modellparameter und Steuergrößen)
- Ausgangsstörgrößenmodell y_{od} (Unsicherheiten der Regelgrößen)
- Messrauschenmodell y_n (Messrauschen der Regelgrößen)

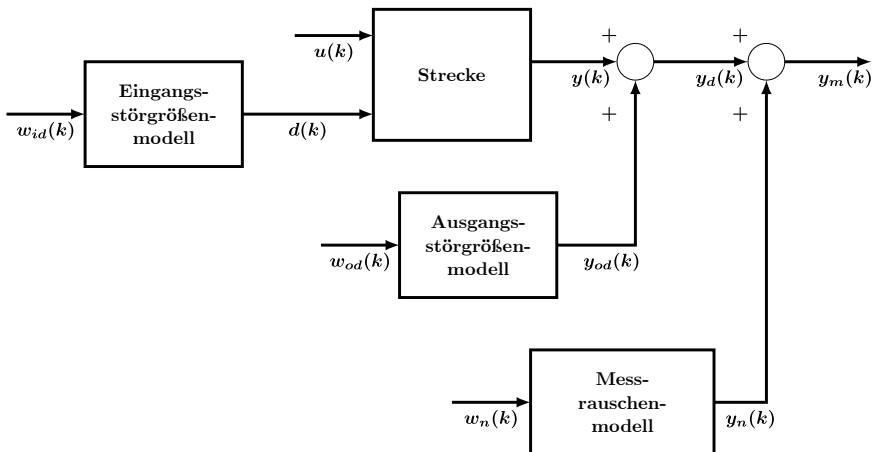


Abbildung 7.17: MPC-Störgrößenmodellstruktur

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

Durch Berücksichtigung geeigneter Störgrößenmodelle im Zustandsbeobachter, ist der MPC in der Lage Referenzgrößen robust einzuhalten. Die Wahl eines geeigneten Störgrößenmodells muss gemäß der erwarteten Dynamik der Störung erfolgen. Als einfachster Ansatz wird ein konstantes Störgrößenmodell mit Rauschanteil verwendet [7], [140]. Störgrößenmodelle höherer Ordnung können das Regelverhalten verbessern, sind aber nur möglich, wenn das gesamte System beobachtbar bleibt [120]. Störungen auf Streckeneingänge sowie auf Streckenausgänge und Messrauschen am Streckenausgang können gemäß Abbildung 7.17 modelliert werden. Zur Definition der Störgrößenmodelle wird die folgende Zustandsraumdarstellung verwendet.

$$\begin{aligned}
 \mathbf{x}_{\text{id}}(k+1) &= \mathbf{A}_{\text{id}}\mathbf{x}_{\text{id}}(k) + \mathbf{B}_{\text{id}}\mathbf{w}_{\text{id}}(k) \\
 \mathbf{d}(k) &= \mathbf{C}_{\text{id}}\mathbf{x}_{\text{id}}(k) + \mathbf{D}_{\text{id}}\mathbf{w}_{\text{id}}(k) \\
 \\
 \mathbf{x}_{\text{od}}(k+1) &= \mathbf{A}_{\text{od}}\mathbf{x}_{\text{od}}(k) + \mathbf{B}_{\text{od}}\mathbf{w}_{\text{od}}(k) \\
 \mathbf{y}_{\text{od}}(k) &= \mathbf{C}_{\text{od}}\mathbf{x}_{\text{od}}(k) + \mathbf{D}_{\text{od}}\mathbf{w}_{\text{od}}(k) \\
 \\
 \mathbf{x}_{\text{n}}(k+1) &= \mathbf{A}_{\text{n}}\mathbf{x}_{\text{n}}(k) + \mathbf{B}_{\text{n}}\mathbf{w}_{\text{n}}(k) \\
 \mathbf{y}_{\text{n}}(k) &= \mathbf{C}_{\text{n}}\mathbf{x}_{\text{n}}(k) + \mathbf{D}_{\text{n}}\mathbf{w}_{\text{n}}(k)
 \end{aligned} \tag{7.55}$$

Dabei werden $\mathbf{w}_{\text{od}}$, $\mathbf{w}_{\text{id}}$ und $\mathbf{w}_{\text{n}}$ als weißes normalverteiltes Rauschen mit einer Standardabweichung von 1 definiert. Die Zustandsraumdarstellungen der drei Störgrößenmodelle sind mit unterschiedlichen Indizes gemäß Abbildung 7.17 definiert.

Auf Basis des Antriebsstrangmodells und der Störgrößenmodelle kann ein Zustandsbeobachter, in Form eines Kalman-Filters, entworfen werden [94]. Der Filterentwurf erfolgt für die zusammengesetzte Zustandsraumdarstellung aller Modelle aus Gleichung 7.56 gemäß Abbildung 7.17.

Dabei beschreibt die Matrix $\mathbf{B}_{\text{d}} = [\mathbf{B}(1,:), \mathbf{B}(3,:)]$ den Einfluss der unbekannten Eingangsstörgrößen T_e und T_L auf die Zustandsgrößen des Antriebsstrangmodells.² Der Zusammenhang zwischen der steuerbaren Stellgröße T_c und den Zustandsgrößen des Antriebsstrangmodells wird durch $\mathbf{B}_{\text{u}} = [\mathbf{B}(2,:)]$ beschrieben.

$$\begin{aligned}
 \mathbf{A}_{\text{obs}} &= \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B}_{\text{d}}\mathbf{C}_{\text{id}} & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{A}_{\text{id}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{A}_{\text{od}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{A}_{\text{n}} \end{bmatrix} & \mathbf{C}_{\text{obs}} &= [\mathbf{C} \quad 0 \quad \mathbf{C}_{\text{od}} \quad \mathbf{C}_{\text{n}}] \\
 \\
 \mathbf{B}_{\text{obs}} &= \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{\text{u}} & \mathbf{B}_{\text{d}}\mathbf{D}_{\text{id}} & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{B}_{\text{id}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{B}_{\text{od}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{B}_{\text{n}} \end{bmatrix} & \mathbf{D}_{\text{obs}} &= \begin{bmatrix} \mathbf{D} & 0 & \mathbf{D}_{\text{od}} & \begin{bmatrix} \mathbf{D}_{\text{n}} \\ 0 \end{bmatrix} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{7.56}$$

²Die unbekannte Störgröße ist $\mathbf{d} = \mathbf{C}_{\text{id}}\mathbf{x}_{\text{id}}$. Daher resultiert $\mathbf{B}_{\text{d}}\mathbf{C}_{\text{id}}$ als Eintrag in der Matrix $\mathbf{A}_{\text{obs}}$.

7.2 Zuverlässigkeitsorientierte Betriebsverhaltensregelung

Die für den Entwurf des Kalmanfilters benötigten Kovarianzmatrizen für das Prozessrauschen Ω_Q , das Messrauschen Ω_R und deren Kombination Ω_N werden nach Gleichung 7.57 bestimmt [155].

$$\begin{aligned}\Omega_Q &= \text{Cov}(\mathbf{B}_{\text{obs}} \mathbf{w} \mathbf{w}^T \mathbf{B}_{\text{obs}}^T) = \mathbb{E}(\mathbf{B}_{\text{obs}} \mathbf{w} \mathbf{w}^T \mathbf{B}_{\text{obs}}^T) \\ \Omega_R &= \text{Cov}(\mathbf{D}_{\text{obs}} \mathbf{w} \mathbf{w}^T \mathbf{D}_{\text{obs}}^T) = \mathbb{E}(\mathbf{D}_{\text{obs}} \mathbf{w} \mathbf{w}^T \mathbf{D}_{\text{obs}}^T) \\ \Omega_N &= \text{Cov}(\mathbf{B}_{\text{obs}} \mathbf{w} \mathbf{w}^T \mathbf{D}_{\text{obs}}^T) = \mathbb{E}(\mathbf{B}_{\text{obs}} \mathbf{w} \mathbf{w}^T \mathbf{D}_{\text{obs}}^T) \\ \text{mit } \mathbf{w} &= [\mathbf{w}_{\text{od}}, \mathbf{w}_{\text{id}}, \mathbf{w}_{\text{n}}]\end{aligned}\tag{7.57}$$

Das Kalman-Filter kann nur eingesetzt werden, wenn das Störgrößenmodell beobachtbar ist. Dazu muss nach dem Hautus Kriterium geprüft werden, ob die Matrix $(\mathbf{A}_{\text{obs}}, \mathbf{C}_{\text{obs}})$ des zusammengesetzten Modelles einen vollen Rang besitzt [7].

Das System $(\mathbf{A}_{\text{obs}}, \mathbf{C}_{\text{obs}})$ ist beobachtbar, wenn für alle Eigenwerte λ_{obs} von $\mathbf{A}_{\text{obs}}$ gilt:

$$\text{Rang} \begin{pmatrix} \lambda_{\text{obs}} \mathbf{I} - \mathbf{A}_{\text{obs}} \\ \mathbf{C}_{\text{obs}} \end{pmatrix} = \mathbf{n}_{\text{modell}} + \mathbf{n}_{\text{id}} + \mathbf{n}_{\text{od}} + \mathbf{n}_{\text{n}}\tag{7.58}$$

Dabei stellt $\mathbf{n}_{\text{modell}}$ die Anzahl der Zustände vom Antriebsstrangmodell $\mathbf{A}$ dar. Analog entsprechen $\mathbf{n}_{\text{id}}$, $\mathbf{n}_{\text{od}}$ und $\mathbf{n}_{\text{n}}$ der Anzahl der Zuständen der jeweiligen Störgrößenmodelle $\mathbf{A}_{\text{id}}$, $\mathbf{A}_{\text{od}}$ und $\mathbf{A}_{\text{n}}$.

Beim Ausgangsstörgrößenmodell wird weißes mittelwertfreies Rauschen als Störung auf jeden Zustand angenommen, um das Prozessrauschen abzubilden. Dabei entsteht durch Aufschaltung der geschätzten Störung ein integraler Anteil im Regler, welcher dazu führt, dass Störungen ohne bleibenden Regelfehler kompensiert werden. Das verwendete Ausgangsstörgrößenmodell wird zur übersichtlichen Darstellung im Laplace-Bereich definiert. Die resultierenden Matrizen der Zustandsraumdarstellung $\mathbf{A}_{\text{od}}$, $\mathbf{B}_{\text{od}}$, $\mathbf{C}_{\text{od}}$ und $\mathbf{D}_{\text{od}}$ sind im Anhang D dargestellt. Die Werte der Verstärkungsfaktoren des Ausgangsstörgrößenmodells werden heuristisch in Abhängigkeit des Wertebereichs des jeweiligen Zustands definiert.

$$\frac{Y_{\text{od}}(s)}{W_{\text{od}}(s)} = \begin{bmatrix} 100 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 100 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 100 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 100 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 10 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1000 \end{bmatrix}\tag{7.59}$$

Beim Eingangsstörgrößenmodell wird bei den unbekannten Störgrößen T_e und T_L hingegen ein Integrator verwendet, um ein integriertes weißes Rauschen,

eine sogenannte Brownsche Bewegung, als Störung anzusetzen. Der Integrator ist erforderlich, um bleibende Schätzfehler der Eingangsgrößen zu vermeiden, da anders als beim Ausgangsstörgrößenmodell die Störung direkt auf den Streckeneingang gegeben wird. Die resultierenden Matrizen der Zustandsraumdarstellung $\mathbf{A}_{id}$, $\mathbf{B}_{id}$, $\mathbf{C}_{id}$ und $\mathbf{D}_{id}$ sind im Anhang D dargestellt. Die Auswahl der Verstärkungsfaktoren erfolgte analog zum Vorgehen beim Ausgangsstörgrößenmodell.

$$\frac{D(s)}{W_{id}(s)} = \begin{bmatrix} \frac{1000}{s} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1000}{s} \end{bmatrix} \quad (7.60)$$

Für das Messrauschenmodell werden die Matrizen $\mathbf{A}_n$, $\mathbf{B}_n$, $\mathbf{C}_n$ und $\mathbf{D}_n$ im Anhang D als Nullmatrizen definiert. Demnach wird das Messrauschenmodell vernachlässigt, da dieses bereits über das Ausgangsstörgrößenmodell berücksichtigt wurde.³

Grundsätzlich ergibt sich durch das Hinzufügen von Integratoren im Störgrößenmodell ein robusteres Regelverhalten. Allerdings verringern diese den Rang der Steuerbarkeitsmatrix in Gleichung 7.58 und dürfen nicht pauschal für alle Störgrößen angenommen werden, weil sonst das System nicht mehr beobachtbar ist. Die hier definierten Störgrößenmodelle stellen einen Kompromiss zwischen Störgrößenkompensation und Beobachtbarkeit dar.

Eine simulative Überprüfung der Robustheit wurde detailliert in [Lu18] durchgeführt. Auf die Ausführung dieser Ergebnisse wird verzichtet, weil ein robustes Regelverhalten im Rahmen der experimentellen Untersuchung der Betriebsverhaltensregelung im Abschnitt 7.3.1 am Getriebeprüfstand nachgewiesen wurde.

7.3 Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung

Das erarbeitete Konzept der zuverlässigkeitsorientierten Regelung soll in diesem Abschnitt an einem Getriebeprüfstand verifiziert werden. Dazu wird zuerst ein Funktionsnachweis der Betriebsverhaltensregelung gezeigt, weil ohne diese unterlagerte Regelung die Strategieregelung nicht betrieben werden kann. Anschließend wird im Abschnitt 7.3.2 ein Nachweis für die Regelbarkeit des Verschleißes erbracht, welcher die Grundlage für die Regelbarkeit der

³Üblicherweise wird beim MPC-Entwurf von einer konstanten Referenzgrößen ausgegangen, was beim kurbelwellendrehmomentbasierten Ansatz gegeben ist. Beim raddrehmomentbasierten Ansatz ist jedoch die Referenz $\omega_{c,ref}$ rampenförmig. Das Regelverhalten dieses Spezialfalls könnte mit einem komplexen Störgrößenmodell verbessert werden. Als wirkungsvollere Alternative wurde stattdessen ein Vorhersagemodell (engl. Previewing) für die Referenzgröße eingesetzt.

7.3 Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung

Lebensdauer darstellt. Der Nachweis der Regelbarkeit der Lebensdauer und somit auch die vollständige Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung wird im Abschnitt 7.3.3 für einen konstanten Betriebspunkt und im Abschnitt 7.3.4 für einen variierenden Betriebspunkt erbracht.

7.3.1 Betriebsverhaltensregelung am Getriebeprüfstand

Es wurde ein Prädiktionshorizont von $H_p = 20$ und ein Steuerhorizont von $H_c = 1$ mit einer Abtastrate von $t_s = 10$ ms angenommen. Die Gewichtung ist gemäß Tabelle 7.7 definiert.

Tabelle 7.7: Gewichtung der Betriebsverhaltensregelung

Parameter	Diskomfort	Verschleiß
Q_{w_1}	1	1
Q_{w_2}	0	0
$Q_{c_1} : \alpha_{Q0}$	20	0
$Q_{c_1} : \alpha_{Q1}$	0.99	0.99
$Q_{c_2} : \alpha_{Q2}$	100	0

Die Beschränkungen für die Schleifphase sind in Tabelle 7.8 festgelegt.

Tabelle 7.8: Beschränkungen der Betriebsverhaltensregelung

Variable	Minimum	Maximum
T_c [Nm]	0	120
$d/dt(T_c)$ [Nm/s]	$-10/T_s$	$10/T_s$
ω_e [rad/s]	100	400
ω_c [rad/s]	-100	400
$\Delta\varphi_{cg}$ [rad]	$-0,3 v_{gd}$	$0,3 v_{gd}$
ω_g [rad/s]	-100	400
$\Delta\omega_{cg}$ [rad/s]	-10	10
$T_{c,eq}$ [Nm]	0	120

Tabelle 7.9: Geprüfter Arbeitsbereich der Betriebsverhaltensregelung am Getriebeprüfstand

Variable	Wertebereich	Bezeichnung
T_e [Nm]	10 bis 60	Motordrehmoment
T_L [Nm]	0 bis 250	Lastdrehmoment
ϑ_F [°C]	20 bis 100	Schwungradtemperatur

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

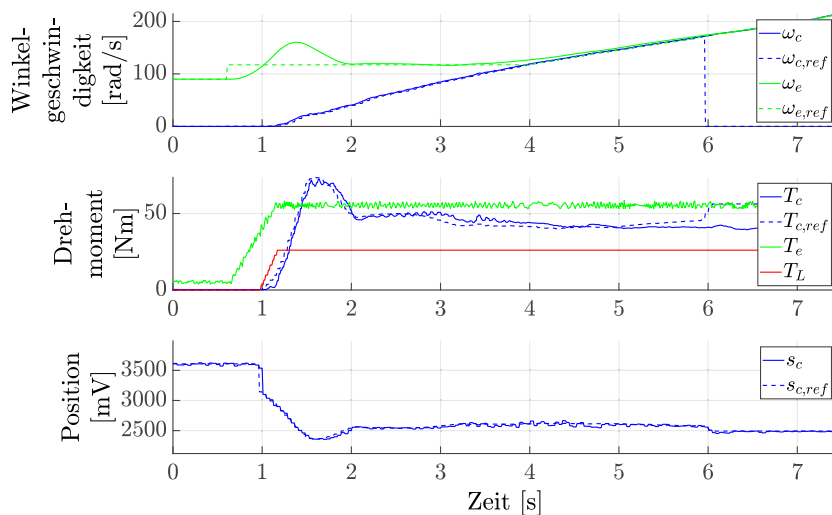


Abbildung 7.18: Anfahrreglerverhalten am Getriebeprüfstand mit Diskomfortminimierung ($\gamma = 0$)

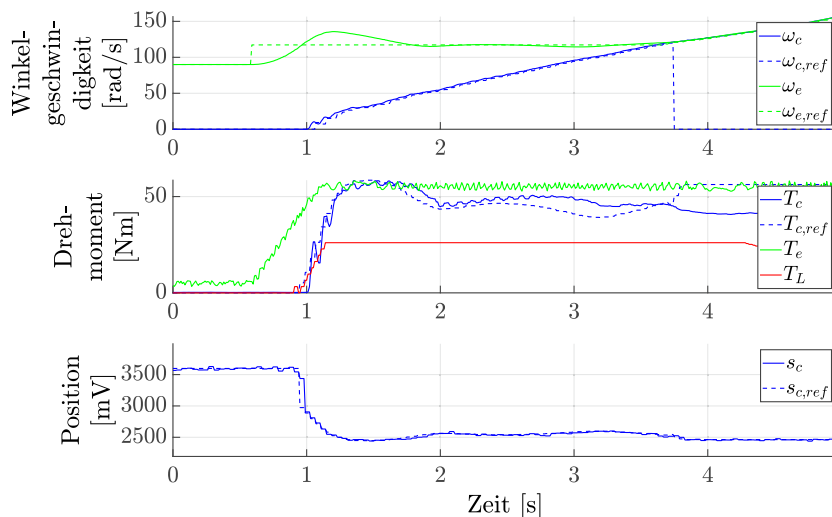


Abbildung 7.19: Anfahrreglerverhalten am Getriebeprüfstand mit Verschleißminimierung ($\gamma = 1$)

Als Funktionsnachweis der Betriebsverhaltensregelung wurde gezeigt, dass der Anfahrregler für unterschiedliche Motor-, Lastdrehmomente und Temperaturen aus Tabelle 7.9 korrekt arbeitet. Folglich wird die Betriebsverhaltensregelung den Erwartungen aus der Simulation am Getriebeprüfstand gerecht.

