

Erweiterung eines Modells der Schaltaktorik zur Abbildung der Synchronisierungseinheit

Extension of an shifting system model for description of the synchronization unit
Bachelor-Thesis am Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau
von Edward Kraft



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



Erweiterung eines Modells der Schaltaktorik zur Abbildung der Synchronisierungseinheit
Extension of an shifting system model for description of the synchronization unit

Bachelor-Thesis von Edward Kraft
am Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, TU Darmstadt

Betreuung der Arbeit: Andreas Biesewski, M.Sc.

Bearbeitungszeitraum: 4. Juni - 4. November 2014

Tag der Einreichung der Arbeit:

Erweiterung eines Modells der Schaltaktorik zur Abbildung der Synchronisierungseinheit



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



Bachelor-Thesis
Edward Kraft

Extension of an shifting system model for description of the synchronization unit

Im Rahmen des übergeordneten Projektes „Optimierung der Schaltaktorik“ wird die Schaltaktorik eines Doppelkupplungsgetriebes in Hinblick auf verschiedene Zielfunktionen optimiert. Dabei kommt unter anderem der Schaltdynamik eine hohe Bedeutung zu. Die Synchronisierung hat je nach Phase einen erheblichen Einfluss auf die Schaltaktorik und beeinflusst die Schaltdynamik und die Randbedingungen des Systems.

Diese Arbeit hat die Aufgabe das Modell der Schaltaktorik um ein geeignetes Modell für die Synchronisierungseinheit zu ergänzen. Dabei kann auf bereits vorhandene Synchronisierungsmodelle zurückgegriffen werden. Die bereits vorhandenen Modelle sind so anzupassen, dass nur die zur Synchronisierung notwendigen Teile des Gesamtfahrzeugs berücksichtigt werden. Das Synchronisierungsmodell soll im nächsten Schritt mit dem Modell der Schaltaktorik in geeigneter Weise gekoppelt werden. Abschließend ist das Synchronisierungsmodell um Phänomene, die vorher nicht oder nur teilweise berücksichtigt wurden, aber einen wesentlichen Einfluss auf die Schaltaktorik haben, zu ergänzen.

Die einzelnen Arbeitsschritte im Überblick:

- Analyse der vorhandenen Synchronisierungsmodelle
- Aufbau eines Synchronisierungsmodells unter Berücksichtigung der vorhandenen Modelle
- Kopplung der Schaltaktorik und der Synchronisierung
- Erweiterung des Synchronisierungsmodells

Beginn der Bearbeitung: 15.05.2014

Betreuung der Arbeit: Andreas Biesewski, M. Sc.

Prof. Dr.-Ing. S. Rinderknecht

Darmstadt, 15.05.2014

Erklärung zur Bachelor-Thesis

Hiermit versichere ich, die vorliegende Bachelor-Thesis ohne Hilfe Dritter nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Darmstadt, den 3. November 2014

(Edward Kraft)

Zusammenfassung

In der vorliegenden Bachelor-Thesis wird der Schaltvorgang in einem Doppelkupplungsgetriebe mit Sperrsynchronisierung untersucht. Hierzu wird in Matlab/Simulink ein entsprechendes Simulationsmodell aufgebaut.

Gegenstand der Arbeit ist die Modellierung des Schaltvorgangs. Der Fokus liegt dabei auf der Modellierung der Synchronisierungseinheit nach dem System Borg-Warner. Hierbei werden lokale Elemente wie die Rastierung und der Klauenkontakt modelliert, um deren Auswirkungen auf die Schaltqualität untersuchen zu können. Um den Einfluss der Schaltung auf die Drehzahldifferenz betrachten zu können, wird die Dynamik der Antriebswelle modelliert.

Ziel der Arbeit ist es, die einzelnen Phasen des Schaltvorgangs abzubilden. Im ersten Teil der Arbeit werden dazu die Grundlagen beschrieben sowie die relevanten Bewegungsgleichungen hergeleitet. Im zweiten Teil werden die Simulationsergebnisse diskutiert. Darüber hinaus wird der Einfluss von Modellparametern auf das Simulationsmodell untersucht und bewertet.

Abstract

In this bachelor thesis the shifting process of a dual clutch transmission with a locking synchronization is analysed. Therefore a simulation model in Matlab/Simulink is built.

Subject of the work is the modeling of a shifting process. The main focus is the modeling of the synchronisation unit according to the Borg-Warner principle. Local elements such as the detent and the claw contact are modeled in order to examine their impact on the shift quality. The dynamics of the input shaft is modeled in order to investigate the influence of the circuit on the speed difference.

Aim of this work is to model the different stages of the shifting process. In the first part the basics are described and the relevant equations of motion are derived to. In the second part the simulation results are discussed. Furthermore, the influence of model parameters on the simulation model is examined and evaluated.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	VI
Tabellenverzeichnis	VIII
Symbole	IX
Abkürzungsverzeichnis	XI
1. Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Ziele und Voraussetzungen	2
1.3. Vorgehensweise	2
1.4. Aufbau der Arbeit	3
2. Grundlagen	4
2.1. Doppelkupplungsgetriebe	4
2.2. Aufgaben von Synchronisierungen	5
2.3. Aufbau der Synchronisierungseinheit	6
2.4. Rastierelemente	8
2.5. Phasen des Schaltvorgangs	9
2.6. Schaltkomfort	12
2.6.1. Schaltimpulse	12
2.6.2. Schaltversagen	13
2.6.3. Synchronisierungsrasseln	14
2.7. Einflussgrößen auf den Synchronisierungsvorgang	15
2.7.1. Anzahl der Reibflächen	15
2.7.2. Konuswinkel	16
2.7.3. Schaltkraft	17
2.7.4. Reibwerkstoffe	18
2.7.5. Verlustmomente	19
3. Modellbildung	22
3.1. Triebstrang	22
3.2. Dynamik der Antriebswelle	25
3.3. Schaltaktorik	26
3.4. Der Synchronisierungsvorgang	28
3.4.1. Auslegevorgang	28
3.4.2. Neutral	33

3.4.3. Vorsynchronisation	33
3.4.4. Hauptsynchronisation	35
3.4.5. Verdrehphase	38
3.4.6. Freiflugphase	39
3.4.7. Einspuren	40
3.4.8. Gangposition	43
3.5. MATLAB-Solver	45
4. Simulationsergebnisse	47
4.1. Darstellung der Simulationsergebnisse	47
4.2. Sensitivitätsanalysen	52
4.3. Bewertung der Simulationsergebnisse	56
5. Zusammenfassung und Ausblick	58
Literaturverzeichnis	60
A. Weitere Simulationsergebnisse	62
B. Konfiguration des Simulationsmodells	66
C. Kennlinien	67
D. Parameter	69

Abbildungsverzeichnis

1.1.	Entwicklung der globalen Fahrzeugproduktion	1
2.1.	Schematischer Aufbau eines Doppelkupplungsgetriebes	4
2.2.	Kriterien für die Auslegung von Synchronisierungen	6
2.3.	Aufbau einer Borg-Warner-Synchronisierung	7
2.4.	Einkonus-Synchronisierung im Schnitt	7
2.5.	Mehrfachkonus-Synchronisierung: Doppelkonus (links) und Dreifachkonus (rechts)	8
2.6.	Modell der Rastierung der Schiebemuffe	8
2.7.	Phasen des Synchronisierungsvorgangs	9
2.8.	Mittenarretierung	9
2.9.	Vorsynchronisation	10
2.10.	Einspuren der Schiebemuffe in die Kupplungsverzahnung	11
2.11.	Graphische Darstellung des Schaltimpulses	12
2.12.	Einflussfaktoren auf das Synchronisierungsrasseeln	15
2.13.	Vergleich der Schaltkraftverläufe einer Einkonus- und einer Dreikonus-Synchronisierung	16
2.14.	Reibkonus	16
2.15.	Einfluss des Konuswinkels auf die Sperrzeit bei einer Schaltung vom 2. in den 3. Gang (4000 U/min)	17
2.16.	Schaltkrafthyperbel	17
2.17.	Anforderungen an Reibpaarungen	18
2.18.	Reibwertvergleich	18
2.19.	Abhängigkeit der Schubspannung von der Differenzdrehzahl zwischen Synchronring und Kupplungskörper	20
2.20.	Abhängigkeit der Schubspannung von der Öltemperatur und dem Werkstoff des Synchronrings	20
2.21.	Simulation: Verlustleistung und Verlustarbeit an einem 6-Gang-Handschaltgetriebe im NEFZ	21
3.1.	Modell des starren Triebstrangs	22
3.2.	Beschleunigungsvermögen eines Mittelklassewagens mit Ottomotor	23
3.3.	Zustand zu Schaltbeginn	24
3.4.	Modell der Antriebswelle mit Synchronisierung auf der Abtriebswelle	25
3.5.	Elektromechanische Schaltaktorik des Getriebes Getrag 7DCT300	26
3.6.	Ersatzmodell und Freikörperbild der Schaltaktorik	26
3.7.	Kräftegleichgewicht an der Nut der Schaltwalze	27
3.8.	Modell des Spiels zwischen Schaltgabel und Schiebemuffe	28
3.9.	Schaltgabelposition zu Beginn des Auslegevorgangs	29
3.10.	Freikörperbild der Schaltarretierung	29
3.11.	Kontaktmodell (links) und Freikörperbild der Hinterschneidung (rechts)	30
3.12.	Coulomb-Reibmodell (links) und approximiertes Reibmodell (rechts)	32

3.13. Freikörperbild zu Beginn (links) und zum Ende (rechts) des Auslegevorgangs	32
3.14. Freikörperbild während des Durchfahrens der Neutralstellung	33
3.15. Freikörperbild der Vorsynchronisationsphase	33
3.16. Kräftezerlegung am Reibkonus	34
3.17. Kontaktmodell zur Berechnung der Stoßkraft an den Klauendächern	35
3.18. Kontaktsteifigkeit des Klauendachs in Abhängigkeit von der Überdeckung u	36
3.19. Wirkende Momente am Synchronring in der Hauptsynchronisationsphase	37
3.20. Freikörperbild der Hauptsynchronisationsphase	37
3.21. Freikörperbild der Antriebswelle (links) und Kräftezerlegung an der Sperrverzahnung (rechts)	38
3.22. Freikörperbild der Verdrehphase	39
3.23. Reibkraft zwischen Kugel und Schiebemuffe (links) und Freikörperbild der Freiflugphase (rechts)	40
3.24. Kontaktmodell: Minimaler und Maximaler Einspurweg	41
3.25. Kontaktmodell an der ablaufenden Flanke	41
3.26. Kontaktmodell (links) und Kräfteverhältnisse am Klauendach (rechts)	42
3.27. Freikörperbild der Einspurphase	42
3.28. Freikörperbild des Klauenkontaktes in der Hinterschneidung während des Gangeinlegens . .	43
3.29. Bestimmung des Anfangsdifferenzwinkels nach dem Einspuren	44
3.30. Freikörperbild zum Ende der Einspurphase	44
3.31. Simulationsergebnis mit dem Solver <i>ode45</i>	46
3.32. Simulationsergebnis mit dem Solver <i>ode1</i>	46
4.1. Drehzahldifferenz für eine Schaltung vom 3. in den 5. Gang	47
4.2. Schaltgabel- und Schiebemuffenweg für eine Schaltung vom 3. in den 5. Gang	48
4.3. Schaltkraftverlauf	48
4.4. Moment am Reibkonus	49
4.5. Drehzahldifferenz in der Freiflugphase	49
4.6. Schaltarretierungskraft	50
4.7. Phasen des Schaltvorgangs	50
4.8. Vergleich der Differenzdrehzahl sowie Schaltgabel- und Schiebemuffenposition zwischen einer Hochschaltung und einer Rückschaltung	51
4.9. Variation der Klauensteifigkeit und -dämpfung des Klauendachs in der Sperrphase	52
4.10. Variation der Klauensteifigkeit und -dämpfung des Klauendachs in der Einspurphase	53
4.11. Drehzahldifferenz bei Variation des Verlustmoments	53
4.12. Drehzahldifferenz in der Freiflugphase bei Variation des Verlustmoments	54
4.13. Kraft zum Verdrehen des Kupplungskörpers bei Variation des Verlustmoments	54
4.14. Schiebemuffenposition in der Einspurphase bei Variation des Verlustmoments	55
4.15. Variation der Reibkraft	55
4.16. Vergleichsergebnisse des mechanischen Modells einer Synchronisierung	56
4.17. Vergleich von Simulationsergebnissen und Messdaten eines Schaltvorgangs mit hydro-mechanischer Schaltaktorik	56

Tabellenverzeichnis

2.1. Hauptfunktionen von Synchronisierungen	5
2.2. Kriterien für die Beurteilung des Schaltkomforts	13
2.3. Verlustmomente an der Antriebswelle	19
3.1. Explizite Matlab Solver mit variabler Schrittweite	45

Symbole

α	Winkel der Schaltwalzenkulisse
α_h	Hinterschneidungswinkel
α_k	Konuswinkel
β	Klauenwinkel
γ	Konturwinkel
δ	Penetrationstiefe
$\dot{\delta}$	Penetrationsgeschwindigkeit
ϵ	Spiel zwischen Schaltgabel und Schiebemuffe
μ	allgemeiner Reibkoeffizient
μ_k	Reibwert der Synchronisierung
ρ	Reibungswinkel
$\Theta_{red,EW}$	auf die Antriebswelle reduzierte Massenträgheit
$\Theta_{red,SW}$	auf die Schaltwalze reduzierte Massenträgheit
φ_{EW}	Winkel der Antriebswelle
φ_{SW}	Winkel der Schaltwalze
ω_{ab}	Winkelgeschwindigkeit der Abtriebswelle
ω_{an}	Winkelgeschwindigkeit der Antriebswelle
ω_{KK}	Winkelgeschwindigkeit des Kupplungskörpers
a_{Fzg}	Fahrzeugbeschleunigung
d_0	Kupplungsdurchmesser des zu schaltenden Gangs
d_1	Kupplungsdurchmesser des zuletzt geschalteten Gangs
d_d	Klauendachdämpfung
d_F	Klauenflankendämpfung
d_k	Konusdurchmesser
d_{SF}	Schaltgabeldämpfung
e_N	Stoßzahl
F_{ax}	Axialkraft
F_U	Umfangskraft
i_A	Achsgetriebeübersetzung
i_G	Übersetzung des zu schaltenden Gangs
i_{G0}	Übersetzung des zuletzt geschalteten Gangs
i_{ges}	Übersetzung des Übersetzungsräder
I_E	Einspurimpuls
I_S	Synchronisierimpuls
k_d	Klauendachsteifigkeit
k_F	Klauenflankensteifigkeit
k_{SF}	Schaltgabelsteifigkeit

M_L	Lastmoment
n	Anzahl der Reibflächen
R_{dyn}	Dynamischer Reifenhalbmesser
s	Schaltweg
t_r	Rutschzeit
T_V	Verlustmoment
T_R	Reibmoment
T_Z	Öffnungsmoment
u	Abstand der Klauenspitzen in axialer Richtung
v	Überdeckungstiefe
v_{Fzg}	Fahrzeuggeschwindigkeit
z	Zähnezahl

Abkürzungsverzeichnis

AMT	Automated Manual Transmission (Automatisiertes Handschaltgetriebe)
CVT	Continuously Variable Transmission (Stufenloses Getriebe)
DCT	Dual Clutch Transmission (Doppelkupplungsgetriebe)
EM	Elektormotor
EV	Electric Vehicle (Elektrofahrzeug)
EW	Eingangswelle
FZG	Fahrzeug
KK	Kupplungskörper
MT	Manual Transmission (Handschaltgetriebe)
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
SF	Shifting Fork (Schaltgabel)
Sl	Sleeve (Schiebemuffe)
SW	Schaltwalze
SYR	Synchronring
VS	Vorsynchronisierung

1 Einleitung

1.1 Motivation

Formschlüssig geschaltete Stufengetriebe (Handschaltgetriebe, automatisierte Handschaltgetriebe, Doppelkupplungsgetriebe) sind heute aufgrund ihres hohen Wirkungsgrades die am meisten verbreiteten Getriebetypen in Kraftfahrzeugen. Abbildung 1.1 zeigt die Entwicklung der globalen Fahrzeugproduktion der letzten Jahre sowie eine Prognose bis 2018. Im Jahr 2012 betrug der Anteil von Fahrzeugen mit formschlüssig geschalteten Stufengetrieben an der gesamten weltweiten Produktion rund 56%. Mit 51% machen die Handschaltgetriebe aufgrund ihrer einfachen und kostengünstigen Bauweise den größten Anteil aus. Doppelkupplungsgetriebe liegen bei ca. 4%. Hier ist in den letzten Jahren ein steigender Trend zu erkennen. Die Prognose bis 2018 lässt erwarten, dass dieser Trend weiter anhält.

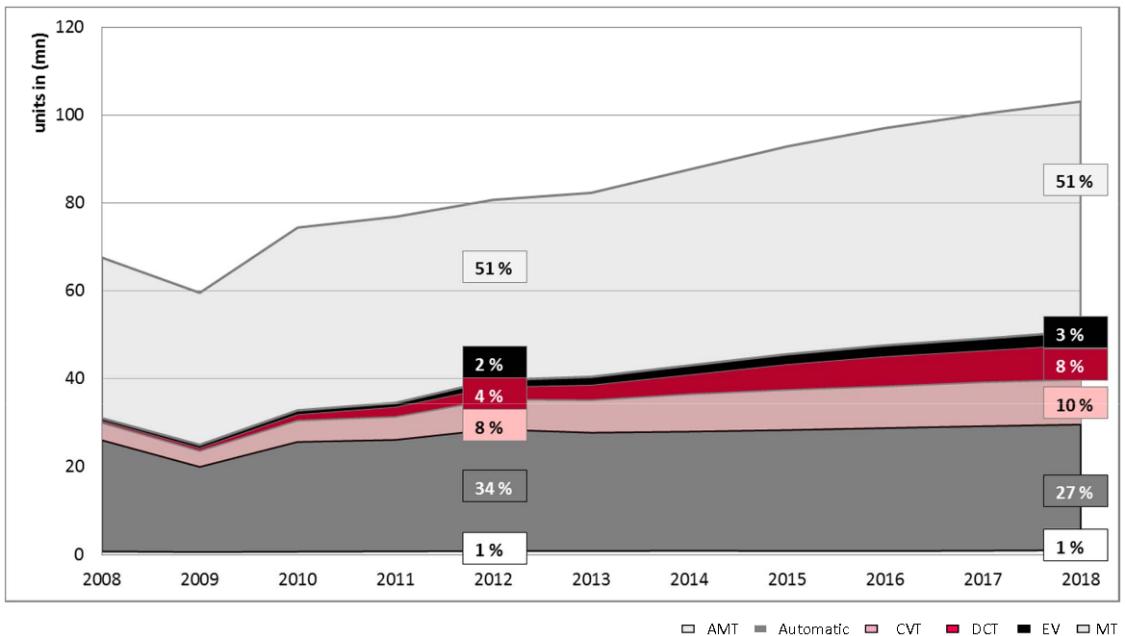


Abbildung 1.1.: Entwicklung der globalen Fahrzeugproduktion [1]

Bei der Entwicklung von Doppelkupplungsgetrieben kommt der Schaltaktorik eine wichtige Bedeutung zu, da sie Schaltdynamik und Schaltkomfort maßgeblich beeinflusst. Zur Untersuchung der Schaltaktorik wird daher im Rahmen des Projektes „Optimierung der Schaltaktorik“ ein Simulationsmodell in Matlab/Simulink aufgebaut. Dieses Simulationsmodell soll dazu dienen, ein optimiertes Regelungskonzept für die Schaltaktorik zu entwerfen. Ein wesentlicher Aspekt ist dabei die Reduzierung der Schaltzeit. Durch die Verringerung der Schaltzeit wird auf steigende Anforderungen an die Schaltdynamik reagiert. Kurze Schaltzeiten sind hier vor allem bei mehrfachen Zug-Rückschaltungen anzustreben, um dem Kunden ein sportliches Fahrgefühl zu vermitteln. Ebenso können Kosten gespart werden, wenn durch die Optimierung der Schaltaktorik Leistungsanforderungen an deren Komponenten gesenkt und günstigere Komponenten genutzt werden können.

Des Weiteren kann ein Simulationsmodell dazu dienen, den Einfluss von Parametern auf das Schalt-system zu untersuchen, ohne aufwändige Versuche durchzuführen. So hat zum Beispiel die Temperatur einen Einfluss auf Modellparameter wie Viskositäten und Reibwerte. Dieser Einfluss kann durch ein Simulationsmodell schnell und kostengünstig ermittelt werden.

Ein weiterer wichtiger Ansatz ist die Optimierung des Schaltkomforts. Der Schaltkomfort kann beispielsweise anhand der Parameter NVH (Noise, Vibration, Harshness) beurteilt werden. Ziel ist es, als unangenehm empfundene Geräusche und Schwingungen zu reduzieren. Auch hier kann ein Simulationsmodell helfen, Optimierungsansätze zu untersuchen und zu bewerten.

Um ein geeignetes Regelungskonzept für die Schaltaktorik zu entwerfen, muss der Schaltvorgang mit seinen einzelnen Phasen dargestellt werden. Ein wichtiges Schaltelement ist dabei die Synchronisierungseinheit. Im Rahmen dieser Bachelor-Thesis soll daher ein Simulationsmodell der Schaltaktorik erweitert werden, um die Synchronisierungseinheit abbilden zu können.

1.2 Ziele und Voraussetzungen

Grundlage für die Modellierung des Schaltvorgangs ist ein bestehendes, funktionsfähiges Simulationsmodell eines Gesamtfahrzeugs, das die Synchronisierungseinheit beinhaltet. Dieses stellt jedoch den Synchronisierungsvorgang nicht detailliert in seinen einzelnen Phasen dar. Lokale Phänomene, beispielsweise die Rastierung der Schaltelemente, werden darin nicht betrachtet.

Um den Schaltvorgang detaillierter untersuchen zu können, soll die Schaltaktorik mit der Synchronisierungseinheit isoliert betrachtet werden. Das Ziel dieser Arbeit ist die Erweiterung eines Simulationsmodells der Schaltaktorik um die Synchronisierungseinheit in Matlab/Simulink. Die zu erweiternde Schaltaktorik beinhaltet bereits das Modell zur Betätigung der Schaltelemente (Elektromotor und Schaltwalzen). Das Simulationsmodell soll sowohl eine Hochschaltung als auch eine Rückschaltung darstellen können. Eine Regelung des Systems ist nicht vorhanden und soll im Rahmen dieser Arbeit nicht ausgelegt werden. Stattdessen wurden die Elektromotoren mit einer konstanten anliegenden Spannung simuliert.

1.3 Vorgehensweise

Das Simulationsmodell wird im Simulationsprogramm Matlab/Simulink in der Version R2013a aufgebaut. Dazu wird untersucht, welche Vorgänge während eines Schaltvorgangs ablaufen, welche Bedeutung der Synchronisierung zukommt und welchen Einfluss die Synchronisierung auf die Dynamik des Schaltvorgangs hat. In dieser Phase erfolgt auch die Analyse des bestehenden Simulationsmodells. Das Modell der Synchronisierungseinheit wird aus dem Gesamtfahrzeug extrahiert, an die Schaltaktorik angepasst und anschließend erweitert. Hierzu werden die relevanten physikalischen Zusammenhänge, die im bestehenden Modell nicht berücksichtigt wurden, identifiziert und modelliert. Die Grundlage für die Modellierung bildet die Literatur. KIRCHNER hat ein echtzeitfähiges Synchronisierungsmodell erstellt, das auf einer Mehrkörper-Simulation beruht [2]. Des Weiteren wird der Synchronisierungsvorgang detailliert in [3] und [4] beschrieben. Benötigte Parameter werden aus dem bestehenden Modell übernommen. Unbekannte Parameter werden Datenblättern sowie der Literatur entnommen oder abgeschätzt.

1.4 Aufbau der Arbeit

Kapitel 2 gibt zunächst eine Einführung in die Aufgaben und den Aufbau der Synchronisierungseinheit. Anschließend werden die Phasen des Schaltvorgangs erläutert. Dies dient als Grundlage für die Modellbildung in Kapitel 3. Weiter werden Aspekte des Schaltkomforts aufgegriffen und Einflussgrößen auf den Synchronisierungsvorgang beschrieben.

In Kapitel 3 erfolgt die Modellbildung des Systems. Hier werden die relevanten Gleichungen zur Beschreibung des Schaltvorgangsvorgangs hergeleitet.

In Kapitel 4 werden die Simulationsergebnisse vorgestellt und diskutiert. Außerdem wird untersucht, wie sensitiv das Simulationsmodell auf Parametervariationen reagiert.

Kapitel 5 fasst die Arbeit abschließend zusammen und gibt einen Ausblick.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel sollen die Aufgaben und der Aufbau der Synchronisierungseinheit dargestellt und der Schaltablauf erläutert werden. Der Schaltkomfort ist ein wichtiger Aspekt für die Getriebeauslegung und wird daher ebenfalls behandelt. Außerdem wird beschrieben, durch welche Größen Einfluss auf den Schaltvorgang genommen werden kann.

2.1 Doppelkupplungsgetriebe

Doppelkupplungsgetriebe (DCT - Dual Clutch Transmission) zählen zu den Lastschaltgetrieben. Kennzeichnend für Doppelkupplungsgetriebe sind zwei Teilgetriebe, die unabhängig von einander geschaltet werden können [3]. Einen schematischen Aufbau zeigt Abbildung 2.1. Hier sind das Teilgetriebe für die ungeraden Gänge und den Rückwärtsgang sowie das Teilgetriebe für die geraden Gänge mit den zugehörigen Kupplungen K1 und K2 dargestellt. Während der Fahrt ist eine Kupplung geschlossen und das Teilgetriebe damit leistungsführend. Im lastfreien Teilgetriebe wird der nächste Gang vorgewählt. Durch die Momentenüberblendung ist ein Gangwechsel ohne Zugkraftunterbrechung möglich. Die Ansteuerung der Schaltelemente erfolgt durch eine hydraulische oder elektrische Schaltaktorik [4].

Wesentliche Vorteile von Doppelkupplungsgetrieben sind das Schalten ohne Zugkraftunterbrechung, die damit verbundene Verbesserung der Fahrdynamik und des Fahrkomforts sowie Möglichkeiten zur Kraftstoffeinsparung. Nachteilig sind der höhere Entwicklungs- und Fertigungsaufwand, die zu höheren Kosten im Vergleich zu konventionellen Schaltgetrieben führen [5].

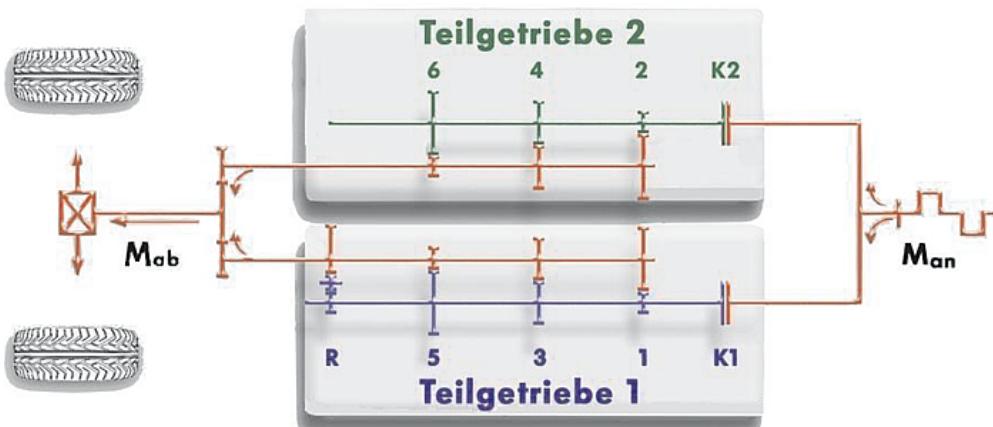


Abbildung 2.1.: Schematischer Aufbau eines Doppelkupplungsgetriebes [4]

Der Aufbau und die Funktionsweise der Synchronisationseinrichtungen in Doppelkupplungsgetrieben unterscheiden sich nicht von denen in konventionellen Schaltgetrieben. Der Schaltvorgang erfolgt im lastfreien Teilgetriebe bei geöffneter Kupplung.

2.2 Aufgaben von Synchronisierungen

Zum Einlegen des Ganges müssen die Schaltklauen der Antriebsseite mit den Schaltklauen der Abtriebsseite formschlüssig verbunden werden. Diese drehen sich jedoch mit unterschiedlichen Drehzahlen, sodass ein Gangwechsel mit hohem Verschleiß und Schaltgeräusch verbunden wäre. Um die Lebensdauer der Schaltelemente und den Schaltkomfort zu erhöhen, sind die Gänge synchronisiert. Synchronisierungen gleichen die Drehzahlen von Schiebermuffe und Kupplungskörper während des Schaltvorgangs an und ermöglichen damit einen komfortablen Gangwechsel. Eine Übersicht über die Hauptfunktionen von Synchronisierungen und umgesetzte Lösungsansätze zeigt Tabelle 2.1.

Hauptfunktionen	Bemerkung	Mechanische Lösung
Drehzahl anpassen, Massen beschleunigen bzw. verzögern	Niedrige Rutschzeit t_R	Innere Energieübertragung, Nutzung des Energiespeichers Kfz, Leistungsfluss über Reibkupplung
Drehzahldifferenz messen, Gleichlauf feststellen	Zuverlässiges Funktionieren unter allen Betriebsbedingungen	Drehzahlvergleich mittels Reibung, Reibung als Funktion der Relativgeschwindigkeit
Sperren des Formschlusses bis zum Gleichlauf	Durchreißen des Gangs vor Erreichen des Gleichlaufs soll erschwert bzw. unmöglich sein	Reibsperre mit differenzdrehzahlabhängiger Wirkung
Formschluss herstellen und Leistungsfluss ermöglichen	Schaltweg s möglichst kurz, Formschluss sicherstellen, Gangsprünge verhindern	Klauenkupplung mit hinter schnittener Verzahnung

Tabelle 2.1.: Hauptfunktionen von Synchronisierungen [3]

An die Synchronisierungseinheit werden dabei wesentliche Anforderungen bezüglich Schaltdynamik, Lebensdauer und Sicherheit gestellt. Eine Übersicht der Auslegungskriterien zeigt Abbildung 2.2. So soll das Angleichen der Drehzahlen in einer möglichst kurzen Zeit und unter geringem Kraftaufwand erfolgen. Solange keine Drehzahlgleichheit besteht, muss das Einlegen des Gangs gesperrt werden [3]. Kosten, Bauraum und Gewicht müssen ebenso berücksichtigt werden. Wirkende Beanspruchungen an Synchronisierungen spielen für die Lebensdauer und Sicherheit der Komponenten eine entscheidende Rolle.



Abbildung 2.2.: Kriterien für die Auslegung von Synchronisierungen [6]

2.3 Aufbau der Synchronisierungseinheit

Das für diese Arbeit vorliegende Getriebe hat eine Synchronisierungseinheit nach dem System Borg-Warner. Der Aufbau einer Borg-Warner-Synchronisierung ist in Abbildung 2.3 dargestellt.

