

Vorgehensweise zur Auslegung einer Klauenkupplung am Beispiel eines Doppelkupplungsgetriebes in Kombination mit Hybridisierung



Diplomarbeit

von

Gregor Brandweiner

Maschinenbau

Studienzweig Mechatronik

eingereicht am

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Technische Universität Graz Betreuer:

o. Univ.-Prof.Dipl.-Ing. Dr. techn. Gunter Jürgens

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Michael Bader

Graz, im Dezember 2011

EIDESTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which had been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

DANKSAGUNG

Ein besonderer Dank geht an die Betreuer meiner Diplomarbeit

Institutsvorstand O. Univ.-Prof. DI Dr.techn. Gunter Jürgens und
Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader

sowie an alle Mitarbeiter des Instituts für deren Unterstützung und das ausgezeichnete Arbeitsklima.

Weiters möchte ich mich bei meiner Familie, ganz besonders bei meinen Eltern und meinem Sohn Clemens, für deren Unterstützung und Hilfe bedanken.

KURZFASSUNG

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Auslegung einer Klauenkupplung zum Einsatz in PKW-Getrieben, im konkreten im TNT-Getriebekonzept, wobei auf eine mechanische Synchronisierung verzichtet werden soll. Bei diesem Getriebekonzept handelt es sich um ein innovatives Hybridgetriebe für den Automatikbetrieb, welches eine Änderung der Übersetzung ohne Unterbrechung des Kraftflusses ermöglicht. Des Weiteren bietet diese Konfiguration den Vorteil dass ein zusätzliches Moment durch den Elektromotor zur Unterstützung des Verbrennungsmotors aufgebracht werden kann.

Da dieses Getriebekonzept zum Einsatz in Hybridfahrzeugen entwickelt wurde, wird im ersten Teil der Arbeit auf die verschiedenen Arten der Hybridisierung eingegangen. Nach der Behandlung der verschiedenen Arten zur Synchronisation folgt eine Beschreibung des Getriebes, wobei ein besonderer Wert auf die zusätzlichen Möglichkeiten der Synchronisierung durch den Elektromotor gelegt wird.

Der zweite Teil der Arbeit befasst sich mit der Untersuchung der Klauenkupplung. Dabei wird der Vorgang des Einlegens genauer untersucht und es werden Hinweise zur Gestaltung der Kupplung gegeben.

Abschließend erfolgt die praktische Untersuchung des Stoßes beim Einlegen der Klauenkupplung beim Prüfstandsbetrieb und Variation der Parameter. Außerdem wird der Aufbau eines Dauerprüfstands zur praktischen Erprobung der Klauenkupplung vorgestellt.

ABSTRACT

This thesis deals with the interpretation of a dog clutch for use in passenger car transmissions, in particular in the TNT-transmission concept, to be dispensed with a mechanical synchronization. In this transmission concept is an innovative hybrid transmission for the automatic mode, which allows a change in the translation without interrupting the power flow. Furthermore, this configuration offers the advantage that an additional torque can be applied by the electric motor that assists the combustion engine.

Because this transmission concept was developed for use in hybrid vehicles, in the first part of the work will examine the different types of hybridization. After the treatment of various types for synchronization followed by a description of the transmission, with particular emphasis on the additional features of the synchronization by the electric motor.

The second part of the work deals with the investigation of the dog clutch. This is the process of inserting more closely examined, and it will be offered advice on the design of the clutch.

Finally, there is a practical study of the impact occurring when inserting the dog clutch. In addition, the construction of a permanent test bed for the practical testing of the dog clutch is presented.

Inhaltsverzeichnis

1. Allgemeines	1
1.1. Einteilung von PKW-Getrieben	1
1.1.1. Hybridantrieb	1
1.2. Änderung der Übersetzung	5
1.2.1. Änderung der Übersetzung mit Zugkraftunterbrechung	5
1.2.2. Änderung der Übersetzung ohne Zugkraftunterbrechung	6
1.2.3. Änderung der Übersetzung in stufenlosen Getrieben	6
1.3. Doppelkupplungsgetriebe	7
2. Synchronisierung	9
2.1. Einteilung der Synchronisierungen	9
2.2. Zwangssynchronisierung	10
2.2.1. Ablauf des Synchronisierungsvorgangs nach dem System Borg-Warner	10
2.2.2. Drehzahlanpassung mit rutschender Reibkupplung	13
2.2.3. weitere Möglichkeiten zur Sicherstellung der Synchronisierung	15
2.3. alternative Getriebesynchronisierungen	17
2.3.1. Zentralsynchronisierung	18
2.3.2. Drehzahlanpassung durch den Verbrennungsmotor	18
2.3.3. Drehzahlanpassung durch einen Elektromotor	19
2.4. Synchronisierungszeit	19
2.4.1. Notwendiges Kupplungskennmoment für vorgegebene Synchronisierungszeit	21
2.4.2. Schaltarbeit beim Synchronisierungsvorgang	21
2.4.3. Synchronisierung mit veränderlichem Lastmoment	21
2.5. Komfort beim Synchronisieren	22
2.5.1. Haken	22
2.5.2. Hochschaltkratzen	22
2.5.3. Ratschen	23
2.5.4. Auswirkung der Drehzahlanpassung auf den Komfort	23
2.5.5. Auswirkung des Momentensprungs auf Grund des Schließens der Klauenkupplung auf den Komfort	24

3. Beschreibung des TNT-Getriebes	26
3.1. Konfiguration des Getriebes	27
3.1.1. mögliche Schaltkombinationen	28
3.2. Leistungsfluss	29
3.3. Der Schaltvorgang	32
3.3.1. Synchronisation von An- und Abtriebswelle der jeweiligen Getriebestufe .	32
3.3.2. Synchronisierungszeit	33
3.4. Moment am Getriebeausgang	45
3.4.1. Berechnung des Moments des Verbrennungsmotors	46
3.4.2. Beispiel	46
3.4.3. Zusammenfassung	47
4. Dynamik beim Einlegen der Klauenkupplung	48
4.1. Verschieben der Schaltmuffe bis Kontakt zur Klauenkupplung besteht	48
4.2. Berührung der Teilkupplungen	50
4.2.1. Zum Stoßvorgang	50
4.2.2. Simulationsmodell für den Stoß	53
4.2.3. Simulationsansatz mit einer Ersatzfeder	60
4.3. Durchschalten der Schaltmuffe und Herstellen einer Verbindung zur Klauenkupplung	62
5. Gestaltung der Klauenkupplung	63
5.1. Beanspruchung von Welle und Nabe	63
5.1.1. Beanspruchung der Flanken	63
5.1.2. Beanspruchung im Kerbbereich	64
5.1.3. Tragfähigkeitsnachweis	65
6. Prüfstandsversuche	67
6.1. Aufbau des Prinzipprüfstands zur Stoßuntersuchung	67
6.1.1. Ändern der Masse	67
6.1.2. Variation der Geschwindigkeit	68
6.1.3. Verändern der Geometrie der Berührflächen	69
6.2. Versuchsergebnisse Stoßversuch	71
6.2.1. Auswirkung der Variation der Masse	72
6.2.2. Auswirkung der Variation der Geometrie	72
6.2.3. Vergleich Messergebnisse mit der theoretischen Stoßkraft	74
6.3. Aufbau des Dauerprüfstands	75
6.3.1. Aufbau der Synchronisierungsbox	77
6.3.2. Verwendete MSR-Hardware	78
6.3.3. Aufbau des Echtzeitsystems	79

6.4. Software zur Steuerung des Dauerprüfstands	82
6.4.1. Hauptfunktionen der Software	83
6.4.2. Beispiel für einen Fahrzyklus	86
6.5. Versuchsergebnisse Dauerprüfstand	89
6.5.1. Ablauf des Synchronisierungsversuchs	90
6.5.2. Ergebnisse der Versuche	90
6.5.3. Dritter Versuch	91
Literaturverzeichnis	93
Tabellenverzeichnis	97
Abbildungsverzeichnis	98
Anhang	102
A. Tabellen zu den Berechnungen	103
A.1. mögliche Synchronisierungszeiten	103
A.2. Moment am Getriebeausgang	105
A.3. Versuchsergebnisse Stoßversuch	105
B. Berechnungen und Simulationsansätze	108
B.1. Einflussgrößen auf das Sperrmoment	108
B.2. Tools	109
B.2.1. Automatisches Erstellen von Balkengrafiken mit einem überlagerten Plot	109
B.2.2. Export von Tabellen nach Latex	110
B.3. Tragfähigkeitsberechnung nach DIN5466	114
B.3.1. Unterprogramme	116
B.4. Berechnung des Getriebes	125
B.4.1. Unterprogramme	129
B.5. Simulationsansätze	145
B.5.1. Berechnungsmodell mit einer Erstazfeder zwischen den Zähnen	145
B.5.2. Einfaches Simulationsmodell für den Stoß	146
B.5.3. Simulation der Kraftaufbringung auf die Kupplung	152
C. Simulation des Schaltsystems	153
C.1. Aufstellen der Bewegungsgleichungen	154
C.1.1. Gleichstrommaschine unter Last	154
C.1.2. Drehelastische Kopplung von Motor und Getriebe	155
C.1.3. Getriebe des Schaltsystems	155
C.1.4. Eingangswelle des Getriebes	156

C.1.5. Abtriebswelle des Getriebes	156
C.1.6. Drehelastische Kopplung von Getriebe und Schaltwalze	157
C.1.7. Schaltwalze	157
C.1.8. Schaltgabel	158
C.1.9. geometrische Zusammenhang der Bewegung von Schaltwalze und Schaltgabel	159
C.1.10. Feder zwischen Schaltgabel und Klaue	160
C.2. Herleitung des Simulationsmodells	161
C.2.1. masselose Drehfeder	161
C.2.2. Getriebe	162
C.2.3. Schaltwalze	163
C.2.4. masselose Linearfeder	166
C.3. Simulation	168
C.3.1. Simulationsmodell der Kupplungskraft	168

1. Allgemeines

1.1. Einteilung von PKW-Getrieben

Beim PKW werden im Wesentlichen folgende Getriebebauarten und Getriebebaupformen unterschieden (Abbildung 1.1) [19]:

- Handschaltgetriebe
- automatisierte Schaltgetriebe
- Stufen-Automatikgetriebe
 - Doppelkupplungsgetriebe
 - konventionelle Automatikgetriebe
 - Automatikgetriebe in Vorgelegebauweise
- Hybridantriebe
- mechanische Stufenlosgetriebe

Im Folgenden werden das Doppelkupplungsgetriebe und der Hybridantrieb näher behandelt, da die Kupplung in einem Doppelkupplungsgetriebe mit Hybridantrieb eingesetzt werden soll.

1.1.1. Hybridantrieb

Antriebe, die mindestens zwei verschiedene Energiespeicher und Antriebsaggregate haben, werden als Hybridantriebe bezeichnet [38]. Als zusätzlicher Energiespeicher zum Kraftstoff wird auf Grund der einfachen Anwendung und guten Regelbarkeit ein elektrischer Speicher (Batterie oder Hochleistungskondensator) eingesetzt.

Mechanische Energiespeicher, wie ein Schwungrad (engl. Flywheel) oder hydraulischer Druckspeicher, kommen vor allem in Fahrzeugen mit häufigen Anfahr- und Haltevorgängen (z.B.: Stadtbusse) zum Einsatz. Der Elektromotor wird dann mit der umgewandelten Energie aus diesem Speicher gespeist. Als Antriebsaggregat kommt ein Elektromotor zum Einsatz.

¹[19], Abbildung 1.2

Schaltgetriebe													
z-Gang-Getriebe (Stufengetriebe mit z Gängen)						Stufenlosgetriebe (CVT)							
Handschaltgetriebe (MT)		Automatisierte Schaltgetriebe (AMT)			Stufen-Automatgetriebe			Hybridantrieb mit E-Maschinen			Mechanisch		Hydraulisch
Klaungetriebe	Synchrongetriebe	Teilautomatisierte Klauen- oder Synchrongetriebe	Vollautomatisierte Klauen- oder Synchrongetriebe	Doppelkupplungsgetriebe (DCT)	Automatgetriebe in Vorgelegebauweise	Konventionelle Automatgetriebe (AT)	Serieller Hybrid	Paralleler Hybrid	Leistungsverzweigter Hybrid	Umschlingungsgetriebe	Toroid	Hydrostatisches Getriebe	
Mit Zugkraftunterbrechung beim Gangwechsel				Ohne Zugkraftunterbrechung beim Gangwechsel									
Anfahren mit fußbetätigter Kupplung				Anfahren automatisiert									
Gangwechsel manuell		Gangwechsel automatisch					Drehmoment-/Drehzahlwandlung automatisch						

Abbildung 1.1.: systematische Einteilung von Fahrzeuggetrieben¹

(Die Bezeichnung „Gangwechsel“ ist nicht korrekt, es müsste viel eher „Änderung der Übersetzung“ heißen.)

Je nach den Leistungsdaten des elektrischen Antriebszweiges lassen sich die Hybridklassen Mikro-Hybrid, Mild-Hybrid und Voll-Hybrid unterscheiden (Abbildung 1.2) [35].

	Mikro-Hybrid	Mild-Hybrid	Voll-Hybrid
Leistung E-Motor	2–10 kW	4–20 kW	> 20 kW
Drehmoment E-Motor	< 90 Nm	< 500 Nm	< 500 Nm
Spannung	14–42 V	≥ 42 V	100–650 V
Bordnetzversorgung	•	•	•
Motor-Start-Stopp	•	•	•
Rekuperation		•	•
Boosten		•	•
Elektrisches Fahren (Dauer abhängig von der Dimensionierung des Energiespeichers)			•

Abbildung 1.2.: Hybridklassen²

²[19], Tabelle 3.7

1.1.1.1. Kombination aus Verbrennungsmotor und Elektroantrieb

Die Kombination aus Verbrennungsmotor und Elektroantrieb in Kombination mit den entsprechenden Energiespeichern bietet vor allem den Vorteil dass sich die Eigenschaften sehr gut ergänzen.

So verfügt ein Elektromotor (bei entsprechender Auslegung) bereits im niedrigen Drehzahlmoment über ein hohes Drehmoment, was ein rein elektrisches Anfahren ermöglicht. Die Leistung des Elektromotors steigt annähernd linear mit der Drehzahl, bis die sogenannte Eckdrehzahl bei maximaler Leistung des Elektromotors erreicht ist.

Nach Überschreiten dieser und weiteren Erhöhung der Drehzahl fällt die Leistung entlang einer Leistungshyperbel wieder ab. In diesem Drehzahlbereich erreichen die typischen Leistungskurven des Verbrennungsmotors ihre Höchstwerte (Abbildung 1.3).

Somit sind interessante Kombinationen aus beiden Antrieben, wie rein elektrisches Anfahren und eine Drehmomentunterstützung des Verbrennungsmotors durch den Elektromotor (Boosten) möglich. Eine Rekuperation beim Bremsen und Bergabfahren sowie Start-Stopp-Funktionen sind ebenso möglich. Ein weiterer Vorteil ist, dass ein Start des Verbrennungsmotors mit dem Elektromotor möglich ist und so der Einsatz eines zusätzlichen Starters entfällt, ebenso kann auf den Generator verzichtet werden da beim Elektromotor auch ein generatorischer Betrieb beim Umkehren des Leistungsflusses möglich ist.

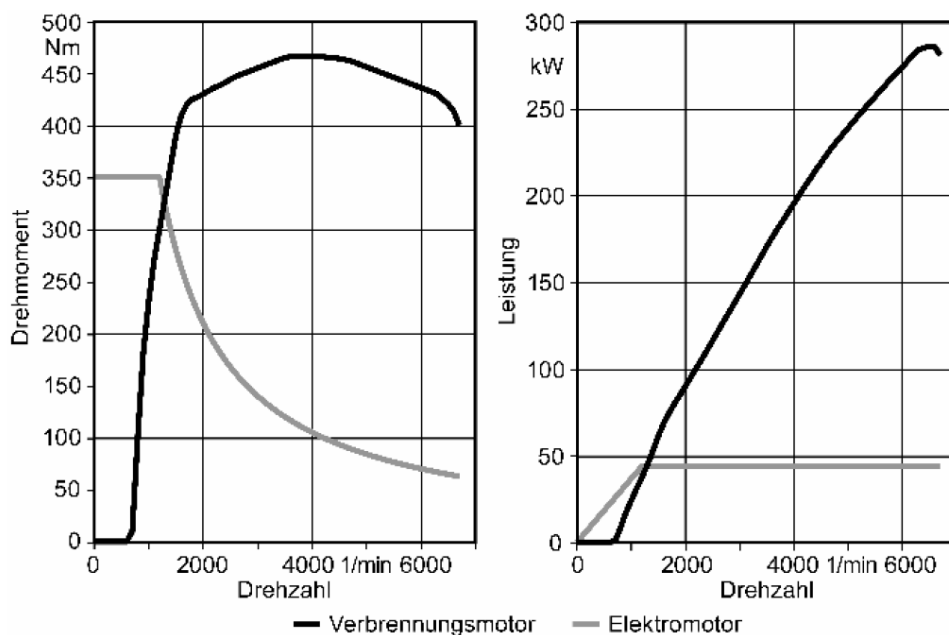


Abbildung 1.3.: Charakteristischer Verlauf von Drehmoment und Leistung bei Elektro- und Verbrennungsmotor³

³[19], Abbildung 3.12

1.1.1.2. Einteilung der Hybridantriebe

Die Antriebsstränge eines Fahrzeugs mit Hybridantrieb werden grob in serielle Hybridantriebe, parallele Hybridantriebe und Mischhybride eingeteilt. Eine genauere Einteilung ist in Abbildung 1.4 dargestellt. Exemplarisch sind im Folgenden die Hauptgruppen kurz dargestellt.