7.3 Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung

In den Abbildungen 7.18 und 7.19 ist jeweils ein Messzyklus für ein diskomfort- und verschleiß-minimiertes Betriebsverhalten im Betriebspunkt $T_e = 50 \text{ Nm}$, $T_L = 250 \text{ Nm}$ und $\vartheta_F \approx 50^\circ \text{C}$ dargestellt.

Beim Vergleich der Abbildungen 7.18 und 7.19 ist zu erkennen, dass der Anfahrregler bei der Diskomfortminimierung sanfter anfährt. Dies wird vor allem an den reduzierten Schwingungen im Winkelgeschwindigkeitsverlauf deutlich, aber auch am Gradienten des Kupplungsdrehmoments. Bei der Diskomfortminimierung ist das Überspringen der Motorwinkelgeschwindigkeit zu Beginn der Schleifphase höher und auch die Rutschzeit ist ebenfalls größer.

Es ist zu erkennen, dass die Istwerte den Sollwerten folgen. Lediglich während der Schleifphase entsteht eine Abweichung des Kupplungsdrehmoments zwischen Referenzwert und Sollwert. Diese Abweichung resultiert aus der verwendeten Kupplungskennlinie und wird vom überlagerten Anfahrregler kompensiert. Jedoch verschlechtert diese Abweichung das Regelverhalten vom Anfahrregler, was unter anderem durch das leichte Schwingen der Kupplungsdrehmomentreferenz deutlich wird.

Im dargestellten Beispiel der Abbildungen 7.18 und 7.19 wird gezeigt, dass der Anfahrregler im Betriebsbereich robust synchronisieren kann. Eine ideale Synchronisation ist erkennbar, wenn das Kupplungsdrehmoment kurz nach dem Synchronisieren seinen Wert beibehält. Dieses gewünschte Verhalten ist in Abbildung 7.18 gut sichtbar.

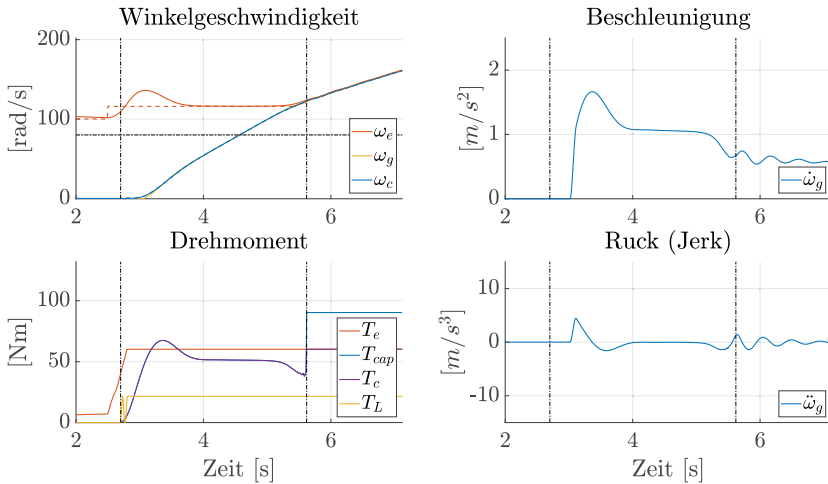


Abbildung 7.20: Anfahrreglerverhalten in der Simulation mit Diskomfortminimierung ($\gamma = 0$)

Zum Vergleich sind in Abbildung 7.20 und 7.21 die Simulationsergebnisse für den gleichen Betriebspunkt dargestellt. Dabei ist zu beobachten, dass sich die

Verläufe von Simulation und Praxis ähneln. Im Wesentlichen unterscheidet sich die Synchronisationszeit bei der Diskomfortminimierung, welche in der Praxis ca. 2 s beträgt und in der Simulation nur ca. 0,3 s.

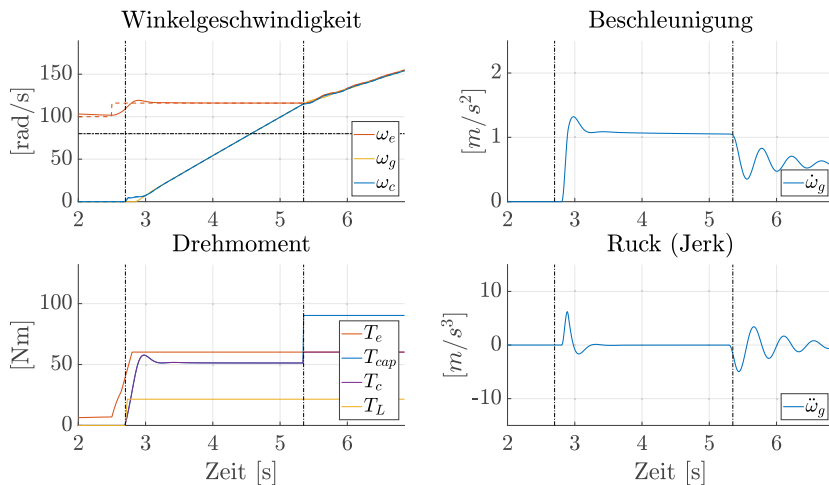


Abbildung 7.21: Anfahrreglerverhalten in der Simulation mit Verschleißminimierung ($\gamma = 1$)

Bei der Simulation sind zusätzlich die Beschleunigung und der Ruck dargestellt. Bei der Diskomfortminimierung wurde die Amplitude vom Ruck unter 5 m/s^3 gesenkt, während dieser Wert bei der Verschleißminimierung überschritten wird. Somit wird deutlich, dass der Komfort durch das Eingriffsge-
 wicht γ verändert werden kann. Die Frage, ob auch der Verschleiß mittels γ verändert werden kann, wird im nachfolgenden Abschnitt beantwortet.

7.3.2 Regelbarkeit des Verschleißes

Zum Nachweis der Regelbarkeit des Verschleißes wurden zuerst drei Messungen mit dem Betriebsverhalten einer Verschleißminimierung ($\gamma = 1$) durchgeführt. Anschließend wurden drei Messungen mit einer Diskomfortminimierung ($\gamma = 0$) durchgeführt. Mit diesem Versuch soll gezeigt werden, dass sich mit einer Änderung des Betriebsverhaltens der Verschleiß ändert.

Für diesen Versuch wurde ein Betriebspunkt nach Tabelle 7.10 angenommen, welcher einem Anfahrvorgang mit mittlerer Gaspedalstellung eines Kleinwagens entspricht. Außerdem wurden die Werte unter Berücksichtigung der Betriebsgrenzen des Getriebeprüfstands aus Abschnitt 3.1 ausgewählt.

7.3 Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung

Tabelle 7.10: Betriebspunkt zum Nachweis der Verschleißregelbarkeit

Variable	Wert	Bezeichnung
T_e [Nm]	45	Motordrehmoment
T_L [Nm]	200	Lastdrehmoment
$\omega_{e,init}$ [rad/s]	89	Initiale Motorwinkelgeschwindigkeit
$\omega_{e,ref}$ [rad/s]	111	Referenz der Motorwinkelgeschwindigkeit
γ [-]	0	Eingriff

Die Ergebnisse der gemessenen Belaghöhe sind in Abbildung 7.22 dargestellt. In Abbildung 7.22 ist ein deutlicher Unterschied der Verschleißänderung in Abhängigkeit vom Eingriff zu erkennen. Die Änderung der Belaghöhe beträgt beim Betriebsverhalten mit Verschleißminimierung $-0.0013 \mu\text{m}/\text{Zyklus}$ und mit Diskomfortminimierung $-0.0022 \mu\text{m}/\text{Zyklus}$. Die Änderung des Gewichts beträgt mit Verschleißminimierung $-0.037 \text{ mg}/\text{Zyklus}$ und mit Diskomfortminimierung $-0.0579 \text{ mg}/\text{Zyklus}$.

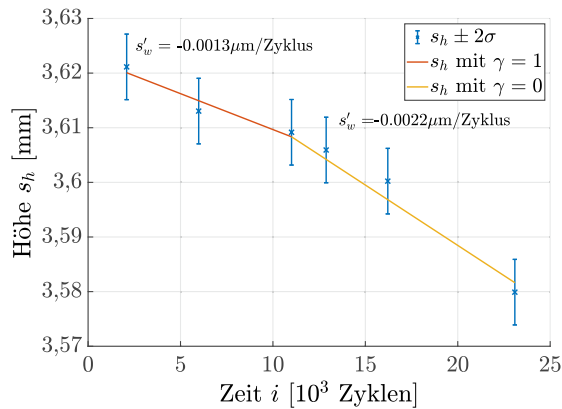


Abbildung 7.22: Gemessene Belaghöhe zum Nachweis der Verschleißregelbarkeit

Zusammenfassend wurde die jeweilige Änderung des Verschleißes für Laserprofilscanner und Präzisionswaage in Tabelle 7.11 dargestellt. Die Reibungsenergie verändert sich um 20 %, wenn der Eingriff vom gewünschten Betriebsverhalten mit Diskomfortminimierung $\gamma=0$ und zum gewünschten Betriebsverhalten mit Verschleißminimierung $\gamma=1$ verändert wird. Durch die zusätzliche Änderung der Temperatur wird beim Verschleiß ein Steuerbereich von bis zu 55 % erreicht. Folglich ist die Annahme, dass der Verschleiß mit der vorgestellten Betriebsverhaltensregelung geregelt werden kann, gerechtfertigt.

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

Tabelle 7.11: Versuchsergebnisse zum Nachweis der Verschleißregelbarkeit

	Verschleiß- minimierung $\gamma = 1$	Diskomfort- minimierung $\gamma = 0$
s'_w [$\mu\text{m}/\text{Zyklus}$]	0,0013	0,0022
m'_w [mg/Zyklus]	0,0370	0,0579
E [kJ]	5,5	6,6
ϑ_F [$^{\circ}\text{C}$]	70	75

7.3.3 Regelbarkeit der Lebensdauer bei konstantem Betriebspunkt

Als zweites soll nachgewiesen werden, ob die zuverlässigkeitsorientierte Regelung in der Lage ist, die Lebensdauer zu regeln. Dazu wurden zuerst drei Messungen mit einem gewünschten Betriebsverhalten einer Diskomfortminimierung ($\gamma = 0$) durchgeführt. Anschließend wurden mehrere Messungen mit aktiver Strategieregelung ($0 \leq \gamma \leq 1$) durchgeführt. Folglich wird erst nach dem dritten Messpunkt die geforderte Lebensdauer definiert. Es resultiert somit eine sprunghafte Störung für die zuverlässigkeitsorientierte Regelung. Die Messung wird beendet, sobald die Regelfehler für den Gesundheitszustand e_{HI} und die verbleibende Lebensdauer e_{RUL} der zuverlässigkeitsorientierten Regelung ausgeregelt wurden und das geforderte Lebensende $i_{EOL,ref}$ voraussichtlich erfüllt wird. Für diesen Versuch wurde der Betriebspunkt nach Tabelle 7.12 am Getriebeprüfstand eingestellt.

Tabelle 7.12: Betriebspunkt zum Nachweis der Regelbarkeit der Lebensdauer

Variable	Wert	Bezeichnung
T_e [Nm]	50	Motordrehmoment
T_L [Nm]	250	Lastdrehmoment
$\omega_{e,init}$ [rad/s]	89	Initiale Motorwinkelgeschwindigkeit
$\omega_{e,ref}$ [rad/s]	111	Referenz der Motorwinkelgeschwindigkeit
E (für $\gamma=0$) [kJ]	7,7	Mittlere Reibungsenergie
ϑ_F (für $\gamma=0$) [$^{\circ}\text{C}$]	80	Mittlere Schwungradtemperatur

Zur Initialisierung der Verschleißschätzung und -prognose wurden die Parameter nach Tabelle 7.13 auf Basis der vorhergehenden Verschleißmessungen eingestellt. Durch diese Initialisierung wurde der bereits zu Beginn der Messung vorliegende Verschleiß bei der Schätzung und Prognose korrekt abgebildet. Mit dieser Maßnahme musste nicht auf das Abklingen des Einlaufverhal-

7.3 Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung

tens und auf das Einschwingen der Lebensdauerprognose gewartet werden. Außerdem konnte die TCU bei einem Fehler jederzeit reinitialisiert werden.

Tabelle 7.13: Initialisierung der Verschleißschätzung und -prognose

Variable	Initialwert	Bezeichnung
HI [-]	0,9607	Gesundheitszustand
s_w [mm]	0,2216	Abgetragene Belaghöhe
i [Zyklus]	43.353	Zyklus
HI' [1/Zyklus]	$-8,6967 \cdot 10^{-7}$	Änderung des Gesundheitszustands
$i_{EOL,ref}$ [Zyklus]	1.180.000	Gefordertes Lebensende
γ [-]	0	Eingriff

Im Rahmen des Versuchs wurde der Verschleiß regelmäßig mindestens nach 5.000 und maximal nach 10.000 Zyklen erfasst. Die Ergebnisse für den Laserprofilscanner sind in Abbildung 7.23 dargestellt. Die zuverlässigkeitsorientierte Regelung wurde erst nach drei Messungen ab ca. 43.000 Zyklen eingeschaltet. Zur Interpolation des Verschleißes zwischen zwei Messpunkten wurde in Abbildung 7.23 bis ca. 43.000 Zyklen ein Polynom 1. Grades mittels linearer Regression bestimmt, welches in rot dargestellt wurde. Es wurde zusätzlich in rot gestrichelt der zukünftige Trend des Verschleißes angedeutet, falls die zuverlässigkeitsorientierte Regelung nicht aktiviert worden wäre. Zwischen 43.000 bis 85.000 Zyklen wurde ebenfalls ein Polynom 1. Grades mittels linearer Regression zur Interpolation verwendet, um den erwarteten Verlauf des Verschleißes anzudeuten. Die Referenz für den Verschleiß wurde schwarz gestrichelt dargestellt. Ab 85.000 Zyklen wurde zwischen jeweils zwei Messpunkten linear interpoliert.

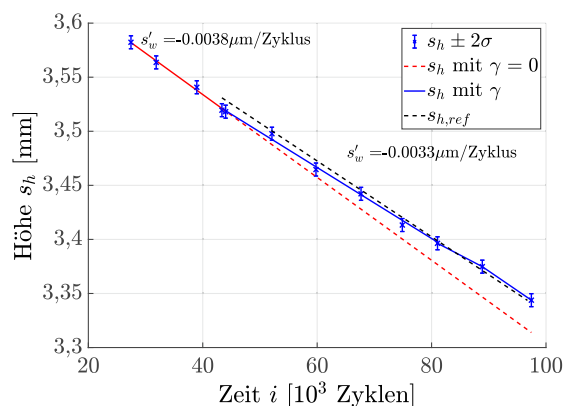


Abbildung 7.23: Gemessene Belaghöhe zum Nachweis der Lebensdauerregelbarkeit

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

Die Referenz wurde aus dem geforderten Verlauf des Gesundheitszustands HI_{ref} in einen Sollverlauf für die Belaghöhe $s_{h,ref}$ umgerechnet. In Abbildung 7.23 ist erkennbar, dass der Regler die Verschleißänderung s'_w anpasst und sich die Werte der Belaghöhe s_h dem gewünschten Verlauf $s_{h,ref}$ annähern. Ab ca. 85.000 Zyklen hält der Regler die Belaghöhe s_h in der Nähe der Referenz $s_{h,ref}$ innerhalb des Vertrauensbereichs der Messunsicherheit von $\pm 2\sigma$. In Abbildung 7.24 wurden die Regelgrößen und die Steuergröße der zuverlässigkeitsorientierten Regelung dargestellt. Rot dargestellt sind die Messgrößen, welche von der TCU berechnet bzw. eingestellt wurden. Blau dargestellt sind die simulierten Größen.