Die Synchronisierungseinheit besteht aus den folgenden Einzelkomponenten:

- **Schaltrad:** Das Schaltrad ist als Losrad ausgeführt und üblicherweise mit einem Nadellager auf der Abtriebswelle gelagert [3]. In axialer Richtung ist es fixiert. Es wird von dem Zahnrad der Antriebswelle angetrieben.
- **Kupplungskörper:** Der Kupplungskörper ist mit dem Schaltrad verschweißt oder wird an ihn angeschmiedet [4]. Er besitzt einen Reibkonus zur Erzeugung des Reibmoments und eine Schaltverzahnung. Zum Einlegen der Gangposition werden die Schaltklauen der Schiebemuffe mit der Schaltverzahnung des Kupplungskörpers formschlüssig verbunden.
- **Synchronring:** Der Synchronring besitzt ebenfalls konische Reibflächen. Die Reibflächen des Synchronrings weisen in Umfangsrichtung Rillen und in axialer Richtung Nuten auf. Zum Sperren der Schiebemuffe sind Sperrverzahnungen angebracht.
- **Schiebemuffe:** Die Schiebemuffe (auch als Schaltmuffe bezeichnet) besitzt an ihrer Außenseite eine Nut für den Eingriff der Schaltgabel. Diese wird von der Schaltaktorik betätigt. Die Schiebemuffe bildet bei eingelegtem Gang die formschlüssige Verbindung zwischen Synchronkörper und Schaltrad. In der Neutralstellung und in der Gangposition wird sie arretiert.
- **Synchronkörper:** Der Synchronkörper (auch als Schiebemuffenträger oder Führungsmuffe bezeichnet) ist mit der Abtriebswelle drehfest verbunden. Die Außenverzahnung des Synchronkörpers greift in die Innenverzahnung der Schiebemuffe ein. Der Synchronkörper überträgt die Leistung von der Schiebemuffe zur Abtriebswelle.

- **Druckstück:** Über den Umfang des Synchronkörpers sind drei Druckstücke angebracht. Sie ermöglichen eine Vorsynchronisation zu Beginn des Schaltvorgangs (vgl. Kapitel 2.5).

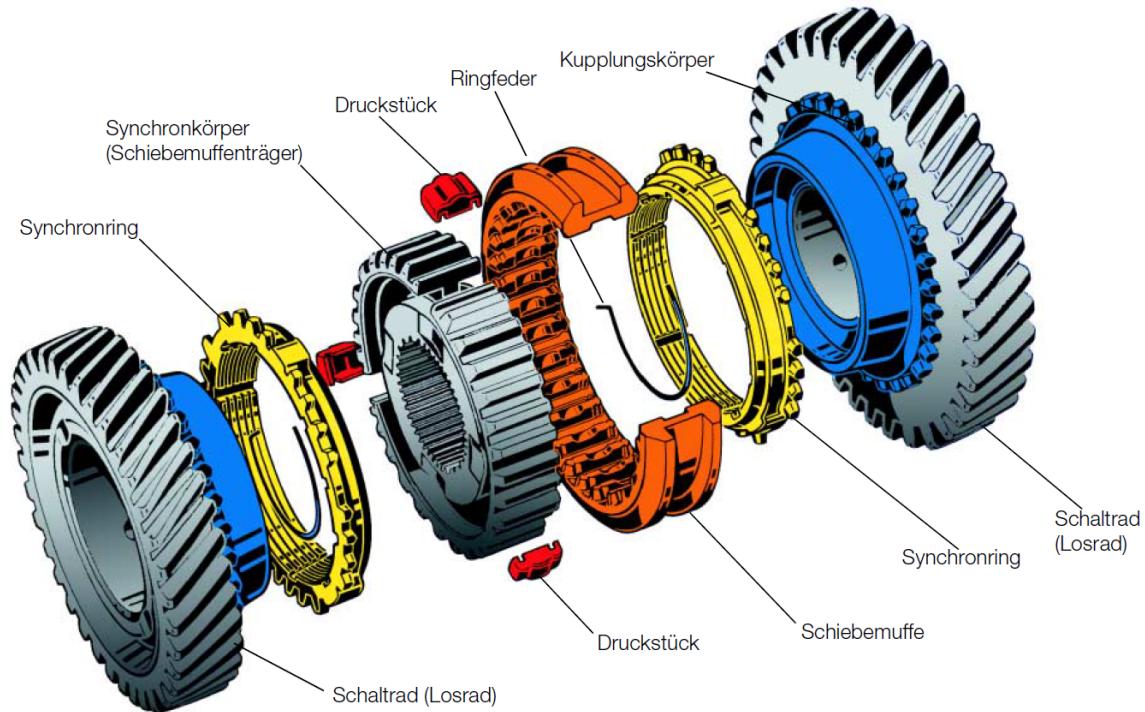


Abbildung 2.3.: Aufbau einer Borg-Warner-Synchronisierung [7]

Abbildung 2.4 zeigt eine Einkonus-Synchronisierung im Schnitt im eingebauten Zustand. Die hier eingeführten Bezeichnungen für die Abmessungen der Synchronisierungseinheit werden in gleicher Weise in Kapitel 3 zur Modellbildung verwendet.

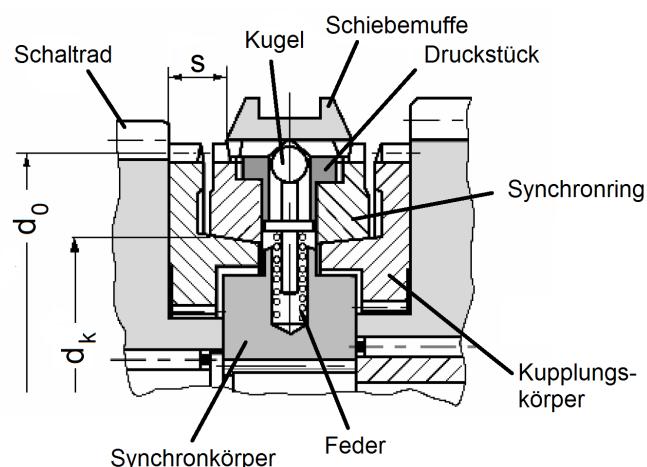


Abbildung 2.4.: Einkonus-Synchronisierung im Schnitt [3]

d_0 : Kupplungsdurchmesser, d_k : Konusdurchmesser, s : Schaltweg

Neben Einkonus-Synchronisierungen gibt es Mehrfachkonus-Synchronisierungen, die durch eine Erhöhung der Reibflächen eine Steigerung der Leistungsfähigkeit erreichen. Hierzu werden zusätzliche Zwischenringe in die Reibflächen eingebracht. Abbildung 2.5 zeigt eine Doppelkonus-Synchronisierung und eine Dreifachkonus-Synchronisierung im Vergleich.

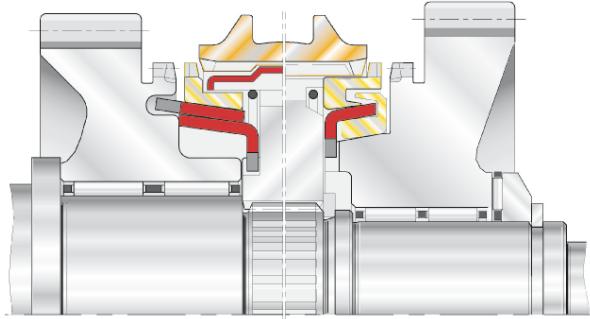


Abbildung 2.5.: Mehrfachkonus-Synchronisierung: Doppelkonus (links) und Dreifachkonus (rechts) [7]

2.4 Rastierelemente

Rastierelemente haben die Aufgabe, den Schaltvorgang durch Aufprägung eines Kraft-Verlaufs zu unterstützen und damit präziser zu gestalten [4]. Bei Borg-Warner-Synchronisierungen wird dafür auf der Innenseite der Schiebemuffe eine Kontur aufgebracht. Über eine federbelastete Kugel (vgl. Abbildung 2.4) wird die Schiebemuffe in der Neutralstellung und in der Gangposition arretiert. Abbildung 2.6 zeigt ein Modell der Rastierung. Borg-Warner-Synchronisierungen besitzen über den Umfang der Schiebemuffe drei Einheiten zur Schaltarretierung.

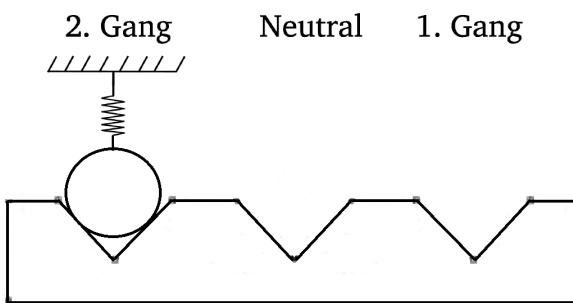


Abbildung 2.6.: Modell der Rastierung der Schiebemuffe, in Anlehnung an [8]

Ziel der Auslegung solcher Rastierelemente ist die Realisierung eines komfortablen Schaltverlaufs. Geringe Reibung führt dabei zu niedrigeren Schaltkräften und damit geringerer Schaltarbeit, jedoch schlechterem Dämpfungsverhalten. Durch höhere Reibung wird Dämpfung in das System eingebracht und Schwingungen reduziert. Verschiedene konstruktive Ausführungen und deren Auswirkungen auf den Schaltkraftverlauf sind in [4] näher beschrieben.

2.5 Phasen des Schaltvorgangs

Die Phasen des Schaltvorgangs werden in diesem Kapitel detailliert betrachtet. Der Fokus liegt dabei auf dem Synchronisierungsvorgang. Eine Übersicht über die einzelnen Phasen des Synchronisierungs vorgangs zeigt Abbildung 2.7.

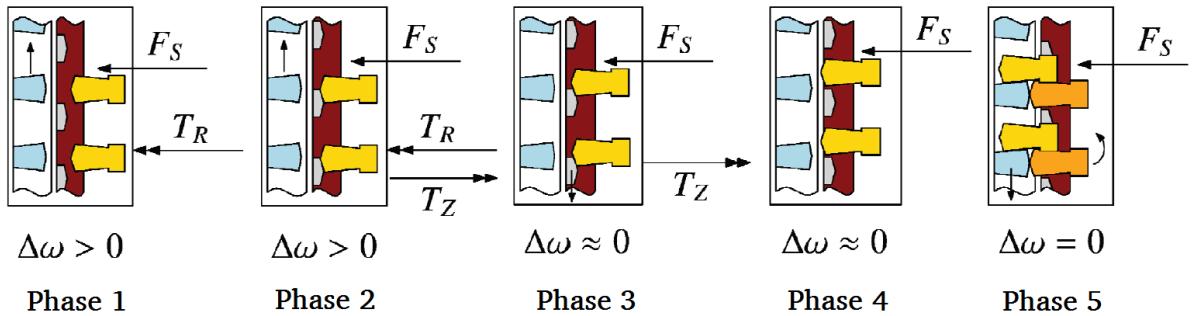


Abbildung 2.7.: Phasen des Synchronisierungsvorgangs [9]

In den folgenden Abschnitten werden die Phasen des Schaltvorgangs näher beschrieben:

Gang auslegen (vor Phase 1)

Zunächst muss der zuletzt geschaltete Gang ausgelegt werden. Das geschieht, sobald die Kupplung des zu schaltenden Teilgetriebes geöffnet und damit das Teilgetriebe lastfrei ist. Die Schiebemuffe wird dann aus der Gangposition in die Neutralstellung gebracht.

Neutralstellung

Schaltgabel und Schiebemuffe befinden sich in der Mittelstellung. Über die Schaltaktorik wird eine Kraft auf die Schiebemuffe aufgebracht und damit der Einlegevorgang eingeleitet. Um ein unbeabsichtigtes Durchschalten der Schiebemuffe zu verhindern, wird sie von der Mittenarretierung in der Mittelstellung gehalten (siehe Abbildung 2.8).

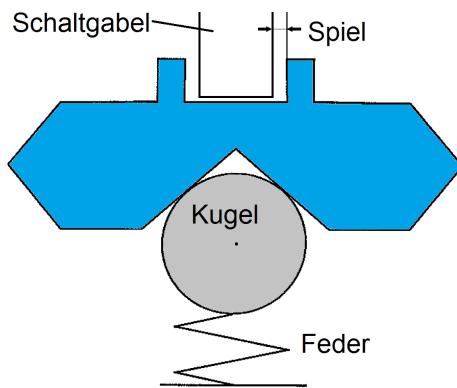


Abbildung 2.8.: Mittenarretierung, in Anlehnung an [8]

Durch die Kontur wird ein Verschiebewiderstand erzeugt. Die Rückstellkraft auf die Kugel wird vom Synchronkörper abgestützt.

Vorsynchronisation (Phase 1)

Die Vorsynchronisationseinheit hat einen ähnlichen Aufbau wie die Schaltarretierung. Hier wird allerdings die Kraft nicht durch den Synchronkörper abgestützt, sondern über die Druckstücke auf den Synchronring geleitet (siehe Abbildung 2.9). Hierzu müssen die Druckstücke (drei über den Umfang, vgl. Abbildung 2.3) zunächst das axiale Lüftspiel zum Synchronring überwinden. Kommen die Druckstücke mit dem Synchronring in Kontakt, entsteht ein Reibmoment und die Phase der Vorsynchronisation beginnt.

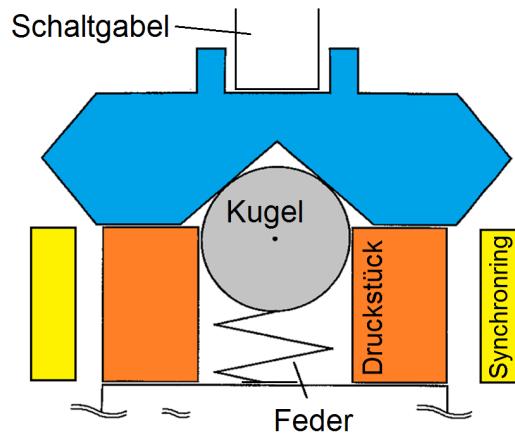


Abbildung 2.9.: Vorsynchronisation, in Anlehnung an [2]

Die Druckstücke stützen sich am Synchronring ab und drücken ihn in Richtung des Kupplungskörpers. Dadurch kommt es zu einem Kontakt der Reibflächen von Synchronring und Kupplungskörper. Das zwischen den Reibflächen befindliche Öl wird verdrängt und es entsteht Mischreibung. Aufgrund der Relativgeschwindigkeit entsteht zwischen Synchronring und Kupplungskörper ein Reibmoment T_R , das den Synchronring verdreht, bis seine Mitnehmernasen gegen die Anschlüsse in den Nuten des Synchronkörpers stoßen. In dieser Position stehen sich die Schaltklauen der Schiebemuffe und die Sperrverzahnung des Synchronrings so gegenüber, dass ein Durchschalten der Schaltmuffe verhindert wird. Stoßen die Klauendächer aufeinander, beginnt die Hauptsynchronisationsphase.

Hauptsynchronisation (Phase 2)

Die Klauendächer liegen aufeinander. Auf den Synchronring wirkt aufgrund der Relativgeschwindigkeit zum Kupplungskörper weiterhin das Reibmoment. Dieses Reibmoment wirkt ebenso auf den Kupplungskörper und führt zu einem Verzögern bzw. beschleunigen der Antriebswelle und damit zu einer Drehzahlangleichung. Durch die Schaltklauen der Schiebemuffe wird auf den Synchronring ein Moment aufgebracht, das diesen zurückzudrehen versucht. Dieses Moment wird als Öffnungs- oder Indexmoment T_Z bezeichnet. Öffnungsmoment und Reibmoment sind einander entgegengerichtet. Das System ist gesperrt.

Verdrehphase (Phase 3)

Mit sinkender Drehzahldifferenz zwischen Abtriebswelle und Kupplungskörper nimmt das Reibmoment ab, bis das Öffnungsmoment an der Sperrverzahnung größer ist als das Reibmoment. Der Synchronring wird zurückgedreht und gibt den Weg für die Schiebemuffe frei. Das System ist entsperrt.

Freiflug (Phase 4)

Ist der Synchronring zurückgedreht, kann sich die Schiebemuffe weiter in Richtung Kupplungskörper bewegen. Da in dieser Phase keine hohen Kräfte auf die Schiebemuffe wirken, wird diese Phase als Freiflugphase bezeichnet. Die Freiflugphase hat einen wesentlichen Einfluss auf den weiteren Schaltverlauf, da während des Freiflugs keine Kopplung zwischen Antriebs- und Abtriebsseite besteht. Durch die Bewegung im Öl wirkt ein Schleppmoment auf die Antriebswelle und verzögert sie, wodurch es abhängig von der Dauer der Freiflugphase zu einer merklichen Ausbildung einer Drehzahldifferenz kommen kann [4].

Einspuren (Phase 5)

Nach der Freiflugphase muss die Verzahnung der Schiebemuffe mit der Verzahnung des Kupplungskörpers formschlüssig verbunden werden. Hierbei sind vier Szenarien denkbar, siehe Abbildung 2.10:

- Die Verzahnung der Schiebemuffe trifft in die Verzahnungslücken der Kupplungsverzahnung (a). Die Schiebemuffe kann ohne Kontakt der Verzahnungen in die Gangposition eingelegt werden. Es erfolgt kein weiterer Schaltkraftanstieg.
- Die Verzahnung der Schiebemuffe trifft auf das abfallende Klauendach der Kupplungsverzahnung (b). Die Schiebemuffe verdreht den Kupplungskörper und gleitet am Klauendach ab. Ein geringer Schaltkraftanstieg ist die Folge, der als *zweiter Druckpunkt* bezeichnet wird.
- Die Verzahnung der Schiebemuffe trifft auf das aufsteigende Klauendach der Kupplungsverzahnung und verdreht den Kupplungskörper mit erhöhtem Kraftaufwand (c). Ist eine hohe Drehzahldifferenz vorhanden, kommt es zu einem Stoß am Klauendach. Die Schiebemuffe wird abgewiesen, was als Schaltkratzen oder Ratschen bemerkbar wird und zu Komfortbeeinträchtigungen führt (d).

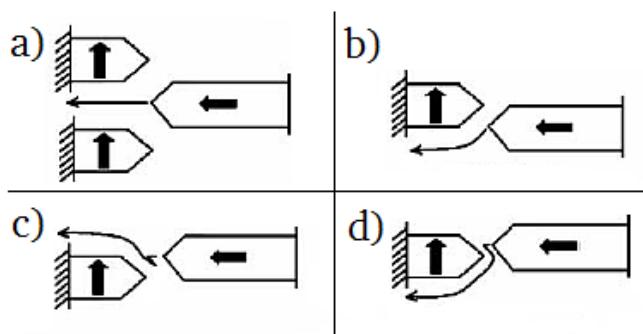


Abbildung 2.10.: Einspuren der Schiebemuffe in die Kupplungsverzahnung [10]

Gangposition (Phase 5)

Die Gangposition ist erreicht. Mithilfe der Schaltarretierung wird der Gang wie in der Neutralstellung arretiert. Eine Hinderschneidung der Zähne verhindert zusätzlich ein Herausspringen des Gangs [3].

2.6 Schaltkomfort

Der Schaltkomfort ist eines der wichtigsten Auslegungskriterien für Getriebe. Das in dieser Arbeit modellierte Simulationsmodell kann verwendet werden, um Einflussgrößen auf den Schaltkomfort zu untersuchen. Diese Einflussgrößen sollen im Folgenden daher kurz beschrieben werden. Die Untersuchung des Schaltkomforts ist nicht Teil der vorliegenden Arbeit, sondern kann darauf aufbauend durchgeführt werden.

2.6.1 Schaltimpulse

Eine wichtige Kenngröße zur Beurteilung des Schaltkomforts ist der Schaltimpuls. Der Schaltimpuls lässt sich unterteilen in den Synchronisierimpuls I_S und den Einspurimpuls I_E . Die Minimierung der Schaltimpulse ist eine der bestehenden Herausforderungen bei der Optimierung einer Schaltung [4]. Graphisch lassen sich der Synchronisierimpuls und der Einspurimpuls als Flächen unter der Kraft-Zeit-Kurve darstellen, siehe Abbildung 2.11.

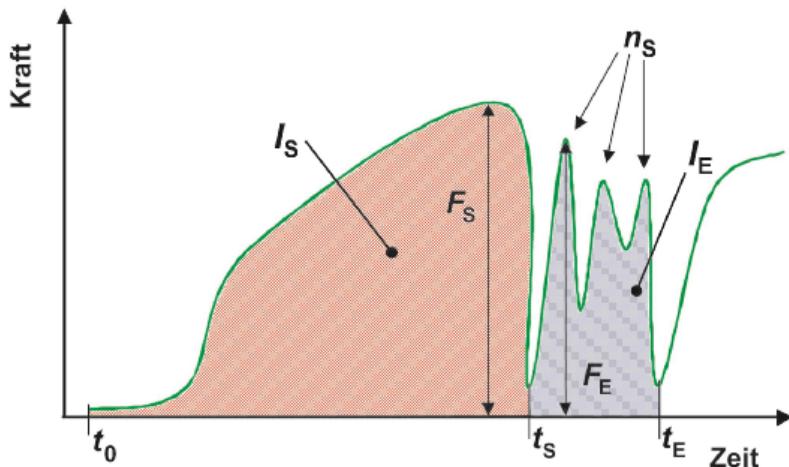


Abbildung 2.11.: Graphische Darstellung des Schaltimpulses [4]

Der Synchronisierimpuls stellt das Kraftintegral über der Synchronisierzeit $t_S - t_0$ dar:

$$I_S = \int_{t_0}^{t_S} F_S \, dt \quad (2.1)$$

Der Einspurimpuls stellt das Kraftintegral über der Einspurzeit $t_E - t_S$ dar:

$$I_E = \int_{t_S}^{t_E} F_E \, dt \quad (2.2)$$

Das Verhältnis aus Einspurkraft zur Synchronisierkraft

$$\Xi_S = \frac{F_E}{F_{S,max}} \quad (2.3)$$

ist ein Maß für den Schaltkomfort. Tabelle 2.2 gibt Anhaltspunkte für die Bewertung des Schaltkomforts in Abhängigkeit des Kräfteverhältnisses Ξ_S und der Anzahl der Kraftspitzen n_S .

Kriterium	Bewertung
$\Xi_S \lesssim 0.8, n_S = 1$	gut
$\Xi_S \approx 1, n_S \leq 2$	hoher zweiter Druckpunkt, aber kein Kratzen
$\Xi_S \approx 1, n_S \geq 2, \text{Kratzen, Geräusch}$	unkomfortabel, nicht funktionsfähig

Tabelle 2.2.: Kriterien für die Beurteilung des Schaltkomforts [4]

2.6.2 Schaltversagen

Haken

Haken tritt während des Einspurens der Schiebemuffenverzahnung in die Kupplungsverzahnung auf und äußert sich durch eine Erhöhung der Schaltkraft. Treffen die Klauendächer von Schiebemuffe und Kupplungskörper nach der Freiflugphase aufeinander, so muss die Schiebemuffe den Kupplungskörper verdrehen, um ein Einlegen des Ganges zu ermöglichen. Hierzu muss die Kraft der Vorsynchronisierung auf die Druckstücke verschwinden, damit sich der Synchronring vom Reibkonus lösen kann und kein Reibkontakt zum Kupplungskörper mehr besteht. Löst sich der Synchronring nicht, so muss der Kupplungskörper relativ zum Synchronring verdreht werden, wodurch zusätzlich das Reibmoment in den Reibflächen überwunden werden muss [3]. Der daraus resultierende Anstieg der Schaltkraft wird als zweiter Druckpunkt bezeichnet. Um Haken zu vermeiden, können auf der Innenseite des Synchronrings ablaufende Gewinde aufgebracht werden, die das Lösen des Synchronrings vom Reibkonus erleichtern.

Hochschaltkratzen

Hochschaltkratzen tritt vor allem bei niedrigen Öltemperaturen auf. Das hohe Schleppmoment führt dann zu einem Drehzahlabfall an der Antriebsseite, sodass sich nach der Freiflugphase wieder eine Drehzahldifferenz zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper einstellt. Beim Einspuren kommt es zu Stößen an den Klauendächern, die als Kratzen wahrgenommen werden [3].

Ratschen

Ratschen tritt auf, wenn die Schiebemuffenverzahnung in die Kupplungsverzahnung eingreift, bevor die Drehzahlen von Antriebs- und Abtriebsseite angeglichen sind. Ursachen hierfür können Torsionsschwingungen sein, die dazu führen, dass in der Sperrphase die Klauendächer aneinander abgleiten.

Ein Reibwertabfall an den Konusflächen, bedingt durch eine Änderung der tribologischen Eigenschaften, führt zu einem verminderten Reibmoment und frühzeitigem Durchschalten der Schiebemuffe. Bei unsachgemäßer Betätigung der Schaltung (z.B. Durchreißen der Gänge) kann die Angleichung der Drehzahlen nicht so schnell erfolgen, sodass beim Kontakt der Schiebemuffenverzahnung mit der Kuppelungsverzahnung eine hohe Drehzahldifferenz besteht und die Schiebemuffe abgewiesen wird [3].

Verschleiß

Verschleiß in erhöhtem Maße kann zum Ausfall der Synchronisierung führen und begrenzt damit die Lebensdauer. Ein Verschleiß der Dachschrägen des Synchronrings führt zu einem höheren Öffnungsmoment [6]. Dadurch kann die Schiebemuffe den Synchronring verdrehen, obwohl noch keine Drehzahlgleichheit besteht. Verschleißt der Reibbelag auf den Konusflächen, kommt es zu einem Kontakt an den planaren Flächen des Synchronrings. Es erfolgt keine Verstärkung der Axialkraft über den Konuswinkel. Die Reibkraft sinkt und ermöglicht ein frühzeitiges Durchschalten der Schiebemuffe [6]. Verschleiß ist vor allem dann zu berücksichtigen, wenn die Synchronisierungseinheit mechanisch oder thermisch stark beansprucht wird, wie es aufgrund der Schalthäufigkeit in den unteren Gängen der Fall ist. Aus diesem Grund werden in den unteren Gängen Mehrfachkonus-Synchronisierungen eingesetzt. Auch die Werkstoffwahl beeinflusst das Verschleißverhalten und muss daher auf die jeweiligen Anwendungsbereiche angepasst werden. Weiteres hierzu folgt in Kapitel 2.7.4.

2.6.3 Synchronisierungsrasseln

Infolge der steigenden Komfortanforderungen an Fahrzeuggetriebe stellt die Akustik ein wesentliches Kriterium bei der Bewertung von Getrieben dar. Dabei muss auch der Einfluss von Synchronisierungen auf das Geräuschverhalten des Getriebes berücksichtigt werden. BAUMANN hat u.a. den Einfluss von Synchronisierungen auf Rasselgeräusche experimentell untersucht [11].

Synchronisierungen weisen funktionsbedingt ein radiales Verdrehspiel sowie ein axiales Lüftspiel auf. Infolgedessen können nicht geschaltete Synchronisierungen sowohl rotatorische als auch translatorische Schwingungen ausführen. Bei einer Überlagerung beider Bewegungen entstehen sogenannte Taumelschwingungen [11]. Auslöser für solche Schwingungen können Schleppmomente sein, die auf die Synchronringe wirken und diese verzögern bzw. beschleunigen. Ebenso können Schwingungen des Schaltrades infolge der Ungleichförmigkeit des Motors Schwingungen des Synchronrings anregen. Dies kann zu einseitigen und bei höheren Winkelbeschleunigungsamplituden zu beidseitigen Stößen der Mitnehmernasen der Synchronringe in den Nuten des Synchronkörpers führen, die als Rasseln wahrgenommen werden [11]. Eine Übersicht über Einflussfaktoren auf das Synchronisierungsrasseln zeigt Abbildung 2.12.

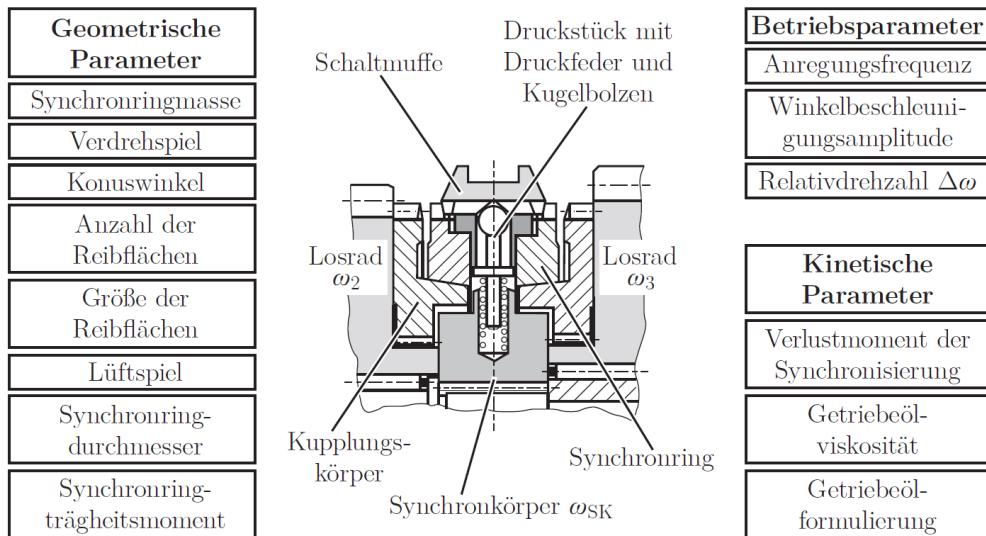


Abbildung 2.12.: Einflussfaktoren auf das Synchronisierungsrassel [11]

2.7 Einflussgrößen auf den Synchronisierungsvorgang

In diesem Kapitel werden Einflussgrößen auf den Synchronisierungsvorgang beschrieben. Im ersten Teil werden solche Parameter behandelt, die durch die Auslegung der Synchronisierungseinheit festgelegt werden und unveränderlich sind. Der zweite Teil beschäftigt sich mit Parametern, die von externen Einflüssen wie den Betriebsbedingungen abhängen.

2.7.1 Anzahl der Reibflächen

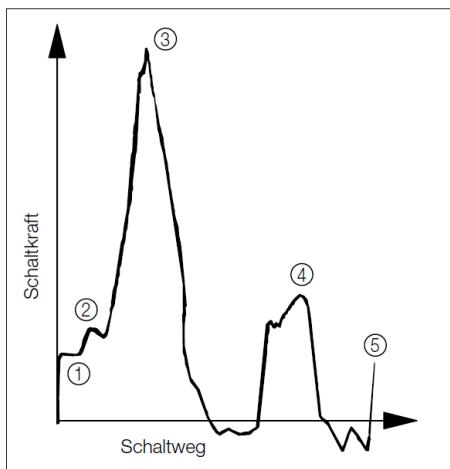
Die Anzahl der Reibflächen hat einen wesentlichen Einfluss auf den Schaltvorgang, da durch die Vergrößerung der Reibflächen die Leistungsfähigkeit steigt. So lässt sich zum einen durch die höhere thermische Belastbarkeit die Lebensdauer verlängern. Zum anderen kann mit einer Doppelkonus-Synchronisierung im Vergleich zu einer Einfachkonus-Synchronisierung eine um 60 % höhere Drehmomentkapazität erreicht werden [12]. Das Reibmoment an einer Mehrfachkonus-Synchronisierung ist näherungsweise proportional zu der Anzahl der Reibflächen n [3].

$$T_R \propto n \quad (2.4)$$

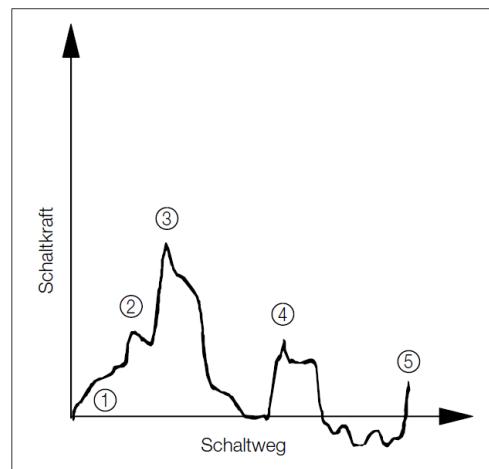
Dies führt zu kürzeren Synchronisationszeiten. Außerdem wird der Schaltkraftaufwand verringert, wie Abbildung 2.13 am Beispiel einer Dreikonus-Synchronisierung zeigt.