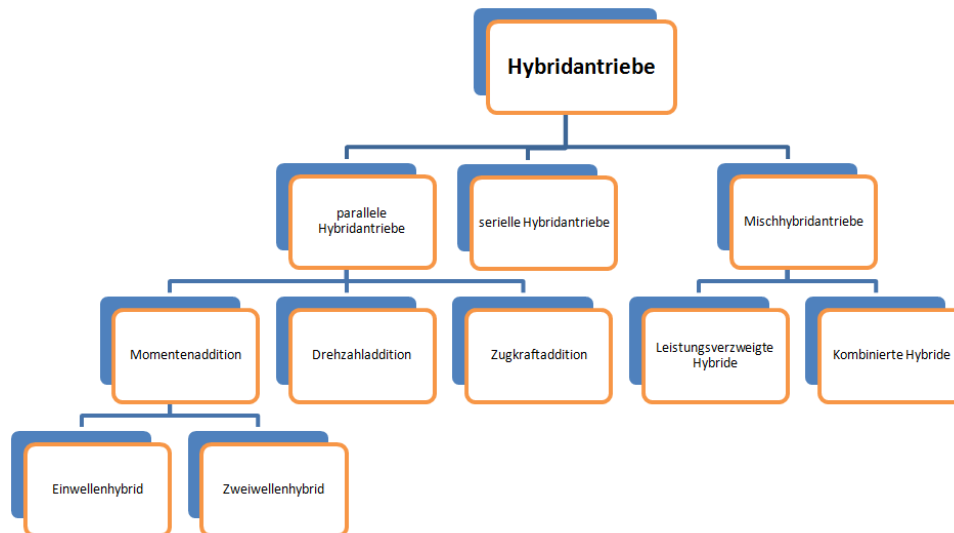


Abbildung 1.4.: Klassifikation von Hybridantrieben⁴

paralleler Hybridantrieb Beim parallelen Hybridantrieb sitzen der Elektromotor und der Verbrennungsmotor auf einem gemeinsamen Getriebe.

Es ist daher neben dem rein elektrischen Fahren auch eine Kombination aus Verbrennungskraftmaschine und Elektromotor sowie die alleinige Nutzung der Verbrennungskraftmaschine für den Antrieb möglich.

Dies hat den Vorteil dass der Verbrennungsmotor im idealen Arbeitsbereich betrieben werden kann, mit der überschüssigen Leistung kann der Energiespeicher geladen werden, bei einem höheren Leistungsbedarf wird zusätzlich der Elektromotor verwendet. Somit kann das Drehmoment, die Zugkraft oder die Drehzahl erhöht werden, wobei die Leistung des Elektromotors und bei starrer Kopplung des Antriebsstrangs von Verbrennungskraftmaschine und Elektromotor die maximale Drehzahl des Verbrennungsmotors begrenzend wirken kann.

serieller Hybridantrieb Beim seriellen Hybridantrieb wird ein Generator durch den Verbrennungsmotor angetrieben, dieser speist den Elektromotor und den Generator.

⁴vgl. [2]

Es besteht keine mechanische Verbindung zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Antriebsstrang. Der Einsatz eines Getriebes kann entfallen, es sind allerdings zwei leistungsstarke Elektromaschinen notwendig.

Mischhybridantrieb Die Mischhybridantriebe zeichnen sich dadurch aus dass die Leistung des Verbrennungsmotors auf einen mechanischen und einen elektrischen Zweig aufgeteilt wird. Beim kombinierten Hybridantrieb wird der Generator direkt vom Verbrennungsmotor angetrieben, der Elektromotor sitzt direkt am Antriebsstrang, die mechanische Kopplung zwischen Verbrennungsmotor und Antriebsstrang erfolgt über eine Kupplung. Hingegen sitzen beim leistungsverzweigten Hybridantrieb der Verbrennungsmotor, Elektromotor und Generator zur Leistungsaufteilung auf einem gemeinsamen Planetengetriebe.

1.2. Änderung der Übersetzung

Beim Ändern der Übersetzung wird beim Schalten, oder Einlegen von Übersetzungsstufen (bzw. Gängen), zwischen dem Schalten mit und ohne Zugkraftunterbrechung unterschieden.

Im Gegensatz dazu steht das Stufenlose Getriebe wo die Übersetzungsänderung ohne Stufen erfolgt (z.B.: CVT-Getriebe).

Beim Schalten mit Zugkraftunterbrechung wird das Getriebe lastfrei geschaltet, der Leistungsfluss zwischen der Arbeitsmaschine und den Rädern somit unterbrochen. Hingegen bleibt dieser beim Schalten ohne Zugkraftunterbrechung aufrecht.

1.2.1. Änderung der Übersetzung mit Zugkraftunterbrechung

Während des Schaltvorgangs rollt das Fahrzeug und kann dabei, je nach Beschaffenheit des Geländes, an Geschwindigkeit verlieren (Abbildung 1.5), bzw. auch an Geschwindigkeit gewinnen (bergab, geringe Reibung).

Um die Zugkraftunterbrechung möglichst gering zu halten und den Fahrkomfort zu erhalten, muss der Schaltvorgang unter einer Sekunde abgeschlossen sein, was eine entsprechend schnelle Synchronisierung erfordert.

Solche Getriebe werden vorwiegend als Handschaltgetriebe überall dort eingesetzt wo die Fahrzeugbeschleunigungen entsprechend gering sind und die Unterbrechung der Zugkraft keinen nennenswerten Einfluss auf den Komfort hat.

⁵[19], Abbildung 6.12

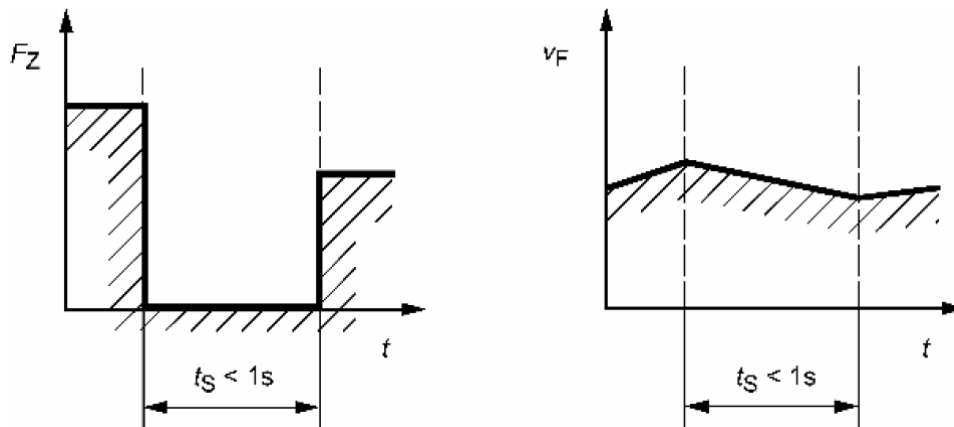


Abbildung 1.5.: Qualitativer Verlauf der Zugkraft und der Fahrgeschwindigkeit beim Hochschalten mit Zugkraftunterbrechung unter der Annahme dass sich das Gelände im betrachteten Zeitabschnitt nicht ändert.⁵

1.2.2. Änderung der Übersetzung ohne Zugkraftunterbrechung

Bei Lastschaltgetrieben zum Schalten ohne Zugkraftunterbrechung erfolgt der Wechsel der Getriebestufen ohne Unterbrechung des Leistungsflusses und es findet somit kein Abfall der Fahrgeschwindigkeit statt (Abbildung 1.6).

Der Aufbau dieser Getriebe ermöglicht ein schnelles Schalten ohne Einschränkungen auf den Fahrkomfort. Typische Vertreter dieser Getriebebauart sind das konventionelle Automatikgetriebe und das Doppelkupplungsgetriebe (Kapitel 1.3).

1.2.3. Änderung der Übersetzung in stufenlosen Getrieben

Im Gegensatz zum Schalten mit und ohne Zugkraftunterbrechung wird beim stufenlosen ändern des Übersetzungsverhältnisses (Abbildung 1.7) die Zugkraft kontinuierlich verändert und die Zugkraft passt sich ohne Eingriff des Fahrers auf den Fahrwiderstand an.

Das stufenlose Getriebe ohne Zugkraftunterbrechung stellt daher die theoretisch ideale Lösung dar. Bei mechanischen Lösungen liegen dem Wandeln der Drehzahl im Grunde kontinuierlich veränderliche Durchmesser zugrunde.

Des Weiteren werden solche Getriebe mit hydraulischen Wandlern oder als hydrostatische Getriebe in Kombination mit einem Planetengetriebe zur Erhöhung der Spreizung eingesetzt.

⁵[19], Abbildung 6.13

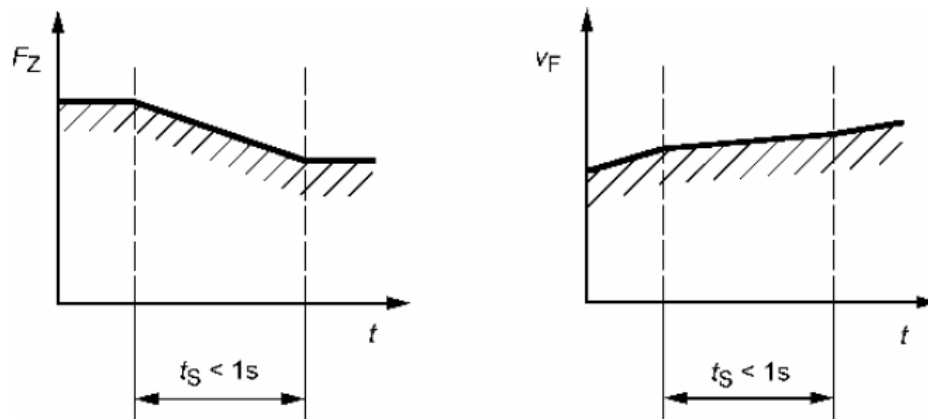


Abbildung 1.6.: Qualitativer Verlauf der Zugkraft und der Fahrgeschwindigkeit beim Hochschalten ohne Zugkraftunterbrechung⁶

(Die Abbildung wurde so der Literatur entnommen, allerdings ist sie falsch. Da die Zugkraft in Folge des Schaltvorgangs, dargestellt am linken Bild, kleiner wird kann die Fahrgeschwindigkeit nicht schneller ansteigen als während des Schaltvorgangs wo die Zugkraft reduziert wird. In der Abbildung ist dies jedoch so dargestellt, wenn davon ausgegangen wird dass sich die Umgebung im betrachteten Zeitraum nicht ändert.)

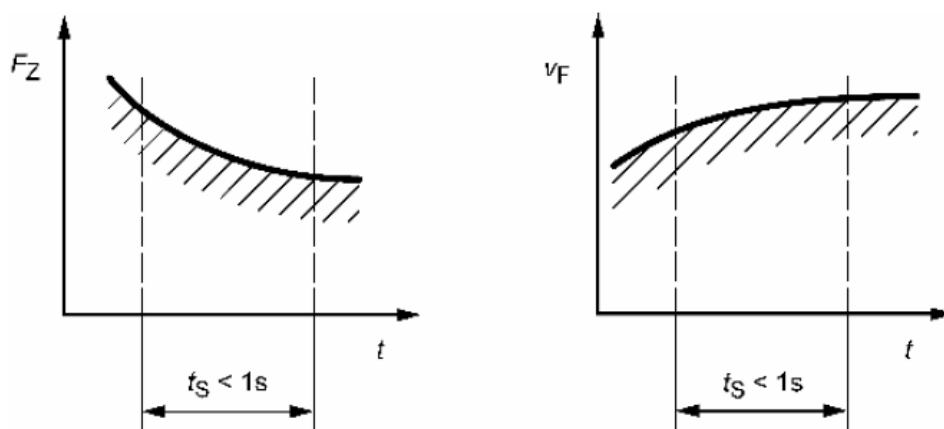


Abbildung 1.7.: Qualitativer Verlauf der Zugkraft und der Fahrgeschwindigkeit beim stufenlosen „Hochschalten“ ohne Zugkraftunterbrechung⁷

1.3. Doppelkupplungsgetriebe

Ein Doppelkupplungsgetriebe besteht aus zwei autarken Teilgetrieben, welche je über eine Kupplung mit dem Motor verbunden sind, es ist durch Verwendung einer Doppelkupplung vollständig unter Last schaltbar. Ein Teilgetriebe enthält die geraden Gänge, das andere die unge-

⁷[19], Abbildung 6.14

raden Gänge.

Bei der konstruktiven Ausführung sind die beiden Teilgetriebe ineinander verschachtelt, um den Bauraum klein zu halten.

Beim Gangwechsel (z.B.: von 3 nach 4) wird der nächste Gang (4) am aktuell freien Teilgetriebe synchronisiert und eingelegt (die Übersetzung geändert), während der vorherige Gang am ursprünglichen Teilgetriebe noch eingelegt ist (die Synchronisierung erfolgt somit für den Fahrer praktisch nicht spürbar).

Ist die Änderung der Übersetzung abgeschlossen, wird durch Überschneidung der geschlossenen Kupplung (K1) mit der offenen Kupplung (K2) die Übersetzung des Antriebsstrangs geändert und der Kraftfluss nicht unterbrochen. Nachdem der Kraftfluss über die nun geschlossene Kupplung (K2) hergestellt ist, kann am nun freien Teilgetriebe ein neuer Gang vorgewählt werden. Der prinzipielle Ablauf unterscheidet sich beim Herunterschalten nicht.

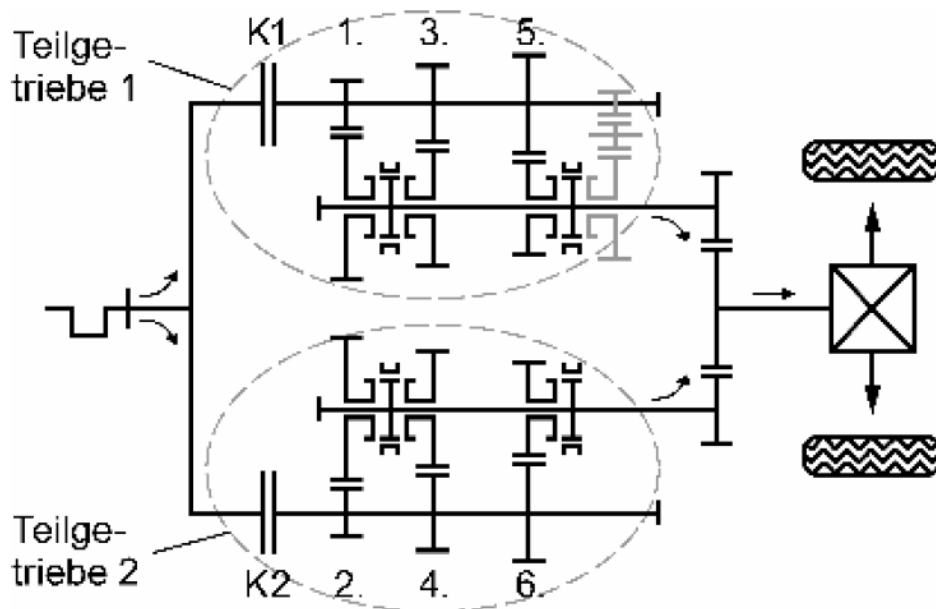


Abbildung 1.8.: prinzipieller Aufbau eines Doppelkupplungsgetriebes⁸

⁸[19], Abbildung 6.26

2. Synchronisierung

Beim Schalten des Getriebes ist es unerlässlich, die beteiligten Wellen bzw. die drehenden Schaltklauen, entsprechend zu synchronisieren, um das Einlegen einer neuen Übersetzungsstufe und das damit verbundene Schließen der Klauenkupplung ohne „Ratschen“ (Kapitel 2.5.3) überhaupt erst zu ermöglichen bzw. die Drehzahldifferenz zwischen An- und Abtriebswelle möglichst gering zu halten und die Bauteilbelastung zu begrenzen und eine Dauerhaltbarkeit zu gewährleisten. Auf die Gestaltung der Klauenkupplung wird in Kapitel 5 näher eingegangen. Würde auf die Synchronisierung verzichtet werden, treten hohe Kräfte beim Zusammentreffen der Klauen auf (ein Ansatz zur Abschätzung der Kräfte findet sich in Kapitel 4), das Einlegen des Ganges kann verhindert werden und im ungünstigsten Fall wird sogar die Klauenkupplung beschädigt.

2.1. Einteilung der Synchronisierungen

Die Funktionen einer Synchroneinheit werden in Haupt- und Nebenfunktionen eingeteilt. Für die vier Hauptfunktionen

- Drehzahl anpassen
- Drehzahldifferenz messen und Gleichlauf feststellen
- Sperren des Formschlusses bis zum Gleichlauf
- Formschluss herstellen

bietet sich vor allem eine rein mechanische Lösung an (eine elektromechanische Lösung ist mit entsprechendem Aufwand auch möglich). Die Nebenfunktionen wie beispielsweise Überlastbarkeit, Leistungsfähigkeit und Lebensdauer, Betriebssicherheit (bei allen Temperaturen) und nicht zuletzt Gewicht/Bauraum müssen ebenso in der Konstruktion, wie in der kostenoptimalen Fertigung sichergestellt werden.