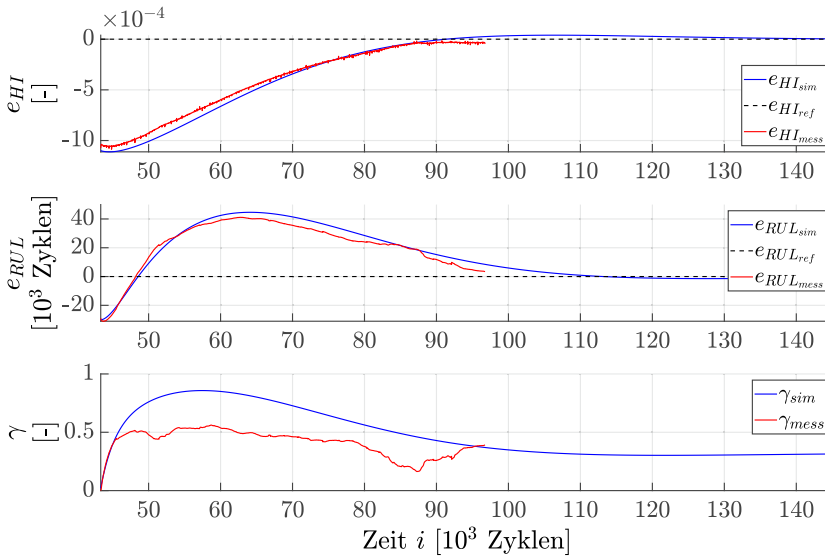


Abbildung 7.24: Vergleich der gemessenen und simulierten Regel- und Steuergrößen

Der Vergleich zwischen Simulation und Messung zeigt eine gute Übereinstimmung bei den Regelgrößen, der Abweichung vom geforderten Gesundheitszustand e_{HI} und der Abweichung von der geforderten verbleibenden Lebensdauer e_{RUL} . Bei der Steuergröße, dem Eingriff γ , ist ein größerer Unterschied zu erkennen. Die Verläufe ähneln sich qualitativ bis auf zwei Abweichungen bei 50.000 und 85.000 Zyklen. Diese Abweichungen sind auf eine Reinitialisierung bei 50.000 Zyklen und eine kurzzeitige Änderung des Reibungskoeffizienten bei 85.000 Zyklen zurückzuführen. Die Ursache für die kurzzeitige Schwankung des Reibungskoeffizienten konnte nicht ermittelt werden. Der beobachtete Effekt verfälscht das Regelverhalten geringfügig, bestätigt aber, dass die Regelung robust gegenüber Änderungen des Kupplungsverhaltens reagiert. Die Amplitude des Eingriffs zeigt außerdem einen deutlichen Un-

terschied zwischen Simulation und Messung. Dieser Unterschied ist auf die Annahmen der Simulation zurückzuführen, denn die reale Regelstrecke besitzt ein nichtlineares und dynamisches Verhalten, welches nicht vollständig abgebildet wurde.

In diesem Versuch konnte gezeigt werden, dass die zuverlässigkeitsorientierte Regelung in der Lage ist, die geforderte Lebensdauer für einen konstanten Betriebspunkt zu regeln. Es wurde gezeigt, dass das Regelungsverhalten am Getriebeprüfstand den Erwartungen aus der Simulation entspricht.

Allerdings repräsentiert ein konstanter Betriebspunkt nicht ein reales Fahrverhalten. In der Realität muss davon ausgegangen werden, dass sich der Betriebspunkt kontinuierlich ändert. Um zu zeigen, dass die geforderte Lebensdauer auch bei variierendem Betriebspunkt geregelt werden kann, wird dieser Fall im nachfolgenden Abschnitt 7.3.4 simulativ untersucht. Es wird davon ausgegangen, dass die Ergebnisse der simulativen Untersuchung für variierende Betriebspunkte auf eine reale Anwendung übertragbar sind.

7.3.4 Regelbarkeit der Lebensdauer bei variierendem Betriebspunkt

Zur Simulation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung bei variierendem Betriebspunkt wird nur der ereignisdiskrete Teil des Regelkreises gemäß Abbildung 7.25 simuliert.

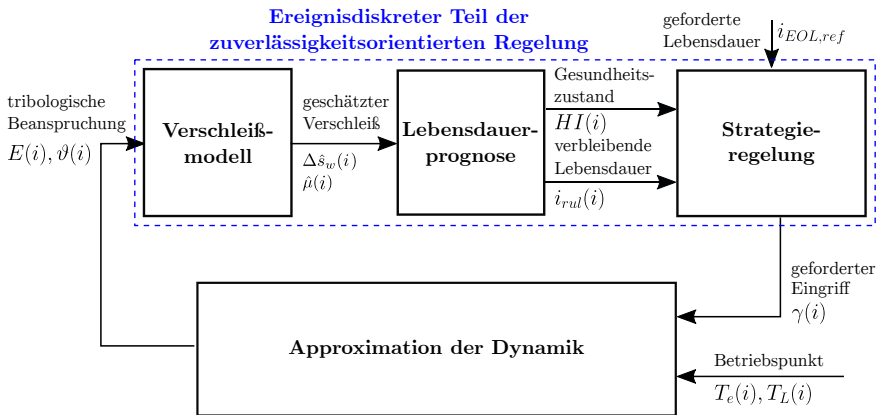


Abbildung 7.25: Simulationsumgebung (blau markiert) anhand der Struktur der zuverlässigkeitsorientierten Regelung

Definiert wird der Betriebspunkt in Form des gewünschten Motordrehmoments T_e und des vorliegenden Lastdrehmoments T_L . Der Betriebspunkt be-

einflusst gemäß des Antriebsstrangmodells und des thermischen Verhaltens der Kupplung die tribologische Belastung in Form der Reibungsenergie E und Temperatur ϑ . Zur Vereinfachung der Simulation wird daher angenommen, dass eine Variation des Betriebspunkts durch T_e und T_L in einer Änderung von E resultiert. Die Temperatur ϑ ist dabei wiederum abhängig von E . Folglich wird anstatt der Variation von T_e und T_L in der Simulation die Variation der Reibungsenergie E simuliert.

Weiterhin wird ausgehend von den Ergebnissen in Abschnitt 7.3.2 angenommen, dass die Betriebsverhaltensregelung den Verschleiß regeln kann, indem die tribologische Beanspruchung über den Eingriff γ verändert wird. Daher wird der Anfahrregler nicht simuliert und stattdessen ein statischer Zusammenhang zwischen Eingriff γ und Reibungsenergie E bei der Simulation angenommen.

Mit diesen Vereinfachungen wird die Dynamik des Anfahrreglers, des Antriebsstrangs und des thermischen Kupplungsverhaltens vernachlässigt. Dies ist zulässig, wenn der Kupplungsvorgang reproduzierbar unter gleichbleibender Temperatur am Getriebeprüfstand gefahren werden kann. Davon kann ausgegangen werden, sobald sich in der Kupplung ein statisches Temperaturgleichgewicht einstellt, was nach ca. 100 Zyklen der Fall ist. Die Vereinfachungen werden im folgenden Abschnitt erklärt.

7.3.4.1 Zusammenhang von Betriebspunkt und tribologischer Belastung

Zusammenhang von Eingriff und Reibungsenergie: Zur korrekten Abbildung des Zusammenhangs zwischen Eingriff γ und der Reibungsenergie E wurde das Anfahrverhalten für mehrere Betriebspunkte (T_e und T_L) und mehrere Werte vom Eingriff γ simuliert. Das Simulationsergebnis wurde in einem Kennfeld Ψ_E abgespeichert.

$$E(i) = \Psi_E(\gamma(i), T_e(i), T_L(i)) \quad (7.61)$$

Zwei Kennfelder aus Ψ_E für $\gamma = 1$ und $\gamma = 0$ sind zum Vergleich in Abbildung 7.26 dargestellt. Wie erwartet, ist die Reibungsenergie in den jeweiligen Betriebspunkten für $\gamma = 0$ größer als für $\gamma = 1$. Der Unterschied der Reibungsenergie für die beiden Eingriffswerte wächst exponentiell bei einer Erhöhung von Last- und Motordrehmoment. Folglich kann der Verschleiß bei einem Betriebspunkt mit höherer Reibungsenergie aufgrund des vergrößerten Stellbereichs einfacher geregelt werden.

Zusammenhang von Reibungsenergie und Temperatur: Das thermische Verhalten wird neben der Reibungsenergie E auch von anderen Einflussgrößen

7.3 Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung

beeinflusst. Besonders die Wartezeit t_{wait} zwischen zwei Kupplungsvorgängen hat einen großen Einfluss. Im Vergleich sind andere Einflussgrößen wie beispielsweise die Umgebungstemperatur ϑ_{env} bei der Verifikation am Getriebeprüfstand nahezu konstant und werden daher nicht weiter berücksichtigt. Die Wartezeit hingegen muss am Getriebeprüfstand als $t_{wait} = 30$ s eingestellt werden. Solange eine Messung am Getriebeprüfstand problemlos läuft, kann angenommen werden, dass diese Wartezeit eingehalten wird.

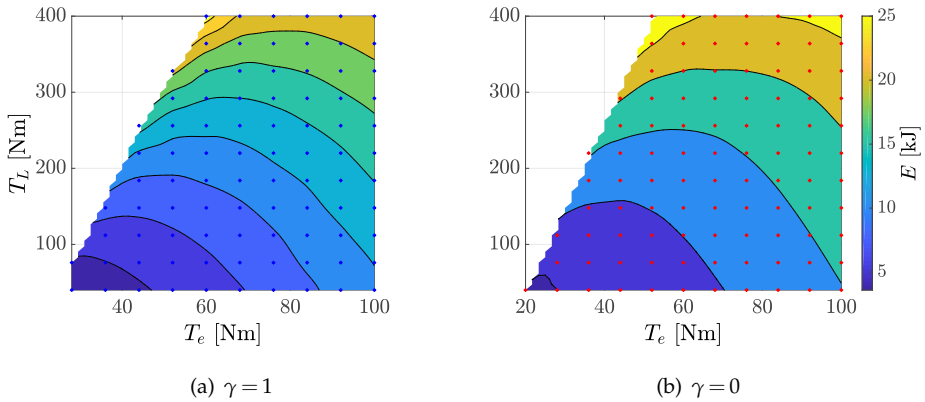


Abbildung 7.26: Simuliertes Anfahrverhalten für unterschiedliche Betriebspunkte

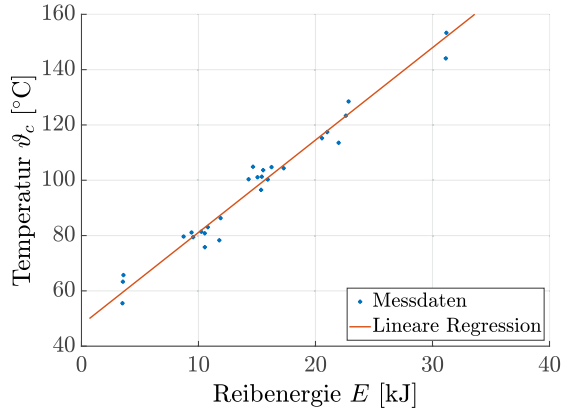


Abbildung 7.27: Approximiertes thermisches Verhalten für unterschiedliche Betriebspunkte und eine Wartezeit von $t_{wait} = 30$ s

Der Zusammenhang zwischen der Reibungsenergie und der Temperatur wurde aus den vorhandenen Messdaten zur Identifikation des Verschleißmodells

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

in Abschnitt 5.3.3.4 ermittelt und ist in Abbildung 7.27 dargestellt. Es lässt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Reibungsenergie und dem statischen Endwert der Temperatur ϑ erkennen, welcher mittels linearer Regression approximiert wurde. Diese Approximation wurde ebenfalls als Kennfeld Ψ_{ϑ} abgespeichert.

$$\vartheta(i) = \Psi_{\vartheta}(E(i), t_{wait}(i) = 30 \text{ s}) \quad (7.62)$$

Auf eine Abbildung mehrerer Kennfelder für die unterschiedlichen Werte der Wartezeit t_{wait} wurde verzichtet, weil die Wartezeit $t_{wait}(i) = 30 \text{ s}$ am Getriebeprüfstand bei der experimentellen Verifizierung ebenfalls eingestellt wurde. Weiterhin kann mit dem Kennfeld Ψ_{ϑ} bereits der wesentliche Temperaturbereich zwischen 60 bis 160 °C beschrieben werden. Folglich muss die Wartezeit in der Simulation nicht variiert werden, um ein repräsentatives thermisches Verhalten für die Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung abzubilden.

7.3.4.2 Variation des Betriebspunkt

Zur Beurteilung des Regelverhaltens bei variierendem Betriebspunkt muss ein Anregungssignal verwendet werden, welches das reale Verhalten abbildet. Das reale Verhalten wird durch verschiedene Faktoren beeinflusst, wie beispielsweise der PWG-Stellung, der Fahrzeugmasse oder der Fahrbahnsteigung. Diese Faktoren variieren über die Zeit wiederum je nach Fahrer und Umgebung. Da diese Zusammenhänge eine Datenbasis voraussetzen, welche im Rahmen dieser Dissertation nicht vorlag, konnte die Variation des Betriebspunktes nicht weiter spezifiziert werden.

In diesem Fall eignet sich ein amplitudenmoduliertes Pseudo-Rausch-Binär-Signal (APRBS) als universelles Anregungssignal, welches im Abschnitt 6.4.1.4 ebenfalls bei der Lebensdauerprognose zur Generierung der Beanspruchung angewendet wurde. Die Amplitudenwerte werden als normalverteilte Anregung nach Tabelle 7.14 festgelegt.

Tabelle 7.14: Annahmen zur Generierung des Betriebspunktes mittels APRBS

	μ	$\pm 2\sigma$ (für 95 %)
$E \sim \mathcal{N}(\mu_{E,op}, \sigma_{E,op})$	7,7 kJ	0,77 kJ

Zur Generierung dieser Anregung wird angenommen, dass der reale Betriebspunkt alle 100 bis 50.000 Zyklen sich verändert. Das resultierende Anregungssignal ist in Abbildung 7.28 dargestellt.

Zur Verifikation der Regelung muss bei der Variation des Betriebspunktes berücksichtigt werden, dass die Stellgrößenbeschränkung eingehalten wird.

7.3 Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung

Im simulierten Beispiel werden für $i_{EOL,ref} = 1.006.780$ Zyklen die Grenzwerte für E innerhalb eines Intervalls von 10 % festgelegt. Dabei wird von der Reibungsenergie $E(\gamma \approx 0,5) = 7,7$ kJ ausgegangen, welche zum Erreichen des geforderten Lebensendes $i_{EOL,ref}$ nicht ausreicht. Somit liegt die vom Regler angestrebte Reibungsenergie $E(\gamma \approx 0,3) = 7,4$ kJ zum Erreichen des geforderten Lebensendes $i_{EOL,ref}$ innerhalb der definierten Stellgrößenbeschränkung $E(0 < \gamma < 1)$.

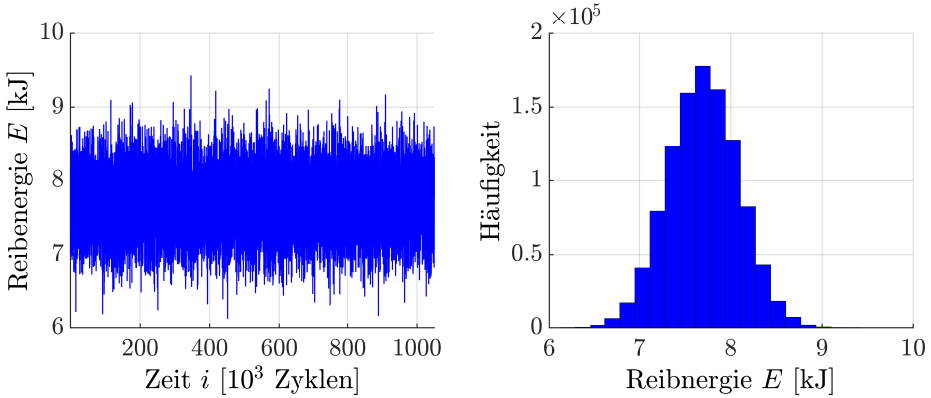


Abbildung 7.28: Anregungssignal für einen schnell variierenden Betriebspunkt

Das resultierende Reglerverhalten für einen variierenden Betriebspunkt ist in Abbildung 7.29 dargestellt. Dabei wurde für den Vergleich der Ergebnisse mit konstantem Betriebspunkt ein initialer Zyklus von 43.353 Zyklen nach Tabelle 7.13 gewählt. Der Gesundheitszustand und die verbleibende Lebensdauer werden ab ca. 100.000 Zyklen beim Referenzwert gehalten. Beide Regelgrößen ähneln dem Verhalten mit dem konstanten Betriebspunkt in Abbildung 7.24. Ab 100.000 Zyklen beträgt der RMS von e_{HI} $1,03 \cdot 10^{-5}$ und der RMS von e_{RUL} 753 Zyklen, wobei e_{RUL} mit der Zeit geringer wird.

In der Simulation in Abbildung 7.29 wurde die Stellgrößenbeschränkung wie beabsichtigt nicht überschritten. Beim Überschreiten der Stellgrößenbeschränkung wird das Regelverhalten verschlechtert. Diese Verschlechterung wird bei sehr langsamen Änderungen des Betriebspunktes sichtbar. Ein Anregungssignal für einen langsam variierenden Betriebspunkt kann generiert werden, wenn die obere Frequenzgrenze auf maximal 5.000 Zyklen reduziert wird.

Das Reglerverhalten für einen langsam variierenden Betriebspunkt ist in Abbildung 7.30 dargestellt. Der Regelfehler wird in diesem Fall größer, unter anderem weil der Regler wegen der Stellgrößenbeschränkung teilweise nicht die Referenz einhalten kann. Die Regelung zeigt bei diesem Fall in Abbildung 7.30 ähnliche Ausgleichzeiten wie in Abbildung 7.29. Ab 100.000 Zyklen beträgt der RMS von e_{HI} $5,4 \cdot 10^{-3}$ und der RMS von e_{RUL} 6.935 Zyklen, wobei e_{RUL} mit

7 Zuverlässigkeitsorientierte Regelung

der Zeit geringer wird. Zum Ende der Lebensdauer entspricht in beiden dargestellten Fällen das geregelte Lebensende dem geforderten Lebensende mit 1.006.780 Zyklen, wobei alle 100 Zyklen ein Messwert abgespeichert wurde.