Mehrfachkonus-Synchronisationen werden deshalb vor allem in den unteren Gängen eingesetzt, da durch die Reduzierung der Schaltkraft eine Angleichung des Schaltkraftniveaus an das Schaltkraftniveau der höheren Gänge erreicht werden kann [5]. Aufgrund von engeren Fertigungstoleranzen sind damit jedoch höhere Herstellungskosten verbunden, sodass in höheren Gängen üblicherweise Einfachkonus-Synchronisierungen verwendet werden [3].

Einkonus-Synchronisierung



Dreikonus-Synchronisierung



① = Neutralstellung ② = Vorsynchronisierung ③ = Synchronisierung ④ = Schaltverzahnung ⑤ = Endposition

Abbildung 2.13.: Vergleich der Schaltkraftverläufe einer Einkonus- und einer Dreikonus-Synchronisierung [7]

2.7.2 Konuswinkel

Eine Synchronisierung stellt eine Reibkupplung mit konischen Reibflächen dar [4]. Die Axialkraft an der Schiebermuffe wird dadurch über den Konus auf eine Normalkraft übersetzt, siehe Abbildung 2.14.

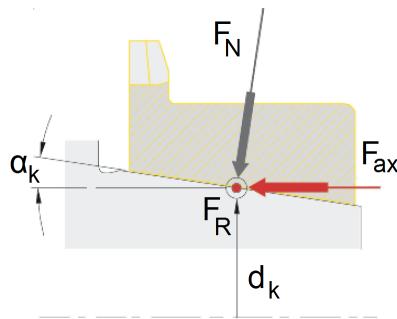


Abbildung 2.14.: Reibkonus [4]

Die Normalkraft auf die Reibflächen ist dabei proportional zum Kehrwert des Sinus des Konuswinkels α_k [3]. Die Reibkraft ergibt sich aus dem Coulombschen Reibgesetz und ist folglich ebenfalls proportional zum Kehrwert des Sinus des Konuswinkels:

$$F_N \propto \frac{1}{\sin(\alpha_k)} \quad \Rightarrow \quad F_R \propto \frac{1}{\sin(\alpha_k)} \quad (2.5)$$

Mit steigendem Konuswinkel ist daher eine Verringerung der Reibkraft und damit ein Erhöhung der Synchronisationsdauer zu erwarten. Dieser Effekt zeigt sich bei niedriger Schaltkraft deutlicher als bei hoher Schaltkraft, siehe Abbildung 2.15.

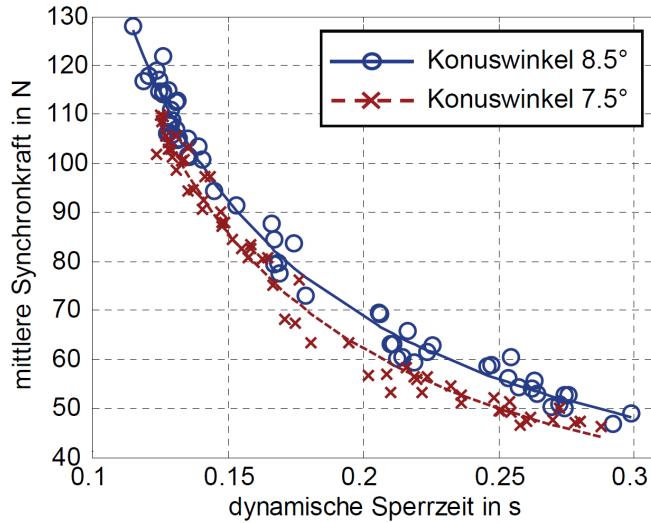


Abbildung 2.15.: Einfluss des Konuswinkels auf die Sperrzeit bei einer Schaltung vom 2. in den 3. Gang (4000 U/min) [13]

Eine beliebige Verkleinerung des Konuswinkels ist jedoch nicht möglich, da sichergestellt werden muss, dass sich der Synchronring beim Auslegen des Gangs vom Kupplungskörper löst. Zur Vermeidung der Selbsthemmung muss daher die Bedingung

$$\tan(\alpha_k) > \mu_k \quad (2.6)$$

erfüllt sein [3].

2.7.3 Schaltkraft

Die Schaltkraft beeinflusst die Synchronisationsdauer, da durch eine hohe Schaltkraft ein großes Reibmoment erzeugt wird. Abbildung 2.16 zeigt hierzu den Zusammenhang von Schaltkraft und Sperrzeit an der Synchronisierung.

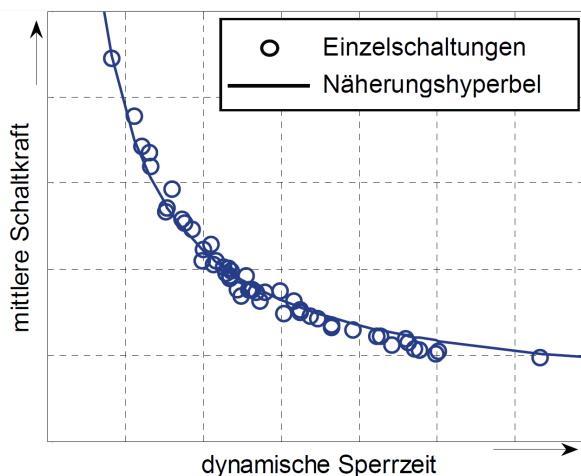


Abbildung 2.16.: Schaltkrafthyperbel [13]

Der Vorteil einer kurzen Schaltzeit muss durch einen erhöhten Verschleiß an den Reibbelägen des Synchronrings in Kauf genommen werden. Außerdem steigen mit der Schaltkraft auch die mechanischen und thermischen Belastungen, sodass in den hoch beanspruchten unteren Gängen Mehrfachkonus-Synchronisierungen zum Einsatz kommen [4].

2.7.4 Reibwerkstoffe

Die Wahl des Reibwerkstoffs beeinflusst die Leistungsfähigkeit und die Lebensdauer der Synchronisierung. Die wichtigsten Anforderungen an Reibpaarungen zeigt Abbildung 2.17.



Abbildung 2.17.: Anforderungen an Reibpaarungen, frei nach [3, 4]

Der Reibkonus des Kupplungskörpers ist üblicherweise aus Stahl gefertigt. Für den Synchronring werden Messing, Sinterbeläge, Molybdän, Papier oder organische Beläge verwendet. Eine Übersicht und einen Vergleich der Reibmaterialien in Bezug auf verschiedene Bewertungskriterien ist [3] und [4] zu entnehmen.

Abbildung 2.18 zeigt einen Reibwertvergleich verschiedener Reibpaarungen in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit.

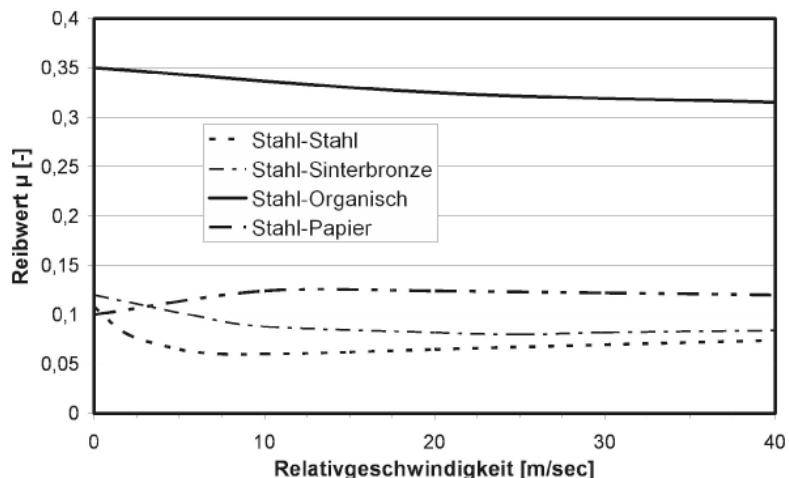


Abbildung 2.18.: Reibwertvergleich [4]

Wie zu erkennen ist, wird bei Paarungen mit organischen Reibbelägen ein deutlich höherer Reibwert im Vergleich zu anderen Reibpaarungen erreicht. Darüber hinaus weisen sie eine hohe Verschleißfestigkeit auf und sind unempfindlich gegen Kegelwinkelabweichungen [12].

2.7.5 Verlustmomente

Verluste an der Antriebswelle entstehen durch Schleppmomente an nicht geschalteten Synchronisierungen, durch Planschverluste der Kupplung und Reibverluste in den Lagern. Das gesamte auf die Antriebsseite wirkende Verlustmoment ergibt sich durch Summation der Teilverlustmomente zu

$$T_V = T_{D, sync} + T_{D, clutch} + T_{V, frict.} \quad (2.7)$$

mit dem Schleppmoment der Synchronisierungen $T_{D, sync}$, dem Schleppmoment der Kupplung $T_{D, clutch}$ und dem Verlustmoment in den Lagern $T_{V, frict.}$ [10].

Solche Verlustmomente lassen sich nur schwer rechnerisch ermitteln. Für die Auslegung von Synchronisierungen wird deshalb häufig auf Erfahrungswerte zurückgegriffen [3]. Erfahrungswerte für Verlustmomente an der Antriebswelle von PKW- und NKW-Getrieben sind in Tabelle 2.3 angegeben.

Erfahrungswerte	PKW	NKW
Verlustmoment an der Antriebswelle $T_{V, EW}$	2 Nm	4-8 Nm

Tabelle 2.3.: Verlustmomente an der Antriebswelle [3]

Verluste an Synchronisierungen

In Doppelkupplungsgetrieben sind zwei Synchronisierungen geschaltet. Nicht geschaltete Synchronisierungen rufen aufgrund ihrer Drehbewegung im Öl Schleppmomente hervor. Die Größe der Schleppmomente hängt von zahlreichen Faktoren ab. Die Differenzdrehzahl zwischen Synchronring und Kupplungskörper, Werkstoffpaarungen und die Öltemperatur seien an dieser Stelle beispielhaft genannt. WIRTH hat dazu in [14] verschiedene Einflussgrößen experimentell untersucht. Um verschiedene Synchronisierungen miteinander vergleichen zu können, wird das Schleppmoment über die Geometrie der Synchronisierung auf eine nominelle Schubspannung umgerechnet:

$$\tau_{nom} = \frac{T_{D, sync}}{\sum_{i=1}^n A_i r_i} \quad (2.8)$$

Hierbei steht $T_{D, sync}$ für das Schleppmoment an der Synchronisierung, A_i für die Größe der Reibfläche und r_i für den Reibradius der Reibfläche i .

Einen maßgeblichen Einfluss auf das Schleppmoment hat die Differenzdrehzahl zwischen Synchronring und Kupplungskörper. Die Drehzahlabhängigkeit der Schubspannungen bei verschiedenen Absolutdrehzahlen des Synchronrings einer Dreifachkonus-Synchronisierung ist in Abbildung 2.19 dargestellt.

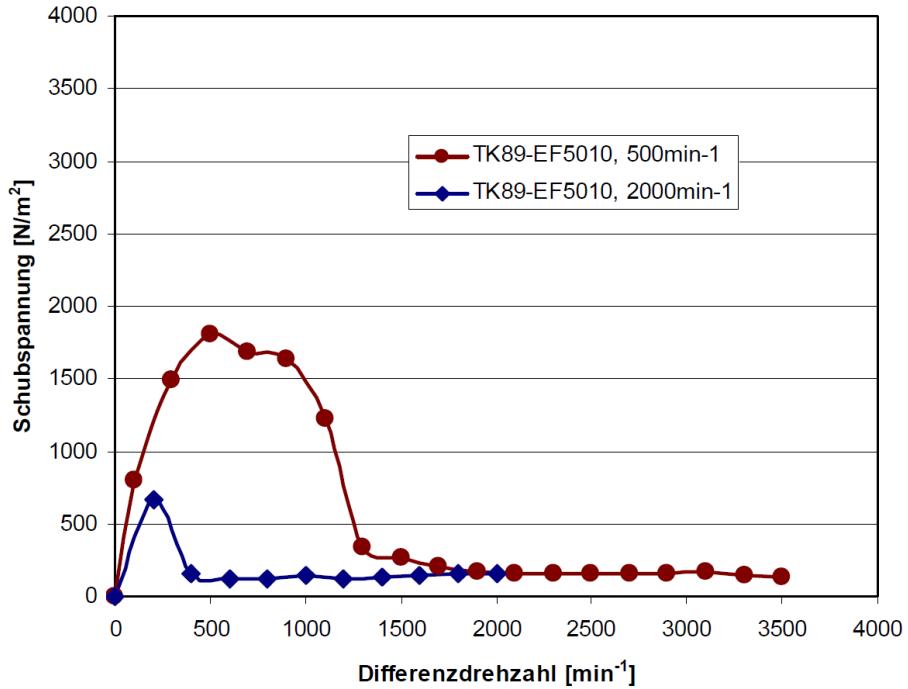


Abbildung 2.19.: Abhängigkeit der Schubspannung von der Differenzdrehzahl zwischen Synchronring und Kupplungskörper [14]

Aus der Abbildung geht hervor, dass die Schubspannungen und damit das Schleppmoment bei niedrigen Drehzahldifferenzen stark anwachsen und bei höheren Drehzahldifferenzen abfallen. Diese Beobachtungen sind darauf zurückzuführen, dass bei niedrigen Drehzahldifferenzen das Öl zwischen den Reibflächen gesichert wird, während es bei höheren Drehzahldifferenzen zu einem Abschleudern des Öls von den Reibflächen und infolgedessen zu einem Abfall der Schubspannungen kommt [11].

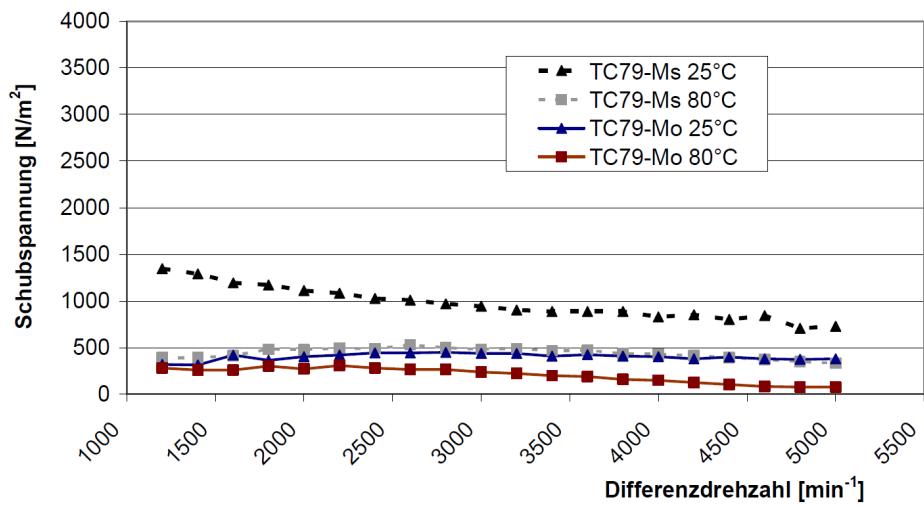


Abbildung 2.20.: Abhängigkeit der Schubspannung von Öltemperatur und Werkstoff des Synchronrings [14]

Neben der Drehzahldifferenz hängt der Schubspannungsverlauf von der Viskosität des Öls und damit von der Öltemperatur ab. Ergebnisse der experimentellen Untersuchung an einer Dreifachkonus-Synchronisierung zeigt Abbildung 2.20. Mit steigender Öltemperatur nimmt die Viskosität des Öls und somit auch die Schubspannung ab. Wie die Ergebnisse zeigen, ist dieser Effekt jedoch bei verschiedenen Werkstoffen unterschiedlich stark ausgeprägt.

Verlustleistung

Verluste an Synchronisierungen sind im Hinblick auf Kraftstoffeinsparung und Reduzierung des CO_2 -Ausstoßes nicht zu vernachlässigen. Dies zeigt die Simulation eines 6-Gang Handschaltgetriebes nach den Vorgaben des NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus), siehe Abbildung 2.21. Hierbei wurde ein Verlustmoment von 0,15 Nm an jeder nicht geschalteten Synchronisierung angenommen. Die Verlustarbeit von 70 kJ entspricht einer spezifischen Verlustenergie von 6,36 kJ/km. Eine spezifische Verlustenergie von 6,7 kJ/km führt zu einem Mehrverbrauch von etwa 37,7 ml/100km und einem CO_2 -Mehrausstoß von etwa 1g/100km [14].

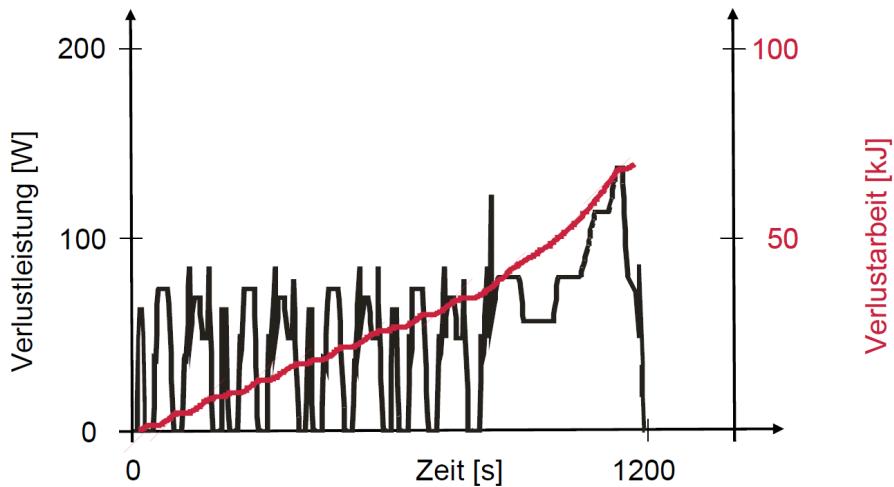


Abbildung 2.21.: Simulation: Verlustleistung und Verlustarbeit an einem 6-Gang-Handschatlgetriebe im NEFZ [14]

3 Modellbildung

Für die Simulation des Schaltvorgangs müssen die Dynamik der Antriebs- und der Abtriebswelle sowie die der Schaltelemente modelliert werden. In diesem Kapitel erfolgt die Modellbildung des Systems sowie die Herleitung der notwendigen Gleichungen zur Beschreibung des Schalt- und Synchronisierungsvorgangs.

3.1 Triebstrang

Für den Triebstrang wird ein vereinfachtes Modell verwendet, siehe Abbildung 3.1. Es besteht aus dem Motor, der Doppelkupplung, dem Getriebe, dem Differential und der Antriebsachse. Das Getriebe ist hier schematisch als 2-Gang-Getriebe mit entsprechenden Synchronisierungen dargestellt. Alle Triebstrangkomponenten werden als starr angenommen.

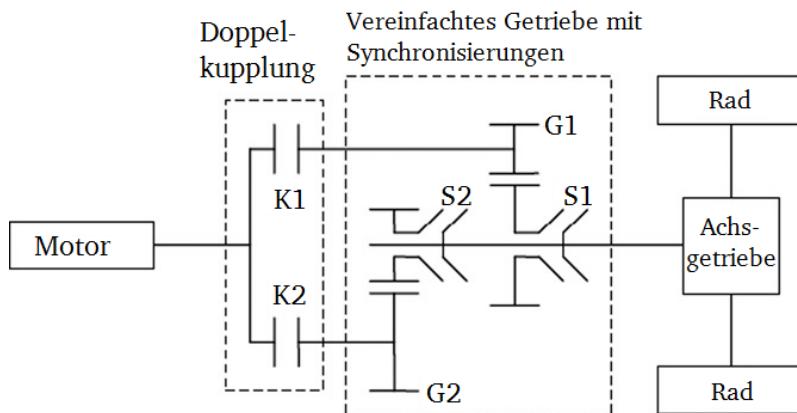


Abbildung 3.1.: Modell des starren Triebstrangs [15]

Die zu synchronisierenden Massen werden dabei mit den Trägheiten der Kupplung, der Antriebswelle sowie den mit der Antriebswelle formschlüssig verbundenen Fest- und Losrädern beschleunigt bzw. verzögert. Diese Trägheiten sind klein gegenüber den Trägheiten der Abtriebsseite. Zur Vereinfachung der Gleichungen und des Simulationsmodells kann daher angenommen werden, dass die Fahrzeuggeschwindigkeit und damit auch die Winkelgeschwindigkeit der Abtriebswelle während des Schaltvorgangs konstant bleiben [3]. Aufgrund der kurzen Schaltzeit stellt diese Annahme eine gute Näherung dar.

Die Architektur des Doppelkupplungsgetriebes macht es jedoch auch möglich, das Fahrzeug während des Schaltvorgangs zu beschleunigen, da der Motor über das zweite Teilgetriebe mit dem Abtrieb verbunden ist und somit während des Schaltvorgangs ein Antriebsmoment an die Antriebsachse liefern kann.

Winkelgeschwindigkeit der Abtriebswelle

Die Winkelgeschwindigkeit der Abtriebswelle ω_{ab} lässt sich gemäß Gleichung (3.1) aus der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} mit Hilfe der Achsgetriebeübersetzung i_A und des dynamischen Reifenhalbmessers R_{dyn} berechnen.

$$\omega_{ab} = \frac{i_A \cdot v_{Fzg}}{R_{dyn}} \quad (3.1)$$

Die Achsgetriebeübersetzung ist aus den Getriebedaten bekannt. Für den dynamischen Reifenhalbmesser wird ein typischer Wert von $R_{dyn} = 0.3 \text{ m}$ angenommen [5].

Die Simulation wird mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit der Abtriebswelle durchgeführt. Soll eine Beschleunigung oder eine Verzögerung des Fahrzeugs während des Schaltvorgangs berücksichtigt werden, so kann die konstante Winkelgeschwindigkeit mit einer beliebigen Funktion f_ω überlagert werden.

$$\omega_{ab} = \frac{i_A \cdot v_{Fzg}}{R_{dyn}} + f_\omega \quad (3.2)$$

Für eine konstante Beschleunigung bzw. Verzögerung berechnet sich die momentane Winkelgeschwindigkeit der Abtriebsseite zu

$$\omega_{ab}(t) = \frac{i_A}{R_{dyn}} \cdot (v_{0,Fzg} + a_{Fzg} \cdot t) \quad (3.3)$$

mit der Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{0,Fzg}$ zu Schaltbeginn, der Fahrzeugbeschleunigung a_{Fzg} und der Zeit t .

Die Fahrzeugbeschleunigung hängt von der Masse des Fahrzeugs, dem Antriebsmoment und einem gangabhängigen Zuschlagsfaktor ab, der die Beschleunigung rotatorischer Teile berücksichtigt. Für einen Mittelklassewagen mit Ottomotor können Richtwerte des Beschleunigungsvermögens Abbildung 3.2 entnommen werden.

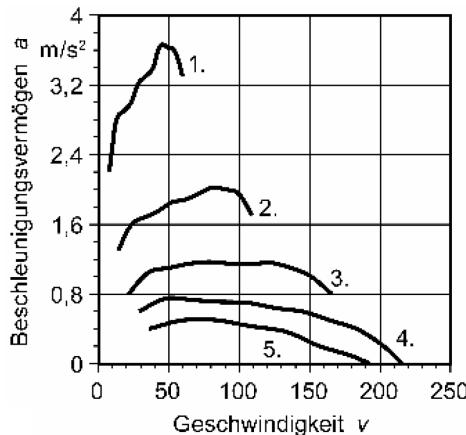


Abbildung 3.2.: Beschleunigungsvermögen eines Mittelklassewagens mit Ottomotor [3]

Winkelgeschwindigkeit der Antriebsseite

Für die Winkelgeschwindigkeit des zu schaltenden Losrades bzw. des Kupplungskörpers muss eine Anfangswinkelgeschwindigkeit zu Beginn des Schaltvorgangs vorgegeben werden. Diese wird wie die Winkelgeschwindigkeit der Abtriebswelle aus der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet. Hierfür wird der zuletzt eingelegte Gang vor Schaltbeginn vorgegeben. Dieser muss wie der zu schaltende Gang im lastfreien Teilgetriebe liegen.

Abbildung 3.3 zeigt die Antriebswelle mit den zugehörigen Fest- und Losräden sowie die Abtriebswelle und die Synchronisierung. Hier ist nur eine Antriebswelle abgebildet, da sich die zweite Antriebswelle während des Schaltvorgangs im leistungsführenden Teilgetriebe befindet und mit der Abtriebswelle gekoppelt ist. Die Modellierung der leistungsführenden Antriebswelle ist daher nicht nötig.

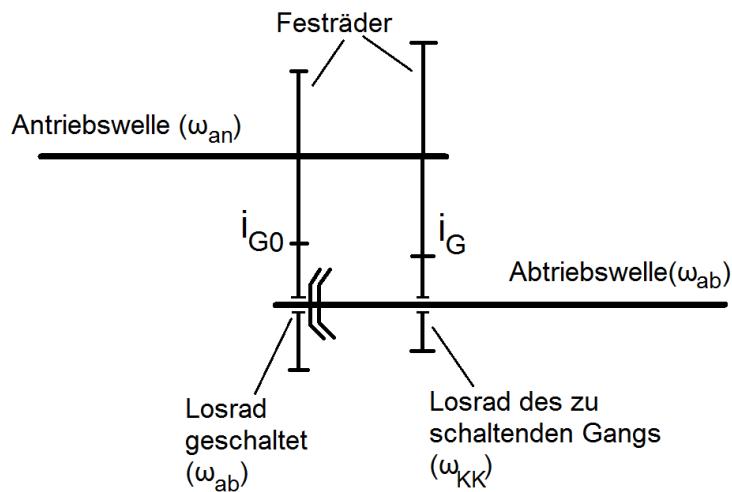


Abbildung 3.3.: Zustand zu Schaltbeginn

Zu Schaltbeginn ist der Gang mit der Übersetzung i_{G0} eingelegt. Das zugehörige Losrad dreht sich daher mit der Winkelgeschwindigkeit der Abtriebswelle. Das zweite Losrad ist über die Antriebswelle mit dem Abtrieb gekoppelt. Mit der Übersetzung i_G des zu schaltenden Gangs ergibt sich zu Schaltbeginn:

$$i_{G0} = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}} ; \quad i_G = \frac{\omega_{an}}{\omega_{0,KK}} \quad (3.4)$$

Nach Umstellen und Einsetzen von Gleichung (3.1) folgt die Gleichung zur Berechnung der Anfangswinkelgeschwindigkeit des Kupplungskörpers:

$$\omega_{0,KK} = \frac{i_{G0}}{i_G} \cdot \frac{i_A \cdot v_{Fzg}}{R_{dyn}}. \quad (3.5)$$

Für die Simulation des Systems werden die Fahrzeuggeschwindigkeit, die Fahrzeugbeschleunigung sowie der zuletzt geschaltete und der zu schaltende Gang vorgegeben. Mit den Gleichungen 3.3 und 3.5 werden die Winkelgeschwindigkeit der Abtriebswelle und die Anfangswinkelgeschwindigkeit der Antriebswelle zu Schaltbeginn berechnet. Die Fahrzeuggeschwindigkeiten sind so gewählt, dass die Drehzahl der Antriebswelle zu Beginn eines Hochschaltvorgangs bei etwa 5000 U/min liegt. Ein Rückschaltvorgang erfolgt bei einer Drehzahl von ca. 1500 U/min. Die genauen Schaltpunkte können den Tabellen C.6 und C.7 in Anhang C entnommen werden.

3.2 Dynamik der Antriebswelle

Für die Simulation der Antriebswelle wird das Modell in Abbildung 3.4 verwendet. Die Antriebswelle wird als starr angenommen. Alle zu synchronisierenden Massen (Kupplung, Antriebswelle, Fest- und Losräder, Rillenkugellager) werden auf die Antriebswelle bezogen. Das reduzierte Trägheitsmoment $\theta_{red,EW}$ ist aus den Getriebedaten bekannt.

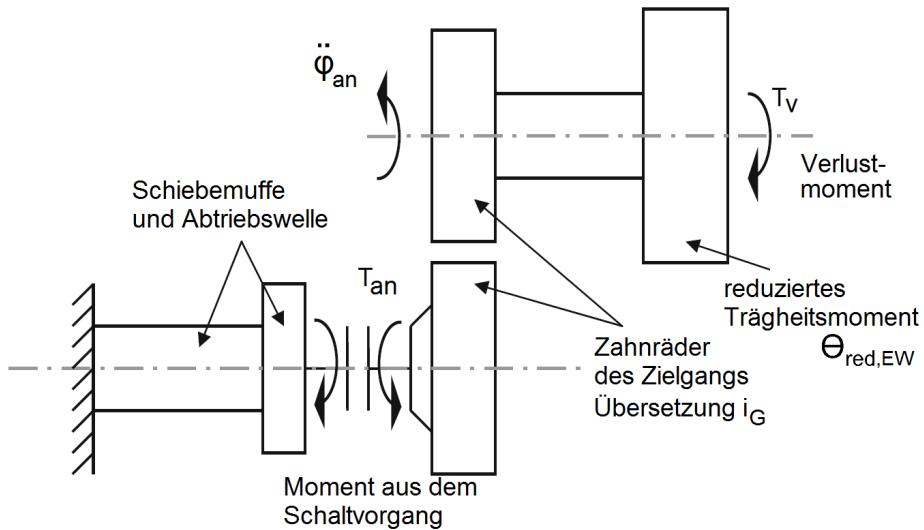


Abbildung 3.4.: Modell der Antriebswelle mit Synchronisierung auf der Abtriebswelle, in Anlehnung an [16]

Nach Abbildung 3.4 lautet sich die Bewegungsgleichung der Antriebswelle

$$\theta_{red,EW} \ddot{\varphi}_{an} = -T_V - \frac{T_{an}}{i_G} \quad (3.6)$$

mit dem Verlustmoment T_V , dem aus dem Schaltvorgang entstehenden Moment T_{an} und der Übersetzung des zu schaltenden Ganges i_G .

Das Verlustmoment ist abhängig von verschiedenen Faktoren, jedoch nur schwer zu bestimmen (vgl. Kapitel 2.7.5). Für das vorliegende Simulationsmodell wird das Verlustmoment daher als konstant über der Drehzahl angenommen. Simulationsergebnisse unter Variation des Verlustmoments werden in Kapitel 4.2 diskutiert.

3.3 Schaltaktorik

Die Betätigung der Schiebemuffe erfolgt im vorliegenden Getriebe durch eine elektromechanische Schaltaktorik. Einen allgemeinen Aufbau zeigt Abbildung 3.5 am Beispiel der Schaltaktorik des Getriebes Getrag 7DCT300.

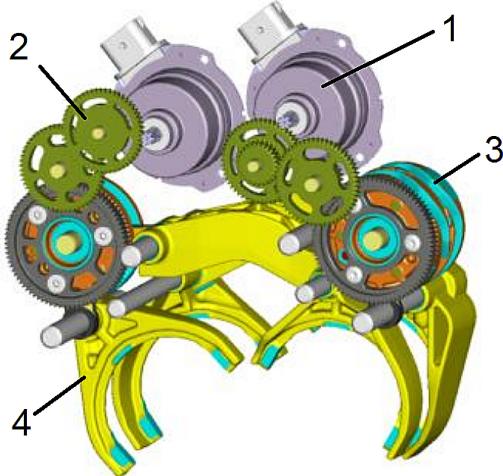


Abbildung 3.5.: Elektromechanische Schaltaktorik des Getriebes Getrag 7DCT300 [17]

Je ein Elektromotor (1) liefert das benötigte Antriebsmoment für die Schaltwalze des geraden und des ungeraden Teilgetriebes. Das Antriebsmoment wird über Zahnradstufen (2) übersetzt und treibt die Schaltwalze (3) an. Nutensteine an der Schaltgabel greifen in die Nuten der Schaltwalze. Die Rotation der Schaltwalze wird so in eine translatorische Bewegung der Schaltgabel (4) umgeformt. Durch den Synchronisierungsvorgang wirkt eine Last auf die Schaltwalze.