Daher haben sich unterschiedliche Arten der Synchronisierung von Schaltgetrieben etabliert:

- Synchronisierung für jeden einzelnen Gang

- Zentralsynchronisierung für das gesamte Getriebe
- Drehzahlanpassung durch den Antriebsmotor

Auf eine Synchronisierung kann aus technischer Sicht verzichtet werden, wenn

- die zu synchronisierenden Massen gering sind
- ein kleiner Stufensprung zwischen den Übersetzungsstufen vorliegt ($\varphi < 1,15$)
- bei einer geringen Drehzahldifferenz zwischen den zu synchronisierenden Wellen

Die Synchronisierung für jeden einzelnen Gang erfolgt am zweckmäßigsten mit einer Synchronisierereinheit, die direkt auf der Welle sitzt und mit der Klauenkupplung fest verbunden ist. Bei der Zentralsynchronisierung und der Drehzahlanpassung durch den Antriebsmotor erfolgt die Drehzahlanpassung für alle Gänge an derselben Welle. Es muss daher der Kraftfluss zu den Antriebswellen unterbrochen werden, um den Fahrzustand des Fahrzeugs während der Synchronisierung möglichst wenig zu beeinflussen.

2.2. Zwangssynchronisierung

Bei der Zwangssynchronisierung wird ein Durchreißen der Gänge vor Erreichen des Gleichlaufs verhindert. Dazu wird in die Drehzahlanpassung mit rutschender Reibkupplung (Kapitel 2.2.2) und in weitere Möglichkeiten zur Sicherstellung der Synchronisierung (Kapitel 2.2.3) unterschieden.

2.2.1. Ablauf des Synchronisierungsvorgangs nach dem System Borg-Warner

Der Ablauf des Synchronisierungsvorgangs lässt sich in fünf Phasen unterteilen, es wird am Beispiel einer Einkonus- Sperrsynchrosynchronisierung (Kapitel 2.2.2.1) nach dem System Borg-Warner näher erläutert. In Abbildung 2.1 sind die einzelnen Phasen des Synchronisierungsvorgangs dargestellt, wobei die Einteilung der Schritte nach [19] erfolgt:

1. Phase 1: Ansynchronisieren, Synchronring verdrehen
2. Phase 2: Synchronisieren, Sperren
3. Phase 3: Entsperrern, Synchronring verdrehen
4. Phase 4: Einspuren, Kupplungskörper verdrehen
5. Phase 5: Überschieben, Formschluss herstellen

In weiterer Literatur wie zum Beispiel in [27] wird in sieben Stufen unterteilt, wobei die Funktion gleich bleibt und durch die detailliertere Unterteilung noch genauer auf die einzelnen Schritte eingegangen wird.

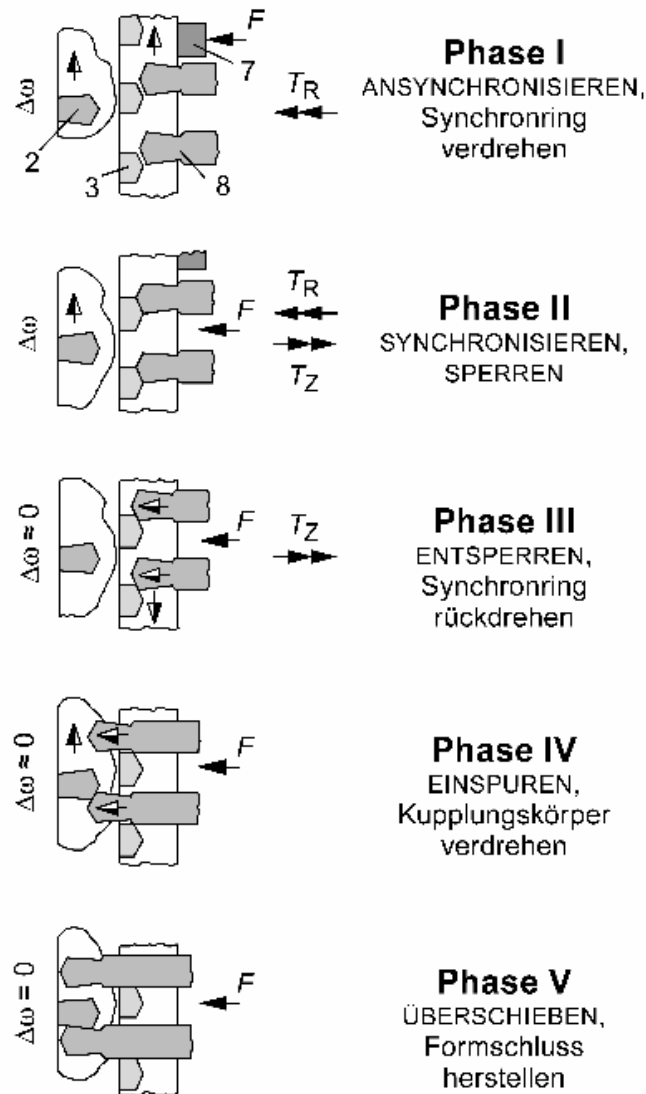


Abbildung 2.1.: Synchronisierungsvorgang¹.

2 Kupplungskörper mit Schaltverzahnung und Reibkonus, 3 Hauptfunktionsträger Synchronring mit Gegenkonus und Sperrverzahnung, 7 Druckstücke, 8 Schaltmuffe mit Klaueninnenverzahnung

¹in Anlehnung an [19], Abbildung 9.13

2.2.1.1. Phase 1: Ansynchronisieren, Synchronring verdrehen

Das Spiel in axialer Richtung zwischen Schaltmuffe und Synchronring bzw. zwischen Synchronring und Losrad wird überwunden.

Die anstehende Schaltkraft F drückt dabei den Synchronring an den Reibkonus des Kupplungskörpers und in Folge der vorhandenen Drehzahldifferenz verdreht sich der Synchronring bis zum Anschlagen der Nasen an die Nutwandung.

2.2.1.2. Phase 2: Synchronisieren, Sperren

Die Schaltmuffe wird weiter bewegt bzw. verdreht und es berühren sich die Klaueninnenverzahnung der Schaltmuffe und die Klauenaußenverzahnung des Synchronrings an den Dachschrägen. Die Schaltkraft wird arbeitsteilig an den Synchronring über die Klauen und die Druckstücke eingeleitet. Da das öffnende Verzahnungsmoment T_Z kleiner als das schließende Reibmoment T_R ist, lässt sich in der Rutschphase nicht weiter schalten.

2.2.1.3. Phase 3: Entsperren, Synchronring verdrehen

Wenn ein Gleichlauf hergestellt ist, sinkt das Reibmoment T_R gegen Null, das Verzahnungsmoment T_Z ist in weiterer Folge größer und der Synchronring wird somit wieder zurück gedreht, ein Überschieben des Synchronrings ist möglich.

2.2.1.4. Phase 4: Einspuren, Kupplungskörper verdrehen

Beim Durchschalten trifft die Dachschräge der Schaltverzahnung des Kupplungskörpers auf die Schaltmuffenverzahnung und es drückt lediglich eine Restandrückkraft, resultierend aus der Reibung zwischen bewegter Schaltmuffe und den Druckstücken, an den Reibkonus des Kupplungskörpers. Der Kupplungskörper wird durch die Schaltmuffenverzahnung relativ zum Synchronring verdreht (Die Verdrehung erfolgt wieder auf Grund der Dachschrägen).

2.2.1.5. Phase 5: Überschieben, Formschluss herstellen

Ist der Schaltweg frei, wird die Schaltmuffe über die Schaltverzahnung am Gangrad geschoben und so der Formschluss hergestellt.

Im Folgenden werden verschiedene Konzepte zur Synchronisierung vorgestellt.

2.2.2. Drehzahlanpassung mit rutschender Reibkupplung

Im Weiteren sind die wichtigsten Arten der Synchronisierung dargestellt, wobei die Einteilung nach [19] erfolgt. Leider ist die Unterteilung der Synchronisierungen nicht immer exakt und teilweise fehlerhaft. Es wird an den entsprechenden Stellen darauf hingewiesen.

Die Drehzahlanpassung mit rutschender Reibkupplung wird bei sämtlichen in der Praxis derzeit bedeutsamen Synchronisierungen eingesetzt. Die Erzeugung des Sperrmoments läuft bei allen Synchronisierungen ähnlich, wie in Kapitel 2.2.1 beschrieben, ab. Einzige Ausnahme ist die Porschesynchronisierung (Kapitel 2.2).

Der Drehzahlabgleich erfolgt über Reibflächen, was die Umwandlung eines großen Teils der zugeführten kinetischen Energie in Wärme zur Folge hat und dies somit nicht mehr weiter nutzbar ist (Kapitel 2.4.2).

Begrenzend für das während des Synchronisierungsvorgangs übertragbare Moment bzw. die mögliche Drehzahldifferenz ist die maximal zulässige Werkstoffbelastung, wobei auf diese viele Faktoren einen Einfluss haben. Um die Materialbelastung gering zu halten, wird versucht die Reibfläche A_R möglichst groß zu gestalten oder den Synchronisierungsvorgang so kurz wie möglich zu gestalten. Zur Vergrößerung der Reibfläche gibt es verschiedene Möglichkeiten, auf die später eingegangen wird, eine Erhöhung der axialen Schaltkraft wird durch Übersetzungen und einer Verstärkung der Schaltkraft erreicht.

Beim Drehzahlabgleich wird die langsamer drehende Welle durch die schneller drehende Welle beschleunigt bis schließlich die Drehzahl angeglichen ist, vorausgesetzt dass die zur Verfügung stehende kinetische Energie der schneller drehenden Welle größer als die der langsamer drehenden Welle ist, und/oder die axiale Kraft hoch genug ist um ein entsprechend großes Reibmoment zu erzeugen. Die höhere kinetische Energie kann sowohl durch ein anliegendes Antriebsmoment, als auch durch eine größere Massenträgheit (vorausgesetzt dass beide Wellen im Leerlauf sind) zur Verfügung stehen. Im umgekehrten Fall, dass die kinetische Energie der langsamer drehenden Welle größer als die kinetische Energie der schneller drehenden Welle ist, wird die die schneller drehende Welle abgebremst.

Der Vorteil der Synchronisierung mit rutschender Reibkupplung liegt vor allem im einfachen, bewährten und günstigen Aufbau, es ist keine gesonderte Überwachung der Drehzahlen erforderlich und auf den Einsatz von Elektronik kann somit verzichtet werden.

2.2.2.1. Reibkonussynchronisierung

Bei der Reibkonussynchronisierung wird zwischen Einkonussynchronisierung und Mehrkonussynchronisierung unterschieden, wobei der Unterschied hauptsächlich in der Anzahl der Reibflächen (und in weiterer Folge natürlich auch im Aufbau) liegt. Damit ist allerdings noch keine Aussage über die Lage oder geometrische Ausführung der Reibflächen getroffen. Diese können in Form eines Innen- (klassische Innenkonussynchronisierung) oder Außenkegels (Außenkonussynchronisierung (2.2.2.2)) gestaltet sein.

Die Mehrkonussynchronisierung hat vor allem den Vorteil dass die Schaltkraft dem erforderlichen Moment angepasst werden kann. Daher die Schaltkraft auch bei einem höheren erforderlichen Moment auf Grund der Aufteilung auf mehrere Teilreibflächen annähernd gleich gestaltet werden kann.

Des Weiteren kann durch die höhere Anzahl von Reibflächen die Kupplung kompakter, bzw. mit geringeren Durchmesser und so einem kleineren Massenträgheitsmoment, gebaut werden. Durch eine entsprechende Anzahl von Reibflächen ist es beispielsweise bei Verwendung einer Dreikonussynchronisierung möglich, wieder preisgünstige Sondermessing-Synchronringe zuzulassen, was auf Grund der geringeren Belastbarkeit dieser Synchronringe bei hohen Leistungen bei einer Einkonussynchronisierung nicht möglich war [9].

2.2.2.2. Außenkonussynchronisierung

Die Reibflächen sind bei der Außenkonussynchronisierung nach außen verlegt. Dadurch verringert sich die spezifische Beanspruchung durch Vergrößerung der Reibfläche (wenn das Kupplungsmoment gleich wie bei einer Innenkonussynchronisierung bleibt), allerdings steigt dadurch der wirksame Druckdurchmesser und in weiterer Folge die Reibgeschwindigkeit und auf Grund der höheren Geschwindigkeiten unter anderem die beim Synchronisierungsvorgang auftretende Leistung am Außendurchmesser. Die höhere Umfangsgeschwindigkeit ruft eine höhere Fliehkraft hervor und dadurch eine stärkere Werkstoffbeanspruchung in radialer Richtung.

$$P = M * \omega \quad (2.1)$$

Der Schaltkomfort wird erhöht, da der Öffnungswinkel β gegenüber dem zuvor beschriebenen System bei gleicher Sperrsicherheit S verkleinert werden kann. Das Verhältnis von wirksamen Durchmesser d zum Kupplungsdurchmesser d_K ist größer als Eins.

2.2.2.3. LF-Synchronisierung

Bei der LF-Synchronisierung wird der Schaltkraftaufwand reduziert und die Schaltzeit verringert, da die bei der Synchronisierung auftretende Umfangskraft in eine Axialkraft umgewandelt wird und so den Fahrer beim Aufbringen der Schaltkraft unterstützt. Dabei sind alle Synchronisierungen des Drei-Gruppen-Getriebes auf einer Zentralwelle angeordnet. Die LF-Synchronisierung handelt es sich daher sozusagen um eine mechanische Zentralsynchronisierung.

2.2.2.4. Lamellen-Synchronisierung

Der Vorteil der Lamellen-Synchronisierung liegt in der großen Reibfläche A_R und damit in der hohen übertragbaren Leistung. Dies wird mit dem Aufbau aus mehreren Lamellen erreicht wodurch die Reibfläche vergrößert wird. Damit kann die Wärme besser abgeführt werden und die Materialbelastung sinkt. Die Paketbaulänge ist in etwa gleich groß wie bei einer Reibkonussynchronisierung, allerdings bei deutlich höheren Kosten.

2.2.3. weitere Möglichkeiten zur Sicherstellung der Synchronisierung

Das Durchreißen der Schaltmuffe kann auf weitere Arten verhindert werden. Dabei wird dies im Gegensatz zur Reibkonussynchronisierung nicht nur durch ein Kräftegleichgewicht an den Konusflächen sichergestellt, sondern durch Spreizkräfte bzw. Bolzen die ein durchschalten verhindern bis Gleichlauf hergestellt ist.

2.2.3.1. Porsche- Synchronisierung

Eine schematische Darstellung der Porsche- Synchronisierung erfolgt in Abbildung 2.2. Der Ablauf Synchronisierungsvorgang ist im Folgenden in Anlehnung an [32] und [19] beschrieben. Die zuvor erwähnten Spreizkräfte entstehen durch Verdrehen des geschlitzten und ballig ausgeführten Synchronrings hervorgerufen durch die Drehzahldifferenz zwischen Schaltmuffe und Gangrad; die Verdrehung erfolgt auf Grund des Reibschlusses zwischen den beiden Partnern. Durch das Aufbringen der axialen Schaltkraft auf die Schaltmuffe wird diese über den Synchronring geschoben wodurch selbiger zusammengedrückt wird und einen Druck auf das darunter liegende Sperrband ausübt. Damit wird das Sperrband verdreht, wobei die Verdrehung nur begrenzt möglich ist.

Der Sperrstein verhindert eine weitere Verdrehung des Sperrbandes in Bezug auf das Gangrad. Da die Drehzahldifferenz und das Moment zwischen Gangrad und Sperrband zu Beginn

des Synchronisierungsvorgangs sehr gering sind, ist die Herstellung des Formschlusses zwischen Synchronring und Sperrband unproblematisch. Auf Grund der Blockierung der Verdrehung des Synchronrings wird dieser noch stärker an die Schaltmuffe gepresst, was eine Erhöhung der zuvor erwähnten Reibkraft und damit einen schnelleren Abgleich der Drehzahlen von Schaltmuffe und Gangrad bewirkt.

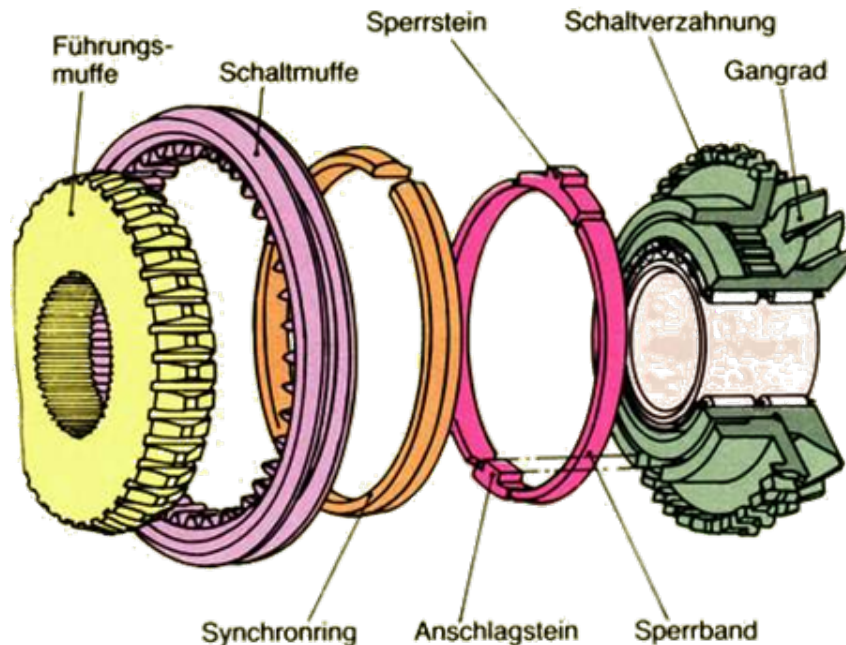


Abbildung 2.2.: Porsche- Synchronisierung²

Nachteilig an der Porsche- Synchronisierung sind die hohen Herstellungskosten, wodurch sie nur mehr sehr selten eingesetzt wird³. Bei einem Vergleich des Aufbaus der Porsche- Synchronisierung mit einer Synchronisierungseinheit nach Borg-Warner (Kapitel 2.2) wird festgestellt dass sich der Herstellungsaufwand der einzelnen Bauteile nur geringfügig unterscheidet. Lediglich das Sperrband mit Sperrstein ist aufwendiger zu fertigen da bei diesem keine drehende Bearbeitung möglich ist. Durch moderne Fertigungsverfahren, wie zum Beispiel Schmieden, wird der Unterschied der Kosten zur Fertigung zwischen den beiden Synchronisierungen deutlich geringer. Eine genaue Untersuchung der Kosten würde allerdings den Rahmen dieser Arbeit sprengen.