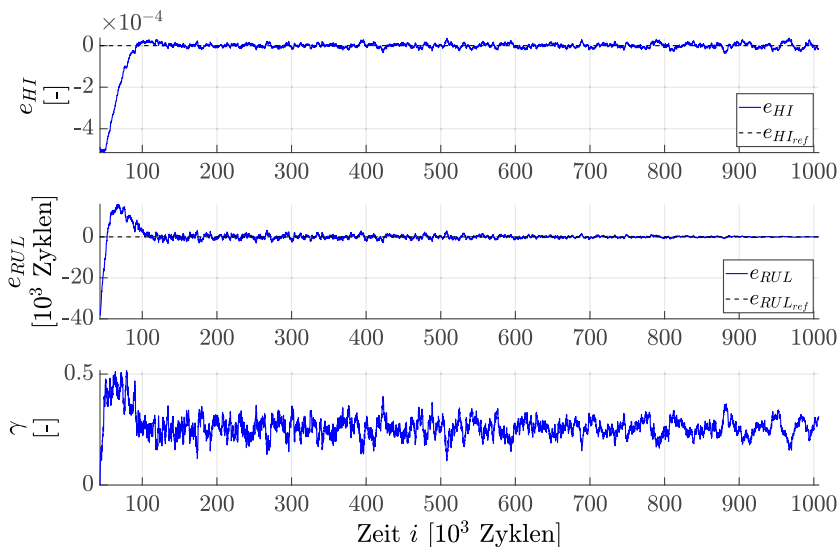


Abbildung 7.29: Reglerverhalten bei schnell variierendem Betriebspunkt

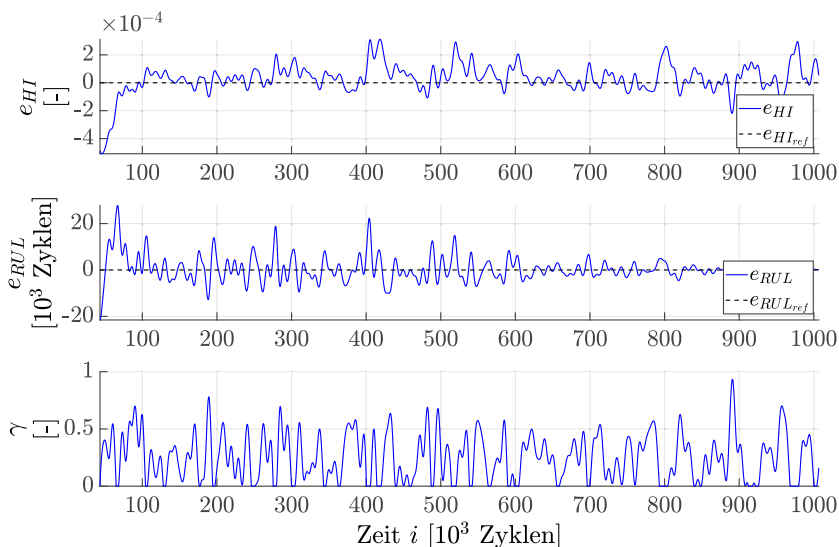


Abbildung 7.30: Reglerverhalten bei langsam variierendem Betriebspunkt

In der Praxis sind breitbandige Änderungen des Betriebspunktes wahrscheinlicher als reine niederfrequente Änderungen. Daher wird angenommen, dass die zuverlässigkeitsorientierte Regelung auch bei variierendem Betriebspunkt die geforderte Lebensdauer garantiert, solange diese innerhalb der Stellgrößenbeschränkung erreicht werden kann.

7.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde ein Konzept einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung vorgestellt. Diese Regelung basiert auf einer Strategieregelung und einer Betriebsverhaltensregelung. Es wurde als Strategieregelung ein Fuzzy-Regler zur Bestimmung des Optimierungsziels entwickelt. Diese Strategieregelung erlaubt die Regelung der Lebensdauer, indem Gesundheitszustand und verbleibende Lebensdauer über eine Variation des Optimierungsziels geregelt werden. Dabei wurde nachgewiesen, dass mit dieser Regelung die geforderte Lebensdauer unter Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung garantiert werden kann. Als Betriebsverhaltensregelung wurde ein MPC als Anfahrregler entwickelt, welcher das Betriebsverhalten über eine gewichtete Kostenfunktion steuern kann. Dieser Regler erlaubt eine kontinuierliche Änderung des Optimierungsziels, womit das Betriebsverhalten variiert und somit der Verschleiß geregelt werden kann.

Weiterhin konnte mit dem vorgestellten Konzept der zuverlässigkeitsorientierten Regelung die formulierte Forschungsfrage erfüllt werden. Indem neben dem Gesundheitszustand zusätzlich die prognostizierte verbleibende Lebensdauer als Regelparameter verwendet wurde, ist der Ansatz generisch einsetzbar und benötigt kein in die Regelung integriertes Verschleißmodell. Weiterhin wurde der Reibungskoeffizient im Gesundheitszustand berücksichtigt, um eine Überlastung der Kupplung vermeiden zu können. Zusätzlich wurde eine robuste Regelung erreicht, indem eine Betriebsverhaltensregelung mit Hilfe von Störgrößenmodellen, welche im Zustandsbeobachter des MPC abgebildet wurden, implementiert wurde.

8 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel wird der erreichte Stand dieser Arbeit zusammengefasst und abschließend weiterführende Forschungsthemen aufgezeigt.

8.1 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde zuerst ein Antriebsstrangmodell definiert, welches zur Schätzung der Temperatur und des Verschleißes einer Reibkupplung sowie für den Entwurf der zuverlässigkeitsorientierten Regelung benötigt wurde. Dabei wurde das Kupplungsverhalten unter Berücksichtigung der Einflüsse von Verschleiß und Temperatur modelliert. Zum Einsatz des Antriebsstrangmodells für die zuverlässigkeitsorientierte Regelung wurden einfache Modelle zur Approximation des Verbrennungsmotors, der Fahrzeugdynamik und der Kupplungsregelung definiert. Anschließend wurde der Getriebeprüfstand als experimentelle Versuchsumgebung zur Identifikation des Temperatur- und Verschleißverhaltens sowie zur Verifikation der zuverlässigkeitsorientierten Regelung vorgestellt. Zur messtechnischen Erfassung des Verschleißes wurden zwei Präzisionswaagen, ein Laserprofilscanner und ein Konfokalmikroskop ausgewählt.

Zur Abbildung des thermischen Verhaltens einer Reibkupplung wurde ein thermisches Modell hergeleitet, welches eine Temperaturschätzung mit einem Schätzfehler von weniger als 5 % erlaubt. Dabei wurde ein Modell mit möglichst geringer Modellordnung entwickelt, welches die Konvektion über eine nichtlineare Funktion berücksichtigt. Als nächster Schritt wurden Modelle zur Abbildung des Reibungs- und Verschleißverhaltens für Einlauf, normale Beanspruchung und Überlastung entwickelt. Dazu wurde das theoretisch erwartete Verhalten durch deterministische Modelle approximiert. Zur Identifikation der unbekannten Modellparameter wurden experimentelle Untersuchungen am Getriebeprüfstand durchgeführt. Dabei konnte das Verschleißverhalten identifiziert und mit einem Schätzfehler von 11,21 % abgebildet werden. Das erwartete Reibungsverhalten konnte zwar nachgewiesen, aber nicht vollständig identifiziert werden. Aufbauend auf der Verschleißschätzung wurde eine Lebensdauerprognose entwickelt. Dazu wurden die geschätzten Verschleißkennwerte in den Gesundheitszustand überführt. Der zukünftige Gesundheitszu-

stand wurde mit Hilfe einer Monte-Carlo-Simulation des Verschleißmodells bei normaler Beanspruchung unter Berücksichtigung der erwarteten Unsicherheiten ermittelt. Dabei wurde gezeigt, dass die Lebensdauerprognose eine α - λ -Genauigkeit von 10 % einhält.

Abschließend wurde eine zuverlässigkeitsorientierte Regelung entwickelt. Diese Regelung basiert auf einer Strategieregelung und einer Betriebsverhaltensregelung. Als Betriebsverhaltensregelung wurde ein MPC als optimaler Anfahrregler verwendet, welcher das Betriebsverhalten über eine gewichtete Kostenfunktion steuern kann. Über eine kontinuierliche Anpassung des Optimierungsziels wird das Betriebsverhalten verändert und somit der Verschleiß geregelt. Zur Bestimmung des Optimierungsziels wurde ein Fuzzy-Regler als Strategieregelung eingesetzt. Die Strategieregelung erlaubt die Regelung der Lebensdauer, indem Gesundheitszustand und verbleibende Lebensdauer über eine Variation des Optimierungsziels gesteuert werden. Der Nachweis, dass mit dieser Regelung die geforderte Lebensdauer unter Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung garantiert werden kann, wurde mit Hilfe des Getriebeprüfstands erbracht.

8.2 Ausblick

Der in dieser Arbeit erreichte Stand kann bei erneuter Identifikation der wesentlichen Modellparameter des thermischen Modells und des Verschleißmodells in Fahrzeugen mit trockenen Reibkupplungen eingesetzt werden. Zudem kann die zuverlässigkeitsorientierte Regelung auf andere Problemstellungen übertragen werden. Dies ist möglich, wenn zum einen der Verschleiß über einen Sensor, ein Modell oder einen Algorithmus bestimmt werden kann. Zum anderen sollte das prinzipielle Verschleißverhalten bekannt sein, so dass dieses bei der Generierung der Referenz des Gesundheitszustands berücksichtigt werden kann. Letztendlich bietet der erreichte Stand viel Raum für weitere Forschung und Entwicklung. Im Besonderen ergeben sich Verbesserungsmöglichkeiten beim Einsatz im Fahrzeug. Entsprechend werden nachfolgend für die Kapitel 4 bis 7 mögliche Themen zur weiterführenden Forschung und Entwicklung dargestellt.

Für einen Einsatz im realen Fahrzeug muss das thermische Modell noch weiterentwickelt werden. Zum einen muss für eine exakte Verschleißschätzung auch eine genaue Temperaturschätzung für beide Kupplungsscheibenseiten möglich sein. Aufgrund der nicht messbaren Anpressplattentemperatur ϑ_A kann diese nur mit einem größeren Fehler geschätzt werden. Um eine exakte Schätzung der Anpressplattentemperatur zu erlauben, müsste der thermische Widerstand $R_{p,A}$ über einen zusätzlichen Temperatursensor an der Anpressplattenoberfläche identifiziert werden. Zum anderen wurde die Motortempe-

ratur im Modell zwar berücksichtigt, aber deren Einfluss auf das thermische Verhalten konnte am Getriebeprüfstand nicht identifiziert werden. Stattdessen wurde dieser durch externes Aufheizen plausibilisiert. Deshalb muss der Einfluss der Motortemperatur über weitere Temperaturmessungen im realen Fahrzeug identifiziert werden. Weiterhin zeigte das thermische Modell bei der Validierung einen Offset des Schätzfehlers. Zur Minimierung dieses Fehlers, wäre eine Reinitialisierung des Modells über einen zusätzlichen Sensor wünschenswert. Dieser Sensor sollte unabhängig von anderen Wärmequellen, wie dem Verbrennungsmotor, sein und eine Temperatur des thermischen Modells messen können. Zudem würde der zusätzliche Sensor auch die Möglichkeit schaffen, den Schätzfehler durch einen Zustandsbeobachter weiter zu reduzieren, wie in [71] am Beispiel eines Elektromotors realisiert.

Weiterführende Forschung zur Verschleißschätzung sollte sich dem Einfluss der tribologischen Beanspruchung auf das Verschleißverhalten beim Einlauf widmen. Für eine praktische Anwendung wäre zudem die Quantifizierung der Unsicherheit des Verschleißverhaltens aufgrund von Produktionsschwankungen wichtig. Angesichts der geringen Anzahl von experimentell untersuchten Testmustern konnte dazu in dieser Arbeit keine Aussage getroffen werden. Außerdem sollte das Reibungsverhalten durch weitere Untersuchungen identifiziert werden. Dazu sollten zuerst die durchgeführten Experimente mit einer Sensorik, welche die Anpresskraft messen kann, wiederholt werden. Somit wird ausgeschlossen, dass dem ermittelten Reibungskoeffizient infolge von Modellunsicherheiten nicht vertraut werden kann. Zusätzlich sollte untersucht werden, ob sich der statische Reibungskoeffizient über die Lebensdauer verändert. Beispielsweise könnte eine Veränderung der Abhängigkeit zur Differenzwinkelgeschwindigkeit Schwingungen bei der Regelung von gealterten Kupplungen bewirken.

Für einen Einsatz der zuverlässigkeitsorientierten Regelung in einem Serienfahrzeug muss eine einmalige Identifikation des Verschleißmodells vom Hersteller durchgeführt werden, um die Modellparameter der jeweiligen Kupplungsvariante zu identifizieren. Dazu müssen Verschleißmessungen an einem Getriebeprüfstand nach einem optimalen Versuchsplan mit den tribologischen Einflussgrößen Reibungsenergie und Temperatur durchgeführt werden. Anschließend kann auf Basis des identifizierten Verschleißmodells die Lebensdauer der Reibkupplung mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Konzept prognostiziert und geregelt werden. Als Nachteil dieser Offline-Identifikation ist der konstante Schätzfehler zu nennen, welcher beim Einsatz des Verschleißmodells in der Prognose oder der Regelung in einem anwachsenden Fehler resultiert. Dieser kann die Entscheidungsgrundlage für überlagerte Methoden, wie die zuverlässigkeitsorientierte Regelung, verfälschen. Zur Vermeidung dieses Fehlers wurde vorgeschlagen das Verschleißmodell online zu identifizieren. In [Joz18] wurde gezeigt, dass mit dieser Methode kein geringerer Schätzfehler erreicht werden konnte. Um diesen vielversprechenden Ansatz weiter

zu verfolgen, müsste der Schätzfehler reduziert werden. Dies könnte durch die Einbeziehung weiterer verschleißabhängiger Messgrößen, wie zum Beispiel dem Schließpunkt, oder durch den Einsatz präziserer Sensoren erreicht werden. In [104] wird die Rutschdauer und in [116] ein detektiertes Durchrutschen als verschleißabhängige Messgröße vorgeschlagen, welche ebenfalls in die Online-Identifikation mit einbezogen werden könnten.

Obwohl die vorgestellte Lebensdauerprognose bereits vielversprechende Ergebnisse liefert, wurden auch diesbezüglich einige Möglichkeiten für weiterführende Forschungsthemen erkannt. Zum einen sollte weiter untersucht werden, ob die zukünftige Beanspruchung durch alternative Methoden oder über eine Einbeziehung von realen Fahrprofilaten verbessert werden kann. Zum anderen könnte untersucht werden, wie weit die Simulationseffizienz durch sequentielle Monte-Carlo-Simulationsverfahren, wie zum Beispiel einen Partikel-Filter aus [25], verbessert werden kann.

Die vorgestellte zuverlässigkeitsorientierte Regelung besitzt ebenfalls Potential zur Weiterentwicklung. Unter anderem müssen die Reglerparameter der vorgestellten Fuzzy-Strategieregelung gemäß einer Zielstellung festgelegt werden. Dabei kann das Ziel sein, die geforderte Lebensdauer mit einem aggressiven Eingriff zu garantieren oder sich dieser mit möglichst geringem Eingriff anzunähern. Daher sollte weiter untersucht werden, ob die Effizienz der Fuzzy-Strategieregelung gesteigert werden kann, wenn die Reglerparameter während des Betriebs je nach tribologischer Belastung angepasst werden. Weiterhin muss für einen möglichen Serieneinsatz die vorgestellte zuverlässigkeitsorientierte Regelung in einem Fahrzeug getestet werden. Die Verifikation am Getriebeprüfstand zeigt, dass ein Einsatz prinzipiell möglich ist. Allerdings kann diese Aussage erst nach einem Test im Fahrzeug validiert werden, weil die Umgebungsbedingungen von denen am Getriebeprüfstand abweichen.

Anhang

A Federcharakteristik

Tabelle A.1: Parameter der Federcharakteristik ⁽¹⁾ Annahmen nach [Bus17] oder ⁽²⁾ anhand von Messungen identifiziert

Parameter	Wert	Bezeichnung
c_V	200 N/mm	Federkonstante ⁽²⁾
s_V	8,5 mm	Vorspannposition ⁽²⁾
h	21,0 mm	Höhe des Kupplungsgehäuses ⁽²⁾
h_d	12,5 mm	Höhe der Druckplatte ⁽²⁾
s_{b0}	0,8 mm	Stauchung der Belagfeder durch Vorspannung ⁽¹⁾
d_R	500 kg/s	Dämpfungskonstante ⁽¹⁾
k_{FT}	3,78	Hebelverhältnis der Tellerfeder ⁽¹⁾
k_h	0,5	Hebelverhältnis zwischen Ausrücklager und Nehmerzylinder ⁽¹⁾
D_a	168,5 mm	Außendurchmesser der Tellerfeder ⁽¹⁾
ξ	95 kN/mm ²	Elastizitätsmodul der Tellerfeder ⁽¹⁾
d	2,4 mm	Dicke der Tellerfeder ⁽¹⁾
ν	0,26	Poissonzahl der Tellerfeder ⁽¹⁾
m_D	1,94 kg	Masse der Druckplatte ⁽¹⁾

B Messunsicherheiten

Messunsicherheit - Differenzdrehzahl Die Differenzdrehzahl wird über zwei Drehzahlsensoren ermittelt. Diese haben einen sehr geringen Winkelfehler von $\pm 0,01^\circ$. Der Winkelfehler hat bei sehr kleinen Drehzahlwerten einen größeren Einfluss [102]. Beim Betrieb vom Getriebeprüfstand hat jedoch der Messbereich mit einer Motordrehzahl und Getriebedrehzahl < 100 rad/s keinen Einfluss auf die Temperatur oder den Verschleiß der Kupplung. Zudem werden

die Drehzahlwerte mittels CAN übertragen, weshalb diese nicht durch elektromagnetische Störungen verfälscht werden. Die Unsicherheit für die Differenzwinkelgeschwindigkeit wird daher als $u_{\Delta\omega} \leq 1 \text{ rad/s}$ angenommen.