Die Umformung der rotatorischen in eine translatorische Bewegung ist durch die Geometrie der Schaltwalzenkulisse bestimmt. Diese ist in Tabelle C.1 in Anhang C zu finden.

Für die Schaltaktorik kann folgendes Ersatzmodell angegeben werden:

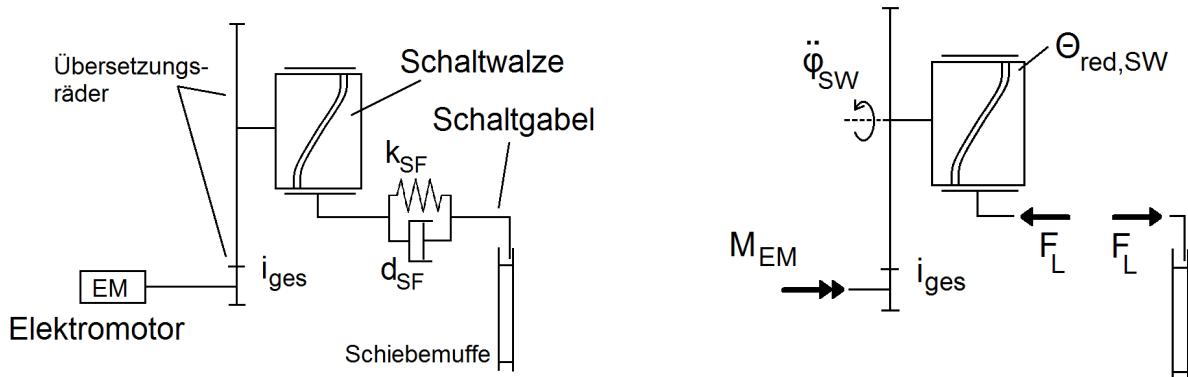


Abbildung 3.6.: Ersatzmodell und Freikörperbild der Schaltaktorik

Die Bewegungsgleichung der Schaltwalze folgt aus dem Freikörperbild, siehe Abbildung 3.6 rechts, zu

$$\theta_{red,SW} \ddot{\varphi}_{SW} = M_{EM} \cdot i_{ges} - M_L \quad (3.7)$$

mit dem Antriebsmoment M_{Motor} des Elektromotors, der Übersetzung i_{ges} der Zahnradstufen, dem Lastmoment M_L und dem auf die Drehachse der Schaltwalze reduzierten Trägheitsmoment $\theta_{SW,red}$ von Elektromotor, Zahnrädern, Schaltwalze und Schaltgabel.

Das Lastmoment M_L ergibt sich aus der Umfangskraft an der Schaltwalze F_U . Diese berechnet sich aus der axialen Last F_L an der Schaltgabel nach Abbildung 3.7 durch Bildung des Kräftegleichgewichts in vertikaler und horizontaler Richtung durch

$$F_U = F_L \cdot \tan(\alpha + \rho) \quad (3.8)$$

mit dem Winkel α der Nutführung und dem Reibungswinkel $\rho = \arctan(\mu)$ [18].

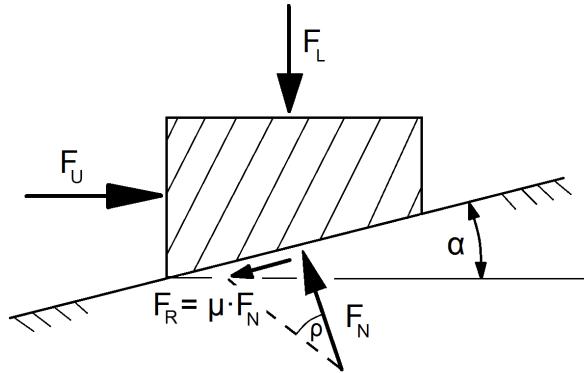


Abbildung 3.7.: Kräftegleichgewicht an der Nut der Schaltwalze, in Anlehnung an [18]

Das resultierende Lastmoment ergibt sich mit dem Durchmesser der Schaltwalze d_{SW} zu

$$M_L = F_U \cdot \frac{d_{SW}}{2} \quad (3.9)$$

und in Abhängigkeit von der axialen Last zu

$$M_L = F_L \cdot \frac{d_{SW}}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho). \quad (3.10)$$

Modellierung der Schaltgabelsteifigkeit

Schaltgabel und Schiebemuffe sind getrennt voneinander modelliert. Die Schaltgabel wird als elastischer Körper mit der Steifigkeit k_{SF} und der Dämpfung d_{SF} betrachtet, vgl. Abbildung 3.6. Durch Betätigung der Schaltaktorik wird eine Kraft auf die Schaltgabel aufgebracht. Die Schaltgabel muss zunächst das Spiel in der Schiebemuffennut überwinden. Hat die Schaltgabel das Spiel überwunden, wird eine Kraft auf die Schiebemuffe ausgeübt. Abbildung 3.8 zeigt das Ersatzmodell.

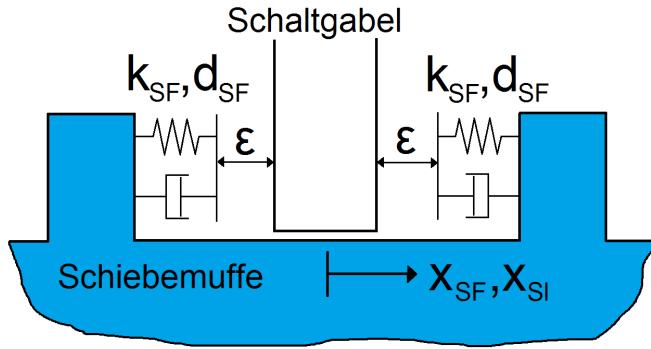


Abbildung 3.8.: Modell des Spiels zwischen Schaltgabel und Schiebemuffe

Die Kraft auf die Schiebemuffe ergibt sich in Abhängigkeit von der Wegdifferenz $\Delta x = x_{SF} - x_{Sl}$, der Geschwindigkeitsdifferenz $\Delta \dot{x} = \dot{x}_{SF} - \dot{x}_{Sl}$ und dem Spiel ϵ [19]:

$$F_L = \begin{cases} k_{SF} \cdot (\Delta x - \epsilon) + d_{SF} \cdot \Delta \dot{x} & \Delta x > \epsilon \\ 0 & |\Delta x| \leq \epsilon \\ k_{SF} \cdot (\Delta x + \epsilon) + d_{SF} \cdot \Delta \dot{x} & \Delta x < -\epsilon \end{cases} \quad (3.11)$$

Die Schaltgabelsteifigkeit k_{SF} ist bekannt. Die Schaltgabeldämpfung d_{SF} wird mit Hilfe der Bequemlichkeitshypothese berechnet. Für Angaben zum Rechenweg sei auf [8, Seite 19] verwiesen.

3.4 Der Synchronisierungsvorgang

In diesem Kapitel erfolgt die Modellierung des Schaltvorgangs. Hierfür wird jede Phase einzeln betrachtet und die entsprechende Bewegungsgleichung hergeleitet.

3.4.1 Auslegevorgang

Zu Beginn des Schaltvorgangs sind Schaltgabel und Schiebemuffe in der Gangposition. Wird die Schaltgabel durch die Schaltaktorik betätigt, muss sie zuerst das doppelte Spiel in der Schiebemuffennut zurücklegen, um eine Kraft auf die Schiebemuffe ausüben zu können, siehe Abbildung 3.9. Die Kraft F_{SF} ist die Kraft, die von der Schaltaktorik auf die Schiebemuffe ausgeübt wird. Sie entspricht der in Kapitel 3.3 beschriebenen Last F_L (siehe Freikörperbild der Schaltaktorik auf Seite 26). Im Folgenden soll die Bezeichnung F_{SF} verwendet werden, um den Bezug zur Entstehung dieser Kraft beizubehalten.

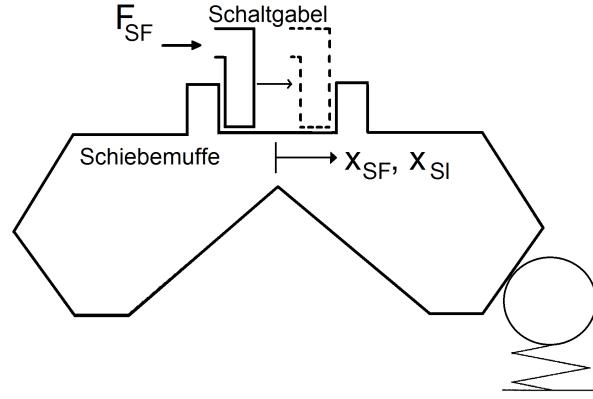


Abbildung 3.9.: Schaltgabelposition zu Beginn des Auslegevorgangs

Arretierungskraft

Dem Auslegen des Gangs wird durch die Rastierung und die Hinterschneidung der Zähne ein Widerstand entgegengesetzt. Zur Berechnung der Arretierungskraft kann das Freikörperbild der Schaltarretierung, siehe Abbildung 3.10, verwendet werden.

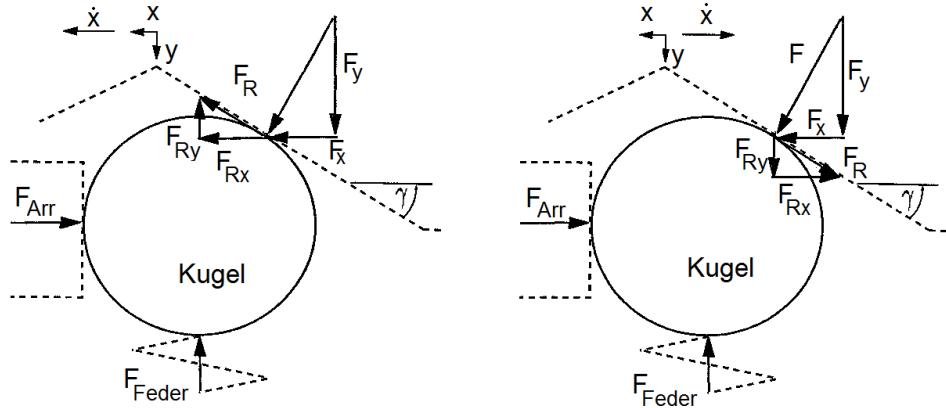


Abbildung 3.10.: Freikörperbild der Schaltarretierung, in Anlehnung an [2]

Die Arretierungskraft ergibt sich durch Aufstellen des Kräftegleichgewichts. Hierbei muss die Bewegungsrichtung der Schiebemuffe berücksichtigt werden, da sich je nach Bewegungsrichtung die Richtung der Reibkraft umkehrt. Die wirkende Kraft berechnet sich bei Annahme einer linearen Kontur durch Formel (3.12) [2].

$$F_{Arr} = n \cdot F_{Feder} \cdot \frac{\tan(\gamma) + \mu \cdot \text{sgn}(\dot{x})}{1 - \mu \cdot \tan(\gamma) \cdot \text{sgn}(\dot{x})} \quad (3.12)$$

Die Federkraft ergibt sich aus der Vorspannkraft $F_{Vorspann}$, der Stauchung der Feder y_{Feder} und der Federsteifigkeit c_{Feder}

$$F_{Feder} = F_{Vorspann} + c_{Feder} \cdot y_{Feder} \quad (3.13)$$

Für die Simulation wird die Kontur der Rastierung abschnittsweise modelliert. Hierzu ist sowohl die Federstauchung y_{Feder} als auch der Neigungswinkel γ in Abhängigkeit vom Schiebemuffenweg dargestellt. Die Kennlinien hierfür sind in den Tabellen C.2 und C.3 in Anhang C zu finden.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die Kontur der Schiebemuffe unabhängig ist von der Phase des Schaltvorgangs und je nach Auslegung variieren kann, d.h. eine Zuweisung von Konturabschnitten zu einzelnen Phasen des Schaltvorgangs ist allgemein nicht möglich. Für die vorliegende Arbeit wurde eine mögliche Kontur modelliert. Dies gilt auch für die Kontur im Bereich der Vorsynchronisierung.

Hinterschneidung

Die Hinterschneidung verhindert ein Herausspringen des Gangs. Beim Auslegen des Gangs wirkt die Hinterschneidungskraft der Schiebemuffenbewegung entgegen. Zur Berechnung der Hinterschneidungskraft wird die Kontaktkraft zwischen den Klauen betrachtet, die aus den unterschiedlichen Drehzahlen von Antriebs- und Abtriebsseite resultiert. Während die Winkelgeschwindigkeit der Schiebemuffe annähernd konstant bleibt, wird der Kupplungskörper vom Verlustmoment an der Antriebswelle verzögert, sodass es zu einem gedachten Eindringen der Schiebemuffenverzahnung in die Kupplungsverzahnung kommt. Der Kontakt kann als Feder-Dämpfer-Element mit Reibung modelliert werden. Abbildung 3.11 links zeigt das hierzu das Kontaktmodell.

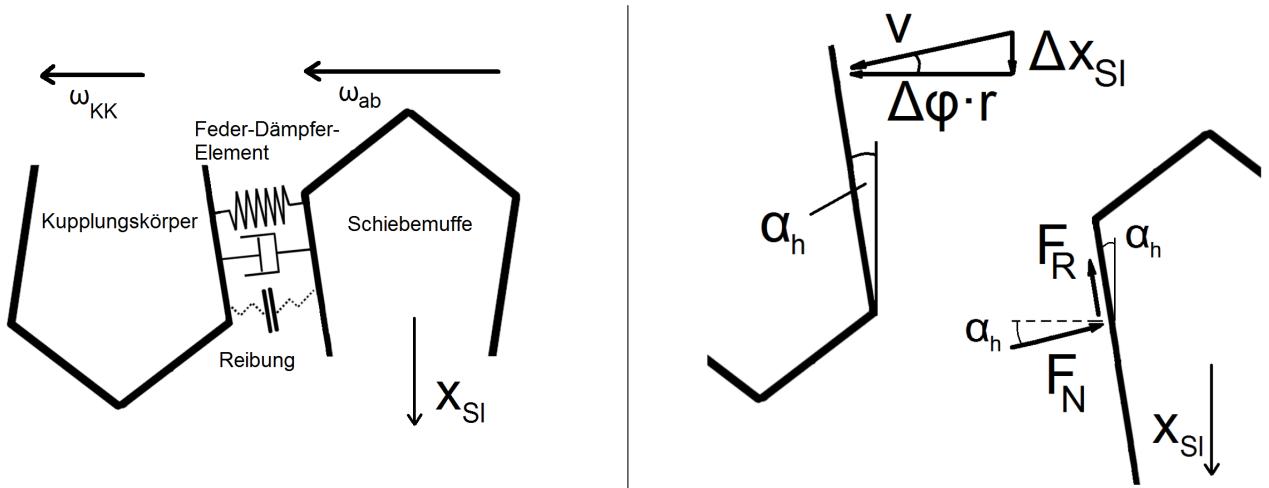


Abbildung 3.11.: Kontaktmodell (links) und Freikörperbild der Hinterschneidung (rechts)

Die Überdeckung ν in Richtung der Klauenflankennormalen ergibt sich durch den zurückgelegten Weg in Umfangsrichtung $\Delta\varphi \cdot r$ und den Schiebemuffenweg Δx_{SI} . Der Differenzverdrehwinkel berechnet sich durch Integration der Winkelgeschwindigkeiten:

$$\Delta\varphi = \varphi_{ab} - \varphi_{an} = \int (\omega_{ab} - \omega_{an}) dt \quad (3.14)$$

Die Überdeckung ν kann aus der Klauengeometrie berechnet werden, siehe Abbildung 3.11 rechts:

$$\nu = \Delta\varphi \cdot r \cdot \cos(\alpha_h) + \Delta x_{SI} \cdot \sin(\alpha_h) \quad (3.15)$$

Hieraus lässt sich die Normalkraft an der Klauenflanke nach dem Feder-Dämpfer-Gesetz berechnen:

$$F_N = F_k + F_d = k_F \cdot v + d_F \cdot \dot{v} \quad (3.16)$$

mit der Steifigkeit k_F und der Dämpfung d_F der Klauenflanken. Die Parameter k_F und d_F sind dem Simulationsprogramm *SimulationX* entnommen. Hier steht in der Programmbibliothek ein Modell der Borg-Warner-Synchronisierung mit Standardwerten für verschiedene Modellparameter zur Verfügung. Bei der Berechnung der Kräfte ist es wichtig zu beachten, dass die Normalkraft nur positive Werte annehmen darf, da eine Übertragung von Zugkräften nicht möglich ist. Daher ist im Simulationsmodell eine Logik modelliert, die nur positive Normalkräfte zulässt. Diese Logik basiert auf dem Simulationsmodell, das von PIETRUSZKA verwendet wird, siehe hierzu [20, S. 382].

Aus dem Freikörperbild in Abbildung 3.11 rechts ergibt sich mit dem Gleitreibungskoeffizienten μ die Hinterschneidungskraft auf die Schiebemuffe in axialer Richtung zu

$$F_H = F_N \cdot \sin(\alpha_h) + F_R \cdot \cos(\alpha_h) = F_N [\sin(\alpha_h) + \mu \cdot \cos(\alpha_h)] \quad (3.17)$$

Die Reibkraft ist abhängig von der Richtung der Geschwindigkeit und wirkt nur, wenn die Geschwindigkeit der Schiebemuffe ungleich null ist. Die Kraft wirkt entgegen der Schiebemuffenbewegung und setzt ihr damit einen Verschiebewiderstand entgegen. Die Umfangskraft

$$F_U = F_N \cdot \cos(\alpha_h) - F_R \cdot \sin(\alpha_h) = F_N [\cos(\alpha_h) - \mu \cdot \sin(\alpha_h)] \quad (3.18)$$

wirkt mit dem Kupplungsradius des geschalteten Gangs r_1 als Moment auf den Kupplungskörper.

$$T = F_U \cdot r_1 \quad (3.19)$$

Da in Gleichung (3.6) das Moment T_{an} auf die Übersetzung des zu schaltenden Gangs bezogen ist, das Moment hier aber mit der Übersetzung des derzeit geschalteten Gangs auf die Antriebswelle wirkt, muss das Moment T mit dem Faktor i_G/i_{G0} multipliziert werden. Da außerdem das Moment der Verzögerung der Antriebswelle entgegenwirkt, ist es nach der Vorzeichenkonvention in Gleichung (3.6) vom Betrag her negativ. Somit ergibt sich

$$T_{an} = -F_U \cdot r_1 \cdot \frac{i_G}{i_{G0}} \quad (3.20)$$

Die Anfangsbedingung $\Delta\varphi_0$ ist so gewählt, dass zu Beginn des Schaltvorgangs Schwingungen der Antriebswelle aufgrund des Moments aus der Hinterschneidung vermieden werden.

Reibkraft

Zusätzlich zu den Kräften zur Sicherung der Gangposition wirkt eine Reibkraft zwischen der Innenverzahnung der Schiebemuffe und der Außenverzahnung des Synchronkörpers. Diese ist abhängig von der Kontaktkraft zwischen den Verzahnungen und dem vorherrschenden Reibwert. Für die vorliegende Arbeit wird die Reibkraft als annähernd konstant betrachtet. Um Probleme bei der numerischen Berechnung der Reibkraft zu vermeiden, wird empfohlen, die unstetige Reibkennlinie durch eine stückweise stetige Reibkennlinie zu ersetzen [20]. Abbildung 3.12 zeigt den Vergleich der Reibkennlinien. Der Betrag der Reibkraft beruht auf Erfahrungswerten.

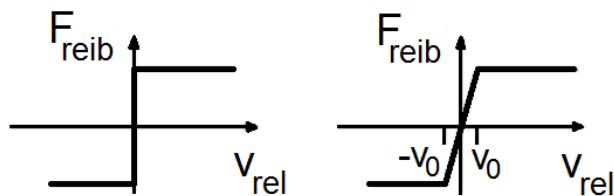


Abbildung 3.12.: Coulomb-Reibmodell (links) und approximiertes Reibmodell (rechts) [20]

Am Ende des Auslegevorgangs wirkt durch die Schaltarretierung eine Kraft auf die Schiebemuffe in Richtung der Neutralstellung. Die Berechnung der hier wirkenden Kraft erfolgt anhand von Gleichung (3.12).

Zusammenfassend kann für die Phase des Gangauslegens das Freikörperbild angegeben werden, siehe Abbildung 3.13.

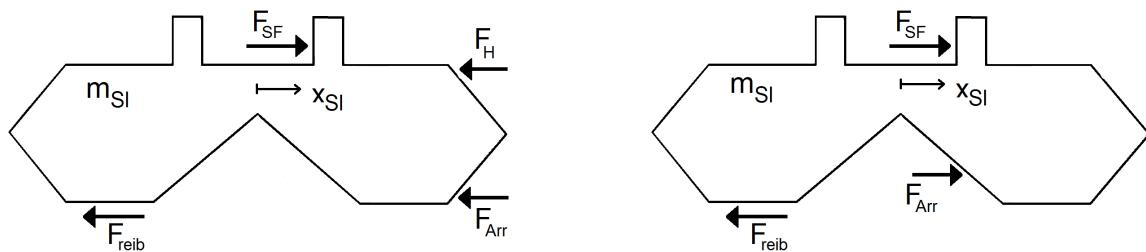


Abbildung 3.13.: Freikörperbild zu Beginn (links) und zum Ende (rechts) des Auslegevorgangs

Die Bewegungsgleichungen lauten

$$m_{SI} \ddot{x}_{SI} = F_{SF} - F_{Arr} - F_H - F_{reib} \quad (3.21)$$

zu Beginn des Auslegevorgangs und

$$m_{SI} \ddot{x}_{SI} = F_{SF} + F_{Arr} - F_{reib} \quad (3.22)$$

zum Ende des Auslegevorgangs.

3.4.2 Neutral

Nach dem Auslegen des Gangs muss die Neutralstellung durchfahren werden. Schaltgabel und Schiebemuffe befinden sich in der Mittenstellung. Die Schaltgabel muss das Spiel in der Schiebemuffennut zurücklegen und übt dann eine Kraft auf die Schiebemuffe aus. Die Kraft aus der Schaltarretierung und die Reibkraft wirken der Bewegung der Schiebemuffe entgegen.

Für diese Phase des Synchronisierungsvorgangs kann folgendes Freikörperbild angegeben werden, siehe Abbildung 3.14. Daraus ergibt sich die Bewegungsgleichung

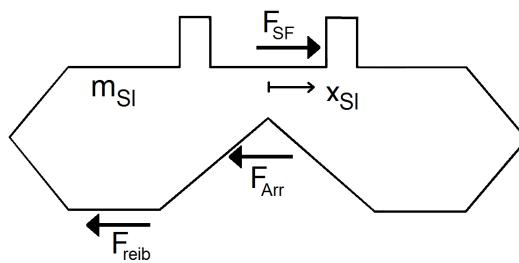


Abbildung 3.14.: Freikörperbild während des Durchfahrens der Neutralstellung

$$m_{SI} \ddot{x}_{SI} = F_{SF} - F_{Arr} - F_{reib} \quad (3.23)$$

3.4.3 Vorsynchronisation

Die Vorsynchronisation beginnt, wenn die Druckstücke das axiale Spiel zum Synchronring überwunden haben. Stützen sich die Druckstücke am Synchronring ab, entsteht eine Vorsynchronisationskraft, die analog zur Berechnung der Schaltarretierungskraft mit Formel (3.12) berechnet werden kann. Hierfür wird lediglich eine andere Kennlinie vorgegeben, da die Konturen der Schaltarretierung und der Vorsynchronisierung unterschiedlich sind. Die Kennlinien sind in den Tabellen C.4 und C.5 in Anhang C dargestellt.

Reibkraft und Schaltarretierungskraft wirken weiterhin, sodass das Freikörperbild nach Abbildung 3.15 angegeben werden kann.

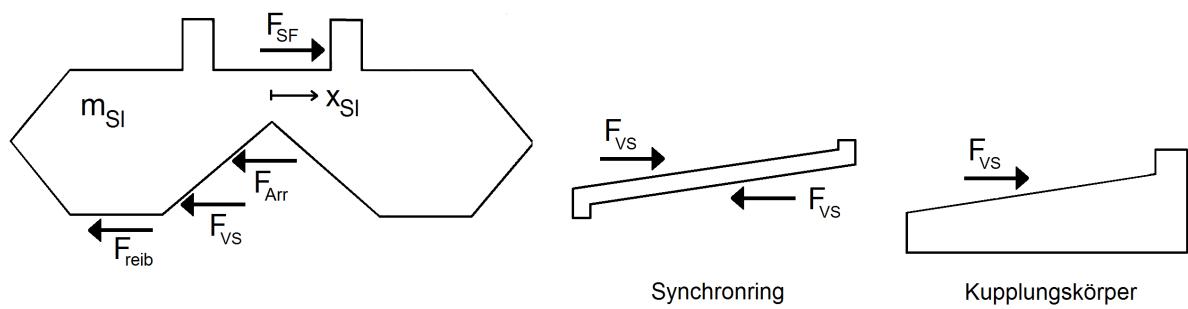


Abbildung 3.15.: Freikörperbild der Vorsynchronisationsphase

Die Bewegungsgleichung der Schiebemuffe für die Vorsynchronisationsphase lautet

$$m_{Sl} \ddot{x}_{Sl} = F_{SF} - F_{Arr} - F_{reib} - F_{VS} \quad (3.24)$$

Die Vorsynchronisationskraft F_{VS} wirkt ebenso auf den Synchronring, der sich, nachdem er das axiale Lüftspiel überwunden hat, am Reibkonus des Kupplungskörpers abstützt. Die Vorsynchronisationskraft wirkt daher auch axial auf den Reibkonus des Kupplungskörpers.

Durch die konischen Reibflächen ergibt sich aus der Axialkraft F_{ax} eine Normalkraft F_N auf der Reibfläche. Aufgrund der Relativbewegung zwischen Synchronring und Kupplungskörper kommt es zur Grenzschichtreibung in den Reibflächen und damit zu einer Reibkraft F_R . Die Reibkraft wirkt mit dem Reibradius r_k als Moment T_{an} auf die Antriebswelle.

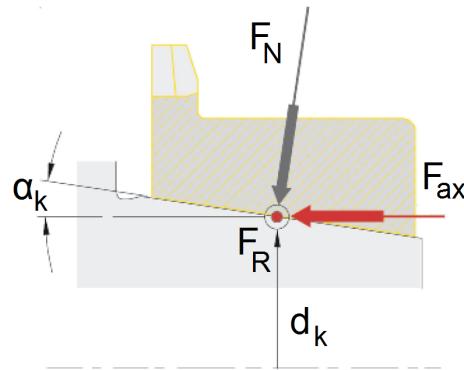


Abbildung 3.16.: Kräftezerlegung am Reibkonus [4]

Nach Abbildung 3.16 ergibt sich mit

$$F_N = \frac{F_{ax}}{\sin(\alpha_k)} \quad \text{und} \quad F_R = \mu_k \cdot F_N \quad (3.25)$$

das Reibmoment zu

$$T_R = F_R \cdot \frac{d_k}{2} = F_{ax} \cdot \frac{d_k}{2} \cdot \frac{\mu_k}{\sin(\alpha_k)} = T_{an} \quad (3.26)$$

Gibt es mehr als eine Reibfläche, lässt sich das Reibmoment durch Addition der Teilmomente berechnen. Für eine Dreifachkonus-Synchronisierung gilt damit:

$$T_R = \frac{F_{ax}}{2} \cdot \left(\frac{\mu_{k,1} \cdot d_{k,1}}{\sin(\alpha_{k,1})} + \frac{\mu_{k,2} \cdot d_{k,2}}{\sin(\alpha_{k,2})} + \frac{\mu_{k,3} \cdot d_{k,3}}{\sin(\alpha_{k,3})} \right) \quad (3.27)$$

mit den wirksamen Reibdurchmessern $d_{k,i}$, den Gleitreibungskoeffizienten $\mu_{k,i}$ und den Konuswinkeln $\alpha_{k,i}$ [4].

Geht man vereinfachend von gleichen Reibdurchmessern, Gleitreibungskoeffizienten und Konuswinkeln aus, lässt sich das Reibmoment überschlägig berechnen. Diese Vorgehensweise wird aufgrund der einfacheren Modellierbarkeit im Simulationsmodell gewählt. Die allgemeine Gleichung zur Berechnung des Reibmoments zeigt Formel (3.28). Das während des Synchronisierungsvorgangs (Vor- und Hauptsynchronisierung) wirkende Reibmoment wird auch als Synchronisierungsmoment T_{sync} bezeichnet.

$$T_{sync} = T_R = n \cdot F_R \cdot \frac{d_k}{2} = n \cdot F_{ax} \cdot \frac{d_k}{2} \cdot \frac{\mu_k}{\sin(\alpha_k)} \quad (3.28)$$

Hierbei gibt n die Anzahl der Reibflächen an [3]. Für die Vorsynchronisierungsphase gilt $F_{ax} = F_{VS}$. Gleichung (3.28) zeigt Möglichkeiten zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit. So kann die Drehmomentkapazität gesteigert werden durch den Einsatz von Mehrfachkonus-Synchronisierungen, durch eine Verbesserung des tribologischen Verhaltens oder durch Geometrieänderungen der Synchronisierungseinheit.

Das Reibmoment kann abhängig vom Schaltvorgang ein unterschiedliches Vorzeichen haben. Für die vorliegende Arbeit wird das Reibmoment positiv gezählt, wenn die Drehzahldifferenz $\Delta\omega = \omega_{KK} - \omega_{ab}$ positiv ist, der Kupplungskörper also schneller dreht als die Abtriebswelle. Das Reibmoment führt dann nach der Vorzeichenkonvention in Gleichung (3.6) zu einer Verzögerung der Antriebswelle (Hochschaltvorgang). Für einen Rückschaltvorgang ist das Reibmoment negativ und führt zu einer Beschleunigung der Antriebswelle.

3.4.4 Hauptsynchronisation

Die Hauptsynchronisationsphase beginnt, wenn die Zahnflanken der Schiebemuffe auf die Zahnflanken des Synchronrings treffen. Das Aufeinandertreffen der Zahnflanken wird als Kontaktstoß simuliert. Das Kontaktmodell zeigt Abbildung 3.17.

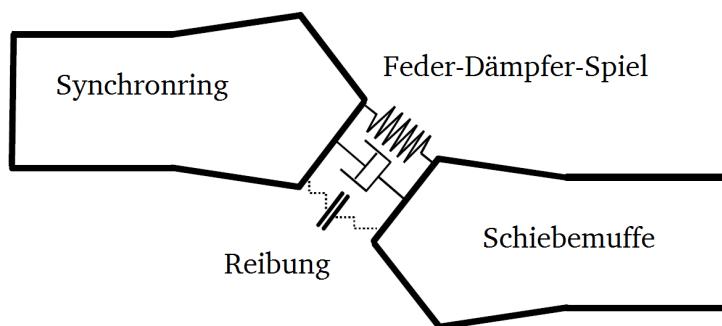


Abbildung 3.17.: Kontaktmodell zur Berechnung der Stoßkraft an den Klauendächern [8]

Für die Berechnung der Stoßkraft wird das von KIRCHNER beschriebene Stoßmodell verwendet [2]: Treffen die Zahnflanken aufeinander, kommt es zu einem gedachten Eindringen der Zahnflanken der Schiebemuffe in die Zahnflanken des Synchronrings. Das gedachte Eindringen eines Körpers in einen zweiten Körper wird als Penetration bezeichnet.