²vgl. [32], Grafik: http://www.oldtimer-markt.de/_code/file/assets:01/29/20/01292053.jpg (01.11.2011)

³[19], Seite 343

2.2.3.2. Sperrbolzensynchronisierung

Auch bei der Sperrbolzensynchronisierung (Abbildung 2.3), wie die Spicer- oder Tompson-Synchronisierung, sinkt die spezifische Beanspruchung des Materials durch Vergrößerung der Reibfläche. Dabei erfolgt die Sperre nicht über die Dachschräge der Klauen, sondern durch über den Umfang verteilte Bolzen, die erst bei Erreichen der Synchrohdrehzahl eingedrückt werden können. Das Eindrücken wird davor durch eine Druckfeder verhindert, sie wird durch die Umfangskomponente der Schaltkraft zusammen gedrückt. Damit können die Schaltklauen auf einen kleineren Durchmesser, die Reibflächen auf einen größeren Durchmesser angeordnet werden. Allerdings bedingt die Serienschaltung von Reibfläche und Schaltweg eine größere Paketbaulänge.

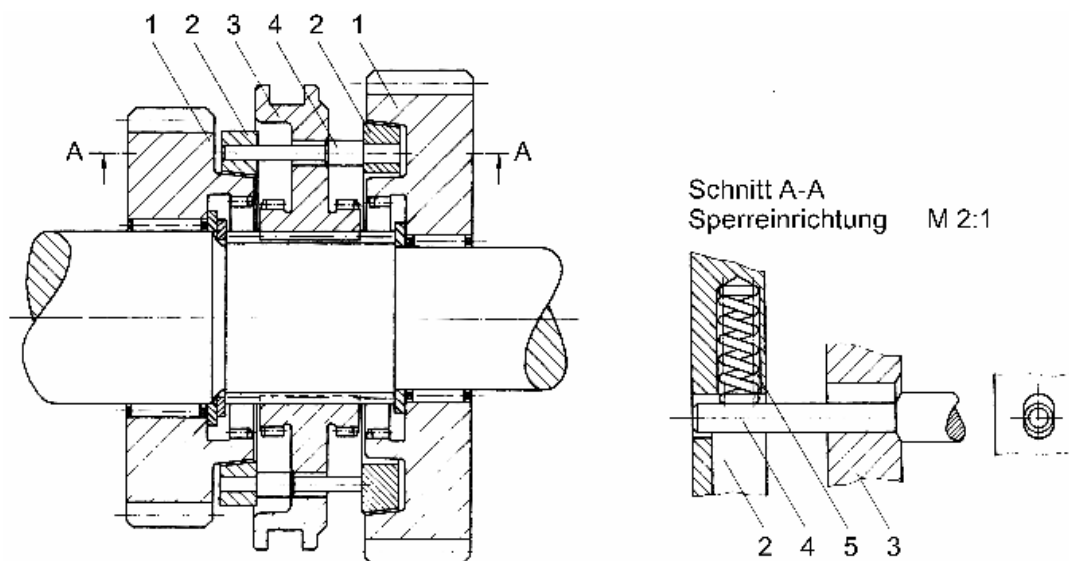


Abbildung 2.3.: Sperrbolzen-Synchronisierung⁴.

1 Losrad mit Klauenverzahnung, 2 Synchronring, 3 Schaltsmuffe, 3 Sperrbolzen, 5 Druckfeder

2.3. alternative Getriebesynchronisierungen

Alternativ zur Synchronisierung für jeden Gang kann ein Getriebe noch auf weitere Arten synchronisiert werden, wobei immer ein zusätzlicher Prozessrechner erforderlich ist:

- zentral für das gesamte Getriebe
- Drehzahlanpassung durch den Verbrennungsmotor
- Drehzahlanpassung durch einen Elektromotor (bei Hybridgetrieben)

⁴vgl. [19], Abbildung 9.26

Beispiel in alten Lastkraftwagen. Sind die Drehzahlen annähernd synchron wird die Anfahrkupplung erneut geöffnet um die neue Übersetzungsstufe einzulegen.

Somit hängt die Synchronisierungszeit vom Antriebsmotor ab und kann daher in einigen Fahr-situationen zu langsam sein. Da die Drehzahlanpassung an nur an einem Element im Getriebe erfolgt, ist die Drehzahlanpassung durch den Verbrennungsmotor auch eine Zentralsynchronisierung.

2.3.3. Drehzahlanpassung durch einen Elektromotor

Bei Parallelhybridantrieben ist eine Drehzahlanpassung auch durch den Elektromotor möglich und kann als Variante der Zentralsynchronisierung gesehen werden. Dies bietet vor allem den Vorteil, dass durch das bessere dynamische Verhalten des Elektromotors die Drehzahlanpassung schneller als durch den Verbrennungsmotor erfolgen kann.

Beim TNT-Getriebe (Kapitel 3) ist der Elektromotor über ein Planetengetriebe an den Antriebsstrang angebunden, es ist daher auch eine Kombination aus Drehzahlanpassung durch den Verbrennungsmotor und Drehzahlanpassung durch den Elektromotor möglich. Auch hier handelt es sich um eine Zentralsynchronisierung.

2.4. Synchronisierungszeit

Während der Synchronisierungszeit gleichen sich die Drehzahlen von Antriebs- und Abtriebsstrang aneinander an, die Kupplung rutscht bis sich die Drehzahlen angeglichen haben.

In Abbildung 2.5 ist der Vorgang am Modell eines Zweimassenschwingers schematisch dargestellt, das weitere Vorgehen zum Berechnen der Synchronisierungszeit erfolgt gemäß [40]. Dabei werden für die Berechnung in erster Näherung starke Vereinfachungen getroffen. Es wird von einem konstanten Lastmoment und idealen Reibflächen mit konstantem Reibwert über den ganzen Synchronisierungsvorgang ausgegangen. Am Antrieb mit der Masse J_1 wird das Antriebsmoment M_A eingeleitet, der Abtrieb setzt diesem das Lastmoment M_L mit der Masse J_2 entgegen. Zum Beginn des Synchronisierungsvorgangs bei t_0 sind die Winkelgeschwindigkeiten ω_1 am Antrieb und ω_2 am Abtrieb unterschiedlich. Zum Zeitpunkt t_0 wird die Kupplung wirksam und der Drehzahlausgleich beginnt. Zum Zeitpunkt t_s sind die Winkelgeschwindigkeiten bei ω_s synchron. Somit müssen beide Massen in der Rutschzeit $t_R = t_s - t_0$ verzögert bzw. beschleunigt werden.

Antriebsseitig steht das Drehmoment $M_K - M_A$ zur Beschleunigung der Masse J_1 zur Verfügung, abtriebsseitig wirkt somit das Drehmoment $M_K - M_L$ auf die Masse J_2 beschleunigend,

⁶vgl. [36] und [40], Bild 2.24

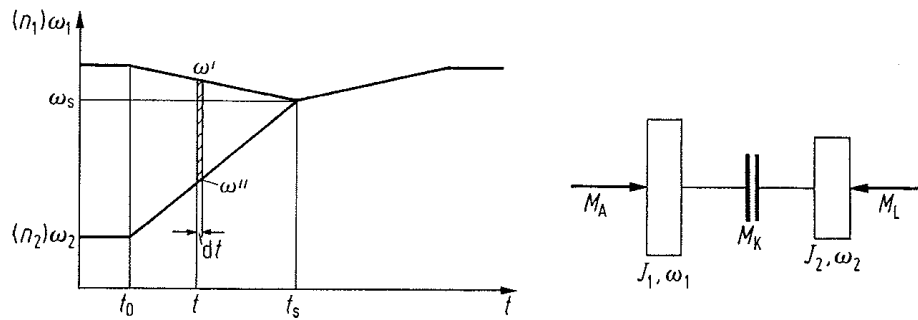


Abbildung 2.5.: Synchronisierung von zwei Massen⁶

wobei das Kupplungsmoment M_K als konstant angenommen wird.

Daher lässt sich die Rutschzeit t_R berechnen:

$$\begin{aligned} t_R(M_K - M_A) &= J_1(\omega_1 - \omega_s) \\ t_R(M_K - M_L) &= J_2(\omega_s - \omega_2) \\ t_R &= \frac{J_1(\omega_1 - \omega_s)}{M_K - M_A} = \frac{J_2(\omega_s - \omega_2)}{M_K - M_L} \end{aligned}$$

Für die Winkelgeschwindigkeit ω_s im Synchronpunkt ergibt sich durch Umformen:

$$\omega_s = \frac{J_1(M_K - M_L)\omega_1 + J_2(M_K - M_A)\omega_2}{J_1(M_K - M_L) + J_2(M_K - M_A)}$$

ebenso gilt

$$\omega_s = t_R \frac{M_K - M_L}{J_2} + \omega_2$$

und somit gilt für die Synchronisationszeit t_R :

$$t_R = \frac{J_1 J_2 (\omega_1 - \omega_2)}{J_2 (M_K - M_A) + J_1 (M_K - M_L)} \quad (2.2)$$

Dieses Ergebnis muss kritisch betrachtet werden, geht man von einer sehr kleinen Massenträgheit J_1 im Vergleich zu J_2 aus, und vernachlässigt des Weiteren die vergleichsweise kleinen Momente M_A und M_L , folgt dass die Synchronisationszeit hauptsächlich von der Drehzahl-differenz und dem Kupplungsmoment abhängt:

$$t_R = \frac{J_1 J_2 (\omega_1 - \omega_2)}{J_2 (M_K) + J_1 (M_K)} = \frac{J_1 (\omega_1 - \omega_2)}{J_1 * M_K} = \frac{\omega_1 - \omega_2}{M_K} \quad (2.3)$$

2.4.1. Notwendiges Kupplungskennmoment für vorgegebene Synchronisierungszeit

Möchte man eine bestimmte Zeit zum Synchronisieren einhalten und setzt wieder die Momente M_A und M_L gleich Null, folgt aus Gleichung (2.3)⁷:

$$M_K = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} * \frac{\omega_1 - \omega_2}{t_R} \quad (2.4)$$

2.4.2. Schaltarbeit beim Synchronisierungsvorgang

Die Schaltarbeit lässt sich als Integral der Änderung der Winkelgeschwindigkeiten über die Schaltzeit berechnen (Formel (2.5)), wobei davon ausgegangen wird das am Beginn der Synchronisierung eine Differenzgeschwindigkeit an den Reibflächen vorliegt (zu einem Zeitpunkt t ist dann die Differenzgeschwindigkeit $\omega' - \omega''$) und das Kupplungsmoment M_K gleich bleibt.

$$Q = M_K \int_{t_0}^{t_s} (\omega' - \omega'') dt \quad (2.5)$$

$$\omega' = \omega_1 - \int_{t_0}^{t_0} \frac{d\omega}{dt} dt \quad (2.6)$$

$$\omega'' = \omega_2 + \int_{t_0}^{t_0} \frac{d\omega}{dt} dt \quad (2.7)$$

Unter der Annahme von einem konstanten Kupplungsmoment M_K lässt sich die Schaltarbeit $Q = M_k * \omega$ berechnen, gem. Abbildung 2.5 und unter Annahme eines linearen Abfalls bzw. Anstiegs der Differenzdrehzahlen ergibt sich die Schaltarbeit.

$$Q = M_K \frac{(\omega_1 - \omega_s) * (t_s - t_0)}{2} + M_K \frac{(\omega_s - \omega_2) * (t_s - t_0)}{2} = M_K \frac{(\omega_2 - \omega_1) * (t_s - t_0)}{2}$$

$$Q = M_K \frac{\omega_2 - \omega_1}{2} t_R \quad (2.8)$$

Alternativ lässt sich die Schaltarbeit auch gem. Formel (2.5) herleiten, dies führt natürlich zu demselben Ergebnis.

2.4.3. Synchronisierung mit veränderlichem Lastmoment

Im bisherigen vorgehen wurde von einem konstanten Lastmoment ausgegangen, was sich in der Praxis gut bewährt hat. Alternativ kann mit einem charakteristischen Drehmoment- Drehzahlverhalten gerechnet werden. Dabei wird entweder von einem mit der Drehzahl linear veränderlichen Lastmoment, oder einem quadratischen Änderung (vgl. Luftwiderstand) mit der

⁷vgl. [40], Seite 42

Drehzahl ausgegangen.

Für eine genaue Berechnung sei an dieser Stelle auf die Literatur verwiesen, es wird ausführlich in [40] und [25] behandelt.

2.5. Komfort beim Synchronisieren

Vor allem in PKWs ist man bestrebt den Schaltkomfort und damit die Güte der Synchronisierung möglichst hoch zu halten. Dennoch können Probleme bei der Synchronisierung auftreten. Exemplarisch sind im Folgenden die Probleme kurz dargestellt, wobei die Einteilung in Anlehnung an [1] und [19] erfolgt.

2.5.1. Haken

Nach Aufheben der Sperrung bricht die Schaltkraft für den Fahrer spürbar zusammen sobald der Synchronring wieder richtig gedreht ist. Wie bereits erwähnt ist trotzdem eine gewisse Restandrückkraft erforderlich um die Schaltmuffe weiter zu verschieben, es kommt daher zu einem zweiten Kraftanstieg. Durch ungünstige Konstruktion oder eine schlechte Lüftcharakteristik (das Lüften bezeichnet das sich-loslösen des Synchronrings von dem Reibkonus des Kupplungskörpers) kann der Kraftanstieg so hoch werden, dass nicht weiter geschaltet werden kann- also ein Verdrehen des Synchronrings nicht möglich ist. Dem Haken kann mit konstruktiven Maßnahmen entgegen gewirkt werden.

2.5.2. Hochschaltkratzen

Zwischen den Phasen 3 und 4 (Abschnitt 2.2.1.3 bzw. 2.2.1.4) vergeht eine gewisse Zeitspanne bis die Schaltmuffe übergeschoben ist. In dieser Zeit kann es auf Grund des Schleppmoments zu einer neuerlichen Differenzdrehzahl der Kupplungshälften kommen, da ja nur mehr eine geringe Restandrückkraft vorhanden ist. Prallen dann die Schaltklauen aufeinander, spricht man von Hochschaltkratzen da das Problem vor allem beim Hochschalten vom ersten auf den zweiten Gang bei niedrigen Temperaturen auftritt. Es kann auch bei sehr langsamen durchschalten nach der Synchronisierung bzw. bei einer geringen Schaltkraft auftreten.

Dieser für gewöhnlich ungewünschte Zustand wird bei den Prüfstandsversuchen (Kapitel 6.5) bewusst erzeugt um den Stoß zu untersuchen.

2.5.3. Ratschen

Ratschen tritt beim Durchschalten vor Erreichen der Synchrondrehzahl auf. Bei der Sperrsynchrisierung wird dieses Durchreißen der Gänge normalerweise verhindert. Ein Durchreißen der Gänge ist nur möglich wenn Reibmoment an den Reibflächen zu gering ist. Das Reibmoment ist neben den verwendeten Werkstoffen und Gestaltung der Reibflächen auch von hydrodynamischen Effekten, wie der Menge des verdrängten Öls, abhängig.

Die Rutschzeit ist dann zu kurz um ein ausreichend großes Reibmoment aufzubauen. Das Geräusch beim Ratschen entsteht durch Abprallen der Klauen der in diesem Fall nicht synchronen Wellen.

Eine andere Ursache für Ratschen können vor allem Torsionsschwingungen auf Grund von Verdrehspielen im Antriebsstrang sein. Durch diese Schwingungen wird der Reibwert ebenso negativ beeinflusst. Die Dachschrägen der Schaltmuffe und Klaue gleiten dann leichter voneinander ab.

2.5.4. Auswirkung der Drehzahlanpassung auf den Komfort

Der Synchronisierungsvorgang wirkt sich auf das Moment am Getriebeausgang aus, da durch das Auskuppeln die Verbindung zwischen Motor und Getriebe getrennt wird. Es liegt damit kein Antriebsmoment mehr am Getriebeeingang an.

Beim Synchronisieren tritt je nach Synchronmoment ein zusätzliches Moment auf, beim Hochschalten wirkt das Moment antreibend, beim Runterschalten bremsend (es treten noch weitere Lastmomente auf Grund des Schleppmoments auf, allerdings sind diese sehr gering [37]). Beide Auswirkungen sind für den Fahrer spürbar sie beeinträchtigen somit den Fahrkomfort. Daher muss der Synchronisationsvorgang einerseits schnell gestaltet werden um die Synchronisierungszeit gering zu halten und einen schnellen Wechsel der Übersetzung zu ermöglichen, auf der anderen Seite ist das Synchronisationsmoment durch die zulässigen Auswirkungen auf den Abtriebsstrang beschränkt.