Messunsicherheit - Kupplungsmoment Das Kupplungsdrehmoment wird aus dem am Abtrieb gemessenen Drehmoment und dem geschätzten Reibmoment des Getriebes ermittelt. Der Drehmomentsensor DR2212 hat eine Genauigkeit von $\pm 2 \text{ Nm}$ (0,1 %) [102]. Das Reibungsdrehmoment wird anhand eines Reibungskennfeldes aus [102] ermittelt. Zusätzlich wird der Drehmomentwert analog erfasst. Das Messsignal wird am Getriebeprüfstand starken elektromagnetischen Störungen ausgesetzt. Der durch elektromagnetische Störungen erzeugte Messfehler wird als maximal 6 Nm (0,3 %) angenommen. Folglich wird die Unsicherheit für das Kupplungsmoment mit $u_{T_c} \approx 8 \text{ Nm}$ (0,4 %) abgeschätzt.

Messunsicherheit - Reibungsenergie: Die Reibungsenergie ist eine direkte Eingangsgröße für das Verschleißmodell und ist das Integral der Reibungsleistung. Vereinfacht werden kann die Reibungsenergie als Multiplikation von Differenzwinkelgeschwindigkeit und Kupplungsmoment, wenn diese näherungsweise konstant über die Schleifdauer sind.

$$E \approx \frac{1}{2} \cdot P \cdot t_{\text{slip}} = \frac{1}{2} \cdot T_c \Delta\omega \cdot t_{\text{slip}} \quad (\text{B.1})$$

Die Unsicherheit der Reibungsenergie u_E ergibt sich damit aus:

$$u_E = \sqrt{\left(\frac{\delta E}{\delta T_c} u_{T_c}\right)^2 + \left(\frac{\delta E}{\delta \Delta\omega} u_{\Delta\omega}\right)^2} \approx \frac{1}{2} t_{\text{slip}} \left(\Delta\omega \frac{u_{T_c}}{T_c} + T_c \frac{u_{\Delta\omega}}{\Delta\omega} \right) \quad (\text{B.2})$$

Um einen Richtwert für die Unsicherheit der Reibungsenergie abzuschätzen, wird ein Betriebspunkt mit geringer Reibungsenergie von 4,5 kJ, mit einer Differenzwinkelgeschwindigkeit von 100 rad/s, einem Kupplungsmoment von 30 Nm und Rutschzeit von 3 s angenommen. In diesem Fall beträgt die Unsicherheit 0,51 J, was etwa 0,0113 % entspricht. Tendenziell ist zu erwarten, dass sich bei größerer Reibungsenergie aufgrund der absoluten Unsicherheit des Drehmoments die relative Unsicherheit der Reibungsleistung verringert. Daher wird die Unsicherheit der Reibungsenergie u_E als 0,51 J (0,0113 %) angenommen.

Messunsicherheit - Temperatur: Das Temperaturmodell wurde in Kapitel 4 identifiziert und validiert. Dabei wurde ein Schätzfehler von weniger als 5 %

erreicht. Allerdings ist bei diesem Wert noch nicht die Unsicherheit der Sensorik berücksichtigt. Infolge der unterschiedlichen Größenordnung der Unsicherheiten der Sensorik und des Temperaturmodells, wird der Einfluss der Messunsicherheit der Sensorik auf die Unsicherheit des Temperaturmodells vernachlässigt. Die Unsicherheit der Temperatur wird als $u_\theta = 5\%$ angenommen.

C Verschleißschätzung

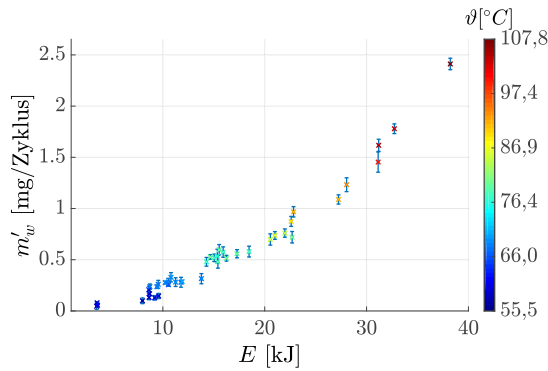


Abbildung C.1: Gemessener Verschleiß als Massenänderung je Zyklus dargestellt über die Reibungsenergie und Kupplungstemperatur

D Zustandsraumdarstellung Störgrößenmodell des MPC

$$\mathbf{A}_{\text{od}} = [0] \quad \mathbf{B}_{\text{od}} = [0]$$

$$\mathbf{C}_{\text{od}} = [0] \quad \mathbf{D}_{\text{n}} = \begin{bmatrix} 100 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 100 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 100 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 100 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 100 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1000 \end{bmatrix} \quad (\text{D.1})$$

$$\mathbf{A}_{id} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{B}_{id} = \begin{bmatrix} 0,04 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,04 \end{bmatrix} \quad (D.2)$$

$$\mathbf{C}_{id} = \begin{bmatrix} 2,5 & 0 \\ 0 & 2,5 \end{bmatrix} \quad \mathbf{D}_{id} = [0]$$

$$\mathbf{A}_n = [0] \quad \mathbf{B}_n = [0] \quad (D.3)$$

$$\mathbf{C}_n = [0] \quad \mathbf{D}_n = [0]$$

E Endbeschränkungen und Gewichtung der Endkosten vom MPC

Annahmen: N_1 wurde für $x_1 = w_{e_{max}} = 200 \text{ rad/s}$ (Grenzwert für Motordrehzahl) bestimmt und N_2 wurde für $x_1 - x_2 = \Delta w_{min} = 5 \text{ rad/s}$ (Grenzwert für Zustandswechsel) bestimmt. Die Parameter α_{Q0} , α_{Q1} und α_{Q2} wurden gemäß Tabelle 7.7 eingesetzt.

Ergebnisse: Allgemein werden die Endbeschränkungen über $\mathbf{A}_f$ und $\mathbf{b}_f$ als polytopische Menge von Ungleichungen definiert.

$$X_f(\gamma) := \{\mathbf{x} | \mathbf{A}_f(\gamma)\mathbf{x} \leq \mathbf{b}_f(\gamma)\} \quad (E.1)$$

Es wurden folgende Endbeschränkungen X_f für $\gamma=0$ bestimmt.

$$\begin{bmatrix} 7,0 \cdot 10^{-5} & 0,71 & -0,022 & -0,71 & 0 & 0 \\ -7,0 \cdot 10^{-5} & -0,71 & 0,022 & 0,71 & 0 & 0 \\ -3,8 \cdot 10^{-3} & -0,051 & 1 & 0,051 & 0 & 0 \\ -3,8 \cdot 10^{-3} & -0,051 & 1 & 0,051 & 0 & 0 \\ -3,2 \cdot 10^{-3} & -0,04 & 1 & 0,04 & 0 & 0 \\ 3,2 \cdot 10^{-3} & 0,04 & -1 & -0,04 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \mathbf{x} \leq \begin{bmatrix} 0,75 \\ 2,1 \\ 1,1 \\ 1,1 \\ 2,9 \\ 2,9 \\ 400 \\ 400 \\ 400 \\ 1000 \\ 1000 \\ 100 \\ 100 \\ 100 \\ 1000 \\ 1000 \end{bmatrix} \quad (E.2)$$

Die Gewichtung der Endkosten $\mathbf{Q}_N$ wurde für $\gamma=0$ bestimmt.

$$\mathbf{Q}_N = \begin{bmatrix} 1,0 & 0,067 & -3,2 & -0,067 & 0 & 0 \\ 0,067 & 1,0 \cdot 10^3 & -22,0 & -1,0 \cdot 10^3 & 0 & 0 \\ -3,2 & -22,0 & 1,0 \cdot 10^3 & 22,0 & 0 & 0 \\ -0,067 & -1,0 \cdot 10^3 & 22,0 & 1,0 \cdot 10^3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 4,7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 20,0 \end{bmatrix} \quad (\text{E.3})$$

Es wurden folgende Endbeschränkungen X_f für $\gamma=1$ bestimmt.

$$\begin{bmatrix} 7,0 \cdot 10^{-5} & 0,71 & -0,022 & -0,71 & 0 & 0 \\ -7,0 \cdot 10^{-5} & -0,71 & 0,022 & 0,71 & 0 & 0 \\ -3,8 \cdot 10^{-3} & -0,051 & 1 & 0,051 & 0 & 0 \\ -3,8 \cdot 10^{-3} & -0,051 & 1 & 0,051 & 0 & 0 \\ -3,2 \cdot 10^{-3} & -0,04 & 1 & 0,04 & 0 & 0 \\ 3,2 \cdot 10^{-3} & 0,04 & -1 & -0,04 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \mathbf{x} \leq \begin{bmatrix} 0,75 \\ 2,1 \\ 1,1 \\ 1,1 \\ 2,9 \\ 2,9 \\ 400 \\ 400 \\ 400 \\ 1000 \\ 1000 \\ 100 \\ 100 \\ 100 \\ 1000 \\ 1000 \end{bmatrix} \quad (\text{E.4})$$

Die Gewichtung der Endkosten $\mathbf{Q}_N$ wurde für $\gamma=1$ bestimmt.

$$\mathbf{Q}_N = \begin{bmatrix} 1,0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,052 & 1,0 \cdot 10^{-3} & -0,052 & 0 & 0 \\ 0 & 1,0 \cdot 10^{-3} & 0,052 & -1,0 \cdot 10^{-3} & 0 & 0 \\ 0 & -0,052 & -1,0 \cdot 10^{-3} & 0,052 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{E.5})$$

Abkürzungsverzeichnis

	Deutscher Begriff	Englischer Begriff
PM	Vorbeugende Instandhaltung	Preventative Maintenance
CM	Reaktive Instandhaltung	Corrective Maintenance
CBM	Zustandsorientierte Instandhaltung	Condition Based Maintenance
PDM	Vorausschauende Instandhaltung	Predictive Maintenance
ASG	Automatisiertes Schaltgetriebe	Automated Manual Transmission
DSG	Doppelkupplungsschaltgetriebe	Dual Clutch Transmission
TCU	Getriebesteuergerät	Transmission Control Unit
ECU	Motorsteuergerät	Motor Control Unit
PWG	Pedalwertgeber	Accelerator Pedal Sensor
RUL	Verbleibende Lebensdauer	Remaining Useful Life
EOL	Lebensende	End of Life
MTBF	Mittlere Betriebsdauer zwischen Ausfällen	Mean Time between Failures
EKF	Erweiterter Kalman-Filter	Extended Kalman Filter
WMA	Gleitender Mittelwertfilter	Weighted Moving Average
ARIMA	Autoregressiver Integrierter Gleitender Mittelwert	Autoregressive Integrated Moving Average
IMA	Integrierter Gleitender Mittelwert	Integrated Moving Average
MA	Gleitender Mittelwert	Moving Average
MPC	Modellprädiktiver Regler	Modellpredictive Control
PID	Proportional-Integral-Differentialregler	Proportional-Integral-Derivative Controller
PWM	Pulsweitenmodulation	Pulse Width Modulation
APRBS	Amplitudenmoduliertes Pseudozufällige Binäre Sequenz	Amplitude Modulated Pseudorandom Binary Sequence
PRBS	Pseudozufällige Binäre Sequenz	Pseudorandom Binary Sequence

Abkürzungsverzeichnis

BIBO	Eingangs-/Ausgangs-Stabilität	Bounded Input Bounded Output
RMS	Quadratisches Mittel	Root Mean Square
RMSE	Wurzel der Mittleren Fehlerquadratsumme	Root Mean Square Error
NRMSE	Normierte Wurzel der Mittleren Fehlerquadratsumme	Normalized Root Mean Square Error

Nomenklatur

Antriebsstrang

β_x	Reibungskoeffizient der Komponente x	[Nms/rad]
$\Delta\omega_{xy}$	Differenzwinkelgeschwindigkeit zwischen den Komponenten x und y	[rad/s]
η_x	Widerstandskoeffizient des Fahrzeugdynamikmodells	[-]
κ	Neigungswinkel der Fahrbahn	[°]
ω_x	Winkelgeschwindigkeit der Komponente x	[rad/s]
ρ_{air}	Luftdichte	[kg/m³]
v_{gd}	Übersetzungsverhältnis vom Getriebe und Differential	[-]
φ_x	Rotationswinkel der Komponente x	[rad]
a_v	Beschleunigung des Fahrzeugs	[m/s²]
A_{air}	Anströmfläche	[m²]
c_x	Federkonstante der Komponente x	[Nm/rad]
d_x	Dämpfungskonstante der Komponente x	[Nms/rad]
I_x	Massenträgheitsmoment der Komponente x	[kgm²]
j	Ruck	[m/s³]
m_v	Masse des Fahrzeugs	[kg]
r_v	Radradius	[m]
T_x	Drehmoment der Komponente x	[Nm]
T_{cap}	Übertragbares Drehmoment der Kupplung	[Nm]

T_c	Ausgangsdrehmoment der Kupplung	[Nm]
v	Geschwindigkeit	[m/s]

Verschleiß und Reibung

μ	Reibungskoeffizient der Reibkupplung	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
$\tilde{K}_w$	Verschleißkoeffizient der Reibkupplung	[-]
A	Reibbelagoberfläche	[m ²]
A_R	Kontaktfläche	[m ²]
E	Reibungsenergie	[J]
H	Härte (Angabe als Druckfestigkeit)	[N/mm ²]
K_w	Spezifischer Verschleißkoeffizient der Reibkupplung	[mm ³ /k]
m_w	Abgetragene Reibbelagsmasse	[g]
P	Reibungsleistung	[W]
R_a	mittlere Rauheit	[μm]
s_w	Abgetragene Reibbelaghöhe	[mm]
s'_w	Änderung der abgetragenen Reibbelaghöhe	[mm/Zyklus]
V_w	Abgetragenes Reibbelagsvolumen	[mm ³]
V_{xx}	Volumenkennwert der Abbott-Kurve	[μm ³]

Lebensdauerprognose

α	Bewertungsparameter der verbleibenden prognostizierten Lebensdauer	[-]
$\hat{i}_{EOL}$	Prognostiziertes Lebensende	[Zyklen]
$\hat{i}_{RUL}$	Prognostizierte verbleibende Lebensdauer	[Zyklen]
λ	Zeitliche Skalierung des Bewertungsparameters der verbleibenden prognostizierten Lebensdauer	[-]

Nomenklatur

μ_x	Mittelwert der Größe x	[-]
σ_x	Standardabweichung der Größe x	[-]
e	Schätzfehler von geschätzter und gemessener Verschleißänderung	[μm /Zyklus]
$e_{s_w}^t$	Modellfehler der Verschleißänderung	[μm /Zyklus]
$e_{\hat{s}_w}$	kumulierter Modellfehler der Verschleißänderung	[μm]
e_{HI}	Abweichung vom geforderten Gesundheitszustand	[Zyklen]
e_{RUL}	Abweichung von der geforderten verbleibenden Lebensdauer	[Zyklen]
$e_{s_w}^t$	Messfehler der Verschleißänderung	[μm /Zyklus]
HI	Gesundheitszustand	[-]
HI_{ref}	geforderter Gesundheitszustand	[Zyklen]
i	Lastzyklus (einmaliges Schleifen der Kupplung)	[Zyklen]
$i_{EOL,ref}$	gefordertes Lebensende	[Zyklen]
i_{EOL}	Wahres Lebensende	[Zyklen]
i_N	Fensterbreite der Beanspruchungsprognose	[Zyklen]
i_n	Prognosezeitpunkt	[Zyklen]
i_{PH}	Prognosehorizont	[Zyklen]
$i_{RUL,ref}$	geforderte verbleibende Lebensdauer	[Zyklen]
i_{RUL}	Wahre verbleibende Lebensdauer	[Zyklen]
i_{Sim}	Simulationsschrittweite der Lebensdauerprognose	[Zyklen]
u_x	Unsicherheit der Größe x	[-]

Regelung

α_x	Koeffizient eines Modells	[¹]
χ	Fuzzy-Zugehörigkeitsfunktion	[-]

γ	Eingriffsgewicht der zuverlässigkeitsorientierten Regelung	[-]
$\mathbb{U}$	Beschränkungen der Steuergrößen	[¹]
$\mathbb{X}$	Beschränkungen der Zustandsgrößen	[¹]
A	Zustandsraum System-Matrix	[-]
B	Zustandsraum Eingangs-Matrix	[-]
C	Zustandsraum Ausgangs-Matrix	[-]
D	Zustandsraum Durchgangs-Matrix	[-]
d	Eingangsstörgröße	[¹]
Q_c	Diskomfort-Gewicht der zuverlässigkeitsorientierten Regelung	[-]
Q_N	Gewichtung der Endkosten eines MPC	[-]
Q_w	Verschleiß-Gewicht der zuverlässigkeitsorientierten Regelung	[-]
R	Gewichtung der Stellgröße eines MPC	[-]
r	Referenz	[¹]
u	Steuergröße	[¹]
w	Rauschen	[¹]
x	Zustandsgröße	[¹]
y_n	Messrauschen	[¹]
y_{od}	Ausgangsstörgröße	[¹]
y	Regelgröße	[¹]
$\mathcal{N}()$	Normalverteilung	[-]
Ω	Kovarianzmatrizen des Kalman-Filters	[-]
ψ	Wert des Pedalwertgebers	[%]
τ_c	Zeitkonstante der Kupplungspositionsregelung	[s]
λ_{obs}	Eigenwerte des beobachteten Systems	[-]

Nomenklatur

Θ	Integrierte Abweichung vom Gleichgewichtspunkt des Kupplungsdrehmoments	[Nms]
H_c, M	Steuerhorizont	[Zyklen]
H_p, N	Prädiktionshorizont	[Zyklen]
J	Kostenfunktional	[-]
k	Diskreter Zeitpunkt	[-]
t	Zeit	[s]
t_s	Abtastzeit	[ms]
X_f	Endbeschränkung	[-]
X_N	Lösbarer Zustandsraum	[-]