Die Stoßkraft ergibt sich zu

$$F_{Sto\beta} = k_d \delta^n \left(1 + \frac{d_d \dot{\delta}}{e_N \dot{\delta}_0} \right) \quad (3.29)$$

Hierin bezeichnet k_d die Gesamtsteifigkeit der Klauen, δ die Penetrationstiefe, $\dot{\delta}$ die Penetrationsgeschwindigkeit, $\dot{\delta}_0$ die Penetrationsgeschwindigkeit zu Stoßbeginn, d_d den Dämpfungsparameter und e_N die Stoßzahl. Der Exponent n hängt von den Oberflächen im Kontaktbereich ab und ist für ebene Flächen ungefähr eins.

Die Klauensteifigkeit ist eine Funktion der Überdeckungstiefe u (Abstand der Klauenspitzen in axialer Richtung) und lässt sich durch

$$k_z(u) = (24.3 + 65u) \frac{N}{mm} \quad (3.30)$$

annähern. Die Näherungsformel resultiert aus einer FEM-Simulation, siehe Abbildung 3.18.

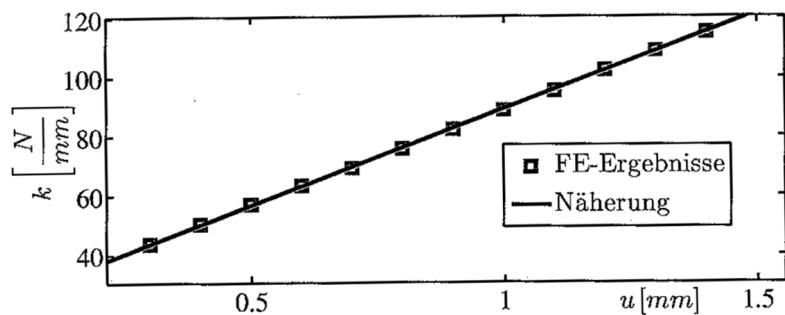


Abbildung 3.18.: Kontaktsteifigkeit des Klaudachs in Abhängigkeit von der Überdeckung u [2]

Zur Berechnung der Gesamtklauensteifigkeit muss die Klauensteifigkeit mit der Anzahl der Zähne z multipliziert werden. Aufgrund von Fertigungsungenauigkeiten stehen nicht alle Klauen in Kontakt. Daher wird angenommen, dass nur die Hälfte aller Zähne an der Kraftübertragung teilnimmt [8]. Die Gesamtklauensteifigkeit berechnet sich somit durch

$$k_d = \frac{1}{2} \cdot z \cdot k_z(u) \quad (3.31)$$

Der Dämpfungsparameter d_d hängt nur von der Stoßzahl e_N ab und lässt sich durch ein Polynom vierten Grades annähern:

$$d_d = -0.8558e_N^4 + 2.931e_N^3 - 3.872e_N^2 + 0.8487e_N + 0.9474 \quad (3.32)$$

Die Stoßzahl kann zu 0.8 angenommen werden.

Neben der Stoßkraft wirkt weiterhin die Kraft aus dem Kugel-Feder-System der Vorsynchronisierung auf den Synchronring. Zusammen wirken diese Kräfte auf den Kupplungskörper und führen zu einem Reibmoment. Demgegenüber wirkt das Öffnungsmoment T_Z , das den Synchronring zurückzudrehen versucht, siehe Abbildung 3.19.

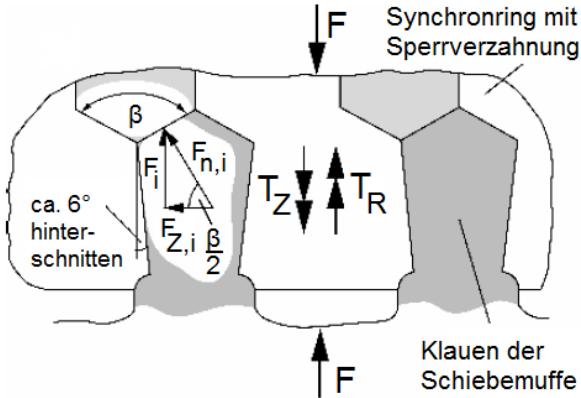


Abbildung 3.19.: Wirkende Momente am Synchronring in der Hauptsynchronisationsphase [3]

Das Reibmoment sperrt das Durchschalten der Schiebemuffe, solange eine bestimmte Drehzahlendifferenz zwischen Antriebswelle und Abtriebswelle besteht. Erst wenn das Reibmoment so weit abgefallen ist, dass das Öffnungsmoment größer ist als das Reibmoment, kann der Synchronring zurückgedreht werden.

Im Simulationsmodell wird Drehzahlgleichheit angenommen, wenn die Drehzahlendifferenz für eine bestimmte Zeitspanne, die von der Höhe des Synchronisierungsmoments abhängig ist, unter einem Grenzwert liegt. Die Stoßkraft und die Vorsynchronisierungskraft werden dann zu null gesetzt. Das System ist entsperrt.

Für die Hauptsynchronisationsphase ergibt sich somit das Freikörperbild nach Abbildung 3.20.

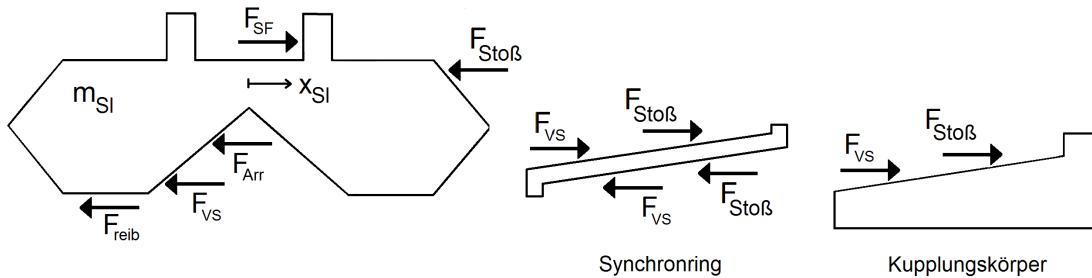


Abbildung 3.20.: Freikörperbild der Hauptsynchronisationsphase

Die Bewegungsgleichung lautet

$$m_{SI} \ddot{x}_{SI} = F_{SF} - F_{Sto\beta} - F_{VS} - F_{reib} - F_{Arr} \quad (3.33)$$

Zur Berechnung des Synchronisierungsmoments kann Formel (3.28) verwendet werden. Für die Axialkraft gilt

$$F_{ax} = F_{VS} + F_{Sto\beta} \quad (3.34)$$

3.4.5 Verdrehphase

Nach dem Kontaktstoß liegen die Zahndächer von Schiebemuffe und Synchronring aufeinander. Die Drehzahldifferenz zwischen Antriebs- und Abtriebswelle ist annähernd null, wodurch das Reibmoment kleiner ist als das Öffnungsmoment und die Schiebemuffe den Synchronring relativ zum Kupplungskörper verdrehen kann.

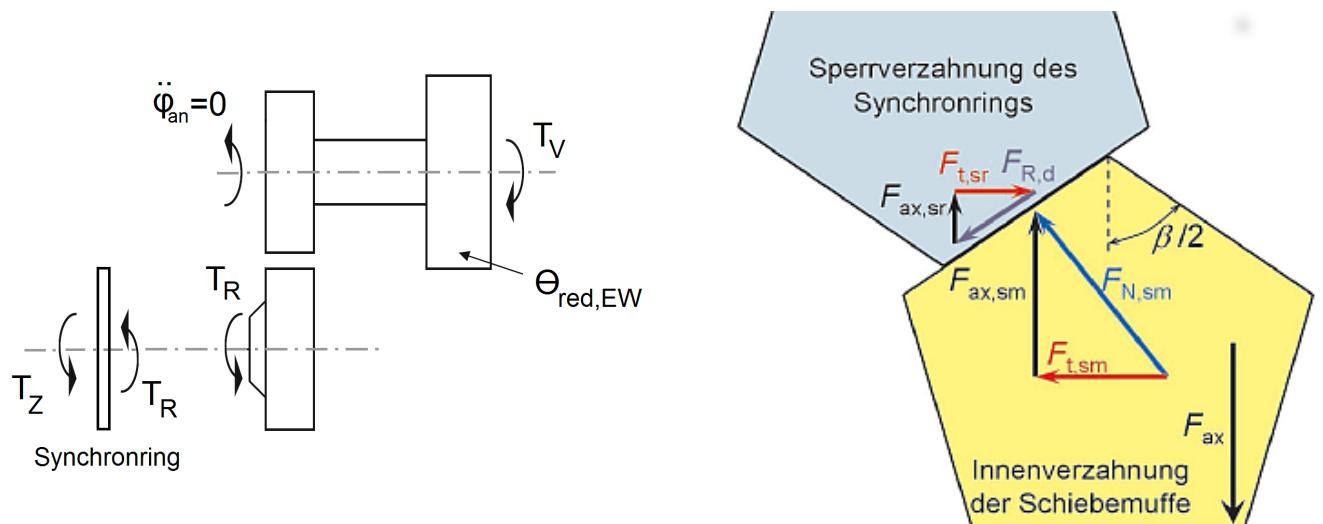


Abbildung 3.21.: Freikörperbild der Antriebswelle (links) und Kräftezerlegung an der Sperrverzahnung (rechts, [4])

Die axiale Kraft, die zum Verdrehen des Synchronrings notwendig ist, hängt vom Moment ab, das an der Eingangswelle anliegt. Da der Synchronring relativ zum Kupplungskörper verdreht wird, wirkt die Reibkraft in den Reibflächen dem Verdrehen entgegen. Diese Reibkraft wirkt ebenso am Reibkonus des Kupplungskörpers, siehe Abbildung 3.21 links. Geht man davon aus, dass die Antriebswelle während des Verdrehens weder beschleunigt noch verzögert wird (die Drehzahlen sind angeglichen), ergibt sich mit $\ddot{\varphi} = 0$ das Reibmoment aus dem Momentengleichgewicht an der Antriebswelle zu

$$F_R = \frac{T_V \cdot i_G}{r_k} \quad (3.35)$$

Bei Vernachlässigung des Trägheitsmoments gilt am Synchronring ebenfalls Momentengleichgewicht. Die Umfangskraft an der Sperrverzahnung hängt damit vom Verlustmoment, der Übersetzung des Schaltrades und vom Kupplungsdurchmesser ab:

$$F_Z \cdot r_0 = F_R \cdot r_k \quad \Rightarrow \quad F_Z = F_R \cdot \frac{r_k}{r_0} = \frac{T_V \cdot i_G}{r_0} \quad (3.36)$$

Aus der Umfangskraft F_Z resultiert eine axiale Kraft auf die Schiebemuffe, die von der Geometrie der Schaltklauen und vom Reibkoeffizienten abhängig ist. Aus der Kräftezerlegung an der Sperrverzahnung, siehe Abbildung 3.21 rechts, kann die axiale Kraft auf die Schiebemuffe $F_{Z,ax}$ aus der Umfangskraft F_Z berechnet werden durch

$$F_{Z,ax} = F_Z \cdot \frac{1 - \mu \cdot \tan(\beta/2)}{\mu + \tan(\beta/2)} \quad (3.37)$$

Für die axiale Kraft ergibt sich schließlich in Abhängigkeit des Moments an der Eingangswelle

$$F_{Z,ax} = \frac{T_V \cdot i_G}{r_k} \cdot \frac{1 - \mu \cdot \tan(\beta/2)}{\mu + \tan(\beta/2)} \quad (3.38)$$

Damit kann das Freikörperbild angegeben werden

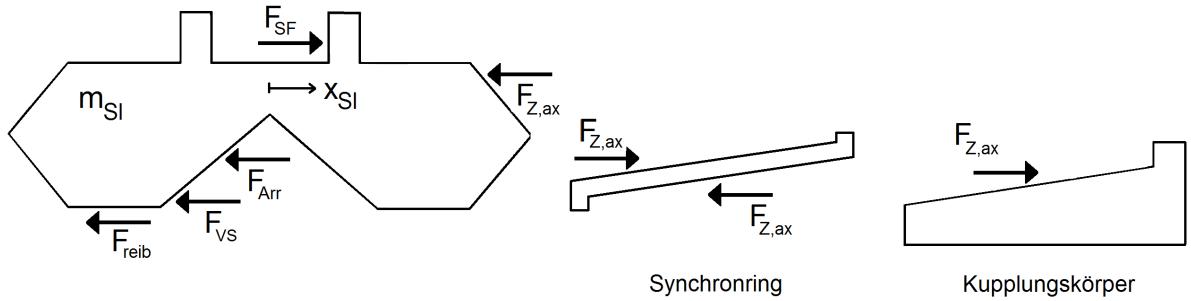


Abbildung 3.22.: Freikörperbild der Verdrehphase

Die Bewegungsgleichung für die Verdrehphase lautet demnach

$$m_{SI} \ddot{x}_{SI} = F_{SF} - F_{reib} - F_{Arr} - F_{VS} - F_{Z,ax} \quad (3.39)$$

3.4.6 Freiflugphase

Ist der Synchronring verdreht, kann die Schiebemuffe weiter Richtung Gangposition bewegt werden. Antriebs- und Abtriebsseite sind nicht miteinander gekoppelt, sodass das Moment auf die Antriebswelle entfällt. Es gilt:

$$T_{an} = 0 \quad \Rightarrow \quad \theta_{red,EW} \ddot{\varphi}_{an} = -T_V \quad (3.40)$$

Die Antriebswelle wird durch das Verlustmoment weiter verzögert, sodass sich eine erneute Drehzahlendifferenz aufbaut, die abhängig vom Schleppmoment und der Dauer der Freiflugphase ist.

In der Freiflugphase wirkt der Bewegung der Schiebemuffe die Reibkraft aus dem Kontakt zwischen Schiebemuffe und Synchronkörper entgegen. Haben die Kugeln der Schaltarretierung und der Vorsynchronisierung die Rastierkontur verlassen, wirken deren Kraftkomponenten nicht mehr über den Konturwinkel, sondern durch Reibung am flachen Konturabschnitt, siehe Abbildung 3.23 links. Die Kraft ergibt sich aus Formel (3.12) durch Nullsetzen des Winkels γ . Eine Kraftkomponente in axiale Richtung wirkt somit nur, wenn eine Relativbewegung zwischen Schiebemuffe und Kugel vorliegt.

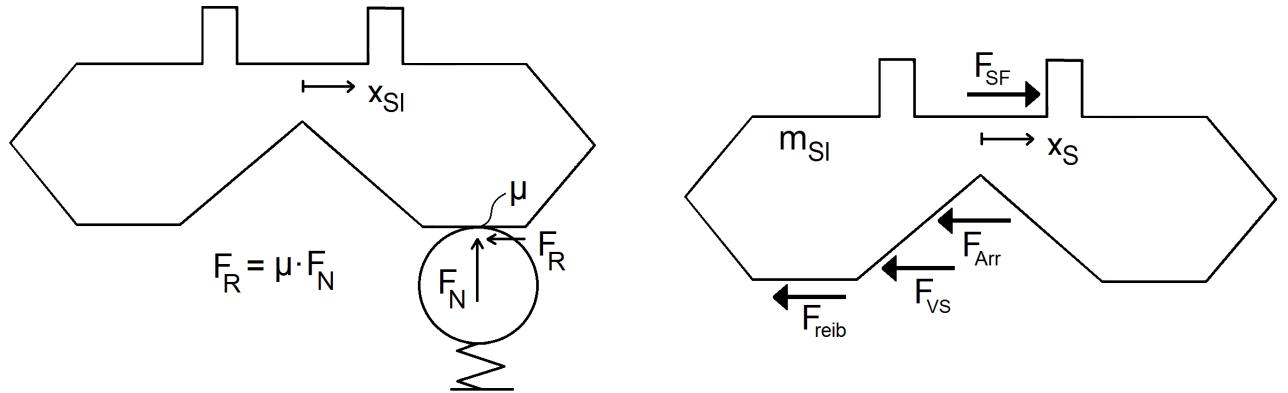


Abbildung 3.23.: Reibkraft zwischen Kugel und Schiebemuffe (links) und Freikörperbild der Freiflugphase (rechts)

Das Freikörperbild, Abbildung 3.23 rechts, führt auf die Bewegungsgleichung der Freiflugphase:

$$m_{SI} \ddot{x}_{SI} = F_{SF} - F_{reib} - F_{Arr} - F_{VS} \quad (3.41)$$

mit

$$F_{VS} = \mu \cdot F_{Feder,VS} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad \text{und} \quad F_{Arr} = \mu \cdot F_{Feder,Arr} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (3.42)$$

3.4.7 Einspuren

Nach der Freiflugphase trifft die Schiebemuffenverzahnung auf die Gangverzahnung des Kupplungskörpers. Da sich der Kupplungskörper während des Kontaktes verdreht, müssen die Überdeckungstiefe und die Überdeckungsgeschwindigkeit, analog zum Vorgehen in Kapitel 3.4.1, in Abhängigkeit vom Differenzverdrehwinkel und von der Differenzwinkelgeschwindigkeit zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper dargestellt werden.

Wie in Kapitel 2.5 beschrieben, erfolgt der Klauenkontakt während des Einspurens zufällig. Im Simulationsmodell wurden die Fälle a)-c) aus Abbildung 2.10 implementiert. Das Abweisen der Schiebemuffe kann zwar dargestellt werden, ein Überspringen der Klauenverzahnung (Fall d) konnte jedoch nicht modelliert werden. Der Kontakt erfolgt somit immer auf der gleichen Seite des Klauendachs.

Für die Simulation besteht die Möglichkeit, den Beginn des Kontakts, d.h. den Weg der Schiebemuffe bei Klauenkontakt $s_{Einspur}$, zu variieren. Diese Variation kann auch zufällig erfolgen, indem für den simulierten Kontaktbeginn zufällig ein Wert zwischen $s_{Einspur,min}$ und $s_{Einspur,max}$ gewählt wird, siehe Abbildung 3.24. Standardmäßig wird der Mittelwert gewählt. Für Informationen zur Konfiguration des Simulationsmodells siehe Anhang B.

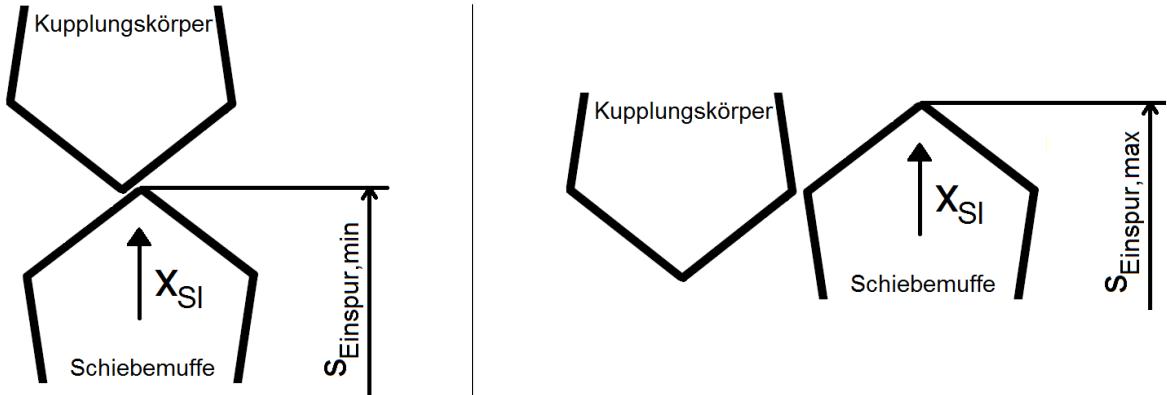


Abbildung 3.24.: Kontaktmodell: Minimaler und Maximaler Einspurweg

Einspuren ohne Kontakt (Fall a)

Um das Einspuren ohne Klauenkontakt zu simulieren, muss

$$s_{Einspur} = s_{Einspur,max} \quad (3.43)$$

gewählt werden. Die Klauendächer berühren sich dann nicht. Der Kontakt der Schiebemuffe mit dem Kupplungskörper erfolgt somit erst in der Hinterschneidung.

Kontakt am ablaufenden Klauendach (Fall b)

Das Kontaktmodell zeigt Abbildung 3.25 links. Aus dem Freikörperbild in Abbildung 3.25 rechts ergeben sich die Gleichungen zur Berechnung der Axialkraft und der Umfangskraft.

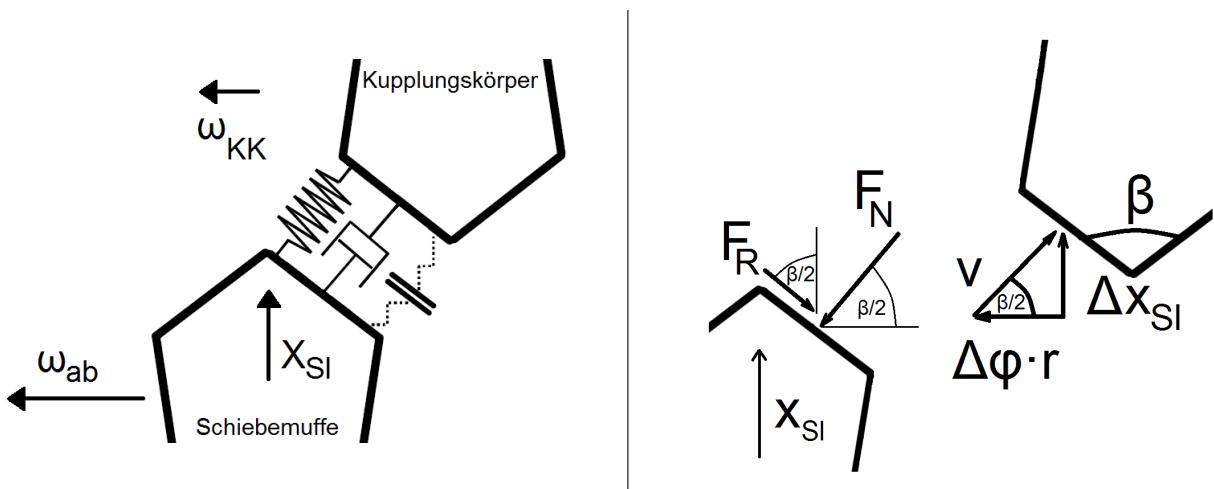


Abbildung 3.25.: Kontaktmodell an der ablaufenden Flanke

Die Überdeckung ν berechnet sich demnach durch

$$\nu = \Delta x_{Sl} \cdot \sin(\beta/2) - \Delta\varphi \cdot r \cdot \cos(\beta/2) \quad (3.44)$$

mit $\Delta\varphi_0 = 0$ und $\Delta x_{Sl} = x_{Sl} - s_{Einspur}$.

Zur Berechnung der Axialkraft sowie der Umfangskraft ergeben sich die gleichen Beziehungen wie in Kapitel 3.4.1. Daher können die Gleichungen (3.16) - (3.18) verwendet werden. Der Hinterschneidungswinkel α_h muss hier durch den halben Klauendachwinkel $\beta/2$ und die Steifigkeit und Dämpfung der Klauenflanken durch die des Klauendachs ersetzt werden. Die Steifigkeit und Dämpfung des Klauendachs des Kupplungskörpers sind *SimulationX* entnommen. Die Umfangskraft führt hier zu einer Verzögerung der Abtriebswelle.

Kontakt am auflaufenden Klauendach (Fall c)

Analog kann der Kontakt am auflaufenden Klauendach beschrieben werden, siehe Abbildung 3.26.

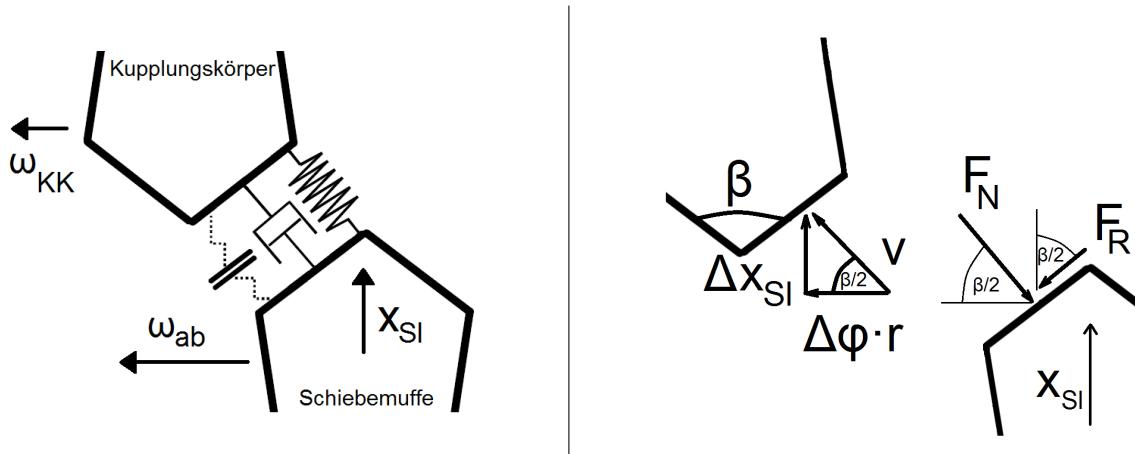


Abbildung 3.26.: Kontaktmodell (links) und Kräfteverhältnisse am Klauendach (rechts)

Die Geometrie- und Kräfteverhältnisse sind die gleichen wie in Abbildung 3.11 auf Seite 30, sodass die Gleichungen (3.15) - (3.18) zur Beschreibung des Kontakts herangezogen werden können (mit $\Delta\varphi_0 = 0$ und $\Delta x_{Sl} = x_{Sl} - s_{Einspur}$). Auch hier müssen, wie im vorigen Abschnitt beschrieben, die Parameter angepasst werden. Die Umfangskraft führt hier zu einer Beschleunigung der Abtriebswelle.

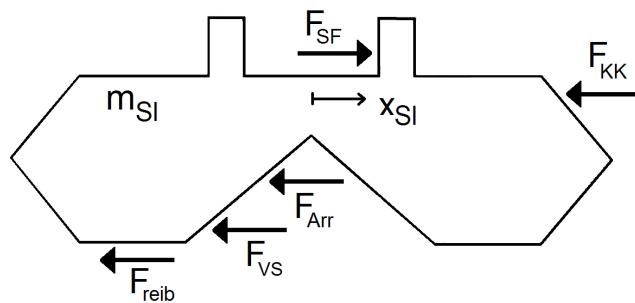


Abbildung 3.27.: Freikörperbild der Einspurphase

Das Freikörperbild in Abbildung 3.27 führt auf die Bewegungsgleichung der Einspurphase

$$m_{Sl} \ddot{x}_{Sl} = F_{SF} - F_{KK} - F_{reib} - F_{Arr} - F_{VS} \quad (3.45)$$

mit der Widerstandskraft F_{KK} , die zum Verdrehen des Kupplungskörpers notwendig ist.

3.4.8 Gangposition

Hat die Schiebemuffe den Kupplungskörper verdreht, kann die Gangposition eingelegt werden. Auf die Schiebemuffe wirkt dabei die Arretierungskraft, die in Richtung der Gangposition wirkt und den Gang arretiert. Die Arretierungskraft kann dabei entsprechend den Ausführungen in Kapitel 3.4.1 nach Gleichung (3.12) berechnet werden.

Die Hinterschneidungskraft wirkt zusätzlich in Richtung der Gangposition und verhindert ebenfalls ein Herausspringen des Gangs. Das Kontaktmodell zeigt Abbildung 3.11 links auf Seite 30. Bei der Berechnung der Kontaktkraft muss berücksichtigt werden, dass die Schiebemuffenbewegung in die entgegengesetzte Richtung zeigt und damit die Überdeckung verringert, siehe Abbildung 3.28.

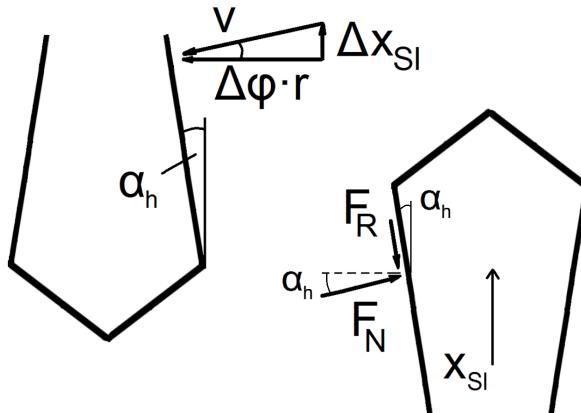


Abbildung 3.28.: Freikörperbild des Klauenkontakte in der Hinterschneidung während des Gangeinlegens

Die Überdeckung berechnet sich daher nicht aus der Addition, sondern aus der Differenz der Bewegungskomponenten:

$$\nu = \Delta\varphi \cdot r \cdot \cos(\alpha_h) - \Delta x_{Sl} \cdot \sin(\alpha_h) \quad (3.46)$$

Hierin ist $\Delta x_{Sl} = x_{Sl} - s_{Einspur,max}$. Der Anfangsdifferenzwinkel $\Delta\varphi_0$ ist abhängig davon, wie die Klauenverzahnung der Schiebemuffe auf die Klauen des Kupplungskörpers trifft.

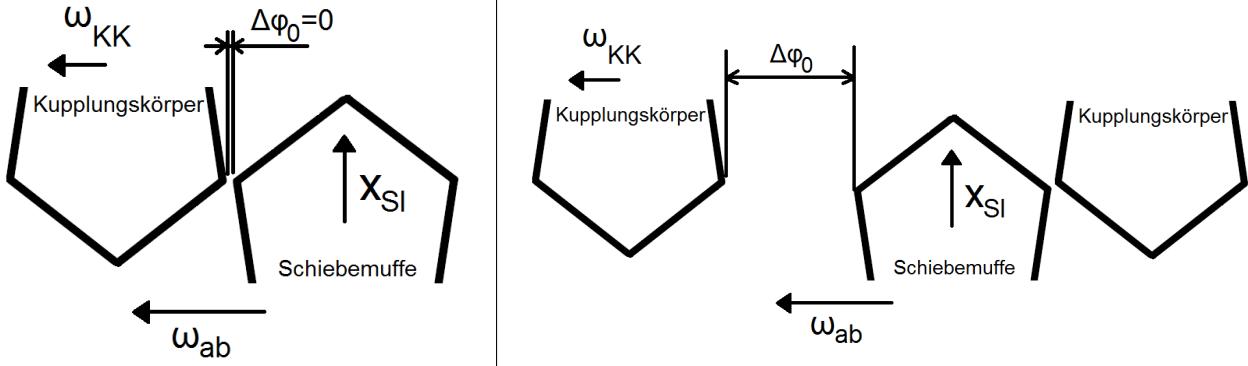


Abbildung 3.29.: Bestimmung des Anfangsdifferenzwinkels nach dem Einspuren

Trifft die Schiebemuffe auf das auflaufende Dach, gleiten die Klauen am Klaudach entlang in die Hinterschneidung. Der Anfangsdifferenzwinkel $\Delta\varphi_0$ ist somit null, siehe Abbildung 3.29 links. Trifft die Schiebemuffe dagegen auf das ablaufende Dach oder in einer Zahnlücke, erfolgt der Klauenkontakt aufgrund der unterschiedlichen Drehgeschwindigkeiten an der nächsten Klaue, siehe Abbildung 3.29 rechts. Der Anfangsdifferenzwinkel ist ungleich null und abhängig von den Verzahnungsgeometrien. Dies ist nur dann relevant, falls die Zahnlücke wesentlich größer als die Zahndicke ist. Für das vorliegende Getriebe kann dieser Anteil vernachlässigt und $\Delta\varphi_0$ immer zu null angenommen werden.

Die Axialkraft sowie die Umfangskraft können wieder mithilfe der Gleichungen (3.15) - (3.18) berechnet werden.

Arretierungskraft und Hinterschneidungskraft wirken beide in Richtung der Gangposition. Die Reibkraft zwischen Schiebemuffe und Synchronkörper wirkt der Schiebemuffenbewegung entgegen.