Das Synchronisationsmoment zum Beschleunigen/ Bremsen des Antriebsstrangs

$$M_{Sync} = J * \ddot{\varphi} \quad (2.9)$$

hängt bei konstanter Winkelbeschleunigung von der Drehzahldifferenz und der Synchronisierungszeit ab:

$$\ddot{\varphi} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad (2.10)$$

beispielhaft bei einer Synchronisierungszeit von $t = 0,1 \text{ sec.}$ und einer Drehzahldifferenz $\Delta\omega = 100 \text{ U/min}$ bei einer Übersetzung⁸ von $i_G = 3,25$ zwischen Getriebeeingang und Kupplung, Massenträgheitsmoment des Antriebsstrangs von $J = 100 \text{ kgm}^2$ und Massenträgheitsmoment der Anfahrkupplungsscheibe $J_{KU} = 0,007 \text{ kgm}^2$:

$$\ddot{\varphi} = \frac{100 * \pi}{30 * 0,1} = 104,72 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$J_{redKU} = 0,007 * 3,25^2 = 0,074 \text{ kgm}^2$$

$$M_{Sync} = 0,074 * 104,72 = 7,74 \text{ Nm}$$

Damit ist der Momentensprung am Getriebeausgang bei einer Übersetzung von $i_A = 13,18$:

$$M_{SyncAbgang} = 7,74 * 13,18 = 102,05 \text{ Nm}$$

Dies entspricht bei einem Moment am Getriebeausgang $M_{Ausgang} = 3000 \text{ Nm}$ einer Momentenänderung von

$$M_{Diff} = \frac{M_{SyncAbgang}}{M_{Ausgang}} = 3,4\%$$

Beim Verzicht auf eine vollständige Synchronisierung, also Einkuppeln mit Drehzahldifferenz, kann die Zeit zum Wechseln der Übersetzung stark verkürzt werden. Die Drehzahldifferenz ist zum Schließen der Klauenkupplung nötig um die Wahrscheinlichkeit der Stellung „Zahn auf Zahn“ zu verringern, bzw. falls diese zutrifft ein sofortiges weiterdrehen der Kupplungshälften zu gewährleisten. Allerdings wird durch den Schlag beim Einkuppeln ein zusätzlicher Impuls in das System eingebracht und es werden auf Grund des sozusagen digitalen Wechsels der Übersetzung zusätzliche Schwingungen angeregt, was sich wiederum negativ auf den Komfort auswirkt (Kapitel 2.5.5).

2.5.5. Auswirkung des Momentensprungs auf Grund des Schließens der Klauenkupplung auf den Komfort

In [1] werden die Auswirkungen des Momentensprungs auf Grund des Schließens der Klauenkupplung ausführlich behandelt, wobei auf den Synchronisierungsvorgang an sich weniger eingegangen wird.

Dabei wird neben den erwähnten Momentensprung (Abbildung 2.6) auch die Auswirkungen eines gezielten Öffnens und Schließens der Anfahrkupplung in Verbindung mit einer Motorsteuerung untersucht. Dabei zeigt sich, dass durch eine gezielte Motorsteuerung die angeregten

⁸Die Werte wurden dem Anhang von [1] entnommen

Schwingungen stark reduziert und gedämpft werden können.

Bei einer ungeschickten Wahl der Parameter, bzw. schlagartiges schließen der Anfahrkupplung kommt es zu einer Überhöhung des Schwingungsausschlages auf fast das doppelte des Moment (das doppelte Moment wird auf Grund der Dämpfung des Systems nicht erreicht), Abbildung 2.7.

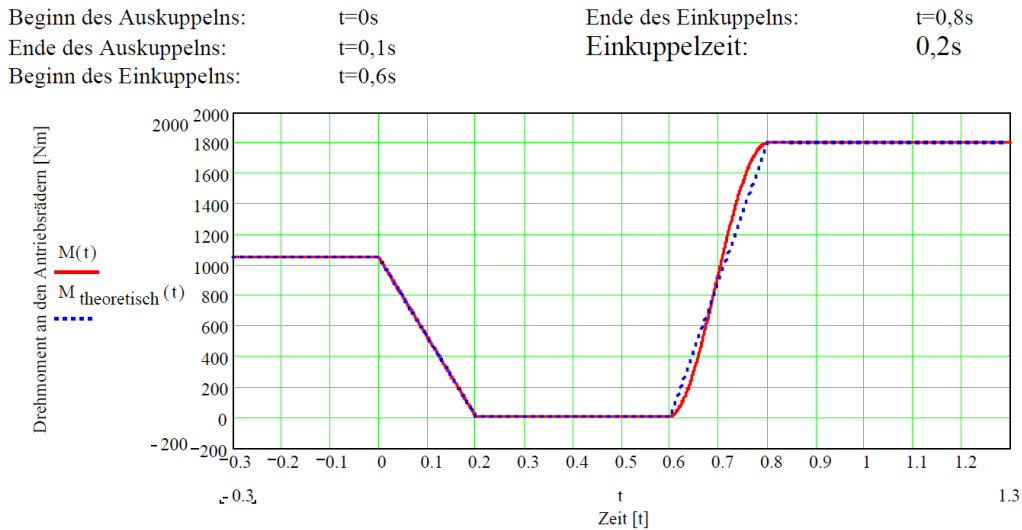


Abbildung 2.6.: Vermeidung von Lastwechselschwingungen durch Motorsteuerung⁹

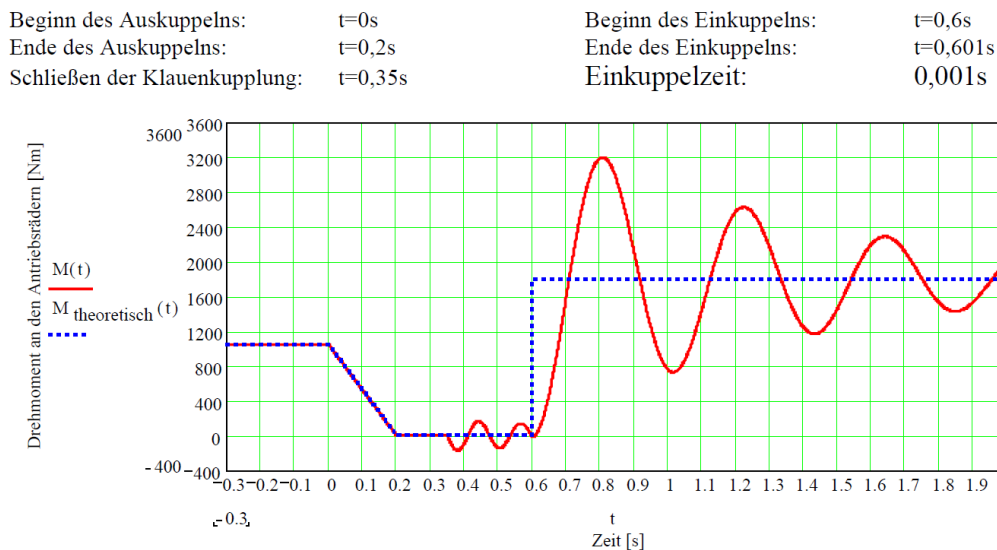


Abbildung 2.7.: Schwingungen des Antriebsstrangs durch Schließen der Klauenkupplung und schlagartiges Schließen der Anfahrkupplung¹⁰

⁹[1], Bild 7.7

¹⁰[1], Bild 7.3

3. Beschreibung des TNT-Getriebes

Das TNT-Getriebe ist ein Doppelkupplungsgetriebe mit integriertem Elektromotor. Das Doppelkupplungsgetriebe ist näher in Kapitel 1.3 beschrieben.

Durch die Verbindung des Elektromotors an die Getriebeeingangswellen des Doppelkupplungsgetriebes über ein Planetengetriebe (welches die beiden Getriebeeingangswellen und den Elektromotor mit ihren unterschiedlichen Drehzahlen und Momenten verbindet) ergeben sich einige Vorteile. Dabei ist das Hohlrad des Planetengetriebes gleichzeitig der Läufer des Elektromotors. Mit dem Elektromotor ist es möglich, sowohl sämtliche Hybridfunktionen (Start-Stopp des Verbrennungsmotors, Rekuperation, Momentenunterstützung des Verbrennungsmotors (Boosten) und rein elektrisches Fahren, als auch eine Synchronisierung der Getriebestufen (vergleichbar mit der Zentralsynchronisierung, Kapitel 2.3.1) zu realisieren. Synchronisierung mit dem Elektromotor wird in weiterer Folge als „elektrische Synchronisierung“ bezeichnet.

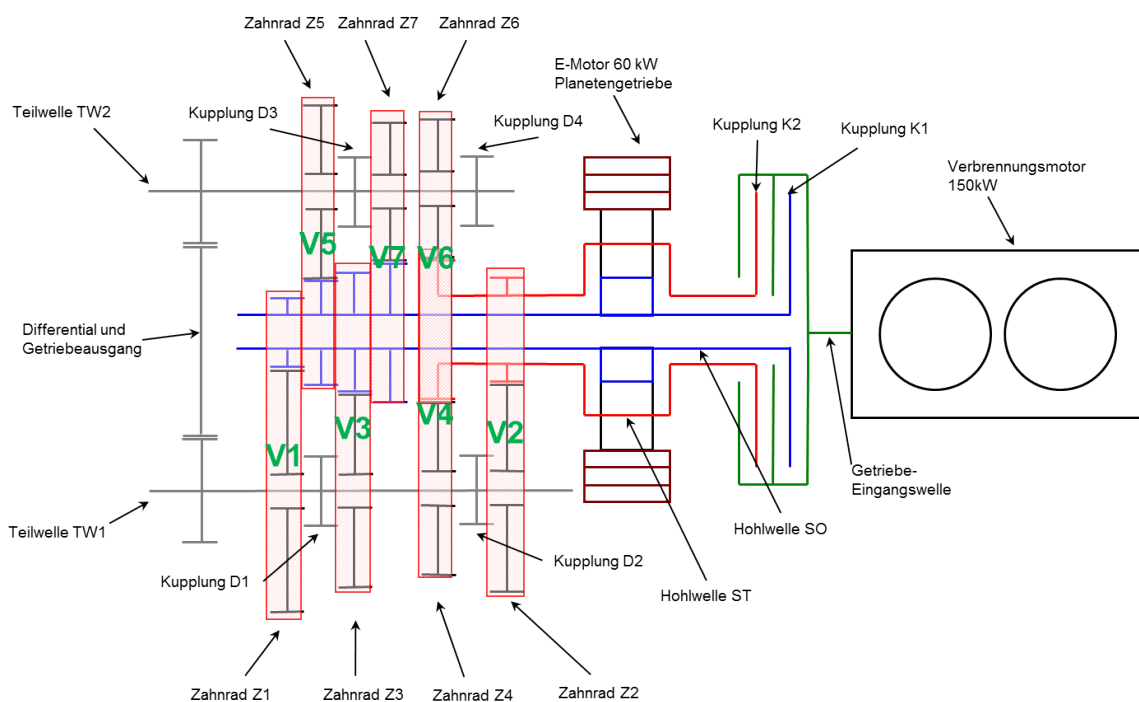


Abbildung 3.1.: Prinzipbild des TNT-Getriebes (zur besseren Übersicht ist der Verbrennungsmotor rechts dargestellt - im realen Getriebe sitzt er gegenüber der Doppelkupplung auf der anderen GetriebeSeite.)

Auf Grund der elektrischen Synchronisierung kann so auf die Reibkonussynchronisierung (Kapitel 2.2.2.1) der einzelnen Getriebestufen verzichtet werden - es werden die Schaltmuffen zur Verbindung der einzelnen Teilwellen mit den Getriebestufen als Klauenkupplung ausgeführt. Dadurch ist es sowohl möglich, die Länge der Getriebewellen stark zu verkürzen als auch den Wirkungsgrad durch Wegfall der Verluste beim Synchronisieren des Getriebes zu steigern.

Die Leistung des Elektromotors ist so gewählt, dass alle Mild-Hybridfunktionen abgedeckt werden können. Ein Vollhybridantrieb wäre zwar grundsätzlich möglich, allerdings würde die höhere Leistung des Elektromotors einen deutlich schwereren Motor, verbunden mit höheren Kosten, erfordern.

Die Vorteile der TNT-Getriebe-Konfiguration sind somit¹:

- Höherer Wirkungsgrad im Vergleich zu existierenden Getrieben / Hybridkonfigurationen durch Reduktion der Schleppverluste durch Elimination der Reibkonussynchronisierung
- Reduktion von Energieverlusten während des Schaltens, da keine Energie zur Synchronisation in Reibung umgesetzt wird
- Reduktion des Energiebedarfs zum Schalten durch Reduktion der Synchronisationskräfte
- Reduktion des Gewichts durch Elimination der Reibkonussynchronisierung und Vereinfachung des Betätigungs- und Schaltungssystems
- Geringerer Bauraumbedarf: Reduktion der Getriebelänge durch Verwendung der Klauenkupplung und Verzicht auf eine Reibkonussynchronisierung.
- Verwendung desselben Elektromotors für alle Getriebefunktionen
- Optimale Nutzung der Funktionen Boosten und Rekuperieren, da die Gangstufe so gewählt werden kann, dass der Elektromotor wirkungsgradoptimal arbeitet

3.1. Konfiguration des Getriebes

In Tabelle 3.1 ist die Konfiguration des Getriebes mit den entsprechenden Übersetzungen der Gänge dargestellt.

Bezeichnung	zugeordnetes Differential	Antriebswelle	z_1	z_2	$J \text{ (kgm}^2\text{)}$	i	i_{ges}
V1	FD1	SO	23	72	0.0014545	-3.1304	17.913
V2	FD1	ST	30	72	0.0010147	-2.4	13.7333
V3	FD1	SO	41	75	0.0007293	-1.8293	10.4675
V4	FD1	ST	51	72	0.00051062	-1.4118	8.0784
V5	FD2	SO	41	58	0.00029795	-1.4146	5.8283
V6	FD2	ST	51	54	0.00024672	-1.0588	4.3624
V7	FD2	SO	69	55	0.00014585	-0.7971	3.2841

Tabelle 3.1.: Konfiguration der Getriebestufen

¹vgl. [14]

Das Differential am Getriebeausgang verbindet die Teilwellen $TW1$ und $TW2$ mit der Getriebeausgangswelle.

Bezeichnung	z_1	z_2	i
FD1	18	103	-5.7222
FD2	25	103	-4.12

Tabelle 3.2.: Konfiguration des Differentials am Getriebeausgang

3.1.1. mögliche Schaltkombinationen

Beim TNT-Getriebekonzept erfolgt das Einlegen der Gänge mit einer Schaltwalze und es ist immer auf jeder Teilwelle ein Gang eingelegt. Daher ist nur ein sequentieller Gangwechsel möglich. Eine Übersicht über alle möglichen Schaltkombinationen ist in Tabelle 3.4 dargestellt, in Tabelle 3.3 sind die sequentiell möglichen Schaltkombinationen zur besseren Übersicht zusätzlich angegeben. Die möglichen Synchronisierungszeiten beim Schalten zwischen den Getriebestufen bei den verschiedenen Kombinationen werden in Abschnitt 3.3.2.8 genauer behandelt.

Kombination Nr.	eingelegter Gang	zuletzt eingelegter Gang	gewünschter Gang
7	V2	V1	V3
10	V2	V3	V1
19	V3	V2	V4
21	V3	V4	V2
29	V4	V3	V5
32	V4	V5	V3
40	V5	V4	V6
42	V5	V6	V4
51	V6	V5	V7
54	V6	V7	V5

Tabelle 3.3.: Übersicht über die möglichen Schaltkombinationen bei der untersuchten Variante TNT-Getriebekonzept

Kombination Nr.	eingelegter Gang	zuletzt eingelegter Gang	gewünschter Gang
1	V1	V2	V4
2	V1	V2	V6
3	V1	V4	V2
4	V1	V4	V6
5	V1	V6	V2
6	V1	V6	V4
7	V2	V1	V3
8	V2	V1	V5
9	V2	V1	V7
10	V2	V3	V1
11	V2	V3	V5
12	V2	V3	V7
13	V2	V5	V1
14	V2	V5	V3
15	V2	V5	V7
16	V2	V7	V1
17	V2	V7	V3
18	V2	V7	V5
19	V3	V2	V4
20	V3	V2	V6
21	V3	V4	V2
22	V3	V4	V6
23	V3	V6	V2
24	V3	V6	V4

Kombination Nr.	eingelegter Gang	zuletzt eingelegter Gang	gewünschter Gang
25	V4	V1	V3
26	V4	V1	V5
27	V4	V1	V7
28	V4	V3	V1
29	V4	V3	V5
30	V4	V3	V7
31	V4	V5	V1
32	V4	V5	V3
33	V4	V5	V7
34	V4	V7	V1
35	V4	V7	V3
36	V4	V7	V5
37	V5	V2	V4
38	V5	V2	V6
39	V5	V4	V2
40	V5	V4	V6
41	V5	V6	V2
42	V5	V6	V4
43	V6	V1	V3
44	V6	V1	V5
45	V6	V1	V7
46	V6	V3	V1
47	V6	V3	V5
48	V6	V3	V7
49	V6	V5	V1
50	V6	V5	V3
51	V6	V5	V7
52	V6	V7	V1
53	V6	V7	V3
54	V6	V7	V5
55	V7	V2	V4
56	V7	V2	V6
57	V7	V4	V2
58	V7	V4	V6
59	V7	V6	V2
60	V7	V6	V4

Tabelle 3.4.: Übersicht über die möglichen Schaltkombinationen

3.2. Leistungsfluss

Die Leistung am Getriebeausgang setzt sich aus der Leistung des Verbrennungsmotors und der Leistung des Elektromotors, abzüglich aller auftretenden Verluste, zusammen. Dabei wird die Leistung des Elektromotors hauptsächlich zur Leistungsunterstützung des Verbrennungsmotors - im Weiteren als „Boosten“ bezeichnet - eingesetzt.