Temperatur

$\dot{Q}$	Wärmestrom	[W]
ϑ	Temperatur der Reibbelagoberfläche	[°C]
ϑ_x	Temperatur der Komponente x	[°C]
C_x	thermische Kapazität der Komponente x	[J/K]
c_x	spezifische thermische Kapazität der Komponente x	[J/(kgK)]
$R_{x,y}$	thermischer Widerstand zwischen den Komponenten x und y	[K/W]
S	Thermischer Zustand der Kupplung	[-]

Kupplung

ν	Poissonzahl der Tellerfeder	[-]
ν_H	Hebelfaktor zwischen Ausrücklager und Nehmerzylinder	[-]
ν_{TF}	Kopplungsfaktor der Tellerfeder	[-]
ξ	Elastizitätsmodul der Tellerfeder	[N/m²]
d	Dicke der Tellerfeder	[mm]

Nomenklatur

D_a	Äußerer Durchmesser der Tellerfeder	[mm]
D_i	Innerer Durchmesser der Tellerfeder	[mm]
F_N	Anpresskraft	[N]
F_x	Kraft der Komponente x	[N]
h_{TF}	Höhe der Tellerfeder	[mm]
m_D	Masse der Druckplatte	[kg]
n_c	Anzahl der Reibungsflächen einer Kupplung	[-]
p_c	Kupplungsdruck am Nehmerzylinder	[Pa]
p_N	Flächenpressung auf dem Reibbelag	[N/mm ²]
r_a	Äußerer Radius der Kupplungsscheibe	[mm]
r_i	Innerer Radius der Kupplungsscheibe	[mm]
r_R	Reibungsradius der Kupplungsscheibe	[mm]
s_c	Kupplungsposition am Nehmerzylinder	[mm]
s_h	Höhe des Reibbelags	[mm]
s_x	Position der Komponente x	[mm]
t_{slip}	Schleifdauer des Kupplungsvorgangs	[s]

¹Einheit je nach Verwendung

Abbildungsverzeichnis

1.1 Nutzen der unterschiedlichen Instandhaltungsstrategien [57, modifiziert]	2
1.2 Schematische Lebensdauerprognose als Basis für eine vorausschauende Instandhaltung	2
1.3 Schema einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung	4
1.4 Blockschaltbild zur Realisierung einer Lebensdauerprognose und zuverlässigkeitsorientierten Regelung für trockene Reibkupplungen	5
1.5 Allgemeine Struktur einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung mit drei Ebenen [97, modifiziert]	13
2.1 Antriebsstrang mit automatisiertem 5-Gang Schaltgetriebe [70, modifiziert]	20
2.2 Schematischer Aufbau einer Kupplung	21
2.3 Schematische Funktion einer Kupplung (links: geöffnete Kupplung, rechts: geschlossene Kupplung)	22
2.4 Struktur des Antriebsstrangs mit Reibkupplung und Kupplungsregelung	24
2.5 Antriebsstrangmodell	25
2.6 Prinzipielles Verhalten einer Reibkupplung beim Einkuppeln	27
2.7 Generiertes Motorkennfeld zur Modellierung des erwarteten Verhaltens eines Kleinwagens	31
2.8 Am Fahrzeug wirkende Fahrwiderstände und Antriebskraft	33
2.9 Reibfläche zur Herleitung des differentiell übertragbaren Kupplungsmoments [138, modifiziert]	34
2.10 Kennfeld des Reibungskoeffizienten	36
2.11 Temperaturabhängigkeit des Reibbelags: μ_θ nach [131] und $\hat{\mu}_\theta$ als Approximation	37
2.12 Schematische Darstellung der an der Druckplatte wirkenden Kräfte	39
2.13 Schematische Tellerfedergeometrie	40
2.14 Kraft-Weg-Diagramm der Membranfeder für verschiedene Temperaturen [Bus17, modifiziert]	41
2.15 Kraft-Weg-Diagramm der Belagfeder für verschiedene Temperaturen [Bus17, modifiziert]	42

2.16	Simulierter Einfluss der Temperatur auf die Anpresskraft . . .	42
2.17	Schematische Darstellung der verschraubten Kupplung zur Illustration der Vorspannung [Bus17, modifiziert]	43
2.18	Simulierter Einfluss des Verschleißes auf die Anpresskraft . . .	44
2.19	Blockschaltbild der Kupplungsregelung	44
2.20	Validierung des Antriebsstrangmodells für 2 Versuchszyklen .	46
2.21	Ermittelte Temperaturabhängigkeit des Reibungskoeffizienten .	47
2.22	Dynamik der Kupplungsregelung bei rampenförmiger Referenz	48
3.1	Struktur des bestehenden Getriebeprüfstands [70, modifiziert] .	52
3.2	Aufbau der Elektronik zur Erfassung der Schwungradtemperatur	54
3.3	Schwungrad mit eingebauten Temperaturmesssystem	54
3.4	Position der Temperatursensoren am Getriebe	55
3.5	Schematische Versuchssteuerung für die Verschleißexperimente am GPST	57
3.6	Getriebeprüfstandsverhalten in Abhängigkeit der Versuchszustände	58
3.7	Waagen mit einer Kupplungsscheibe und einer Anpressplatte .	59
3.8	Schema der Oberflächenerfassung mit dem Laserprofilscanner	63
3.9	Aufbau Messstand für den Laserprofilscanner	64
3.10	Koordinatensysteme der Höhenprofilierung: Reibbelag als Bauteil (links) und erfasstes Höhenprofil vom Reibbelag (rechts)	65
3.11	Kupplungsoberfläche mit (links) und ohne Neigung (rechts) . .	65
3.12	Auswertung der Belaghöhe für einen Ausschnitt der erfassten Kupplungsoberfläche	66
3.13	Konfokalmikroskop mit einer Kupplungsscheibe	67
3.14	Rauheitsauswertung gemäß Norm ISO 25178-2 [32, modifiziert]	68
3.15	Abbott-Kurve mit Volumenkennwerten [32, modifiziert]	69
4.1	Wärmefluss in einer trockenen Reibkupplung	72
4.2	Wärmeflussdiagramm einer trockenen Reibkupplung	72
4.3	Identifikation für einen Ausschnitt der Temperaturmessung . .	77
4.4	Validierung für einen Ausschnitt einer Temperaturmessung . .	78
4.5	Veränderung der Konvektion bei einer Variation der Motorwinkelgeschwindigkeit ω_e und des Kupplungszustands S	79
4.6	Veränderung der Konvektion bei einer Variation der Differenzwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega$ (ω_e konstant 157 rad/s)	80
4.7	Vergleich vom linearen und nichtlinearen thermischen Modell für eine Variation der Motorwinkelgeschwindigkeit während des Abkühlens	81
5.1	Vorgehensweise zur Reibungs- und Verschleißanalyse [52, modifiziert]	84

5.2	Verschleißmechanismen [23, modifiziert]	84
5.3	Einteilung der Verschleißarten gemäß der tribologischen Beanspruchung [102, modifiziert] bzw. [36, ursprünglich]	88
5.4	Schematische Darstellung einer Reibkupplung zur Definition des Reibungskoeffizienten	88
5.5	Ansteigendes Einlaufverhalten vom Reibungskoeffizienten bei konstanter Belastung (grau: abfallendes Einlaufverhalten) . . .	90
5.6	Reibungskoeffizientenverläufe bei wechselnder Belastung . . .	91
5.7	Veranschaulichung neue und verschlissene Reibkupplung . . .	92
5.8	Typisches Verschleißverhalten der Belaghöhe	93
5.9	Typisches Verschleißverhalten der Belaghöhe beim Einlauf . . .	93
5.10	Modellstruktur zur Beschreibung des Reibungs- und Verschleißverhaltens	95
5.11	Schematische Darstellung der ereignisdiskreten Zustandsmaschine	96
5.12	Einlaufverhalten anhand eines schematischen Höhenprofils des Reibbelags (Zeitpunkt 1)	100
5.13	Einlaufverhalten anhand eines schematischen Höhenprofils des Reibbelags (Zeitpunkt 2)	101
5.14	Gemessenes Reibungsverhalten beim Einlauf	104
5.15	Gemessenes Reibungsverhalten bei Überlast	106
5.16	Geschädigter Belag nach 600 Zyklen, erfasst mittels Konfokalmikroskop (Objektiv mit zehnfacher Auflösung)	107
5.17	Regenerierter Belag nach 1.800 Zyklen, erfasst mittels Konfokalmikroskop (Objektiv mit zehnfacher Auflösung)	107
5.18	Aufnahme mittels Konfokalmikroskop zur Darstellung des Höhenunterschieds für unterschiedliche Materialien (Objektiv mit zehnfacher Auflösung)	109
5.19	Neuer Belag erfasst mittels Konfokalmikroskop (Objektiv mit hundertfacher Auflösung)	110
5.20	Stark abgeriebener Belag erfasst mittels Konfokalmikroskop (Objektiv mit hundertfacher Auflösung)	110
5.21	Schematisches Einlaufverhalten der Kontaktfläche der untersuchten Reibkupplung	111
5.22	Entwicklung der Rauheit beim Versuch E1 für 24 Messpunkte auf der Getriebeseite der Kupplungsscheibe	111
5.23	Entwicklung der Belaghöhe beim Einlauf	112
5.24	Entwicklung der Belaghöhe beider Kupplungsseiten beim Versuch E2	113
5.25	Identifiziertes Polynommodell zur Abbildung des Verschleißes	116
5.26	Gemessener Verschleiß als Höhenänderung je Zyklus dargestellt über die Reibungsenergie und Kupplungstemperatur . . .	117
5.27	Verteilung der Residuen	118

5.28	Beobachtungsreihenfolge der Residuen	119
6.1	Funktionen der Zustandsüberwachung [16, modifiziert]	121
6.2	Darstellung des Verschleißgrenzwertes einer trockenen Reib- kupplung	123
6.3	Gesundheitszustand HI in Abhängigkeit zu den Verschleißkenn- werten μ und s_w	125
6.4	Definition der verbleibenden Lebensdauer	126
6.5	Illustration der Genauigkeit und Präzision von $i_{RUL}(i_n)$ [144, modifiziert]	127
6.6	Prognosemetriken nach [128, modifiziert]	128
6.7	Konzept der Lebensdauerprognose auf Basis des zukünftigen Verschleißtrends	132
6.8	Konzept der Lebensdauerprognose auf Basis des Verschleißmo- dells	132
6.9	Lebensdauerprognosekonzept auf Basis des mittels Kalman-Filter geschätzten Verschleißes	133
6.10	Darstellung der Unsicherheiten der Lebensdauerprognose . . .	135
6.11	Beispiel einer normalverteilten Beanspruchung und der resul- tierenden Annahme für die zukünftige Beanspruchung	143
6.12	Einzelne Simulationsschritte der Lebensdauerprognose	145
6.13	Prognostizierte verbleibende Lebensdauer $\hat{i}_{RUL}$ mit α - λ Bewer- tungskriterium	146
6.14	Prognosefehler der verbleibenden Lebensdauer $\hat{i}_{RUL} - i_{RUL}$ mit α - λ Bewertungskriterium	146
7.1	Struktur der zuverlässigkeitsorientierten Strategieregelung . . .	149
7.2	Definition der Referenzen für die Strategieregelung eines unge- regelten Systems	149
7.3	Fuzzy-Regler	153
7.4	Zugehörigkeitsfunktionen der Fuzzy-Regler-Eingänge	155
7.5	Zugehörigkeitsfunktionen des Fuzzy-Regler-Ausgangs	155
7.6	Variation des Regelverhaltens der Strategieregelung mit Hilfe der Gewichtung	156
7.7	Stellgrößenbeschränkung der Strategieregelung	158
7.8	Konzept einer kurbelwellendrehmomentbasierten Anfahrrege- lung auf Basis von optimierter Kennfelder	159
7.9	Konzept des kurbelwellendrehmomentbasierten Ansatzes mit- tels MPC	160
7.10	Konzept des raddrehmomentbasierten Ansatzes mittels MPC .	161
7.11	Allgemeine MPC-Struktur für $H_p = N$	162
7.12	Allgemeine Arbeitsweise des MPC nach [24, modifiziert]	163
7.13	Resultierende Pareto-Front des zuverlässigkeitsorientierten MPC	164

Abbildungsverzeichnis

7.14	Darstellung zwei schematischer Anfahrvorgänge zur Visualisierung des Rucks j (schwarz - mit Diskomfortminimierung, rot - mit Verschleißminimierung)	166
7.15	Idealisierter Anfahrvorgang mit zeitlicher Gewichtung der Kostenfunktion	170
7.16	Darstellung des lösbaren Zustandsraums X_N mit stabilisierender Endbeschränkung X_f	178
7.17	MPC-Störgrößenmodellstruktur	179
7.18	Anfahrreglerverhalten am Getriebeprüfstand mit Diskomfortminimierung ($\gamma = 0$)	184
7.19	Anfahrreglerverhalten am Getriebeprüfstand mit Verschleißminimierung ($\gamma = 1$)	184
7.20	Anfahrreglerverhalten in der Simulation mit Diskomfortminimierung ($\gamma = 0$)	185
7.21	Anfahrreglerverhalten in der Simulation mit Verschleißminimierung ($\gamma = 1$)	186
7.22	Gemessene Belaghöhe zum Nachweis der Verschleißregelbarkeit	187
7.23	Gemessene Belaghöhe zum Nachweis der Lebensdauerregelbarkeit	189
7.24	Vergleich der gemessenen und simulierten Regel- und Steuergrößen	190
7.25	Simulationsumgebung (blau markiert) anhand der Struktur der zuverlässigkeitsorientierten Regelung	191
7.26	Simuliertes Anfahrverhalten für unterschiedliche Betriebspunkte	193
7.27	Approximiertes thermisches Verhalten für unterschiedliche Betriebspunkte und eine Wartezeit von $t_{wait} = 30$ s	193
7.28	Anregungssignal für einen schnell variierenden Betriebspunkt	195
7.29	Reglerverhalten bei schnell variierendem Betriebspunkt	196
7.30	Reglerverhalten bei langsam variierendem Betriebspunkt	196
C.1	Gemessener Verschleiß als Massenänderung je Zyklus dargestellt über die Reibungsenergie und Kupplungstemperatur	205

Tabellenverzeichnis

1.1	Literaturrecherche zuverlässigkeitsorientierte Regelungsansätze sortiert nach verwendeten Methoden	13
2.1	Variablen des Antriebsstrangmodells	25
2.2	Parameter des Antriebsstrangmodells ⁽¹⁾ Annahmen nach [102] oder ⁽²⁾ anhand von Messungen identifiziert)	26
2.3	Parameter des Fahrzeugdynamikmodells nach [70]	32
2.4	Parameter des Reibungsverhaltens ⁽¹⁾ Annahmen nach [134], ⁽²⁾ anhand von Messungen identifiziert oder ⁽³⁾ aus dem Da- tenblatt [131])	36
3.1	Festgelegte Betriebsgrenzen für den Getriebeprüfstand	53
3.2	Zustände der Versuchssteuerung	58
3.3	Anforderungen an die Verschleißmessung mittels Präzisions- waagen	60
3.4	Parameter des Reibbelags (einseitig) zur Bestimmung der ge- forderten Genauigkeit für die Verschleißmessung mittels Laser- profilscanner	62
4.1	Annahmen für die thermischen Kapazitäten aus Abbildung 4.2	75
4.2	Varierte Anregung bei der Temperaturmessung	76
4.3	Varierte Einflussgrößen der Konvektion	79
4.4	Identifizierte Modellparameter zur Berücksichtigung der Kon- vektion	81
5.1	Modellstruktur zur Abbildung von Reibung und Verschleiß . .	94
5.2	Betriebsparameter zur experimentellen Untersuchung des Ver- schleißverhaltens beim Einlauf	104
5.3	Betriebsparameter zur experimentellen Untersuchung des Ver- schleißverhaltens bei Überlast	105
5.4	Rauheitsparameter zur experimentellen Untersuchung des Rei- bungsverhaltens bei Überlast	108
5.5	Betriebsparameter zur experimentellen Untersuchung des Ver- schleißverhaltens beim Einlauf	109

Tabellenverzeichnis

5.6	Identifizierte Modellparameter zur Abbildung des Verschleißverhaltens beim Einlauf	113
5.7	Betriebsparameter zur experimentellen Untersuchung des Verschleißverhaltens bei normaler Beanspruchung	114
5.8	Beschränkungen des Versuchsraumes	115
5.9	Identifizierte Regressionskoeffizienten mit zugehörigen t und p-Werten	117
6.1	Mess- und Modellunsicherheiten	137
6.2	Annahmen zur Generierung des Beanspruchungsverlaufs	140
6.3	Resultierende Genauigkeit und Präzision aus Abbildung 6.12	144
7.1	Verbale Definition der Betriebsstrategie für e_{HI}	151
7.2	Verbale Definition der Betriebsstrategie für e_{RUL}	152
7.3	Verwendete Fuzzy-Funktionen der Betriebsstrategie nach [135]	153
7.4	Zugehörigkeitsfunktion für die Ausgänge	154
7.5	Zugehörigkeitsfunktion für die Eingänge	154
7.6	Gewählte Gewichte der Strategieregelung	156
7.7	Gewichtung der Betriebsverhaltensregelung	183
7.8	Beschränkungen der Betriebsverhaltensregelung	183
7.9	Geprüfter Arbeitsbereich der Betriebsverhaltensregelung am Getriebeprüfstand	183
7.10	Betriebspunkt zum Nachweis der Verschleißregelbarkeit	187
7.11	Versuchsergebnisse zum Nachweis der Verschleißregelbarkeit	188
7.12	Betriebspunkt zum Nachweis der Regelbarkeit der Lebensdauer	188
7.13	Initialisierung der Verschleißschätzung und -prognose	189
7.14	Annahmen zur Generierung des Betriebspunktes mittels APRBS	194
A.1	Parameter der Federcharakteristik ⁽¹⁾ Annahmen nach [Bus17] oder ⁽²⁾ anhand von Messungen identifiziert)	203

Literaturverzeichnis

- [1] Adamy, J.: *Nichtlineare Systeme und Regelungen*. Springer, 2014.
- [2] Albers, A. und Herbst, D.: *Rupfen - Ursachen und Abhilfen*. LuK Kolloquium, 6:23–46, 1998.
- [3] Aleksendrić, D.: *Neural network prediction of brake friction materials wear*. Wear, 268(1-2):117–125, 2010.
- [4] Archard, J.F.: *Contact and Rubbing of Flat Surfaces*. Journal of Applied Physics, 24(8):981–989, 1953.
- [5] Arndt, T.: *Concepts for Control of Automated Clutches in Theory and Practice*. Proceedings of International VDI Conference Control Solutions for Transmissions, 653–666, 2013.
- [6] Baehr, H.D. und Stephan, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer, 7. Aufl., 2010.
- [7] Bagwell, T. und Mukse, K.: *Disturbance Model Design for Linear Model Predictive Control*. Proceedings of the American Control Conference, 2:1621–1626, 2002.
- [8] Bauer, N. (Hrsg.): *Handbuch zur industriellen Bildverarbeitung: Qualitätssicherung in der Praxis*. Fraunhofer IRB, 2. Aufl., 2008.
- [9] B+B Sensors: *PT1000 Messumformer-Modul Datenblatt*, 13.08.2015.
- [10] Bechhoefer, E., He, D. und Dempsey, P.: *Gear Health Threshold Setting Based On a Probability of False Alarm*. Proceedings of the Prognostics and Health Management Conference, 2:11, 2011.
- [11] Beitler, H.: *Untersuchung zum Temperatur- und Wärmeabgabeverhalten einer Einscheiben-Trockenkupplung*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2008.
- [12] Blanke, M., Kinnaert, M. und Lunze, J.: *Diagnosis and Fault-Tolerant Control*. Springer, 2006.
- [13] Botonakis, I.: *Reibkontaktverhalten trockenlaufender Kupplungen in Doppelkupplungsgetrieben*. Dissertation, Technische Universität Clausthal, 2009.