Wandanschlag

Hat die Schiebemuffe den maximalen Schaltweg zurückgelegt, wird das Erreichen der endgültigen Gangposition durch einen Wandanschlag simuliert. Dieser ist als Feder-Dämpfer-Element modelliert. Die Dämpfungskonstante ist dabei so gewählt, dass der aperiodische Grenzfall vorliegt. Dadurch werden Schwingungen nach Erreichen der Gangposition vermieden. Ein bereits bestehendes Simulationsmodell eines Wandanschlages wurde durch das betreuende Fachgebiet zur Verfügung gestellt.

Abbildung 3.30 zeigt das Freikörperbild der Phase des Gangeinlegens.

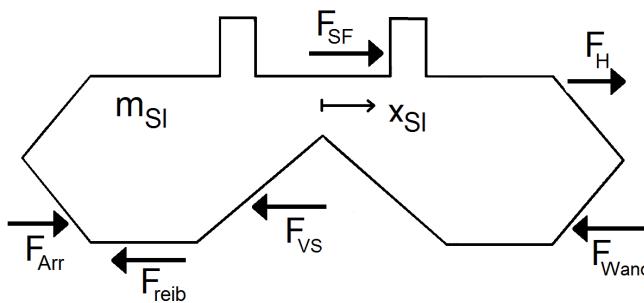


Abbildung 3.30.: Freikörperbild zum Ende der Einspurphase

Die Bewegungsgleichung lautet:

$$m_{Sl} \ddot{x}_{Sl} = F_{SF} + F_{Arr} + F_H - F_{VS} - F_{reib} - F_{Wand} \quad (3.47)$$

Die Arretierungskraft berechnet sich hier wieder nach Formel (3.12). Das Moment auf die Antriebswelle berechnet sich aus der Umfangskraft und dem Kupplungsradius r_0 .

$$T_{an} = -F_U \cdot r_0 \quad (3.48)$$

3.5 MATLAB-Solver

In Matlab steht eine Reihe von Integrationsverfahren zur Lösung von Differentialgleichungen zur Verfügung. Diese lassen sich grundsätzlich aufteilen in Verfahren mit variabler und Verfahren mit fester Schrittweite. Weitere Unterscheidungen werden nach der Integrationsmethode (Einschritt- oder Mehrschrittverfahren) und deren Formulierung (implizit oder explizit) getroffen [20].

Solver	Problembeschreibung	Verfahren
ode45	Nicht steife Differentialgleichungen	Runge-Kutta-Verfahren
ode23	Nicht steife Differentialgleichungen	Runge-Kutta-Verfahren
ode113	Nicht steife Differentialgleichungen	Adams
ode15s	Steife Differentialgleichungen und DAEs	NDFs (BDFs)
ode23s	Steife Differentialgleichungen	Rosenbrock
ode23t	Mäßig steife Differentialgleichungen	Trapez-Regel
ode23tb	Steife Differentialgleichungen	Trapez-BDF2

Tabelle 3.1.: Explizite Matlab Solver mit variabler Schrittweite [21]

Tabelle 3.1 zeigt eine Übersicht der in Matlab zur Verfügung stehenden Integratoren zur Lösung von expliziten gewöhnlichen Differentialgleichungen (ODE: ordinary differential equation) und differential-algebraischen Differentialgleichungen (DAE: differential-algebraic equation) mit variabler Schrittweite. Diese haben den Vorteil, dass sich abhängig von der gewählten Fehlertoleranz eine optimale Schrittweite einstellt und damit die Simulationsdauer verkürzt werden kann. Für weitere Informationen zu den einzelnen Integrationsverfahren sei auf die Matlab-Hilfe und weiterführende Literatur verwiesen.

Die Matlab-Hilfe sowie PIETRUSZKA empfehlen für den ersten Versuch den Solver *ode45* mit den automatischen Einstellungen [20, 22]. Dieser bietet eine kurze Simulationsdauer, weist jedoch leichte Ungenauigkeiten auf, wie am Beispiel des Geschwindigkeitsverlaufs der Schiebemuffe zu erkennen ist (Abbildung 3.31). Auch andere Solver mit variabler Schrittweite zeigen diese Ungenauigkeiten oder benötigen eine wesentlich längere Simulationsdauer.

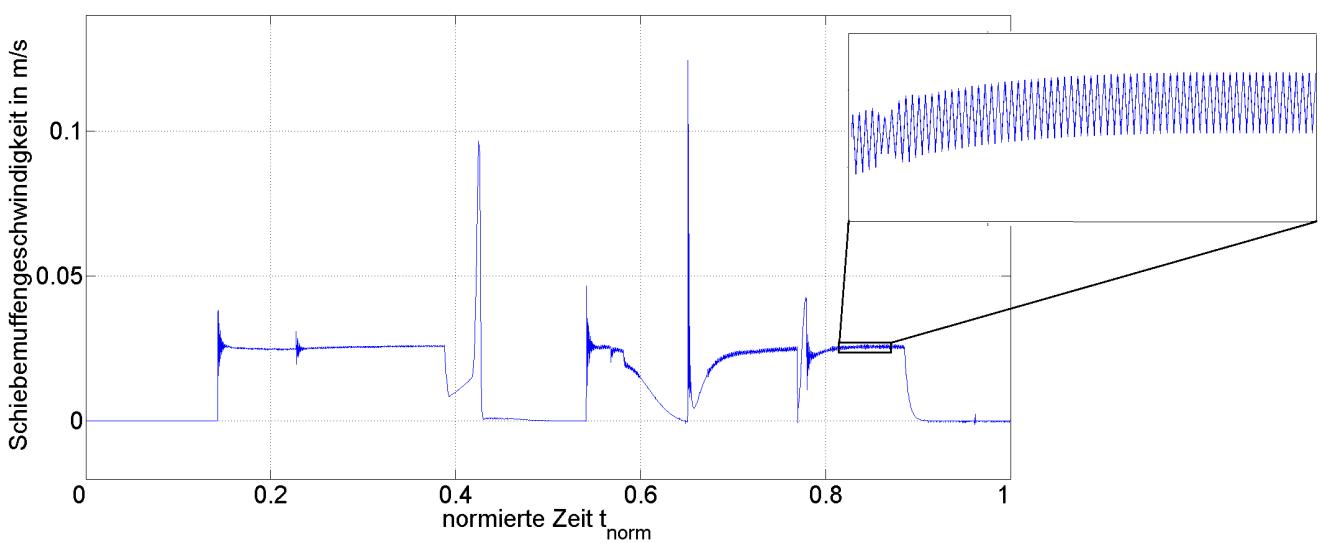


Abbildung 3.31.: Simulationsergebnis mit dem Solver *ode45*

Solver mit fester Schrittweite

Solver mit fester Schrittweite sind relevant, wenn das Simulationsmodell in Echtzeit simuliert werden soll. Da eine variable Schrittweite der Echtzeituhr nicht zugeordnet werden kann, muss hierfür ein Solver mit fester Schrittweite gewählt werden. Dies ist z.B. für Hardware-in-the-Loop Anwendungen (HIL) von Bedeutung. Im Vergleich zu Solvoren mit variabler Schrittweite benötigen Solver mit fester Schrittweite im Allgemeinen eine höhere Simulationsdauer, da die Schrittweite nicht dynamisch angepasst werden kann.

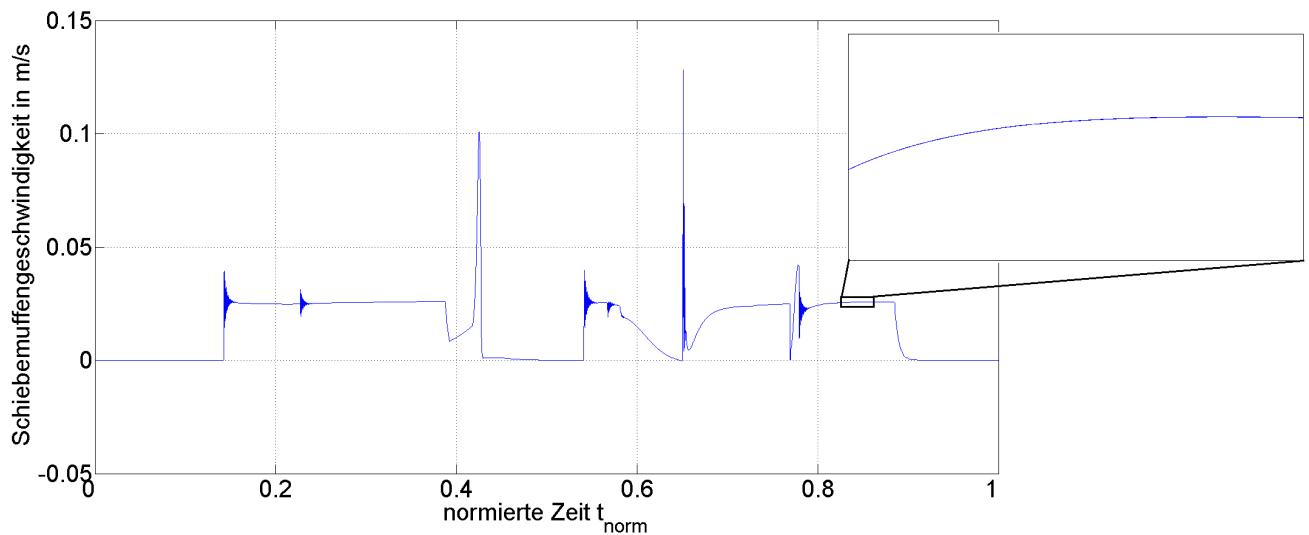


Abbildung 3.32.: Simulationsergebnis mit dem Solver *ode1*

Die Matlab-Hilfe empfiehlt den Solver *ode1* für den ersten Versuch. Dieser zeigt zufriedenstellende Ergebnisse, siehe Abbildung 3.32. Die Schrittweite wurde durch Ausprobieren gewählt:

- feste Schrittweite: 5e-6

4 Simulationsergebnisse

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Simulationsergebnisse dargestellt und diskutiert. Hierzu gehören die Verläufe von Schaltgabel- und Schiebemuffenposition, der Verlauf der Drehzahldifferenz zwischen Antriebs- und Abtriebsseite sowie einige Kraft- und Momentenverläufe. Verschiedene weitere Simulationsergebnisse sind in Anhang A dargestellt.

Im zweiten Teil dieses Kapitels werden Sensitivitätsanalysen durchgeführt, um den Einfluss von Modellgrößen auf den Synchronisierungsvorgang zu untersuchen. Hierbei werden Parameter betrachtet, die eine Unsicherheit aufweisen oder auf Erfahrungswerten und Näherungen beruhen.

4.1 Darstellung der Simulationsergebnisse

Die folgenden Simulationsergebnisse beruhen auf einem Schaltvorgang vom dritten in den fünften Gang. Da für das System keine Regelung vorliegt, wird der Schaltvorgang mit einer konstanten Spannung am Elektromotor der Schaltaktorik simuliert. Dieser wird mit 20% der maximalen Spannung betrieben.

Abbildung 4.1 zeigt den Verlauf der Drehzahldifferenz $\Delta\omega = \omega_{KK} - \omega_{ab}$ zwischen dem Kupplungskörper des zu schaltenden Gangs und der Abtriebswelle. Abbildung 4.2 zeigt die zugehörigen Verläufe von Schaltgabel- und Schiebemuffenposition.

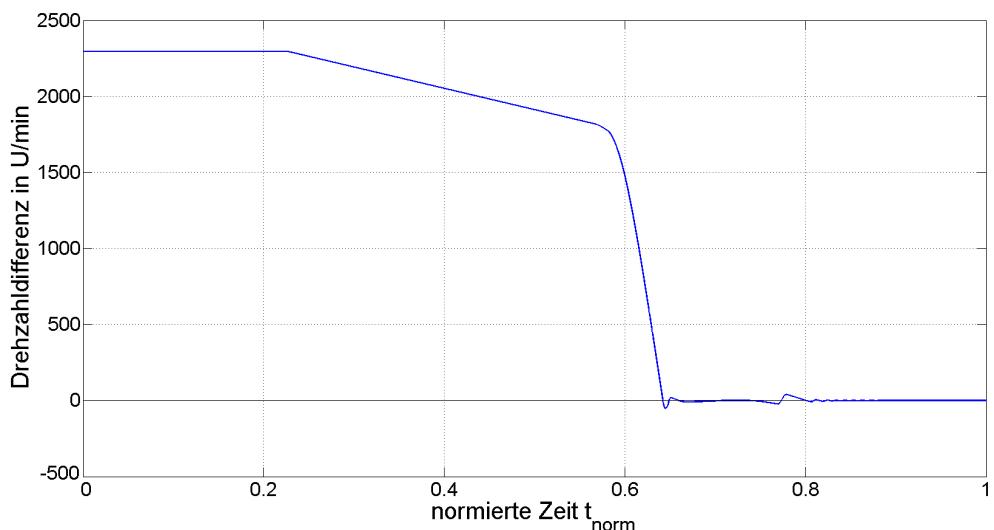


Abbildung 4.1.: Drehzahldifferenz für eine Schaltung vom 3. in den 5. Gang

Zu Beginn des Schaltvorgangs ist der dritte Gang eingelegt. Schaltgabel und Schiebemuffe befinden sich daher in der Gangposition. Zum Zeitpunkt $t_{norm} = 0$ liefert der Elektromotor der Schaltaktorik ein Antriebsmoment an die Schaltwalze und die Schaltwalze beginnt sich zu drehen. Die Umformung in die translatorische Bewegung der Schaltgabel erfolgt erst, wenn ein Rampenabschnitt an der Schaltwalzenkulisse erreicht ist.

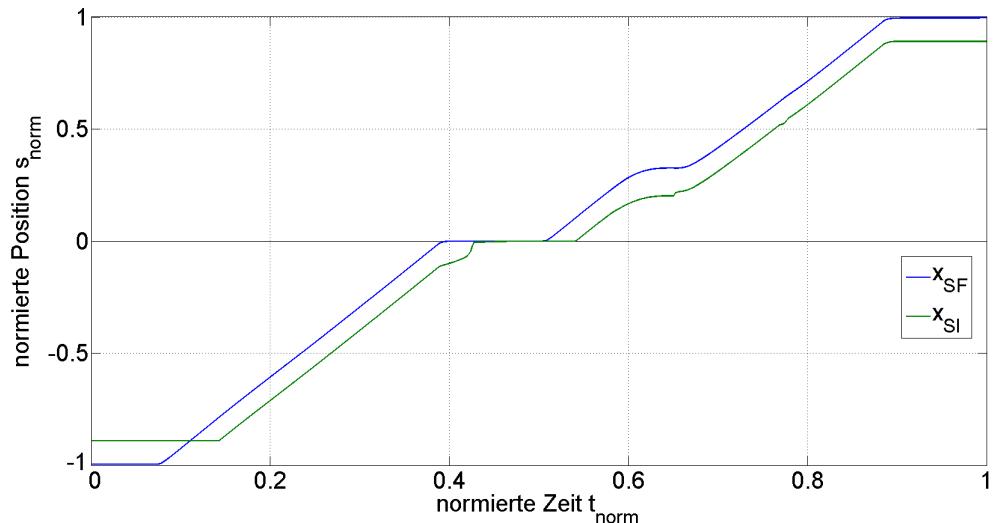


Abbildung 4.2.: Schaltgabel- und Schiebemuffenweg für eine Schaltung vom 3. in den 5. Gang

Zum Zeitpunkt $t_{norm} \approx 0.08$ wird die Schaltgabel betätigt und muss zunächst das doppelte Spiel zur Schiebemuffe überwinden. Erst wenn die Schaltgabel das Spiel überwunden hat, wird die Schiebemuffe betätigt. Schiebemuffe und Kupplungskörper stehen bis dahin in Kontakt, sodass die Antriebswelle von der Abtriebswelle angetrieben wird. Daher ist Differenzdrehzahl zwischen der Abtriebswelle und dem Kupplungskörpers des zu schaltenden Gangs konstant. Zum Auslegen des Gangs steigt die Schaltkraft an, siehe Abbildung 4.3 ($t_{norm} \approx 0.13$).

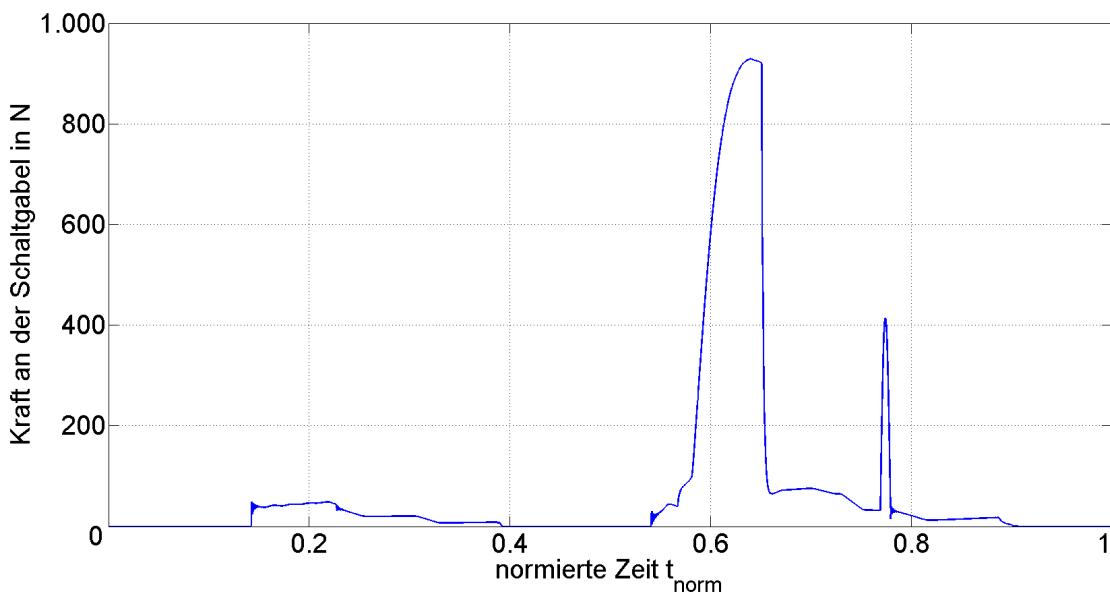


Abbildung 4.3.: Schaltkraftverlauf

Erst wenn die Schiebemuffe die Hinterschneidung verlassen hat, sind Abtrieb und Antrieb nicht miteinander gekoppelt. Dadurch kommt es zu einem Drehzahlabfall an der Antriebswelle infolge des Verlustmoments. Zum Zeitpunkt $t_{norm} \approx 0.4$ erreicht die Schaltgabel die Neutralstellung. Kurze Zeit später wird die Schiebemuffe durch die Mittenarretierung in der Neutralstellung arretiert. Da jetzt wieder ein Plateau an der Schaltwalzenkulisse vorliegt, bleiben Schaltgabel und Schiebemuffe in der Neutralstellung.

Wenn der nächste Rampenabschnitt erreicht ist, wird die Schaltgabel weiterbewegt ($t_{norm} \approx 0.5$). Diese überwindet wieder das Spiel zur Schiebemuffe und betätigt die Schiebemuffe. Zum Zeitpunkt $t_{norm} \approx 0.56$ beginnt die Vorsynchronisation, was an dem leichten Anstieg des Synchronisierungsmoments zu erkennen ist, siehe Abbildung 4.4.

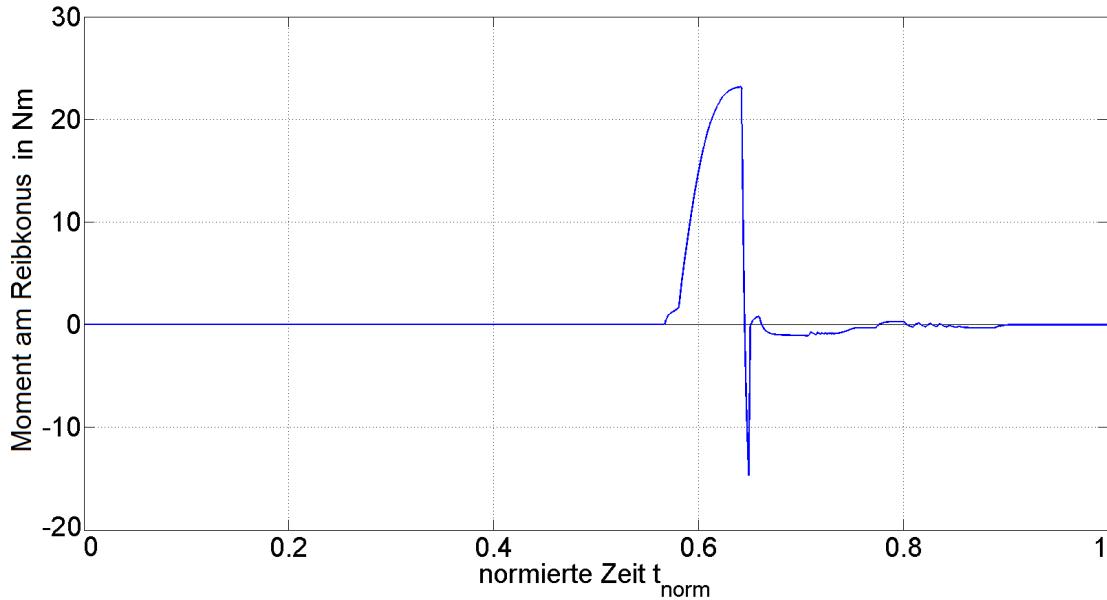


Abbildung 4.4.: Moment am Reibkonus

Zum Zeitpunkt $t_{norm} \approx 0.58$ treffen die Klauen von Schiebemuffenverzahnung und Synchronring aufeinander. Der Schiebemuffenweg wird gesperrt. Schaltkraft und Synchronisierungsmoment erreichen ihr Maximum und fallen ab, sobald die Drehzahldifferenz annähernd null ist ($t_{norm} \approx 0.63$, vgl. Abbildung 4.3 und 4.4). Im weiteren Verlauf bewegen sich Schaltgabel und Schiebemuffe kontinuierlich weiter. In der Freiflugphase verzögert das Verlustmoment die Antriebswelle. Durch die Axialkraft der Druckstücke der Vorsynchronisierung wird weiterhin ein Reibmoment erzeugt, dass der Verzögerung entgegenwirkt (negatives Moment in Abbildung 4.4). Ist das Verlustmoment gering, bleibt die Drehzahldifferenz annähernd konstant, siehe Abbildung 4.5. Der Einfluss des Verlustmoments wird in Kapitel 4.2 betrachtet.

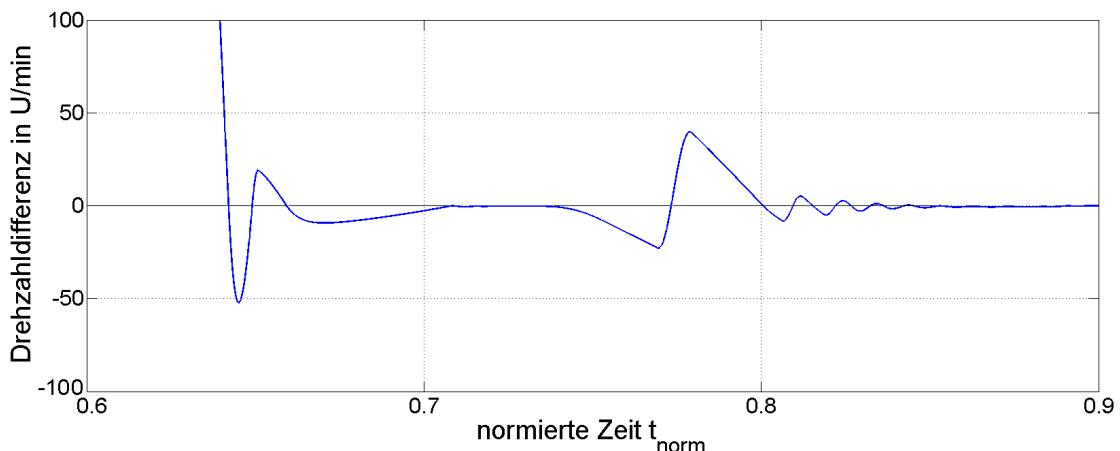


Abbildung 4.5.: Drehzahldifferenz in der Freiflugphase

Zum Verdrehen des Kupplungskörpers steigt die Schaltkraft wieder an ($t_{norm} \approx 0.78$). Hier wurde der Kontakt am auflaufenden Klauendach simuliert. Die negative Drehzahldifferenz, die sich bis dahin wieder aufgebaut hat, wird durch das Verdrehen positiv. Zum Zeitpunkt $t_{norm} \approx 0.9$ erreichen Schaltgabel und Schiebemuffe die Gangposition. Die Drehzahldifferenz wird zu null.

In Abbildung 4.6 ist Verlauf der Schaltarretierungskraft dargestellt. Eine positive Kraft, wie sie zu Beginn des Auslegevorgangs und zu Beginn des Einlegevorgangs vorhanden ist, wirkt entgegen der Schiebemuffenbewegung.

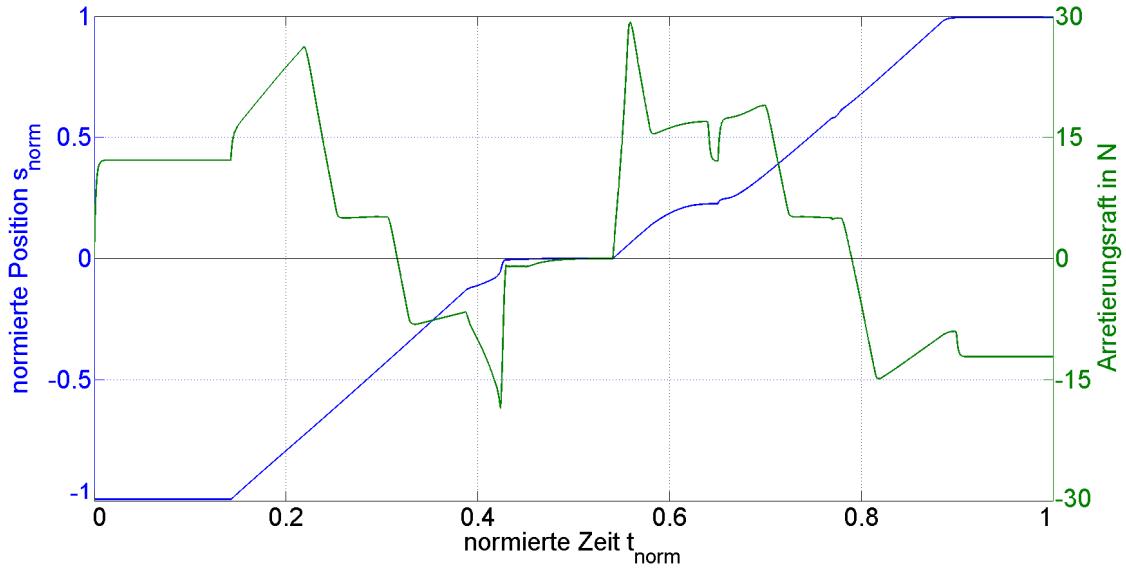


Abbildung 4.6.: Schaltarretierungskraft

Abbildung 4.7 zeigt abschließend die einzelnen Phasen des Einlegevorgangs.

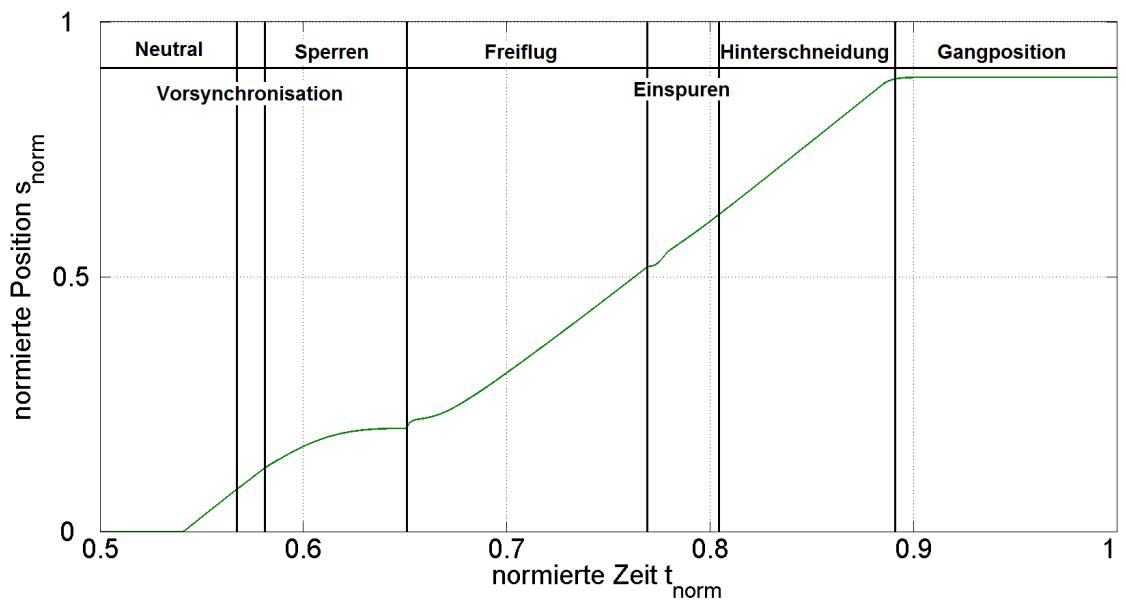


Abbildung 4.7.: Phasen des Schaltvorgangs

Vergleich zwischen einer Hochschaltung und einer Rückschaltung

Abbildung 4.8 zeigt den Vergleich zwischen einer Hochschaltung und einer Rückschaltung.

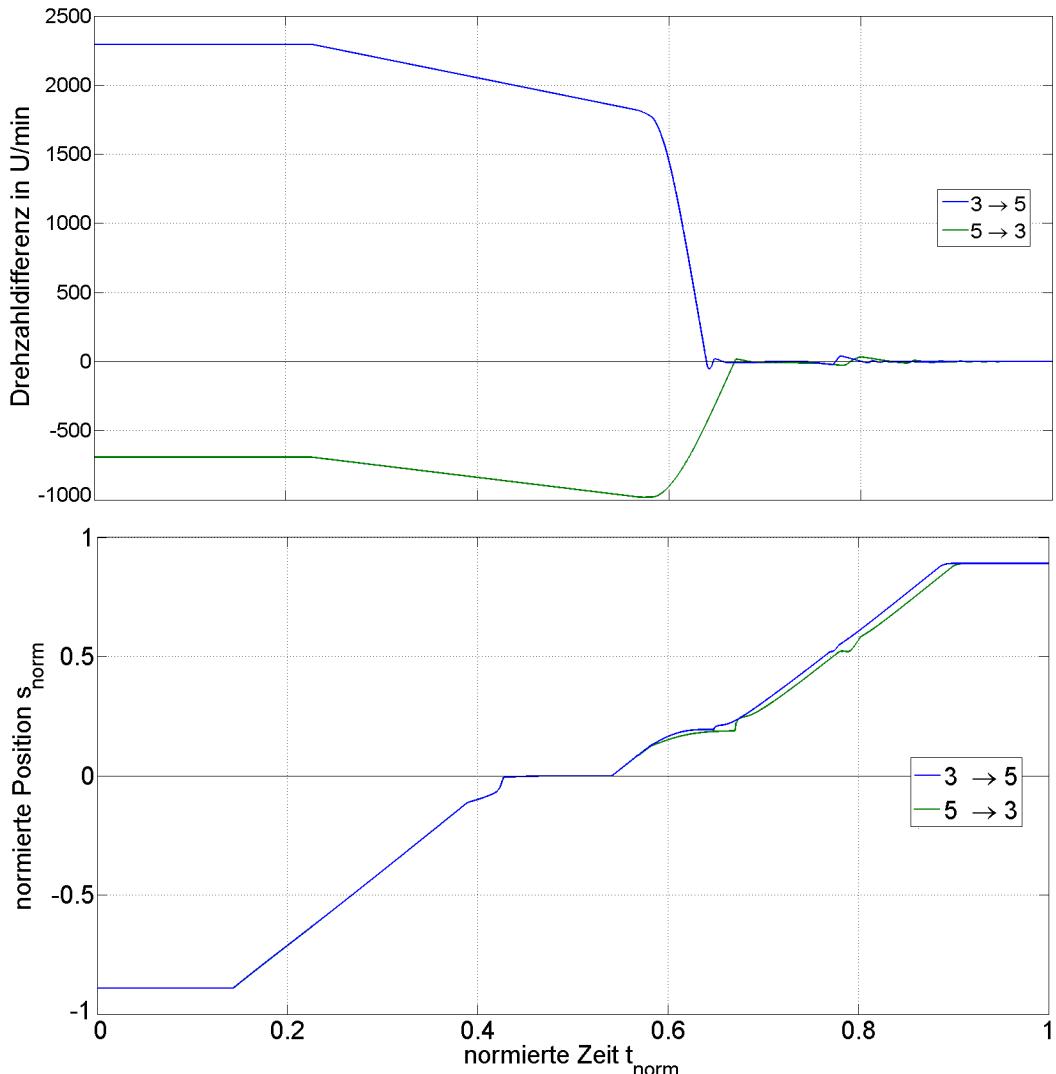


Abbildung 4.8.: Vergleich der Differenzdrehzahl sowie Schaltgabel- und Schiebermuffenposition zwischen einer Hochschaltung und einer Rückschaltung

Die Abbildung zeigt, dass die Drehzahlgleichheit bei einer Hochschaltung früher erreicht wird als bei einer Rückschaltung. Dies ist folgendermaßen zu erklären:

Während eines Hochschaltvorgangs muss die Antriebswelle abgebremst werden. Das Synchronisierungs-moment und das Verlustmoment wirken in die gleiche Richtung und führen zu einer Verzögerung der Antriebswelle. Bei einer Rückschaltung hingegen wird die Antriebswelle durch das Synchronisierungs-moment beschleunigt, während das Verlustmoment die Antriebswelle bremst. Beide Momente sind also einander entgegengerichtet, was zu einer längeren Synchronisationsdauer führt.