Im Folgenden ist der Leistungsfluss beispielhaft bei eingelegtem vierten Gang, vorwählen und synchronisieren des fünften Gangs und in weiterer Folge der Schaltvorgang vom vierten auf den fünften Gang und Überführung des Leistungsflusses mit der Klauenkupplung dargestellt. Die Berechnung erfolgt in Anlehnung an die Fallstudie des Instituts [28] über ein Hybrid- Doppelkupplungsgetriebe mit Zentralsynchronisierung durch einen Elektromotor.

Vierter Gang eingelegt Der Verbrennungsmotor treibt über die Teilkupplung $K2$ (Abbildung 3.2) die Hohlwelle ST an. Über das Zahnrad $Z4$ wird bei geschlossener Klauenkupplung $D2$

das Moment an die Teilwelle $TW1$ weiter geleitet. Damit der Elektromotor über das Planetengetriebe ein zusätzliches Moment einleiten kann, muss auf der anderen Teilwelle ebenso ein Gang eingelegt sein, es muss daher, um ein Boosten zu ermöglichen, zusätzlich noch die Klauenkupplung $D1$ oder $D3$ geschlossen sein.

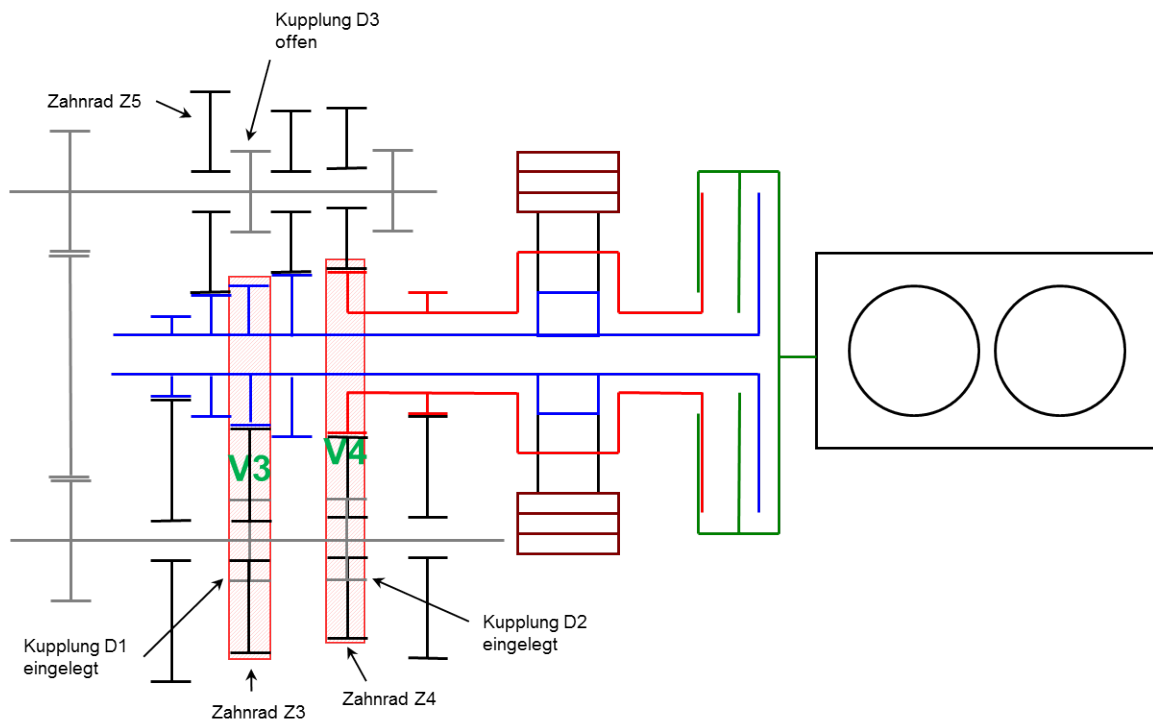


Abbildung 3.2.: Vierter Gang eingelegt, dritter Gang vorgewählt

Je nachdem welche Kupplung geschlossen ist bzw. in welcher Position sich diese befindet, ergeben sich unterschiedliche Übersetzungen und damit ein unterschiedliches Moment das der Elektromotor, gemäß seinem Kennfeld, zum Boosten oder Synchronisieren aufbringen kann.

Vorwählen des fünften Gangs Zum Vorwählen des fünften Gangs muss das Zahnrad $Z5$ auf dieselbe Drehzahl wie die Teilwelle $TW2$ gebracht werden (Abbildung 3.3). Daher muss in weiterer Folge die Drehzahl der Hohlwelle SO angepasst werden. Um die Drehzahlanpassung, ohne Drehzahländerung am Abtriebsstrang, zu ermöglichen muss die entsprechende Klauenkupplung (im konkreten Fall die Klauenkupplung $D1$) geöffnet, also der Leistungsfluss über das entsprechende Teilgetriebe unterbrochen, werden.

Zusätzlich kommt es durch das Öffnen der Klauenkupplung, und daher Unterbrechung des Kraftflusses im geöffneten Teilgetriebe, zu einem Momentensprung im anderen Teilgetriebe, da das Abtriebsmoment dann nicht mehr auf beide Teilgetriebe aufgeteilt wird. Bei einem ideal

steifen und reibungsfreien Getriebe hätte dies keinen Einfluss auf das Moment und die Drehzahl am Getriebeausgang. Die Drehzahlanpassung erfolgt durch Ändern der Hohlradrehzahl des Planetengetriebes.

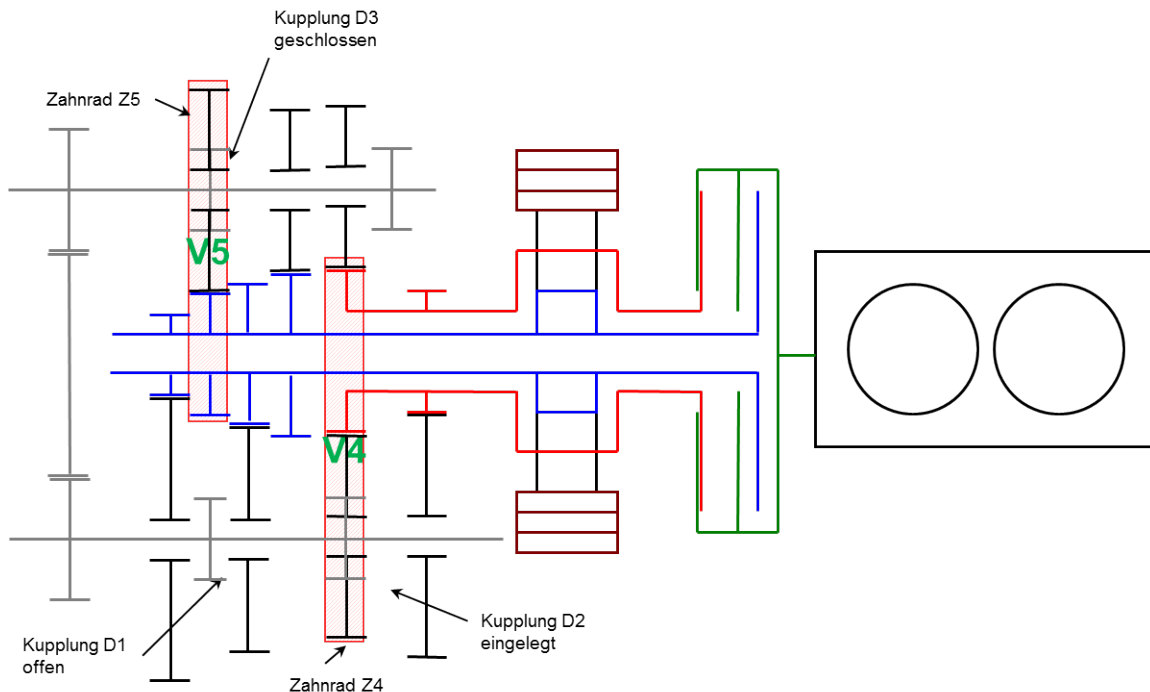


Abbildung 3.3.: Vierter Gang eingelegt, fünfter Gang vorgewählt

Sind die Drehzahlen synchron, wird die Klauenkupplung $D3$ geschlossen und somit das Teilgetriebe wieder in den Leistungsfluss aufgenommen. Ein Boosten ist somit während der Synchronisierungszeit t_{SYNC} nicht möglich da - wie bereits erwähnt - zur Leistungsunterstützung durch den Elektromotor auf beiden Teilgetrieben ein Gang eingelegt sein muss. Ist wieder auf beiden Teilgetrieben ein Gang eingelegt, kann das Boosten fortgesetzt werden.

Einlegen des fünften Gangs Durch Überschneidung der öffnenden Teilkupplungen $K2$ und der schließenden Teilkupplung $K1$ wird der Kraftfluss beim Gangwechsel nicht unterbrochen (es wird das Antriebsmoment vom Verbrennungsmotor von der Hohlwelle ST auf die Hohlwelle SO übergeführt, Abbildung 3.4). Das nach dem Einlegen mögliche Moment beim Boosten hängt von der Stellung der Klauenkupplung $D2$ ab.

Gangwechsel allgemein Der Gangwechsel zwischen den weiteren Gängen unterscheidet sich grundsätzlich nicht vom Gangwechsel vom vierten in den fünften Gang, es muss beachtet werden, dass bei der gewählten Ausführung der Betätigung der Klauenkupplungen über

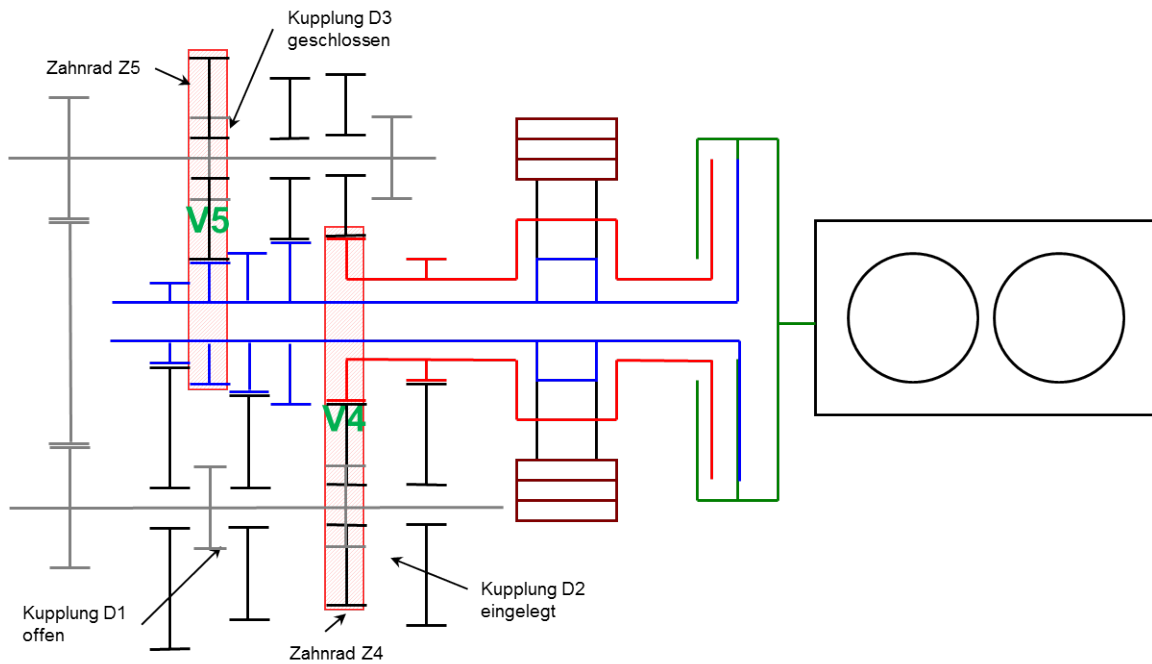


Abbildung 3.4.: Fünfter Gang eingelegt, vierter Gang vorgewählt

eine Schaltwalze die freie Wahl der Kombination der eingelezten Gänge auf den Teilgetrieben eingeschränkt ist (vgl. Tabelle 3.3).

3.3. Der Schaltvorgang

Zum ruckfreien Einlegen des Ganges ist eine Synchronisation von An- und Abtriebswelle des jeweiligen Antriebsstranges nötig. Beim Hochschalten muss die Antriebswelle verzögert, beim Runterschalten entsprechend beschleunigt werden, um die Drehzahldifferenz zwischen der An- und Abtriebswelle möglichst zu reduzieren, im Idealfall sogar anzugleichen.

Auf Grund des Hybridgetriebes sind unterschiedliche Zustände der Krafteinbringung durch den Elektromotor möglich, im Weiteren wird vom Antriebe ausschließlich durch den Verbrennungsmotor ausgegangen. Der Elektromotor wird ausschließlich zum Angleich der Drehzahlen verwendet.

3.3.1. Synchronisation von An- und Abtriebswelle der jeweiligen Getriebestufe

Das zum Beschleunigen der Teilgetriebe notwendige Moment kann grundsätzlich nur durch den Elektromotor, nur durch den Verbrennungsmotor, oder durch eine Kombination beider Mo-

toren aufgebracht werden.

Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass theoretisch der Drehzahlabgleich auch durch Überschneiden beim Öffnen und Schließen der Teilkupplungen $K1$ und $K2$ möglich ist. Da diese Methode mit großen Verlusten und einem hohen regelungstechnischen Aufwand verbunden ist, wird sie im Weiteren nicht näher behandelt.

Im Folgenden wird angenommen, dass die Drehzahlanpassung zur Synchronisation ausschließlich mit dem Elektromotor erfolgt.

Der Elektromotor ist, wie bereits erwähnt, über ein Planetengetriebe mit den Hohlwellen SO und ST gekoppelt. Um überhaupt erst den Einsatz des Motors zu ermöglichen, muss sich das Moment entsprechend auf der anderen Hohlwelle abstützen können, es muss also auch im anderen Teilgetriebe ein Gang eingelegt sein, da sonst kein Moment über das Planetengetriebe übertragen werden kann. Wie in Abschnitt 3.3.2.5 gezeigt, sollte zur schnellen Synchronisierung auf dem Gang der nicht gewechselt werden soll das gesamte Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs anliege um eine schnelle Synchronisierung zu ermöglichen. Sonst würde die eingebrachte Energie zur Beschleunigung beider Teilantriebsstränge verwendet werden.

Somit müssen immer zwei Wellen des Planetengetriebes vollständig (Moment und Drehzahl) definiert sein um eine Berechnung der dritten Welle zu ermöglichen.

3.3.2. Synchronisierungszeit

Die Berechnung der Synchronisierungszeit wird im Folgenden beispielhaft am Schaltvorgang eines Teilgetriebes (und der damit verbundenen Synchronisierung) vom dritten auf den fünften Gang dargestellt. Dabei ist am anderen Teilgetriebe der vierte Gang eingelegt.

3.3.2.1. Berechnung der Übersetzung

Das Übersetzungsverhältnis i ist allgemein durch das Verhältnis der Zähne ahlen von An- und Abtrieb, bzw. dem Verhältnis der Drehmomente oder Drehzahlen definiert.

$$i = -\frac{z_{ab}}{z_{an}} = \frac{M_{ab}}{M_{an}} = \frac{n_{an}}{n_{ab}} \quad (3.1)$$

Dies gilt beim Stirnradgetriebe ohne Einschränkungen. Beim Planetengetriebe ist das Drehzahlverhältnis der Teilwellen ausschlaggebend. Eine Definition der Übersetzung über die Zähnezahl ist nur möglich wenn eine Teilwelle steht. Die Drehzahlverhältnisse am Planetengetriebe

lassen sich am besten mit dem Kutzbachplan darstellen (Kapitel 3.3.2.3).

In der Praxis wird oft die Willisgleichung verwendet - dies mag zwar die schnellere Lösung sein, allerdings ist es wesentlich einfacher die Drehzahlverhältnisse am Planetengetriebe mit dem Kutzbachplan darzustellen.

3.3.2.2. Drehzahldifferenz an der Klauenkupplung

Die übertragenen Leistungen der beiden Teilwellen werden am Getriebeausgang über ein gemeinsames Zahnrad zusammengefasst. Es besteht somit eine Beziehung der Drehzahlen der Teilwellen zueinander, bzw. kann die Abhängigkeit der Drehzahlen berechnet werden.

Auf eine Unterscheidung der Antriebswelle wird im Folgenden verzichtet, es wird nur der beispielhafte Schaltvorgang behandelt. Für den Antrieb über die andere Hohlwelle müssen die Indizes getauscht werden (bei weiteren nötigen Änderungen wird entsprechend darauf verwiesen).