- [14] Bottonakis, I., Schwarze, H., Adamis, P. und Deters, L.: *Modellierung von Reibung und Verschleiss bei trocken laufenden Kupplungsreibbelägen*. Tribologie und Schmierungstechnik, 57:5–10, 2010.
- [15] Box, G. , Jenkins, G. und Reinsel, G.: *Time Series Analysis: Forecasting and Control*. John Wiley & Sons, 4. Aufl., 2011.
- [16] British Standards Institution: *Betriebsüberwachung und Diagnose von Maschinen. Datenverarbeitung, -austausch und -darstellung. Teil 1: Allgemeine Anleitung*, ISO 13374-1:2003.
- [17] Burisch, P.: *Induktive Energieversorgung eines drahtlosen Temperaturmesssystems*. Diplomarbeit, Technische Universität Berlin, 2014.
- [18] Butler, S.: *Prognostic Algorithms for Condition Monitoring and Remaining Useful Life Estimation*. Dissertation, National University of Ireland, Mynooth, 2012.
- [19] Cappetti, N. und Pisaturo, M.: *Temperature Influence on the Engagement Uncertainty in Dry-Clutch-AMT*. GPC- IABC Global Powertrain Congress, 2012.
- [20] Cappetti, N., Pisaturo, M. und Senatore, A.: *Modelling the cushion spring characteristic to enhance the automated dry-clutch performance: The temperature effect*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 226(11):1472–1482, 2012.
- [21] Carvajal, J.: *Fuzzy PID controller: Design, performance evaluation, and stability analysis*. Information Sciences, 123(3):249–270, 2000.
- [22] Celaya, J., Saxena, A. und Goebel, K.: *Uncertainty Representation and Interpretation in Model-based Prognostics Algorithms based on Kalman Filter Estimation*. Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society, 3: 1–10, 2012.
- [23] Czichos, H.: *Tribologie-Handbuch*. Springer Vieweg, 2010.
- [24] Dai, L., Xia, Y., Fu, M. und Mahmoud, M.: *Discrete-Time Model Predictive Control*. Advances in Discrete Time Systems. InTech, 2012.
- [25] Daigle, M. und Goebel, K.: *Improving Computational Efficiency of Prediction in Model-based Prognostics Using the Unscented Transform*. Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society, 2010.
- [26] Daigle, M. und Goebel, K.: *A Model-Based Prognostics Approach Applied to Pneumatic Valves*. International Journal of Prognostics and Health Management, 2, 2011.

- [27] Deutsches Institut für Normung: *Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren*, DIN EN 60751:2008.
- [28] Deutsches Institut für Normung: *Metallische Werkstoffe - Umwertung von Härtewerten*, DIN EN ISO 18265:2014-02.
- [29] Deutsches Institut für Normung: *Bestimmung der Härte, Teil 2: Rockwellhärte*, DIN EN ISO 2039-2:1999.
- [30] Deutsches Institut für Normung: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft – Teil 6: Klassifizierung von Methoden zur Messung der Oberflächenbeschaffenheit*, DIN EN ISO 25178-6:2010.
- [31] Deutsches Institut für Normung: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft – Teil 3: Spezifikationsoperatoren*, DIN EN ISO 25178-3:2012.
- [32] Deutsches Institut für Normung: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft – Teil 2: Begriffe und Oberflächen-Kenngrößen*, DIN EN ISO 25178-2:2012.
- [33] Doege, E. und Behrens, B.: *Handbuch Umformtechnik: Grundlagen, Technologien, Maschinen*. VDI-Buch. Springer, 2. Aufl., 2010.
- [34] Doering, E., Schedwill, H. und Dehli, M.: *Grundlagen der Technischen Thermodynamik: Lehrbuch für Studierende der Ingenieurwissenschaften*. Springer Vieweg, 8. Aufl., 2016.
- [35] Dolcini, P.J., Béchart, H., Canudas de Wit, C., Grimbale, M. und Johnson, M.: *Dry Clutch Control for Automotive Applications*. Advances in Industrial Control. Springer, 2010.
- [36] Drexel, H.J.: *Kraftfahrzeugkupplungen: Funktion und Auslegung*, Bd. 138 d. Reihe Die Bibliothek der Technik. Moderne Industrie, 1997.
- [37] Eckhoff, K.: *Messdatenverarbeitung von Oberflächenprofildaten zur Bestimmung der Rauheit von Reibkupplungsbelägen*. Projektbericht, Technische Universität Berlin, 2017.
- [38] Eisenwert, K., Schuler, R. und Urban, W.: *Bestimmung einer Kupplungstemperatur einer Reibkupplung in einem Kraftfahrzeug*, Patent DE102008042639A1, 2010.
- [39] Ellis, M. und Christofides, P.: *Economic model predictive control with time-varying objective function for nonlinear process systems*. AIChE Journal, 60(2):507–519, 2014.

- [40] Eriksson, L. und Nielsen, L.: *Modeling and Control of Engines and Drivelines*. John Wiley & Sons, 2014.
- [41] Fahrmeir, L., Heumann, C., Künstler, R., Pigeot, I. und Tutz, G.: *Statistik: Der Weg zur Datenanalyse*. Springer Spektrum, 8. Aufl., 2016.
- [42] Felger, R., Spandern, C., Häßler, M. und Elison, H.: *Innovative Kuppelungsbeläge: Coole Beläge für heiße Anwendungen*. Luk Kolloquium, 8:47–53, 2006.
- [43] Fernandes, G., Zanutto, P. und Sinatora, A.: *Contribution on understanding the friction film development in the performance of a dry automotive clutch system*. Wear, 342:364–376, 2015.
- [44] Florig, F.: *Die Reibungsvorgänge in trockenlaufenden Kupplungen*. Angewandte Mathematik und Mechanik, 4:284–290, 1927.
- [45] Foulard, S.: *Online and Real-Time Load Monitoring for Remaining Service Life Prediction of Automotive Transmissions*. Dissertation, Université de Lyon, 2015.
- [46] Funck, J., Knoblich, R., Scholz, D., Nowoisky, S. und Gühmann, C.: *Drahtloses Messsystem für Temperaturen in Kraftfahrzeugkupplungen*. Technisches Messen, 2012.
- [47] Gao, B., Hong, J., Qu, T., Wang, B. und Chen, H.: *Linear-quadratic output regulator for systems with disturbance: Application to vehicle launch control*. Youth Academic Annual Conference of Chinese Association of Automation (YAC), 31:135–140, 2016.
- [48] Garofalo, F., Glielmo, L., Iannelli, L. und Vasca, F.: *Smooth engagement for automotive dry clutch*. IEEE Conference on Decision and Control, 1:529–534, 2001.
- [49] Gattermann: *Datenblatt Grauguss*. http://www.gattermannguss.de/pdf/Werkstoffliste_Gattermann.pdf, besucht: 2019-04-24.
- [50] Gatz, D.F. und Smith, L.: *The standard error of a weighted mean concentration: Bootstrapping vs other methods*. Atmospheric Environment, 29(11):1185–1193, 1995.
- [51] Gauger, D.: *Wirkmechanismen und Belastungsgrenzen von Reibpaarungen trockenlaufender Kupplungen*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 1998.
- [52] Gesellschaft für Tribologie: *Tribologie: Verschleiß, Reibung, Definitionen, Begriffe, Prüfung: Arbeitsblatt 7*, 2002.

- [53] Glielmo, L., Iannelli, L., Vacca, V. und Vasca, F.: *Speed control for automated manual transmission with dry clutch*. IEEE Conference on Decision and Control, 2:1709-1714, 2004.
- [54] Goebel, K., Daigle, M., Saxena, A., Sankararaman, S., Roychoudhury, I. und Celaya, J.: *Prognostics*. Amazon Fulfillment, 2017.
- [55] Gokdere, L., Bogdanov, A., Chiu, S., Keller, K. und Vian, J.: *Adaptive Control of Actuator Lifetime*. IEEE Aerospace Conference, 2006.
- [56] Gringard, M. und Kroll, A.: *On the parametrization of APRBS and multi-sine test signals for the identification of nonlinear dynamic TS-models*. IEEE Symposium Series on Computational Intelligence (SSCI) 2016.
- [57] Haddad, G., Sandborn, P. und Pecht, M.: *An Options Approach for Decision Support of Systems With Prognostic Capabilities*. IEEE Transactions on Reliability, 61(4):872–883, 2012.
- [58] Hämmerl, B.: *Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung*. Dissertation, Technische Universität München, 1995.
- [59] Hensel, M.: *Thermische Beanspruchbarkeit und Lebensdauerverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen*. Dissertation, Technische Universität München, 2015.
- [60] Heraeus Sensor GmbH: *PT1000 M222 Datenblatt: 30910015C*. https://www.heraeus.com/media/media/group/doc_group/products_1/hst/m_sensors/en_10/m_222_e.pdf, besucht: 2019-05-09.
- [61] Heraeus Sensor GmbH: *PT1000 W-EYK 6 Datenblatt: 31 500-989*, 1996. https://produktinfo.conrad.com/datenblaetter/150000-174999/172430-da-01-de-PT1000_1_3_B_Fuehler.pdf, besucht: 2019-05-09.
- [62] Herceg, M., Kvasnica, M., Jones, C. und Morari, M.: *Multi-Parametric Toolbox 3.0*. Proc. of the European Control Conference, S. 502–510, 2013. <http://people.ee.ethz.ch/~mpt/3/>, besucht: 2019-05-09.
- [63] Heuler, P. und Klaschke, H.: *Generation and use of standardised load spectra and load-time histories*. International Journal of Fatigue, 27(8):974–990, 2005.
- [64] Hoic, M., Herold, Z., Kranjcevic, N., Deur, J. und Ivanovic, V.: *Experimental Characterization and Modeling of Dry Dual Clutch Thermal Expansion Effects*. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 6(2):775–785, 2013.

- [65] Hoic, M., Kranjcevic, N., Herold, Z., Deur, J. und Ivanovic, V.: *Experimental Characterization and Modeling of Dry Dual Clutch Wear*. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 7(1):326–337, 2014.
- [66] Hoic, M., Kranjcevic, N., Herold, Z., Deur, J. und Ivanovic, V.: *Modeling of dry dual-clutch axial dynamics*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 232(2):220–237, 2017.
- [67] Hu, W.: *Zuverlässigkeitsbasierte Zustandserkennung und Regelungskonzept für mechatronische Systeme*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2013.
- [68] Hu, W., Foitzik, B., Chi-Thuan, C. und Guhmann, C.: *Reliability based Lifetime Prediction and Optimization for Permanent Magnet Synchronous Machines*. International Multi-Conference on Systems, Signals and Devices (SSD), 2009.
- [69] Huang, F., Y. Mo und J. Lv: *Study on Heat Fading of Phenolic Resin Friction Material for Micro-automobile Clutch*. International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA), S. 596–599, 2010.
- [70] Huang, H.: *Model-based Calibration of Automated Transmissions*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2016.
- [71] Huang, Y. und C. Gühmann: *Estimation of the Temperatures in Asynchronous Machine using Extended Kalman Filter*. International Conference on Electric Machines and Drive System (ICEMDS), 2017.
- [72] Isermann, R.: *Identifikation dynamischer Systeme 1: Grundlegende Methoden*. Springer, 2. Aufl., 1992.
- [73] Isermann, R.: *Mechatronische Systeme: Grundlagen*. Springer, 2. Aufl., 2008.
- [74] Jardine, A., Lin, D. und Banjevic, D.: *A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance*. Mechanical Systems and Signal Processing, 20(7):1483–1510, 2006.
- [75] Kadry, S. (Hrsg.): *Diagnostics and prognostics of engineering systems: Methods and techniques*. IGI Global, 2013.
- [76] Keck, K.: *Arbeitsvermögen und Lebensdauer von Kfz-Kupplungen*. Luk Kolloquium, 1982.
- [77] KERN & Sohn GmbH: *KERN EMB-2000-2 Datenblatt: EMB-BA-d-1132*, 2011. <https://www.kern-sohn.com/data/zusatzseiten/downloads/z-cb-de-kp-precision-balances.pdf>, besucht: 2019-06-03.

- [78] KEYENCE DEUTSCHLAND: *Konfokalmikroskop VK-X260K Datenblatt*, 2018. https://www.keyence.de/products/measure-sys/3d-measure/vk-x100_x200/models/vk-x260k/index.jsp, besucht: 2019-06-03.
- [79] KEYENCE DEUTSCHLAND: *Laserprofilscanner LJ-V7080 Datenblatt*, 2016. <https://www.keyence.de/products/measure/laser-2d/lj-v/models/lj-v7080/index.jsp>, besucht: 2019-06-03.
- [80] Ye, K., Liu, Q., Gao, B. und Chen, H.: *Thermal-Friction Modeling and Analysis for Automotive Dry Clutch Systems*. Proceedings of the 35th Chinese Control Conference, S. 2252–2257, 2016.
- [81] Kimmig, K. L.: *Die selbsteinstellende Kupplung SAC der 2. Generation*, LuK Symposium, 1998.
- [82] Kirchner, E.: *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben: Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten*. Springer, 2007.
- [83] Kleinlein, C.: *Beschreibung von Reibpaarungen in trocken laufenden Kupplungen und Bremsen durch ihre globalen und lokalen Reibungs- und Verschleißigenschaften*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2006.
- [84] Knoblich, R.: *Modellbildung und flachheitsbasierter Reglerentwurf für ein elektrohydraulisches Gangstellersystem*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2014.
- [85] Krätschmer, M. und Selik, S.: *Combined system simulation for thermodynamic evaluation of dry clutch systems*. VDI-Berichte, 2187, 2013.
- [86] Kumaraswamy, V. und Farzad, S.: *Thermal model for dry dual clutch transmission*, Patent DE102012207410A1, 2012.
- [87] Li, M., Khonsari, M., McCarthy, D. und Lundin, J.: *On the wear prediction of the paper-based friction material in a wet clutch*. Wear, 334:56–66, 2015.
- [88] Imen, J. und Laszlo, A.: *The uniform-section disk spring*. Transactions of the ASME, 1936.
- [89] Lofberg, J.: *YALMIP: A toolbox for modeling and optimization in MATLAB*. IEEE International Symposium on Computer Aided Control Systems Design, S. 284–289, 2004.
- [90] Lorenzo, C. und Merrill, W.: *Life Extending Control - A Concept Paper*. American Control Conference, S. 1081–1095, 1991.
- [91] Lüttig, A.: *Werkstoffliche und tribologische Charakterisierung organisch gebundener Reibbeläge für trockenlaufende Doppelkupplungsgetriebe*. Dissertation, Otto-von Guericke Universität Magdeburg, 2013.

- [92] Maciejowski, J.: *Predictive control: With constraints*. Prentice Hall/ Pearson Education, 2002.
- [93] Maisch, M.: *Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2007.
- [94] Mathworks: *Controller State Estimation*, 2018. <https://de.mathworks.com/help/mpc/ug/controller-state-estimation.html>, besucht: 2018-05-22.
- [95] Matthies, F.: *Beitrag zur Modellbildung von Antriebsträngen für Fahrbarkeitsuntersuchungen*. Dissertation, Technische Universität Berlin, Berlin, 2013.
- [96] Mayne, D., Rawlings, J., Rao, C. und Scokaert, P.: *Constrained model predictive control: Stability and optimality*. Automatica, 36(6):789–814, 2000.
- [97] Meyer, T.: *Optimization-based reliability control of mechatronic systems*. Dissertation, Universität Paderborn, 2016.
- [98] Mikuláš, O.: *A Framework for Nonlinear Model Predictive Control*. Masterarbeit, Technische Universität Prag, 2016.
- [99] Morari, M. und Lee, J.: *Model predictive control: Past, present and future*. Computers & Chemical Engineering, 23(4-5):667–682, 1999.
- [100] Myklebust, A. und Eriksson, L.: *Torque model with fast and slow temperature dynamics of a slipping dry clutch*. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, S. 851–856, 2012.
- [101] Naunheimer, H. und G. Lechner: *Fahrzeuggetriebe*. Springer, 1994.
- [102] Nowoisky, S.: *Verfahren zur Identifikation nichtlinearer, dynamischer Getriebemodelle*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2016.
- [103] Nowoisky, S., Knoblich, R. und Gühmann, C.: *Prüfstand für die Identifikation und den Funktionstest an automatisierten Schaltgetriebe*. Virtuelle Instrumente in der Praxis; Begleitband zum VIP-Kongress, 17:150–156, 2012.
- [104] Ompusunggu, A., Papy, J. und Vandenplas, S.: *Kalman filtering based prognostics for automatic transmission clutches*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 21:419–430, 2015.
- [105] Ompusunggu, A.: *Intelligent monitoring and prognostics of automotive clutches*. Dissertation, Katholische Universität Leuven, 2012.
- [106] Dragomir, O., Gouriveau, R., Dragomir, F., Minca, E. und Zerhouni, N.: *Review of prognostic problem in condition-based maintenance*. European Control Conference (ECC), S. 1587-1592, 2009.