4.2 Sensitivitätsanalysen

Einige der in der Simulation verwendeten Parameter beruhen auf Näherungen oder Erfahrungswerten und weisen daher eine gewisse Unsicherheit auf. Um abschätzen zu können, ob und wie eine Änderung der Parameter die Ergebnisse der Simulation beeinflusst, soll im Folgenden eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt werden. Hierbei wird untersucht, in welchem Maß sich eine Variation der Parameter auf das Ergebnis der Simulation auswirkt.

Steifigkeiten und Dämpfungen

Die Steifigkeit der Klauendächer des Synchronrings wurde mit einer Näherung berechnet, die auf einer FEM-Simulation beruht, vgl. Kapitel 3.4.4 auf Seite 35. Die Dämpfung wurde durch ein Polynom vierten Grades angenähert. Die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter des Kupplungskörpers wurden aus dem Simulationsprogramm *SimulationX* übernommen (Klauendach und Klauenflanken). Um den Einfluss der Klauensteifigkeit und -dämpfung auf die Simulationsergebnisse zu untersuchen, wurden die Parameter variiert. Abbildung 4.9 zeigt hierzu die Ergebnisse bei einer Variation der Steifigkeits- und Dämpfungsparameter des Synchronrings.

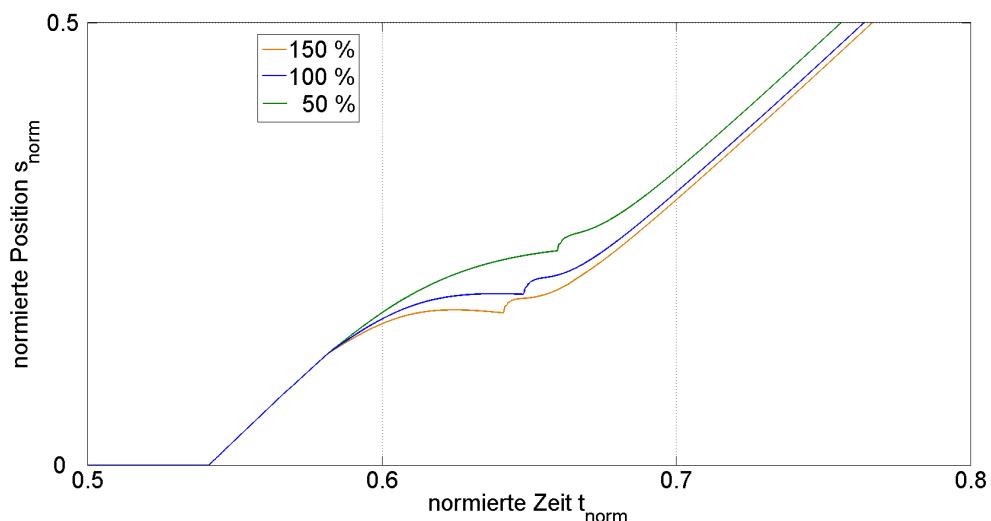


Abbildung 4.9.: Variation der Klauensteifigkeit und -dämpfung des Klauendachs in der Sperrphase

Die Verläufe von Schaltgabel- und Schiebemuffenposition zeigen keine starke Empfindlichkeit auf Parametervariationen. Auch der Drehzahlverlauf zeigt diese Tendenz. Im Bereich der Sperrphase ist zu beobachten, dass eine höhere Steifigkeit zu einem schnelleren Entsperrern der Schiebemuffe führt. Dies ist auf die größere Stoßkraft und damit das erhöhte Reibmoment zurückzuführen. Dieser Effekt ist jedoch gering. Auch eine Variation der Parameter des Klauendachs am Kupplungskörper zeigt nur geringe Änderungen. Abbildung 4.10 zeigt hierzu den Schiebemuffenverlauf in der Einspurphase. Parametervariationen der Klauenflanken haben keinen Einfluss auf das System. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass das Simulationsmodell unempfindlich gegenüber Parameteränderungen der Klauensteifigkeiten und -dämpfungen ist.

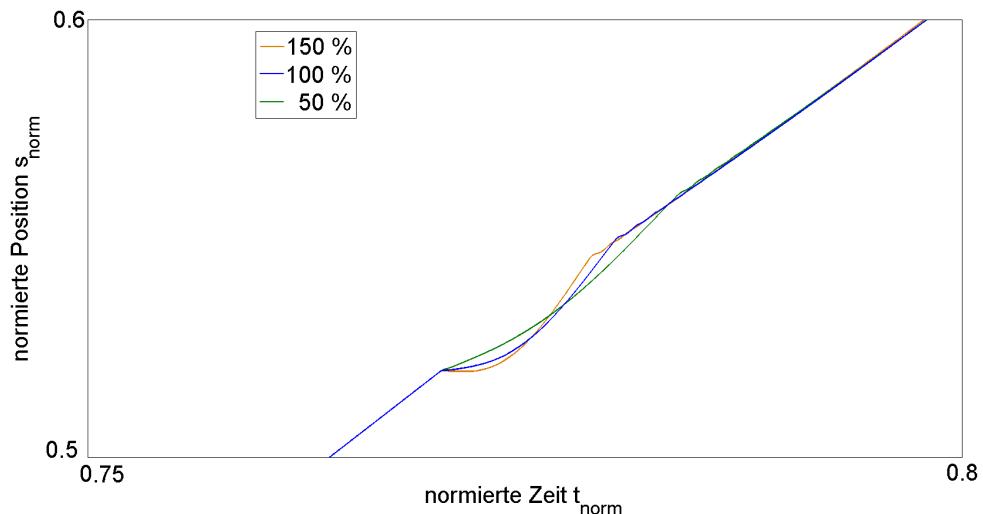


Abbildung 4.10.: Variation der Klauensteifigkeit und -dämpfung des Klauendachs in der Einspurphase

Verlustmoment

Die Höhe des Verlustmoments wurde nach Erfahrungswerten festgelegt, vgl. Tabelle 2.3 auf Seite 19. Das Verlustmoment hängt von einer Vielzahl von Parametern ab. Für die Simulation wird von einem konstanten Verlustmoment ausgegangen. Abbildung 4.11 zeigt den Verlauf der Drehzahldifferenz unter Variation des Verlustmoments.

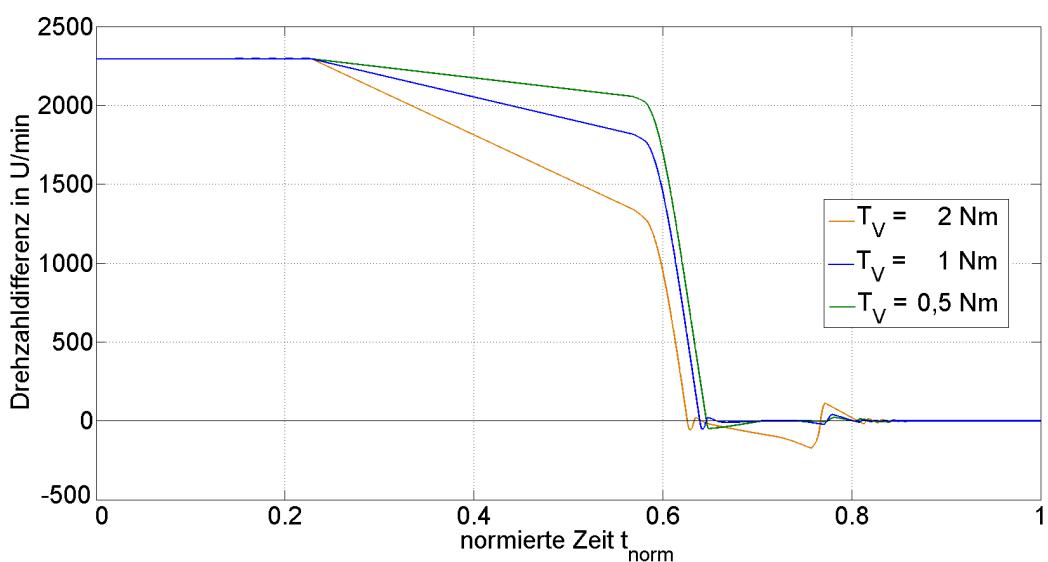


Abbildung 4.11.: Drehzahldifferenz bei Variation des Verlustmoments

Ein höheres Verlustmoment hat in der Phase des Gangauslegens und der Freiflugphase einen größeren Drehzahlabfall an der Antriebswelle zur Folge. In der Freiflugphase wirkt das Reibmoment aus der Vorsynchronisierung dem Drehzahlabfall entgegen. Ist das Verlustmoment zu hoch, baut sich dennoch eine merkliche Drehzahldifferenz auf, siehe Abbildung 4.12.

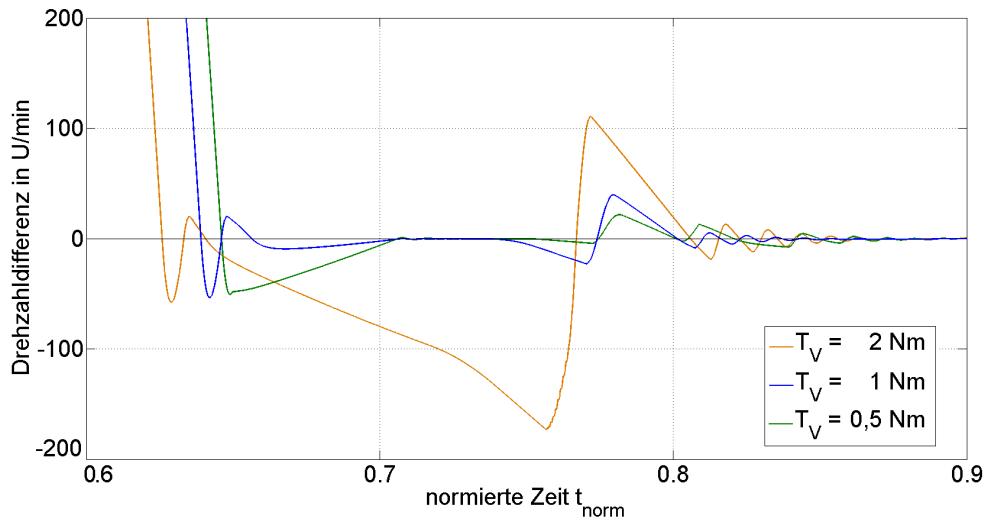


Abbildung 4.12.: Drehzahldifferenz in der Freiflugphase bei Variation des Verlustmoments

Dies führt zu Problemen in der Einspurphase, da die höhere Drehzahldifferenz zum Ende der Freiflugphase eine größere Kraft zum Verdrehen des Kupplungskörpers erfordert. Ist die Drehzahldifferenz so hoch, dass ein Einspuren nicht möglich ist, wird die Schiebemuffe abgewiesen. An der Verdrehkraft zeigt sich dies durch ein hohes Kraftniveau und mehrere Kraftspitzen, siehe Abbildung 4.13. Aufgrund des Stoßes kommt es zu einer Beschleunigung der Antriebswelle. Die Drehzahldifferenz wird positiv und die Klauendächer heben ab. Bei kleinem Verlustmoment ist die Stoßkraft relativ gering, sodass es zu einem erneuten Auftreffen der Schiebemuffenverzahnung auf die Kupplungsverzahnung kommt. Daraus resultiert die zweite Kraftspitze.

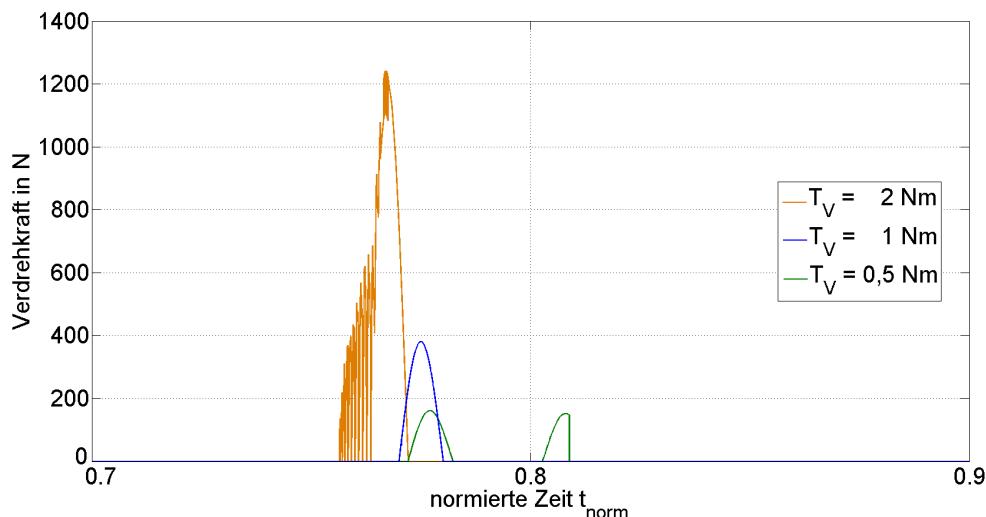


Abbildung 4.13.: Kraft zum Verdrehen des Kupplungskörpers bei Variation des Verlustmoments

Abbildung 4.14 zeigt die entsprechenden Verläufe der Schiebemuffenposition in der Einspurphase. Auch hier ist zu erkennen, wie die Schiebemuffe bei hohem Verlustmoment von der Kupplungsverzahnung abgewiesen wird. Bei kleinem Verlustmoment wird der Schiebemuffenbewegung ein geringer Widerstand entgegengesetzt.

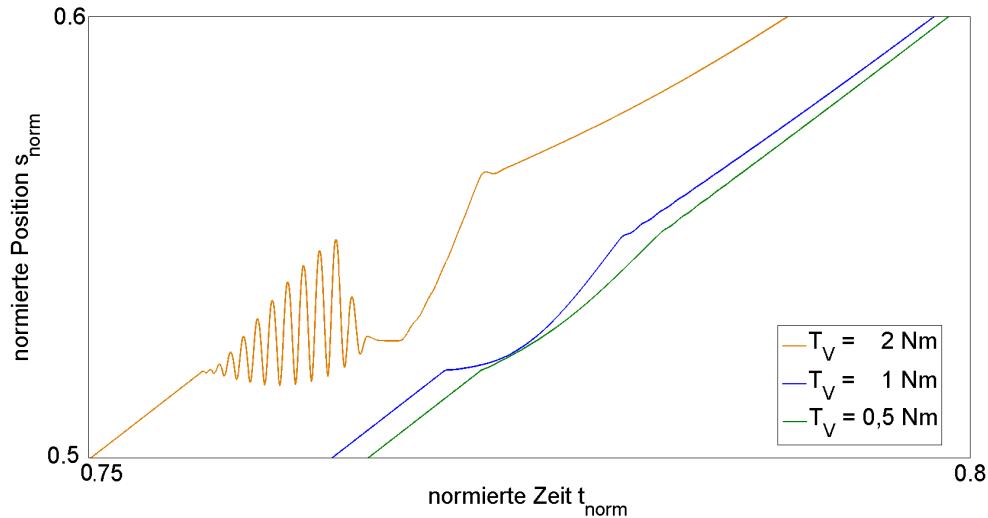


Abbildung 4.14.: Schiebemuffenposition in der Einspurphase bei Variation des Verlustmoments

Es sei angemerkt, dass in der hier simulierten Größenordnung des Verlustmoments ein solches Verhalten, insbesondere ein so hohes Kraftniveau, in der Realität nicht zu erwarten ist. Daher sollte das Einspuren nochmals genauer untersucht werden. Weiteres hierzu folgen in Kapitel 5.

Reibung

Im Simulationsmodell wurde die Reibung zwischen der Schiebemuffenverzahnung und dem Synchronkörper mit einer angepassten Reibkennlinie modelliert. Die Höhe der Reibkraft wurde nach Erfahrungswerten festgelegt. Simulationsergebnisse unter Variation der Reibung um $\pm 50\%$ zeigt Abbildung 4.15.

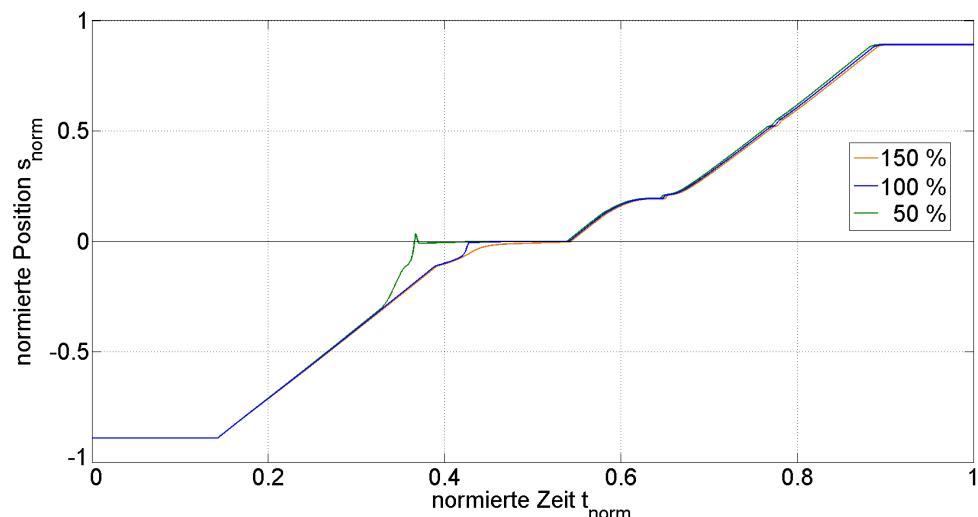


Abbildung 4.15.: Variation der Reibkraft

Der größte Einfluss zeigt sich im Bereich der Neutralstellung. Wie zu erkennen ist, führt ein höhere Reibkraft dazu, dass die Schiebemuffe nur langsam die Neutralstellung erreicht. Mit einer niedrigeren Reibkraft erreicht die Schiebemuffe früher die Neutralstellung, schwängt jedoch leicht über.

4.3 Bewertung der Simulationsergebnisse

Um die Richtigkeit der Simulationsergebnisse zu überprüfen, sollen diese mit anderen Simulationsergebnissen verglichen werden. Abbildung 4.16 zeigt hierzu die Simulationsergebnisse des mechanischen Modells einer Synchronisierung, das für ein Doppelkupplungsgetriebe mit hydro-mechanischer Schaltaktorik modelliert wurde [23]. Hier sind der Verläufe der Schiebemuffenposition sowie der Drehzahldifferenz über der Zeit aufgetragen.

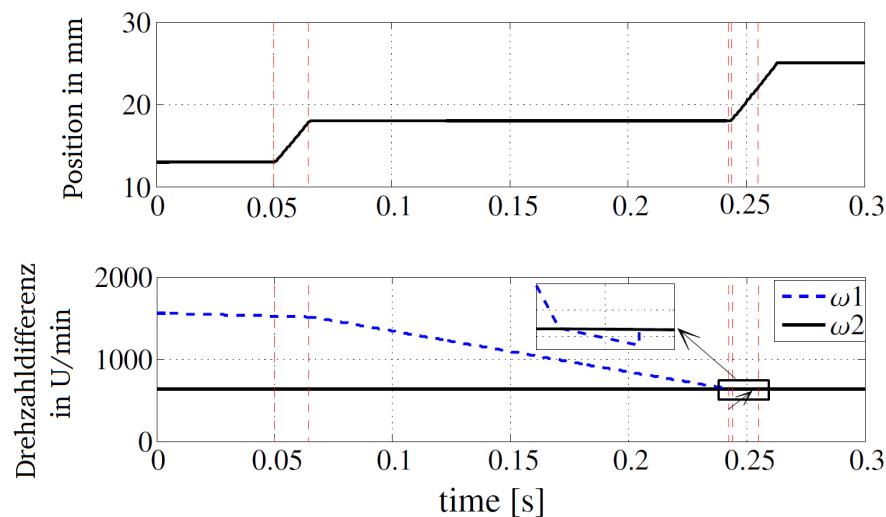


Abbildung 4.16.: Vergleichsergebnisse des mechanischen Modells einer Synchronisierung [23]

Dieses mechanische Modell der Synchronisierung wurde um die hydro-mechanische Schaltaktorik erweitert. Ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit Messdaten ist in Abbildung 4.17 dargestellt.

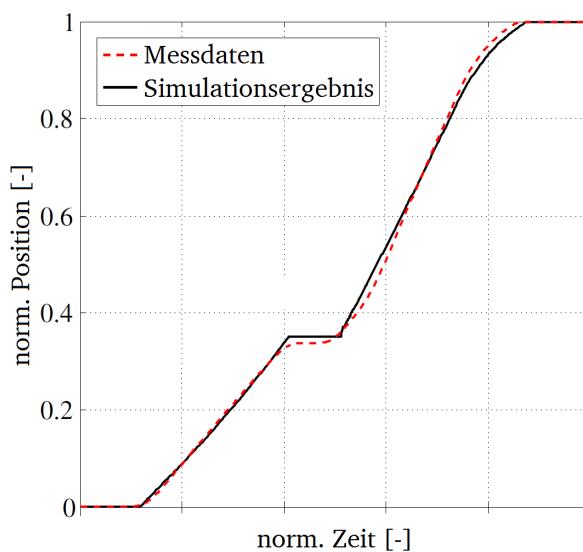


Abbildung 4.17.: Vergleich von Simulationsergebnissen und Messdaten eines Schaltvorgangs mit hydro-mechanischer Schaltaktorik [23]

Ein Vergleich dieser Verläufe mit den in Kapitel 4.1 vorgestellten Ergebnissen zeigt eine weitestgehende Übereinstimmung.

Es muss berücksichtigt werden, dass das in dieser Arbeit erstellte Simulationsmodell mit einer konstanten am Elektromotor anliegenden Spannung simuliert wurde. In den vorgestellten Ergebnissen zeigen sich daher Phänomene, die ihre Ursachen vermutlich in der fehlenden Regelung haben:

- Die Auftreffgeschwindigkeit der Schiebemuffenverzahnung auf die Klauen des Synchronrings in der Sperrphase ist aufgrund der fehlenden Regelung höher als im geregelten System. Die hohe Auftreffgeschwindigkeit im ungeregelten System führt zu einem Verspannen der Schaltgabel, die sich nach der Verdrehphase plötzlich entspannt. Dies wird am steilen Verlauf der Schiebemuffenposition deutlich (vgl. Abbildung 4.9). Zur Simulation des ungeregelten Systems kann dies durch eine Erhöhung der Schaltgabeldämpfung entgegengewirkt werden.
- Aufgrund der geringen Spannung von nur 20 % nimmt die Dauer des Schaltvorgangs zu. Damit steigt auch die Dauer der Freiflugphase und die Zeit, in der sich eine erneute Drehzahldifferenz aufbauen kann. Durch die höhere Drehzahldifferenz steigt die Kraft, die zum Verdrehen des Kuppelungskörpers notwendig ist.

Des Weiteren zeigt sich im Bereich der Hinterschneidung ein Einschwingvorgang (vgl. Abbildung 4.5 ab ca. $t_{norm} \approx 0.8$). Diese Schwingungen können durch eine Erhöhung der Dämpfung reduziert werden.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde das Simulationsmodell der Schaltaktorik eines Doppelkupplungsgetriebes erweitert und der Schaltvorgang simuliert. Der Schwerpunkt lag dabei auf der Modellierung der Synchronisierungseinheit.

Das Simulationsmodell wurde mit Matlab/Simulink erstellt. Dieses beinhaltet die Schaltaktorik, die Dynamik der Schiebemuffe sowie die Dynamik der Antriebswelle. Die zu erweiternde Schaltaktorik besteht aus einem Elektromotor, Übersetzungsrädern und einer Schaltwalze. Die Ansteuerung des Elektromotors erfolgt mit einer konstanten Spannung.

Die Basis für die Erweiterung des Simulationsmodells war ein bestehendes Modell eines Gesamtfahrzeugs. Aus diesem wurde die Synchronisierungseinheit extrahiert, angepasst und erweitert. Schaltgabel und Schiebemuffe wurden getrennt voneinander modelliert. Dabei wurde die Steifigkeit und Dämpfung der Schaltgabel sowie das Spiel zwischen Schaltgabel und Schiebemuffe berücksichtigt. Der Schaltvorgang wurde abschnittsweise in seinen einzelnen Phasen betrachtet und die entsprechenden Bewegungsgleichungen für die Schiebemuffe hergeleitet. Das Simulationsmodell wurde um die Hinterschneidung, die Rastierung, sowie einem Modell des Klauenkontakte ergänzt. Parameter wurden dem bestehenden Simulationsmodell und der Literatur entnommen.

Für den Synchronisierungsvorgang ist der Verlauf der Drehzahl von Antriebs- und Abtriebsseite von Bedeutung. Hierfür wurde die Dynamik der Antriebswelle mit den zu synchronisierenden Massen modelliert. Das Verlustmoment wurde hierbei als konstant angenommen. Die Dynamik der Abtriebsseite wurde nicht modelliert. Die Drehzahl der Abtriebsseite wird als konstant angenommen oder kann extern vorgegeben werden.

Abschließend wurden Sensitivitätsanalysen durchgeführt, um den Einfluss von Modellparametern auf die Simulationsergebnisse zu untersuchen.

Ausblick

In dieser Arbeit wurden verschiedene Parameter zur Modellierung des Systems verwendet, die nicht genau quantifiziert werden konnten. Diese Parameter wurden durch Näherungen oder Erfahrungswerte abgeschätzt. Um die Genauigkeit des Simulationsmodells und damit die Aussagefähigkeit der Simulationsergebnisse zu erhöhen, sollten solche Parameter durch weitere Analysen oder Versuche genauer untersucht werden. Dies betrifft insbesondere die in Kapitel 4.2 behandelten Parameter.

Es hat sich gezeigt, dass während des Einspurens hohe Kräfte auftreten und es zu einem Abweisen der Schiebemuffe bei relativ geringen Verlustmomenten an der Antriebswelle kommt. Die Einspurphse sollte daher nochmals detaillierter betrachtet werden. Dies betrifft einerseits die verwendeten Modellparameter, andererseits aber auch die Vorgänge während der Freiflugphase und des Einspurkontaktes. Da die Verdrehkraft von der Drehzahldifferenz am Ende der Freiflugphase abhängig ist, sollte untersucht werden, welche Kopplung zwischen Antriebs- und Abtriebsseite während der Freiflugphase besteht und wie die Drehzahldifferenz dadurch beeinflusst wird.

Des Weiteren können Umgebungs- und Betriebsbedingungen einen Einfluss auf das System haben. Beispielsweise ist die Viskosität des Schmiermittels abhängig von der Temperatur. Ebenso kann eine Änderung der tribologischen Eigenschaften zu Reibwertschwankungen führen. Diese Parameter wurden im Simulationsmodell als konstant angenommen. Eine detailliertere Beschreibung in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen kann helfen, den Einfluss von verschiedenen Betriebsbedingungen auf den Schaltvorgang stärker zu berücksichtigen.

Zur Erweiterung des Simulationsmodells sollte im nächsten Schritt eine geeignete Regelung entworfen und die Simulationsergebnisse nochmals überprüft werden. Eine Validierung des Simulationsmodells kann auf dem Prüfstand erfolgen. In dem Zusammenhang können auch NVH-Parameter gemessen und untersucht werden.