Die Drehzahl $n_{Ausgang}$ am Getriebeausgang errechnet sich folgendermaßen (wobei i_{ges} der Übersetzung von der Hohlwelle zum Getriebeausgang (siehe Tabelle 3.1) entspricht. Dabei ist i_4 die Gangübersetzung und i_{FD1} die Übersetzung von der Teilwelle auf das Differential.):

$$\begin{aligned} i_{ges4} &= i_4 * i_{FD1} \\ i_{ges3} &= i_3 * i_{FD1} \\ n_{Ausgang} &= \frac{n_{HO}}{i_{ges4}} = \frac{n_{SO}}{i_{ges3}} \end{aligned} \quad (3.2)$$

Damit ist die Drehzahl der gerade nicht- antreibenden Hohlwelle:

$$n_{SO} = n_{Ausgang} * i_{ges3} \quad (3.3)$$

Daher dreht sich die Teilwelle bzw. die Klauenkupplung, die geschaltet werden soll, bereits mit der Drehzahl n_{D3} :

$$n_{D3} = n_{TW2} = n_{Ausgang} * i_{FD2} = n_{Ausgang} \frac{i_{ges5}}{i_5} \quad (3.4)$$

Die aktuelle Drehzahl des Zahnrades Z_5 beträgt:

$$n_{Z5} = \frac{n_{SO}}{i_5} = n_{Ausgang} \frac{i_{ges3}}{i_5} \quad (3.5)$$

Somit beträgt die Drehzahldifferenz an der Klauenkupplung:

$$\Delta n_{D3} = |n_{D3} - n_{Z5}| \quad (3.6)$$

Und in weiterer Folge ist die auszugleichende Drehzahldifferenz Δn_{SO} an der Hohlwelle:

$$\Delta n_{SO} = \Delta n_{D3} * i_5 \quad (3.7)$$

3.3.2.3. Berechnung der Drehzahl des Elektromotors

Die Drehzahl des Elektromotors n_{EMotor} entspricht der Drehzahl der Hohlwelle des Planetengetriebes. Die Drehzahlverhältnisse am Planetengetriebe werden mit dem Kutzbachplan (Abbildung 3.5) dargestellt. Dabei ist die geometrische Abhängigkeit aller Drehzahlen ersichtlich und es kann durch Anwendungen des Strahlensatzes die Drehzahl und Geschwindigkeit an jeder Stelle berechnet werden. Im Kutzbachplan werden die Wälzkreisdurchmesser eingezeichnet,

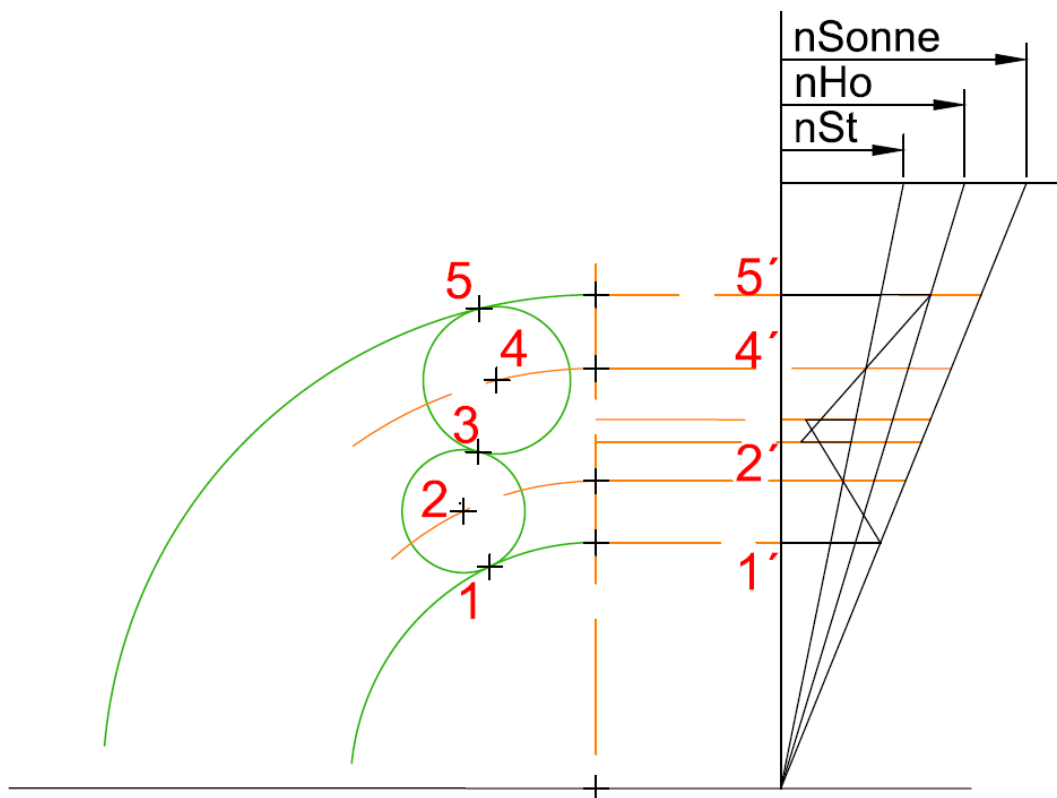


Abbildung 3.5.: Kutzbachplan eines Doppelplanetengetriebes

dieser entspricht dem Produkt aus Modul m des Zahnrads und dessen Zähnezahl z .

$$d_W = m * z \quad (3.8)$$

$$r = \frac{d_W}{2} \quad (3.9)$$

$$\frac{n_{ST}}{x} = \frac{v_{SO} - v_P}{r_{SO}} \Rightarrow v_P = v_{SO} - \frac{n_{ST} * r_{SO}}{x}$$

$$\frac{n_{SO}}{x} = \frac{v_{SO}}{r_{SO}} \quad (3.10)$$

$$x = \frac{n_{SO} * r_{SO}}{v_{SO}} \quad (3.11)$$

$$v_{HO} = \frac{r_{HO} * n_{ST}}{x} + v_P = \frac{r_{HO} * n_{ST} * v_{SO}}{n_{SO} * r_{SO}} + v_{SO} \left(1 - \frac{n_{ST}}{n_{SO}}\right)$$

$$= \frac{v_{SO}}{n_{SO}} \left(\frac{r_{HO} * n_{ST}}{r_{SO}} + n_{SO} - n_{ST}\right) \quad (3.12)$$

$$n_{HO} = \frac{v_{HO} * x}{r_{HO}} = \frac{v_{SO} * n_{SO} * r_{SO}}{n_{SO} * r_{HO} * v_{SO}} \left(\frac{r_{HO} * n_{ST}}{r_{SO}} + n_{SO} - n_{ST}\right) =$$

$$= \frac{r_{SO}}{r_{HO}} \left(\frac{r_{HO} * n_{ST}}{r_{SO}} + n_{SO} - n_{ST}\right) \quad (3.13)$$

$$v_P = v_{SO} - \frac{n_{ST} * r_{SO} * v_{SO}}{n_{SO} * r_{SO}} = v_{SO} - \frac{n_{ST} * v_{SO}}{n_{SO}} = v_{SO} \left(1 - \frac{n_{ST}}{n_{SO}}\right) \quad (3.14)$$

Wenn keine Profilverchiebung vorhanden ist, entspricht das Verhältnis der Wälzkreisdurchmesser dem Durchmesser Verhältnis, und damit ergibt sich die Willigsgleichung mit der Definition der Standübersetzung i_0 über das Verhältnis der Zähnezahlen:

$$i_0 = \frac{z_{HO}}{z_{SO}} = \frac{r_{HO}}{r_{SO}}$$

$$n_{HO} = \frac{(i_0 * n_{ST} + n_{SO} - n_{ST})}{i_0} = \frac{n_{SO} + n_{ST} (i_0 - 1)}{i_0} \quad (3.15)$$

Die Drehzahl wird für den aktuell eingelegten Gang (Gang Drei, n_{HO3}) und den gewünschten Gang (Gang Fünf, n_{HO5}) berechnet, und anschließend die Differenz gebildet und auf die Winkelgeschwindigkeit $\Delta\omega_{EMotor}$ umgerechnet. Ist eine Drehzahldifferenz Δn_{zul} zugelassen, verringert sich die erforderliche Drehzahldifferenz um denselben Betrag.

$$\Delta n = n_{HO5} - n_{HO3} - |\Delta n_{zul}| \quad (3.16)$$

$$\Delta\omega_{EMotor} = \frac{\Delta n * \pi}{30} \quad (3.17)$$

3.3.2.4. Reduzierung des Massenträgheitsmoments

Das Massenträgheitsmoment muss immer auf eine gemeinsame Achse, gemäß der Übersetzung, bezogen werden. Diese Notwendigkeit besteht da die Wellen auf Grund der Übersetzung

unterschiedliche Winkelbeschleunigungen erfahren. Im allgemeinen Fall wird auf die Drehachse des schaltenden Losrads bezogen².

Im Folgenden ist die Umrechnung an Hand eines Stirnradgetriebes hergeleitet, dies wird im zweiten Teil dieses Abschnitts auf den allgemeinen Fall am Beispiel des Planetengetriebes übergeführt.

Umrechnung des Massenträgheitsmoments beim Stirnradgetriebe Am Stirnradgetriebe muss die Summe der Momente Null, die an- und abtreibende Leistung gleich sein. Für das idealisierte Stirnradgetriebe ohne Verluste gilt:

$$\sum M = 0 = M_{an} + M_{ab} \Rightarrow M_{an} = -M_{ab} \quad (3.18)$$

$$P_{an} = P_{ab} \quad (3.19)$$

$$P = M\omega$$

$$M = J\dot{\omega}$$

$$J_{an} * \dot{\omega}_{an} * \omega_{an} = J_{ab} * \dot{\omega}_{ab} * \omega_{ab}$$

Mit dem Übersetzungsverhältnis i nach Gleichung (3.1) vereinfacht sich diese Gleichung:

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}} \Rightarrow \omega_{an} = i * \omega_{ab}$$

$$\dot{\omega}_{an} = i * \dot{\omega}_{ab}$$

$$i = \frac{\dot{\omega}_{an}}{\dot{\omega}_{ab}} = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}} \quad (3.20)$$

$$J_{ab} = J_{an} * \frac{\dot{\omega}_{an}}{\dot{\omega}_{ab}} * \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}}$$

$$J_{ab} = J_{an} * i^2$$

$$J_{red} = J_1 * i^2 \quad (3.21)$$

Einfacher ist die Herleitung mit der Energiegleichung:

$$E_{kin} = konst. \quad (3.22)$$

$$J_1 * \frac{\omega_1^2}{2} = J_{red} * \frac{\omega_2^2}{2}$$

$$J_{red} = J_1 * \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2}$$

$$J_{red} = J_1 * i^2 \quad (3.23)$$

²vgl. [19], Seite 327

Umrechnen des Massenträgheitsmoments beim Planetengetriebe Beim Planetengetriebe kann der An- und Abtrieb über jede der drei Teilwellen (Sonne, Steg, Hohlrad), oder einer Kombination aus zwei dieser Wellen, erfolgen.

$$E_{kin} = konst.$$

$$\frac{J_{HO} * \omega_{HO}^2}{2} + \frac{J_{ST} * \omega_{ST}^2}{2} = \frac{J_{redHO} * \omega_{SO}^2}{2} + \frac{J_{redST} * \omega_{SO}^2}{2}$$

$$J_{HO} * \omega_{HO}^2 + J_{ST} * \omega_{ST}^2 = \omega_{SO}^2 (J_{redHO} + J_{redST})$$

Das reduzierte Massenträgheitsmoment J_{redHO} vom Hohlrad und J_{redST} vom Steg kann zu einem Massenträgheitsmoment J_{red} zusammengefasst werden. Dieses lautet somit:

$$J_{red} = J_{redHO} + J_{redST}$$

$$J_{red} = \frac{J_{HO} * \omega_{HO}^2 + J_{ST} * \omega_{ST}^2}{\omega_{SO}^2} \quad (3.24)$$

Soll jetzt auf die Welle des Steges bezogen werden, lautet J_{red} :

$$J_{red} = J_{redHO} + J_{redSO} \quad (3.25)$$

$$J_{red} = \frac{J_{HO} * \omega_{HO}^2 + J_{SO} * \omega_{SO}^2}{\omega_{ST}^2} \quad (3.26)$$

Wird auf die Welle des Hohlrades bezogen, ist daher J_{red} :

$$J_{red} = J_{redST} + J_{redSO} \quad (3.27)$$

$$J_{red} = \frac{J_{ST} * \omega_{ST}^2 + J_{SO} * \omega_{SO}^2}{\omega_{HO}^2} \quad (3.28)$$

Alternativ ist auch die Herleitung gemäß dem vorigen Absatz möglich, wobei angenommen wird, dass ebenso auf die Welle des Sonnenrads bezogen wird- der Antrieb also über das Sonnenrad erfolgt.

$$P_{SO} = P_{HO} + P_{ST}$$

$$M_{SO} * \omega_{SO} = M_{HO} * \omega_{HO} + M_{ST} * \omega_{ST}$$

$$J_{SO} * \omega_{\dot{SO}} * \omega_{SO} = J_{HO} * \omega_{\dot{HO}} * \omega_{HO} + J_{ST} * \omega_{\dot{ST}} * \omega_{ST}$$

Wird nun statt des Massenträgheitsmoments des Sonnenrads J_{SO} das reduzierte Massenträgheitsmoment J_{red} eingesetzt, lautet dieses:

$$J_{red} = \frac{J_{HO} * \omega_{\dot{HO}} * \omega_{HO} + J_{ST} * \omega_{\dot{ST}} * \omega_{ST}}{\omega_{\dot{SO}} * \omega_{SO}}$$

Beim Gleichsetzen des Verhältnisses der Beschleunigungen mit dem Drehzahlverhältnis nach Gleichung (3.20) führt dies zu demselben Ergebnis wie Gleichung (3.24).

$$J_{red} = \frac{J_{HO} * \omega_{HO}^2 + J_{ST} * \omega_{ST}^2}{\omega_{SO}^2} \quad (3.29)$$

Für eine andere Welle als Bezugswelle gilt sinngemäß dasselbe, es werden nur die Indizes vertauscht.

Daher ist die Reduzierung des Massenträgheitsmoments nur von den Drehzahlen der Wellen abhängig; der Zusammenhang der Drehzahlen wird mit der Willisgleichung oder dem Kutzbachplan (Kapitel 3.3.2.3) berechnet. Sind die Drehzahlen zweier Wellen gleich, so ergibt sich wieder der Zusammenhang wie beim Stirnradgetriebe.

3.3.2.5. Synchronisierungszeit

Aus dem Drallsatz berechnet sich die Synchronisierungszeit durch Integration nach der Zeit und Berücksichtigung des reduzierten Massenträgheitsmoments (Kapitel 3.3.2.4) des nicht-eingelegten Antriebsstranges $J_{redFrei}$, bezogen auf das Hohlrad des Planetengetriebes. Es werden dabei nur die tatsächlich zu beschleunigenden / abzubremsenden Massenträgheiten in die Rechnung einbezogen; die Massenträgheiten der Planeten des Planetengetriebes werden dabei in erster Näherung nicht mitgerechnet (für eine genaue Berechnung sollten sie mitgerechnet werden). Entsprechend muss bei der Umrechnung des Massenträgheitsmoments auch die Geschwindigkeitsänderung des jeweiligen Stranges verwendet werden.

$$J_{redFrei} = J_{EMotor} + J_{redAntrieb} \quad (3.30)$$

$$J_{redFrei} * \omega_{EMotor} = \sum M$$

$$J_{redFrei} * \Delta\omega_{EMotor} = \sum M * \Delta t \quad (3.31)$$

$$t_{SYNCEM} = \frac{J_{redFrei} * |\Delta\omega_{EMotor}|}{M_{SYNC}} \quad (3.32)$$

$$J_{AntriebST} = J_{ST} + J_{Kupplung} + J_{Z2} * \left(\frac{V_{2z1}}{V_{2z2}}\right)^2 + J_{Z4} * \left(\frac{V_{4z1}}{V_{4z2}}\right)^2 + J_{Z6} * \left(\frac{V_{6z1}}{V_{6z2}}\right)^2 \quad (3.33)$$

$$J_{AntriebSO} = J_{SO} + J_{Kupplung} + J_{Z1} * \left(\frac{V_{1z1}}{V_{1z2}}\right)^2 + J_{Z3} * \left(\frac{V_{3z1}}{V_{3z2}}\right)^2 + J_{Z5} * \left(\frac{V_{5z1}}{V_{5z2}}\right)^2 +$$

$$+ J_{Z7} * \left(\frac{V_{7z1}}{V_{7z2}} \right)^2 \quad (3.34)$$

Zu den jeweiligen Massenträgheitsmomenten muss noch das reduzierte Massenträgheitsmoment des Motors und des Abtriebsstranges addiert werden (je nachdem über welche Teilwelle der Antrieb erfolgt). Nach (3.28) ist das Massenträgheitsmoment bezogen auf das Hohlrad somit, wobei nur die Differenzgeschwindigkeiten eingesetzt werden da sich die kinetische Energie der Massen nur um die jeweilige Differenzgeschwindigkeit ändert.

$$J_{redAntrieb} = \frac{J_{AntriebST} * \Delta\omega_{ST}^2 + J_{AntriebSO} * \Delta\omega_{AntriebSO}^2}{\Delta\omega_{EMotor}^2} \quad (3.35)$$

3.3.2.6. Erforderliches Moment zum Synchronisieren

Das erforderliche Moment, das der Elektromotor zum Synchronisieren aufbringen muss setzt sich aus dem zum Beschleunigen bzw. Abbremsen der nicht-eingelegten Teilwelle (bezogen auf die jeweilige Hohlwelle) benötigten Moment, dem Ausgleich des Moments auf den eingelegten Gang bzw. dem Abtriebsstrang (bezogen auf die entsprechende Hohlwelle) und dem Moment zum Überwinden des Schleppmoments zusammen.

Moment zum Ändern der Drehzahl des zu synchronisierenden Teilgetriebes Nach dem Drallsatz ist das erforderliche Moment zum Synchronisieren der jeweiligen Hohlwelle, für das Massenträgheitsmoment $J_{Antrieb}$ muss das Massenträgheitsmoment gem. Abschnitt 3.3.2.5 eingesetzt werden:

$$M_{SyncHW} = J_{Antrieb} * \dot{\omega}_{Antrieb} + M_{SchlKU} \quad (3.36)$$

Moment zum Ausgleich der Momentenänderung auf den eingelegten Antriebsstrang Das Moment $M_{SyncAusgleichHW}$ folgt ebenso aus dem Drallsatz:

$$M_{SyncAusgleichHW} = J_{AntriebEingelegt} * \dot{\omega}_{AntriebEingelegt} \quad (3.37)$$

$$\dot{\omega}_{AntriebEingelegt} = \frac{M_{SyncAusgleichHW}}{J_{AntriebEingelegt}} \quad (3.38)$$

Das Massenträgheitsmoment des eingelegten Antriebsstrangs $J_{AntriebEingelegt}$ ist um einige Zehnerpotenzen größer als das Massenträgheitsmoment des Getriebes, auf der anderen Seite ist das Moment $M_{SyncAusgleichHW}$ durch die Leistung des Elektromotors begrenzt. Daher wird die Beschleunigung $\dot{\omega}_{AntriebEingelegt}$ und damit die verbundene Änderung der Geschwindigkeit sehr gering sein.