- [107] Pereira, E., Galvão, R. und Yoneyama, T.: *Model Predictive Control using Prognosis and Health Monitoring of Actuators*. IEEE International Symposium on Industrial Electronics (ISIE), S. 247-247, 2010.
- [108] Pfleger, F.: *Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen*. Dissertation, Technische Universität München, 1998.
- [109] Pisaturo, M.: *Dry clutch for automated manual transmissions: Structural analysis and control strategies*. Dissertation, University of Salerno, 2012.
- [110] Poeste, T.: *Untersuchungen zu reibungsinduzierten Veränderungen der Mikrostruktur und Eigenspannungen im System Bremse*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2005.
- [111] Popov, V.: *Kontaktmechanik und Reibung*. Springer, 2010.
- [112] Primbs, J. und Nevistic, V.: *Constrained finite receding horizon linear quadratic control*. Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control, 4:3196–3201, 1997.
- [113] Princy, S. und Dhenakaran, S.: *Comparison of Triangular and Trapezoidal Fuzzy Membership Function*. IJRDO - Journal of Computer Science and Engineering, 2(8), 2016.
- [114] PwC (Hrsg.): *Strategy and Digital Auto Report*, 2017. <https://www.statista.com/statistics/264754/>, besucht: 2018-04-24.
- [115] Ramalho, A. und Miranda, J.: *The relationship between wear and dissipated energy in sliding systems*. Wear, 260(4-5):361–367, 2006.
- [116] Ramalingam, S., Prasad, H. und Regalla, S.: *Integrated Prognostics Observer for Condition Monitoring of an Automated Manual Transmission Dry Clutch System*. International Journal of Prognostics and Health Management, 2017.
- [117] Rao, G.: *Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2011.
- [118] Rawlings, J., Mayne, D. und Diehl, M.: *Model Predictive Control: Theory and Design*. Nob Hill Publishing, 2. Aufl., 2017.
- [119] Reif, K. (Hrsg.): *Automotive Mechatronics: Automotive Networking, Driving Stability Systems, Electronics*. Springer, 2015.
- [120] Rossiter, J.: *Model-Based Predictive Control*. CRC Press, 2003.
- [121] Saito, T., Kotegawa, T., Matsuura, Y., Tanaka, S. und Ohtsuki, K.: *Study of Durability Prediction with Focus on Wear Properties for Multiple Plate Clutches*. SAE World Congress & Exhibition, 2007.

- [122] Salazar, J., Nejjari, F. und Sarrate, R.: *Reliable Control of a Twin Rotor MIMO System using Actuator Health Monitoring*. IEEE, S. 481–486, 2014.
- [123] Salazar, J., Sarrate, R., Nejjari, F., Weber, P. und Theilliol, D.: *Reliability computation within an MPC health-aware framework*. IFAC-PapersOnLine, 50(1):12230–12235, 2017.
- [124] Salazar, J., Weber, P., Nejjari, F., Sarrate, R. und Theilliol, D.: *System reliability aware Model Predictive Control framework*. Reliability Engineering & System Safety, 167:663–672, 2017.
- [125] Sanchez, H., Escobet, T., Puig, V. und Odgaard, P.: *Health-aware model predictive control of wind turbines using fatigue prognosis*. International Journal of Adaptive Control and Signal Processing, 61(4):251, 2017.
- [126] Sankararaman, S. und Goebel, K.: *Why is the Remaining Useful Life Prediction Uncertain?* Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society, 2013.
- [127] Saxena, A., Celaya, J., Saha, B., Saha, S. und Goebel, K.: *On Applying the Prognostic Performance Metrics*. Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society, 2009.
- [128] Saxena, A., Celaya, J., Saha, B., Saha, S. und Goebel, K.: *Evaluating prognostics performance for algorithms incorporating uncertainty estimates*. IEEE Aerospace Conference, 2010.
- [129] Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG: *LuK Kuppelungskurs*, 2012. <https://library.schaeffler-aftermarket.com/de/?formdata%5Bbrand%5D=18&formdata%5Bcategory%5D=7&formdata%5Bproduct%5D=26>, besucht: 2019-06-27.
- [130] Schäffler GmbH: *Clutch System Diagnostic Guide: LuK's Complete Guide to Clutch Operation and Failure Diagnosis*, 2013. <https://library.schaeffler-aftermarket.com/de/?formdata%5Bbrand%5D=18&formdata%5Bcategory%5D=7&formdata%5Bproduct%5D=26>, besucht: 2019-06-27.
- [131] Schäffler GmbH: *Datenblatt Reibbelag B-8080*, 2014.
- [132] Scholz, D.: *Entwicklung eines drahtlosen Temperaturmesssystems für eine Einscheibentrockenkupplung*. Diplomarbeit, Technische Universität Berlin, 2012.
- [133] Schröder, D.: *Intelligente Verfahren: Identifikation und Regelung nichtlinearer Systeme*. Springer, 2010.

- [134] Senatore, A., D'Agostino, V., Di Giuda, R. und Petrone, V.: *Experimental investigation and neural network prediction of brakes and clutch material frictional behaviour considering the sliding acceleration influence*. Tribology International, 44(10):1199–1207, 2011.
- [135] Sivanandam, S., Deepa, S. und Sumathi, S.: *Introduction to Fuzzy Logic using MATLAB*. Springer, 2007.
- [136] Skrety, B.: *Konzepterstellung und Bewertung eines optischen Messplatzes zur Beurteilung von Reibbelägen*. Bachelorarbeit, Technische Universität Berlin, 2015.
- [137] Snima, K.: *Kenngößen und Belastungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen unter Dauerschlupfbeanspruchung*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2006.
- [138] Steinhilper, W. und Sauer, B.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. Springer, 2008.
- [139] Tarasow, A.: *Analyse und Identifikation des quasistationären Verhaltens der Drehmomentübertragung von automatisierten Reibkupplungen in Kraftfahrzeugen*. Dissertation, Technische Universität Clausthal, 2015.
- [140] Tatjewski, P.: *Disturbance modeling and state estimation for offset-free predictive control with state-space process models*. International Journal of Applied Mathematics and Computer Science, 24(2):313–323, 2014.
- [141] Timmermann, A., Granger, C. und Elliott, G.: *Handbook of Economic Forecasting*, Bd. 24 d. Reihe Handbooks in Economics. Elsevier North-Holland, 1. Aufl., 2006.
- [142] Tirović, M.: *Dry Clutch*. In: Encyclopedia of Automotive Engineering. John Wiley & Sons, 2014.
- [143] Trepte, S.: *Bewertung von Reibwerkstoffen für Fahrzeugbremsen*. Disseration, Universität Magdeburg, 2004.
- [144] Uckun, S., Goebel, K. und Lucas, P.: *Standardizing Research Methods for Prognostics*. International Conference on Prognostics and Health Management (PHM), 2008.
- [145] Vachtsevanos, G.: *Intelligent Fault Diagnosis and Prognosis for Engineering Systems*. Wiley, 2006.
- [146] van Berkel, K., Hofman, T., Serrarens, A. und Steinbuch, M.: *Fast and smooth clutch engagement control for dual-clutch transmissions*. Control Engineering Practice, 22:57–68, 2014.

- [147] Vaughan, N.: *Transmission and Driveline: Introduction*. In: Encyclopedia of Automotive Engineering, John Wiley & Sons, 2014.
- [148] VDA (Hrsg.): *Jahresbericht 2018: Die Automobilindustrie in Daten und Fakten*, 2018. <https://www.vda.de/de/services/Publikationen/jahresbericht-2018.html>, besucht: 2019-07-08.
- [149] VDI (Hrsg.): *Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen: Begriffe, Bauarten, Kennwerte, Berechnungen*, VDI 2241-1, 1982.
- [150] VDI (Hrsg.): *Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen: Systembezogene Eigenschaften, Auswahlkriterien, Berechnungsbeispiele*, VDI 2241-2, 1984.
- [151] Velardocchia, M., Amisano, F. und Flora, R.: *A Linear Thermal Model for an Automotive Clutch*. SAE World Congress, 2000.
- [152] Voß, W. (Hrsg.): *Taschenbuch der Statistik*. Hanser, 2000.
- [153] Watson, M., Byington, C., Edwards, D. und Amin, S.: *Dynamic modelling and wear-based remaining useful life prediction of high power clutch systems*. ASME/STLE International Joint Tribology Conference, 48:208–217, 2005.
- [154] Wehbi, K.: *Launch Control Optimization of Transmissions with Automated Clutch Engagement*. Dissertation, Technische Universität Cottbus-Senftenberg, 2017.
- [155] Welch, G. und Bishop, G.: *An Introduction to the Kalman Filter*, 2001. https://www.cs.unc.edu/~welch/media/pdf/kalman_intro.pdf, besucht: 2019-05-10.
- [156] Xie, F.: *Messdatenverarbeitung für Verschleißuntersuchungen an trockenen Reibkupplungen*. Praktikumsbericht, Technische Universität Berlin, 2017.
- [157] Yin, Y., Bao, J. und Yang, L.: *Tribological properties prediction of brake lining for automobiles based on BP neural network*. Chinese Control and Decision Conference (CCDC), S. 2678–2682, 2010.
- [158] Zeilinger, M.: *Real-time Model Predictive Control*. Disseration, ETH Zurich, 2011.
- [159] ZF Trading GmbH (Hrsg.): *Technical Training: PC Powertrain Components - Design, operations, diagnostics*, 2004. <https://aftermarket.zf.com/go/en/sachs/technology-in-practice/workshop-tips/clutch-systems/clutch-slipping/>, besucht: 2019-05-10.

Betreute studentische Abschlussarbeiten

- [Bal18] Julia Baldyga. *Entwicklung eines nichtlinearen MPC-Anfahrreglers zur Steuerung einer trockenen Reibkupplung in Simulink*. Bachelorarbeit, Technische Universität Berlin, 2018.
- [Bar17] Nils S. Barge. *Entwurf einer modellprädiktiven Regelung zur Steuerung einer trocken laufenden Kupplung an einem Getriebeprüfstand*. Masterarbeit, Technische Universität Berlin, 2017.
- [Bus17] Mathias Busse. *Modellierung der Kupplungscharakteristik einer trocken laufenden Kupplung*. Masterarbeit, Technische Universität Berlin, 2017.
- [Dal16] Susanne Dally. *Design of a Launch Controller for an Automated Manual Transmission with a Dry Clutch*. Masterarbeit, Technische Universität Berlin, 2016.
- [Joz18] Dennis Jozefoski. *Lebensdauerprognose mittels Kalmanfilter für eine trockene Reibkupplung*. Masterarbeit, Technische Universität Berlin, 2018.
- [Kar18] Ryan Kartiko. *Machbarkeitsuntersuchung eines Messsystems zur Erfassung der Anpresskraft einer trockenen Reibkupplung*. Bachelorarbeit, Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, 2018.
- [Lu18] Jing Lu. *Mehrkriterielle Optimierung zum Vergleich verschiedener Anfahrregelungskonzepte für ein automatisiertes Schaltgetriebe*. Masterarbeit, Technische Universität Berlin, 2018.
- [Mür17] Fabian Mürdter. *Integration eines Simulink-Modells zur Simulation der Fahrzeuglängsdynamik in eine LabVIEW Steuerung eines Getriebeprüfstands*. Masterarbeit, Technische Universität Berlin, 2017.
- [Ngu17] Nguedia Nguemo Theophane Christ. *Entwurf eines Beobachters zur Erfassung des Reibungskoeffizienten einer trockenen Reibkupplung*. Masterarbeit, Technische Universität Berlin, 2017.
- [Sei17] Philipp Seiler. *Minimierung der Messunsicherheit eines Laserprofilscanners zur Erfassung des Oberflächenprofils einer trocken laufenden Kupplung*. Bachelorarbeit, Technische Universität Berlin, 2017.
- [Tur17] Tolga Turgut. *Erfassung eines Oberflächenprofils einer trockenlaufenden Kupplungsscheibe mit einem Laserprofilscanner*. Bachelorarbeit, Technische Universität Berlin, 2017.
- [Yay16] Furkan Yayla. *Modellierung von Verschleiß und Implementierung einer Datenprotokollierung für Untersuchungen an trockenen Reibkupplungen*. Bachelorarbeit, Technische Universität Berlin, Berlin, 2016.

Eigene Veröffentlichungen

- [SGK17] Daniel Strommenger, Clemens Gühmann, and René Knoblich. *Condition monitoring by wear estimation for dry clutches in vehicles*. 16th International CTI Symposium Automotive Transmissions, HEV and EV Drives, Berlin, 2017.
- [SGKB16] Daniel Strommenger, Clemens Gühmann, René Knoblich, and Jörg Beilharz. *Wear modelling for remaining lifetime prediction of dry clutches*. Simulation and Testing for Vehicle Technology, pages 147–158, 2016.
- [SGKB17] Daniel Strommenger, Clemens Gühmann, René Knoblich, and Jörg Beilharz. *Temperature estimation for wear prediction of dry clutches*. Proceedings of 22nd IMEKO TC4 International Symposium, 2017.
- [SGKB18] Daniel Strommenger, Clemens Gühmann, René Knoblich, and Jörg Beilharz. *Remaining lifetime prediction for reliability-based dry clutch control*. Proceedings of the European Conference of the PHM Society, 2018.

Advances in Automation Engineering

Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann

ISSN 2509-8950 (print)

ISSN 2509-8969 (online)

1. Nowoisky, Sebastian: Verfahren zur Identifikation nichtlinearer dynamischer Getriebemodelle.

- 2016. - VIII, 224 S.

ISBN 978-3-7983-2854-9 (print) 15,00 EUR

ISBN 978-3-7983-2855-6 (online)

DOI 10.14279/depositonce-5420

2. Huang, Hua: Model-based calibration of automated transmissions. - 2016. - XXIV, 134 S.

ISBN 978-3-7983-2858-7 (print) 14,00 EUR

ISBN 978-3-7983-2859-4 (online)

DOI 10.14279/depositonce-5461

3. Röper, Jan: Entwicklung eines virtuellen Getriebeprüfstands. - 2017. - xxvi, 133 S.

ISBN 978-3-7983-2951-5 (print) 14,00 EUR

ISBN 978-3-7983-2952-2 (online)

DOI 10.14279/depositonce-6073

4. Funck, Jürgen Helmut: Synchronous data acquisition with wireless sensor networks. - 2018. - xix, 327 S.

ISBN 978-3-7983-2980-5 (print) 19,50 EUR

ISBN 978-3-7983-2981-2 (online)

DOI 10.14279/depositonce-6716

5. Kiffe, Axel: Echtzeitsimulation leistungselektronischer Schaltungen für die Hardware-in-the-Loop-Simulation. -

2018. - x, 212 S.

ISBN 978-3-7983-3013-9 (print) 14,00 EUR

ISBN 978-3-7983-3014-6 (online)

DOI 10.14279/depositonce-7227

6. Lück, Rudolf: Überwachung hybrider Schrägkugellager in Luftfahrttriebwerken. - 2018. - XXIII, 169 S.

ISBN 978-3-7983-3021-4 (print) 18,50 EUR

ISBN 978-3-7983-3022-1 (online)

DOI 10.14279/depositonce-7283

7. Mokhtari, Noushin: Überwachung hydrodynamischer Gleitlager basierend auf der Körperschallanalyse. - 2020. - XXI, 167 S.

ISBN 978-3-7983-3183-9 (print) 18,50 EUR

ISBN 978-3-7983-3184-6 (online)

DOI 10.14279/depositonce-10642



Verschleißprognose zur zuverlässigkeitsorientierten Regelung für trockene Reibkupplungen

Bei der Entwicklung moderner Kraftfahrzeuge werden zunehmend höhere Anforderungen an die Zuverlässigkeit gestellt. Während es bisher akzeptabel war, bei einem Schaden eine Werkstatt aufzusuchen, so wird zukünftig erwartet, dass Schäden frühzeitig erkannt und behoben werden. Zur Verringerung der mit einem unerwarteten Ausfall verbundenen Risiken und finanziellen Einbußen werden vorausschauende Instandhaltungsstrategien benötigt.

In dieser Arbeit wird eine vorausschauende Instandhaltungsstrategie in Form einer zuverlässigkeitsorientierten Regelung erarbeitet, welche auf einer Verschleißschätzung und -prognose basiert. Die Entwicklung der benötigten Methoden erfolgt am Beispiel einer trockenen Reibkupplung, welche eine wesentliche Komponente im klassischen Antriebsstrang darstellt. Zur Umsetzung der definierten Zielstellung wird zuerst ein physikalisches thermisches Modell der Reibkupplung hergeleitet. Anschließend wird ein Verschleißmodell auf Basis des theoretisch erwarteten Verschleißverhaltens entwickelt.

ISBN 978-3-7983-3196-9 (print)

ISBN 978-3-7983-3197-6 (online)



ISBN 978-3-7983-3196-9



<https://verlag.tu-berlin.de>