Literaturverzeichnis

- [1] ECKL, B.: *Global Challenges – Discover the Markets*. Köln : GETRAG Drivetrain Forum, September 2012
- [2] KIRCHNER, M.: *Echtzeitfähiges Synchronisierungsmodell*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2012
- [3] NAUNHEIMER, H. ; BERTSCHE, B. ; LECHNER, G.: *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. 2. Auflage. Berlin Heidelberg New York : Springer, 2007
- [4] KIRCHNER, E.: *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben: Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten*. Berlin Heidelberg New York : Springer, 2007
- [5] WINNER, H.: *Kraftfahrzeugtechnik*. Skriptum zur Vorlesung, Wintersemester 2013/2014, TU Darmstadt
- [6] SPRECKELS, M.: *Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen*, Universität Hannover, Dissertation, 2001
- [7] INA-SCHAFFLER: *Zwischenringe für Mehrkonus-Synchronisationen*. Automobil Produktinformation, November 2002. – API 06
- [8] GILGENBACH, V.: *Modellbildung und Regelung der Getriebeschaltung für Elektrofahrzeuge mit mehrgängigen Stirnradgetrieben*, Technische Universität Darmstadt, Masterthesis, 2013
- [9] HUANG, H. ; GÜHMANN, C.: Model-based Development and Calibration of a Sliding Model Position Control for an AMT Synchronization System. In: GÜHMANN, C. (Hrsg.) ; RIESE, J. (Hrsg.) ; WOLTER, T. (Hrsg.): *Simulation and Testing for Automotive Electronics V*, Expert Verlag, 2014
- [10] BEDMAR, A. P.: *Synchronization processes and synchronizer mechanisms in manual transmissions: Modelling and simulation of synchronization processes*. Göteborg, Sweden, Chalmers University of Technology, Masterthesis, 2013
- [11] BAUMANN, A.: *Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2013
- [12] LOOMAN, J.: *Zahnradgetriebe: Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen*. 3. Auflage. Dordrecht Heidelberg London New York : Springer, 2009
- [13] DYLLA, S.: *Entwicklung einer Methode zur Objektivierung der subjektiv erlebten Schaltbetätigungsqualität von Fahrzeugen mit manuellem Schaltgetriebe*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2009

-
- [14] WIRTH, M.: *Schleppmomente in Synchronisierungen von Fahrzeuggetrieben*, TU München, Dissertation, 2012
- [15] WALKER, P. D. ; ZHANG, N.: Engagement and control of synchroniser mechanisms in dual clutch transmissions. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 26 (2012)
- [16] WALKER, P. D. ; ZHANG, N. ; TAMBA, R. ; FITZGERALD, S.: Simulations of drag torque affecting synchronisers in a dual clutch transmission. In: *Japan Journal of Industrial and Applied Mathematics* 28 (2011), Nr. 1
- [17] DEVINCENT, E.: *GETRAG DCT New Modular Platform*. Detroit : 7th International CTI Symposium, Mai 2013
- [18] BIRKHOFER, H. ; R.NORDMANN: *Maschinenelemente und Mechatronik II*. 3. Auflage. Aachen : Shaker Verlag, 2008
- [19] LAGERBERG, A.: *A literature survey on control of automotive powertrains with backlash*. Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2001
- [20] PIETRUSZKA, W. D.: *MATLAB und Simulink in der Ingenieurpraxis: Modellbildung, Berechnung und Simulation*. 3. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2012
- [21] ANGERMANN, A. ; BEUSCHEL, M. ; RAU, M. ; WOHLFARTH, U.: *Matlab-Simulink-Stateflow: Grundlagen, Toolboxen, Beispiele*. 4. Auflage. München : Oldenbourg, 2005
- [22] MATHWORKS: *Matlab & Simulink: User's Guide for R2014a*. 2014. – MathWorks, Inc.
- [23] HUANG, H. ; NOWOISKY, S. ; KNOBLICH, R. ; GÜHMANN, C.: Modeling and Testing of the Hydro-Mechanical Synchronization System for a Double Clutch Transmission. In: OTTER, M. (Hrsg.) ; ZIMMER, D. (Hrsg.): *Proceedings of the 9th International Modelica Conference*. München : Modelica Association and Linköping University Electronic Press, September 2012 (Linköping Electronic Conference Proceedings 76)

Anhang A

Weitere Simulationsergebnisse

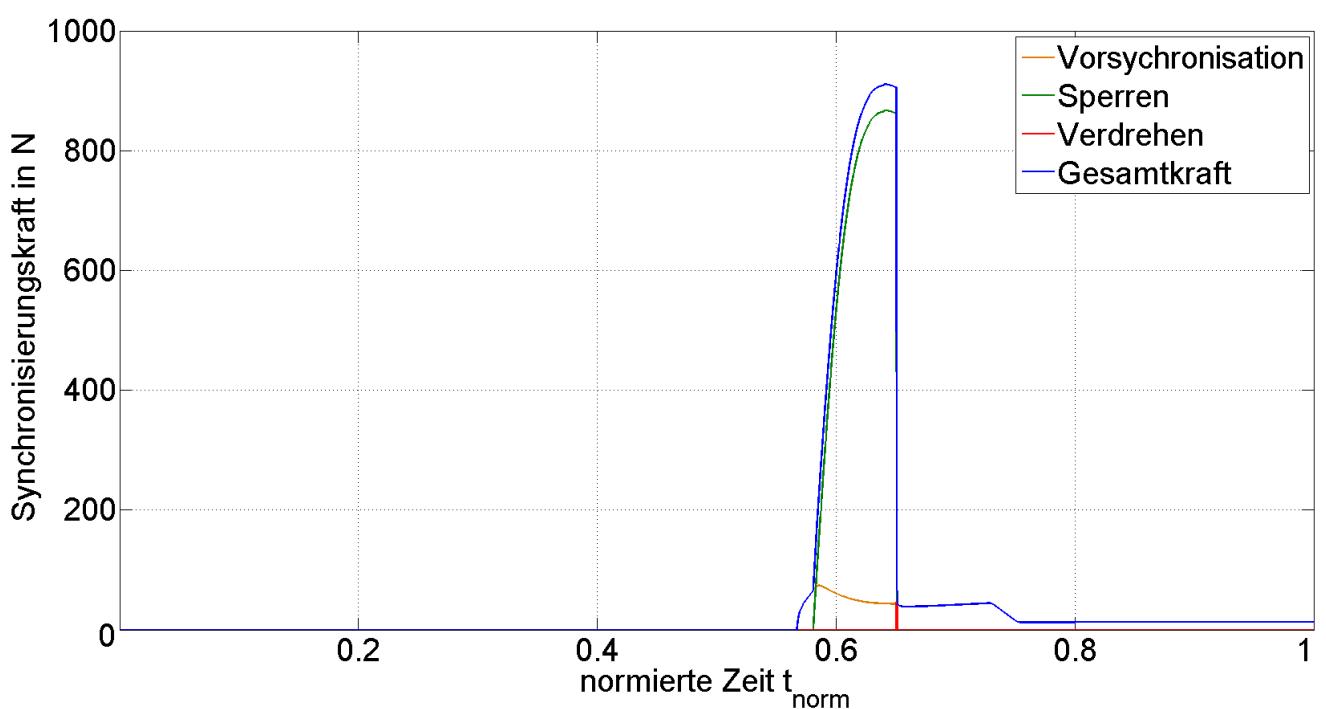


Abbildung A.1.: Synchronisierungskraft

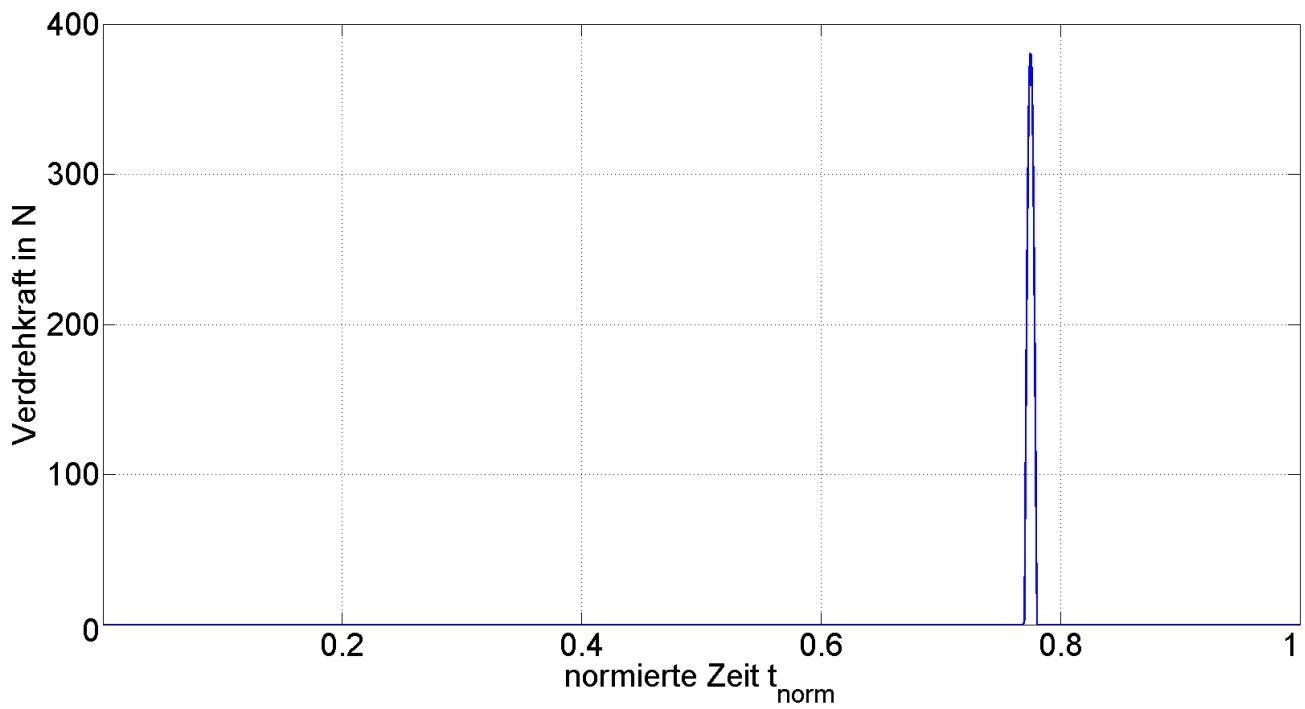


Abbildung A.2.: Axiale Verdrehkraft am Kupplungskörper

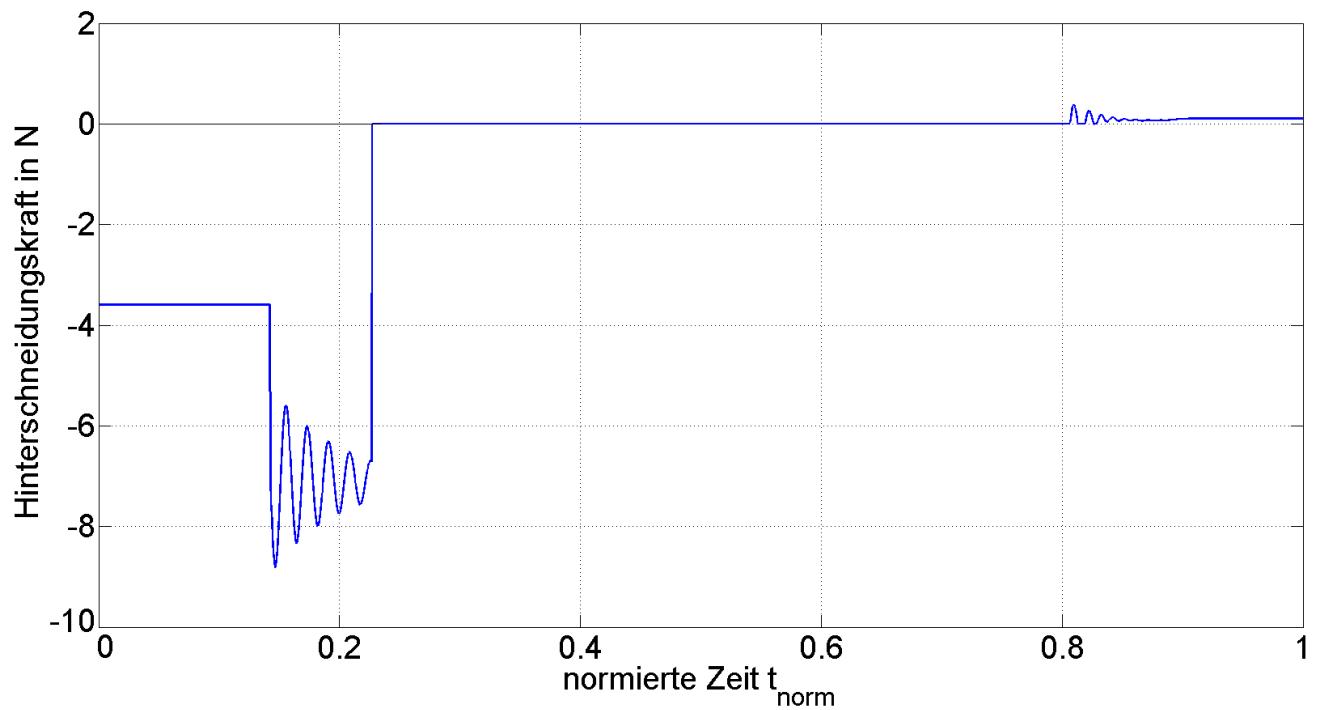


Abbildung A.3.: Hinterschneidungskraft

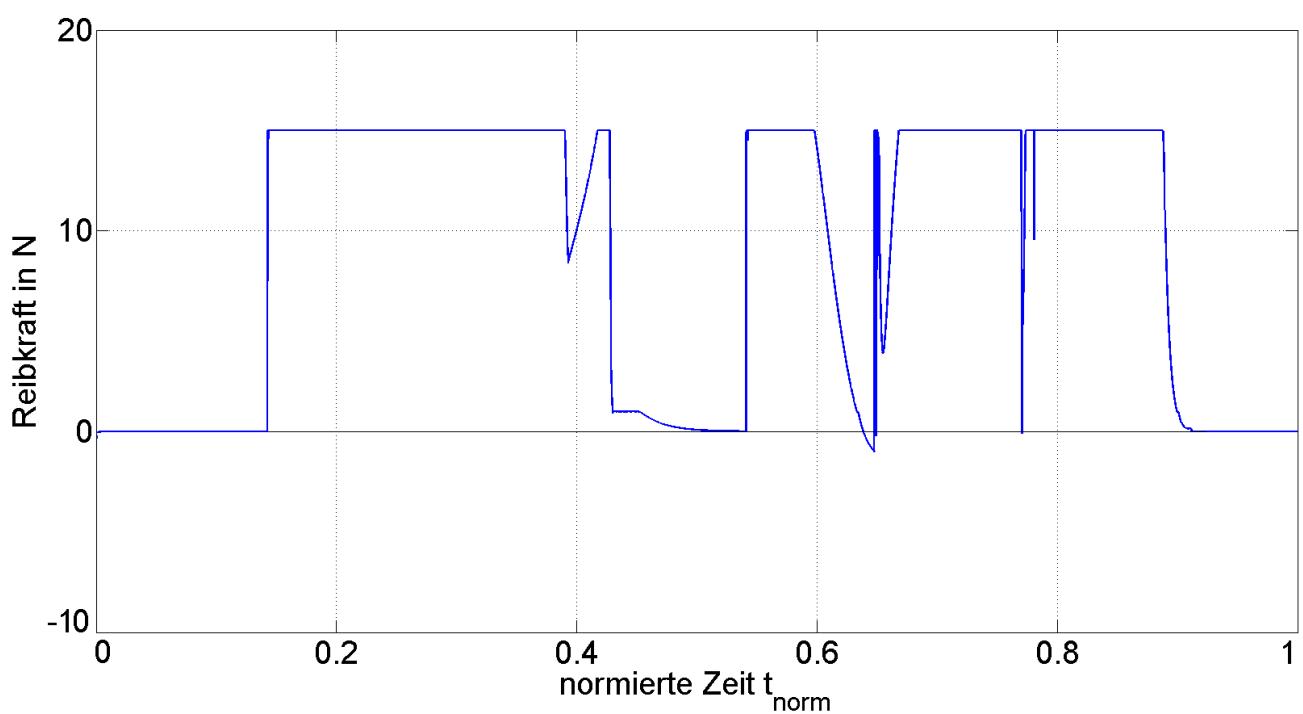


Abbildung A.4.: Reibkraft

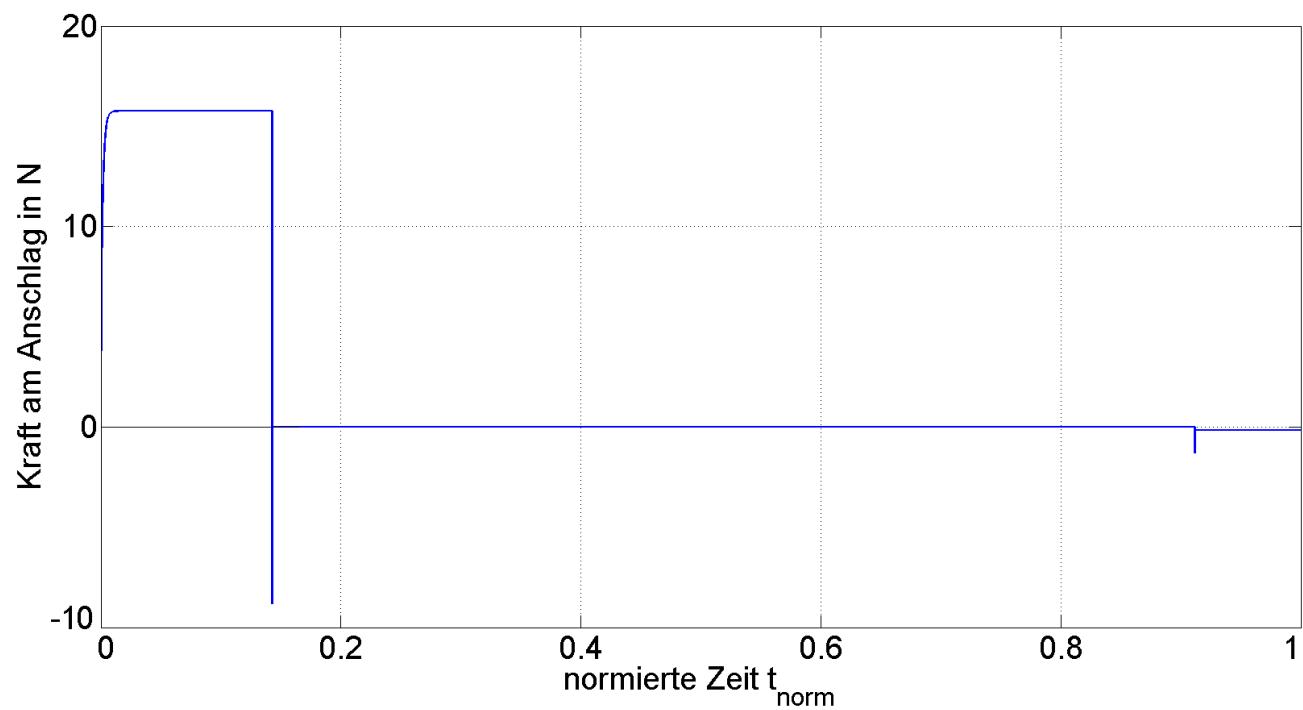


Abbildung A.5.: Kraft am Anschlag

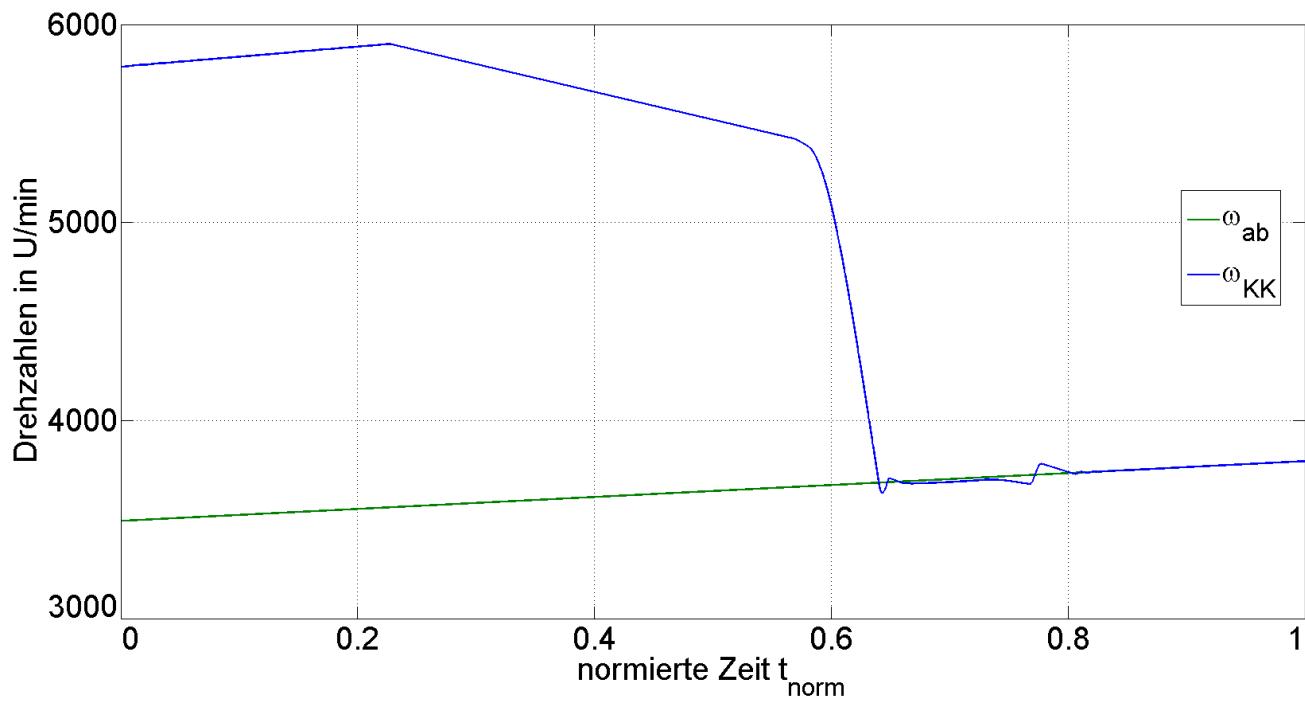


Abbildung A.6.: Differenzdrehzahl für einen Schaltvorgang während einer Beschleunigung ($a_{Fzg} = 2m/s^2$)

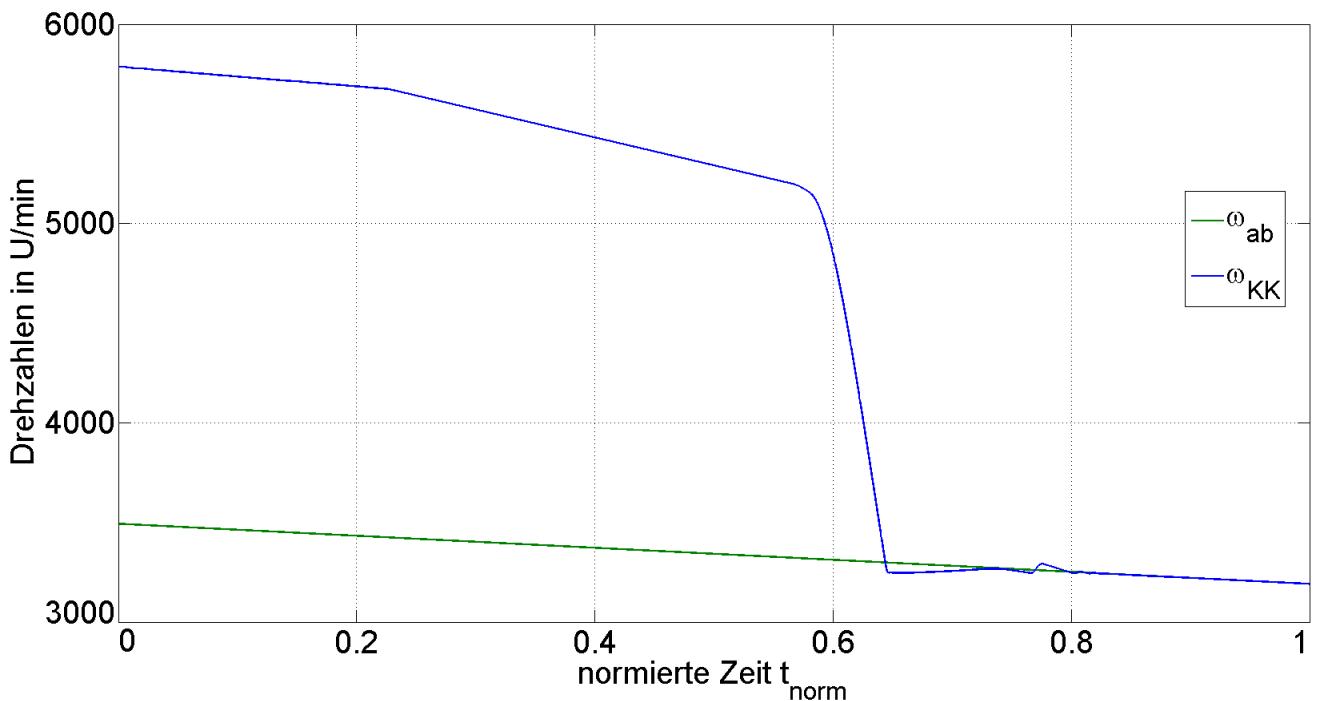


Abbildung A.7.: Differenzdrehzahl für einen Schaltvorgang während einer Verzögerung ($a_{Fzg} = -2m/s^2$)

Anhang B

Konfiguration des Simulationsmodells

Gear_disengage

Mit dem Parameter *Gear_disengage* wird der zuletzt geschaltete Gang gewählt. Dieser Gang wird während des Schaltvorgangs ausgelegt.

Gear

Mit dem Parameter *Gear* wird der zu schaltende Gang gewählt. Dieser Gang wird während des Schaltvorgangs eingelegt.

stillstand

Für eine Schaltung im Stillstand muss *stillstand* = 1 gesetzt werden (ansonsten *stillstand* = 0). Die Fahrzeuggeschwindigkeit und das Verlustmoment werden dann auf null und der Dämpfungsgrad der Antriebswelle auf $d_{EW} = 1$ gesetzt.

engage

Mit dem Parameter *engage* kann ausgewählt werden, ob ein Auslegevorgang, ein Einlegevorgang oder beides simuliert werden soll.

- *engage* = 0: Es wird nur ein Auslegevorgang simuliert.
- *engage* = 1: Es wird nur ein Einlegevorgang simuliert.
- *engage* = 2: Es wird ein Auslegevorgang gefolgt von einem Einlegevorgang simuliert.

In Abhängigkeit des gewählten Wertes wird der Initialwert von Schaltwalze und Schiebemuffe sowie der Zielwinkel der Schaltwalze gesetzt.

Fahrzeugbeschleunigung

a_{Fzg} gibt die konstante Fahrzeugbeschleunigung an. Ist $a_{Fzg} = 0$, bleibt die Winkelgeschwindigkeit der Antriebswelle während des Schaltvorgangs konstant.

zufall

Mit dem Parameter *zufall* kann ausgewählt werden, ob der Beginn der Verdrehphase des Kupplungskörpers während des Einsturzvorgangs zufällig erfolgen soll. Für einen zufälligen Kontakt muss *zufall* = 1 gesetzt werden (ansonsten *zufall* = 0).

Anhang C

Kennlinien

Schaltwalze

φ_{SW} in deg	0	6.1	6.2	38.6	38.7	45
x_{SF} in mm	0	0	0	9.6	9.6	9.6
α in deg	0	0	26.5	26.5	0	0

Tabelle C.1.: Schaltgabelweg und Winkel der Schaltwalzennut in Abhängigkeit des Schaltwalzenwinkels
(symmetrisch bzgl. $\varphi_{SW} = 0$)

Schaltarretierung

x_{sl} in mm	0	0.5	2.8	4.068	6.155	7	8.6
y_{Feder} in mm	0	0.35	1.15	1.25	1.05	0.65	-0.15

Tabelle C.2.: Schaltarretierung: Federstauchung in Abhängigkeit des Schiebemuffewegs
(symmetrisch bzgl. $x_{sl} = 0$)

x_{sl} in mm	0	0.475	1.15	2.991	3.66	5.3	6.309	8.6
γ in °	0	35	15	15	0	0	23.6	23.6

Tabelle C.3.: Schaltarretierung: Konturwinkel in Abhängigkeit des Schiebemuffewegs
(symmetrisch bzgl. $x_{sl} = 0$)

Vorsynchronisierung

x_{Sl} in mm	0	0.8	1.2	1.25	1.265	1.943	1.975
y_{Feder} in mm	0	0	0.483	0.515	0.528	0.862	0.862
x_{Sl} in mm	2.053	2.991	3.66	3.813	3.968	4.46	8.6
y_{Feder} in mm	0.893	1.152	1.326	1.365	1.401	1.45	1.45

Tabelle C.4.: Vorsynchronisierung: Federstauchung in Abhängigkeit des Schiebemuffewegs
(symmetrisch bzgl. $x_{sl} = 0$)

x_{Sl} in mm	0	1.265	2.053	3.813	4.46	8.6
γ in °	0	35	15	15	0	0

Tabelle C.5.: Vorsynchronisierung: Konturwinkel in Abhängigkeit des Schiebemuffewegs
(symmetrisch bzgl. $x_{sl} = 0$)

Schaltpunkte

Gangwechsel	1-3	2-4	3-5	4-6
Fahrzeuggeschwindigkeit in km/h	37	53	100	126

Tabelle C.6.: Schaltpunkte für eine Hochschaltung

Gangwechsel	3-1	4-2	5-3	6-4
Fahrzeuggeschwindigkeit in km/h	30	38	50	55

Tabelle C.7.: Schaltpunkte für eine Rückschaltung

Anhang D

Parameter

Fahrzeug

Dynamischer Reifenhalbmesser 0,3 m

Schaltaktorik

Übersetzung Übersetzungsräder	61,44
Wirkungsgrad Übersetzungsräder	0,9256
Schaltwalzendurchmesser	0,076155 m
Winkel der Schaltwalzennut	26,5 °
Reibwert in der Schaltwalzennut	0,06

Allgemeine Getriebeparameter

Trägheit Antriebswelle 1	0,009432 kg/m ²
Trägheit Antriebswelle 2	0,008298 kg/m ²
Achsgtriebeübersetzung 1	79/20
Achsgtriebeübersetzung 2	79/18
Hinterschneidungswinkel	6 °
Zähnezahl	42
Stoßzahl e_N	0,8
Dachsteifigkeit SyR	$1,54 \cdot 10^6$ N/m
Dachdämpfung SyR	0,15
Dachsteifigkeit KK	$2 \cdot 10^6$ N/m
Dachdämpfung KK	50 Ns/m
Flankensteifigkeit KK	$1 \cdot 10^6$ N/m
Flankendämpfung KK	350 Ns/m
Spiel in der Schiebemuffennut	1 mm
maximaler Schaltweg	8,6 mm
Masse der Schiebemuffe	0,180 kg

Beginn der Synchronisierungsphasen

Vorsynchronisierung	0,8 mm
Kontakt Sl-SyR	1,2 mm
Beginn Freiflugphase	1,975 mm
Kontakt Sl-KK	3,968 - 6,059 mm
Beginn Hinterschneidung	6,059 mm
Gangposition	8,6 mm

1. Gang

Übersetzung	47/12
Mittlerer Reibdurchmesser d_k	70 mm
Kupplungsdurchmesser	84 mm
Konuswinkel α_k	7 °
Anzahl der Reibflächen n	1
Reibwert μ_k	0,11
Schaltgabelsteifigkeit	$2,143 \cdot 10^6$ N
Schaltgabeldämpfung	25,8739 Ns/m

2. Gang

Übersetzung	51/21
Mittlerer Reibdurchmesser d_k	68 mm
Kupplungsdurchmesser d_0	84 mm
Konuswinkel α_k	6,5 °
Anzahl der Reibflächen n	2
Reibwert μ_k	0,082
Schaltgabelsteifigkeit	$0,739 \cdot 10^6$ N
Schaltgabeldämpfung	51,6355 Ns/m

3. Gang		6. Gang	
Übersetzung	56/39	Übersetzung	33/47
Mittlerer Reibdurchmesser d_k	70 mm	Mittlerer Reibdurchmesser d_k	70 mm
Kupplungsdurchmesser d_0	84 mm	Kupplungsdurchmesser d_0	84 mm
Konuswinkel α_k	7 °	Konuswinkel α_k	7 °
Anzahl der Reibflächen n	1	Anzahl der Reibflächen n	1
Reibwert μ_k	0,11	Reibwert μ_k	0,11
Schaltgabelsteifigkeit	$0,679 \cdot 10^6$ N	Schaltgabelsteifigkeit	$0,739 \cdot 10^6$ N
Schaltgabeldämpfung	58,8909 Ns/m	Schaltgabeldämpfung	51,6355 Ns/m
4. Gang		R-Gang	
Übersetzung	48/47	Übersetzung	$-(52 \cdot 51)/(36 \cdot 21)$
Mittlerer Reibdurchmesser d_k	70 mm	Mittlerer Reibdurchmesser d_k	70 mm
Kupplungsdurchmesser d_0	84 mm	Kupplungsdurchmesser d_0	84 mm
Konuswinkel α_k	7 °	Konuswinkel α_k	7 °
Anzahl der Reibflächen n	1	Anzahl der Reibflächen n	1
Reibwert μ_k	0,11	Reibwert μ_k	0,11
Schaltgabelsteifigkeit	$1,852 \cdot 10^6$ N	Schaltgabelsteifigkeit	$1,852 \cdot 10^6$ N
Schaltgabeldämpfung	24,4734 Ns/m	Schaltgabeldämpfung	25,7785 Ns/m
5. Gang			
Übersetzung	39/45		
Mittlerer Reibdurchmesser d_k	70 mm		
Kupplungsdurchmesser d_0	84 mm		
Konuswinkel α_k	7 °		
Anzahl der Reibflächen n	1		
Reibwert μ_k	0,082		
Schaltgabelsteifigkeit	$2,143 \cdot 10^6$ N		
Schaltgabeldämpfung	60,0414 Ns/m		