Daher kann die Änderung der Winkelgeschwindigkeit des eingelegten Antriebsstranges in Gleichung (3.32) vernachlässigt werden. Umgekehrt folgt aus dieser Überlegung dass es vorteilhaft ist die Verbindung auf der eingelegten Teilwelle zum Antriebsstrang nicht zu trennen, da sonst das Massenträgheitsmoment kleiner wäre, was wiederum eine größere Änderung der Drehzahl bewirkt. Daher kann das Massenträgheitsmoment, in dem Fall das am anderen Teilgetriebe keine Verbindung zum Antriebsstrang besteht, nicht vernachlässigt werden.

Die Änderung des Moments $M_{SyncAusgleichHW}$ folgt aus dem Zusammenhang zwischen den Momenten des Sonnenrads und des Steges am Planetengetriebe (die Formel ist dabei nur allgemein angegeben, es muss für die Momente M_{ST} und M_{SO} das entsprechende Moment an der jeweiligen Hohlwelle eingesetzt werden:

$$M_{ST} = M_{SO} * \left(\frac{\omega_{SO}}{\omega_{HO}} - 1 \right) \quad (3.39)$$

Das Moment zum Synchronisieren der jeweiligen Teilwelle M_{SyncHW} , wird je nachdem ob jetzt das Hohlrad an der Sonne oder am Steg des Planetenrades antreibt, entsprechend auf das Hohlrad des Planetengetriebes umgerechnet.

Antrieb des gewünschten Ganges über Hohlwelle ST :

$$M_{SynchHO} = M_{SyncHW} * \frac{1}{\frac{\omega_{HO}}{\omega_{SO}} - 1} \quad (3.40)$$

Antrieb des gewünschten Ganges über Hohlwelle SO :

$$M_{SynchHO} = M_{SyncHW} * \frac{\omega_{SO}}{\omega_{HO}} \quad (3.41)$$

Das Synchronisierungsmoment M_{Sync} entspricht dem Moment M_{EM} das der Elektromotor bei seiner Drehzahl aufbringen kann. Je nachdem ob der Elektromotor beschleunigen oder Bremsen muss ändert sich dieses Moment um das Schleppmoment des Elektromotors M_{SchlEM} .

$$M_{EM} = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} \quad (3.42)$$

Beim Beschleunigen muss dieses überwunden werden, M_{SyncEM} wird kleiner

$$M_{SyncEM} = M_{EM} - M_{SchlEM} \quad (3.43)$$

, bzw. wenn ein Bremsen erforderlich ist wird dieses größer

$$M_{SyncEM} = M_{EM} + M_{SchlEM} \quad (3.44)$$

Mit der Kenntnis von M_{SyncEM} kann wiederum das Moment am Steg und am Sonnenrad des Planetengetriebes gemäß den oben angeführten Formeln berechnet werden.

3.3.2.7. Beispiel

Beispielhaft die Berechnung der Synchronisierungszeit t_{SYNC35} :

$$J_{EMotor} = 0,0512 \text{kgm}^2$$

$$z_{SO} = 35$$

$$z_{HO} = 70$$

$$z_{Planet} = 14$$

$$n_{anVKM} = 5500 \frac{U}{min}$$

$$P_{EM} = 10 \text{kW}$$

$$M_{SchlEM} = 1 \text{Nm}$$

$$M_{SchlKU} = 0,5 \text{Nm}$$

$$i_0 = \frac{70}{35} = 2$$

$$i_{diff} = -\frac{103}{18} = -5,722$$

$$i_{ges3} = -\frac{75}{41} * -5,722 = 10,467$$

$$i_{ges4} = 8,078$$

$$i_{ges5} = 5,828$$

$$n_{Sonne3} = n_{anVKM} * \frac{i_{ges3}}{i_{ges4}} = 5500 * \frac{10,468}{8,078} = 7127,26 \frac{U}{min}$$

$$n_{Sonne5} = 5500 * \frac{5,8283}{8,0784} = 3968,07 \frac{U}{min}$$

$$n_{HO3} = \frac{n_{Sonne3} + n_{anVKM} * (i_0 - 1)}{i_0} =$$

$$= \frac{7127,26 + 5500 * (2 - 1)}{-2} = 6313,26 \frac{U}{min}$$

$$n_{HO5} = \frac{3968,07 + 5500 * (2 - 1)}{2} = 4734,02 \frac{U}{min}$$

$$\Delta n = n_{HO5} - n_{HO3} = -1579,24 \frac{U}{min}$$

$$\Delta\omega_{EM} = -1579,24 * \frac{\pi}{30} = -165,38 \frac{rad}{s}$$

$$\omega_{EMotor} = n_{HO3} * \frac{\pi}{30} = 661,48 \frac{rad}{s}$$

$$M_{EM} = \frac{P_{EM}}{\omega_{EMotor}} = 15,12 Nm$$

$$M_{Sync} = M_{EM} - M_{SchlEM} = 14,12 Nm$$

$$J_{redAntrieb} = 0,010926 kgm^2$$

$$J_{redFrei} = 0,016 kgm^2$$

$$t_{SYNC35} = \frac{0,016 * 165,42}{14,12} = 0,188 sec.$$

3.3.2.8. Zusammenfassung

In Abbildung 3.6 wird bewusst auf die Einschränkung der Gangwahl durch die Schaltwalze verzichtet. Es sind daher alle möglichen Schaltkombinationen aufgelistet. Die Zuordnung der Kombination zu den eingelegten Gängen erfolgt in Tabelle 3.4.

Es werden die gleichen Konstanten wie im Beispiel für die Berechnung verwendet.

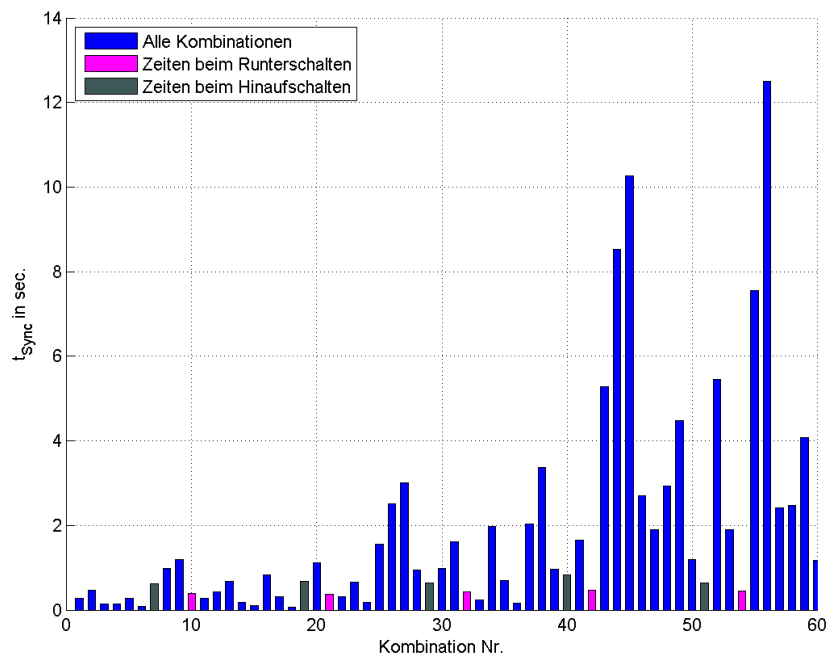


Abbildung 3.6.: Möglichen Synchronisierungszeiten

Im weiteren wird die Auswirkung einer Differenzdrehzahl und der Leistung des Elektromotors auf den Synchronisierungsvorgang untersucht. Es werden dabei nur die Schaltkombinationen

beim Sequentiellen Schalten behandelt.

3.3.2.9. Einfluss der Differenzdrehzahl an der Klauenkupplung auf den Synchronisierungsvorgang

Damit das Einkuppeln des Ganges garantiert werden kann, ist entweder eine Lageüberwachung der Teilwellen nötig - nur bei der Stellung „Zahn auf Lücke“ kann eingekuppelt werden - oder es muss mit einer Differenzdrehzahl eingekuppelt werden. In Tabelle A.1 sind die entsprechenden Werte für eine Leistung des Elektromotors von 10kW aufgelistet. In Abbildung 3.7 ist die Auswirkung dieses Einflussfaktors exemplarisch für die Schaltkombinationen beim sequentiellen Schalten ersichtlich.

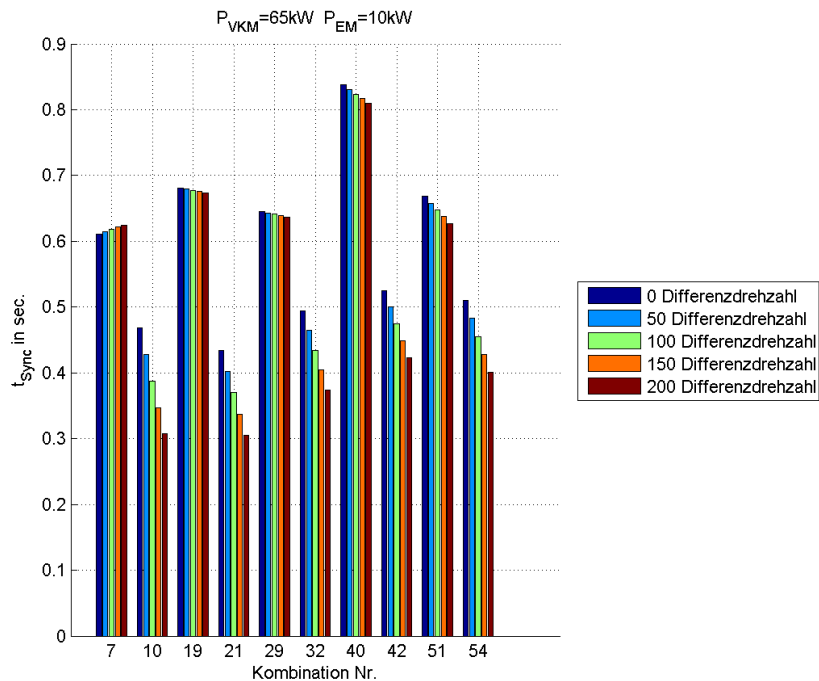


Abbildung 3.7.: mögliche Synchronisierungszeiten bei unterschiedlichen Differenzdrehzahlen an der Klauenkupplung

3.3.2.10. Einfluss der Leistung des Elektromotors auf den Synchronisierungsvorgang

Einen weitaus bedeutenderen Einfluss hat die Leistung des Elektromotors auf die möglichen Synchronisierungszeit. In Abbildung 3.8 sind die erreichbaren Synchronisationszeiten bei unterschiedlichen Leistungen des Elektromotors dargestellt.

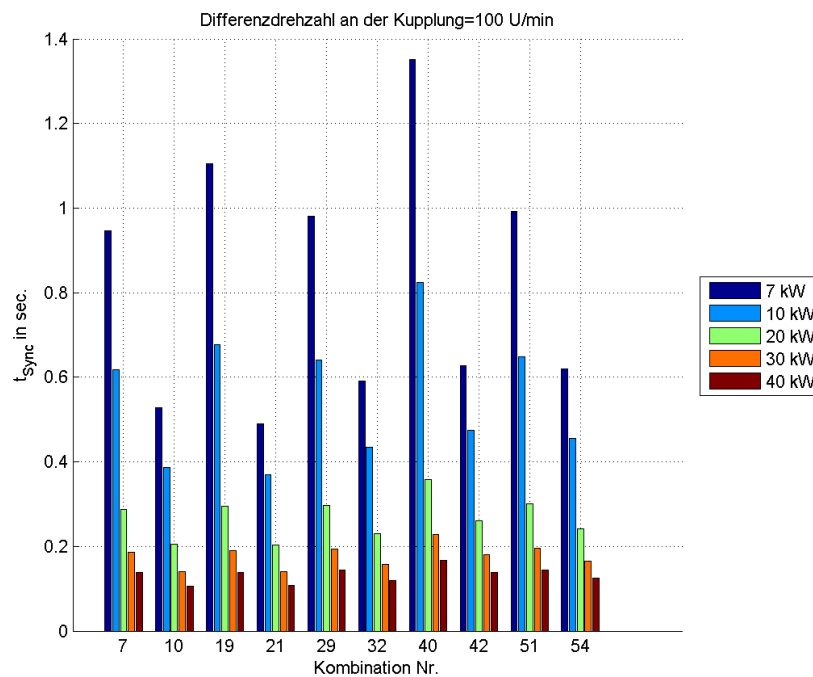


Abbildung 3.8.: mögliche Synchronisierungszeiten bei unterschiedlichen Leistungen des Elektromotors

3.4. Moment am Getriebeausgang

Das Moment am Ausgang des Getriebes setzt sich aus dem Moment des Verbrennungsmotors und der möglichen Unterstützung durch den Elektromotor (Boosten) zusammen.

Wie bereits in Kapitel 3.2 erwähnt, ist das Boosten nur in bestimmten Stellungen der Schaltmuffen möglich, da sich das zusätzlich durch den Elektromotor aufgebrachte Moment im Planetengetriebe auf der anderen Hohlwelle abstützen muss. Daher wird das Boosten beim Wechsel des Ganges in einen höheren Gang unterbrochen - es muss die Hohlwelle verzögert werden, beim Wechsel in einen niedrigeren Gang muss das Boosten nicht zwangsläufig unterbrochen werden da ja die entsprechende Hohlwelle beschleunigt werden muss. Allerdings ist dieses Moment bedeutend kleiner als das Moment beim „normalen“ Boosten, da ja das maximal mögliche Moment durch die mögliche Beschleunigung bzw. das Massenträgheitsmoment der nicht-eingelegten Hohlwelle bestimmt wird.

Des Weiteren stellt sich die Frage ob die Unterbrechung des Boostvorgangs überhaupt eine Auswirkung auf den Fahrkomfort hat. Wie in Abschnitt 3.3.2 gezeigt, sind die Synchronisierungszeiten sehr gering und es hängt vor allem vom geplanten Einsatzgebiet des Getriebes ab

ob eine Unterbrechung des Boostvorgangs zulässig ist.

Im Folgenden ist die Berechnung des möglichen Moments zum Boosten dargestellt, statt der Lagerreibungen und Schleppmomente wird ein Wirkungsgrad für die jeweiligen Teilgetriebe (η_{Planet} für das Planetengetriebe; η_{DSG} für das konventionelle Doppelkupplungsgetriebe und η_{Diff} für das Differential am Getriebeausgang) verwendet.³

3.4.1. Berechnung des Moments des Verbrennungsmotors

Mit der bekannten Gesamtübersetzung lassen sich Drehzahl n_{ab} und Moment am Getriebeausgang, bei ausschließlichem Antrieb durch den Verbrennungsmotor, M_{abVKM} einfach berechnen.

$$\omega_{VKM} = n_{VKM} * \frac{\pi}{30} \quad (3.45)$$

$$M_{VKM} = \frac{P_{VKM}}{\omega_{VKM}} \quad (3.46)$$

$$n_{ab} = \frac{n_{VKM}}{i_{ges3}} \quad (3.47)$$

Das theoretische Moment am Getriebeausgang errechnet sich aus der Leistungsbilanz.

$$M_{theo} = \frac{P_{VKM} + P_{EM}}{n_{ab}}; \quad (3.48)$$

Werden die Wirkungsgrade berücksichtigt ist das tatsächliche Moment:

$$M_{abEff} = M_{theo} * \eta_{DSG} * \eta_{Planet} * \eta_{Diff} \quad (3.49)$$

3.4.2. Beispiel

Beispielhaft die Berechnung des möglichen Gesamtmoments am Getriebeausgang:

$$P_{VKM} = 65kW$$

$$P_{EM} = 40kW$$

$$n_{VKM} = 5500 \frac{U}{min}$$

$$\eta_{Planet} = 0,99$$

³Dieses Vorgehen dient nur zur Überschlägigen Berechnung. Es wird angenommen dass in den Wirkungsgraden sämtliche Verluste eingerechnet sind, daher müsste der Wirkungsgrad für jede Konfiguration extra berechnet werden. Auf dies wird in dieser Arbeit verzichtet.

$$\eta_{DSG} = 0,98$$

$$\eta_{Diff} = 0,98$$

$$n_{ab} = \frac{5500}{8,078} = 680,862 \frac{U}{min}$$

$$\omega_{ab} = 680,862 * \frac{\pi}{30} = 71,29 \frac{rad}{s}$$

$$M_{theo} = \frac{65000 + 40000}{71,29} = 712,99 Nm$$

$$M_{abEff} = M_{theo} * \eta_{DSG} * \eta_{Planet} * \eta_{Diff} = 677,915 Nm$$

3.4.3. Zusammenfassung

Im Folgenden sind die Kenndaten am Abtrieb des Getriebes angegeben. Auf die Einschränkung der Gangwahl durch die Schaltwalze wird hierbei bewusst verzichtet. Es sind daher alle möglichen Schaltkombinationen aufgelistet.

Es werden für die Berechnung dieselben Konstanten wie bei 3.3.2.8 verwendet.

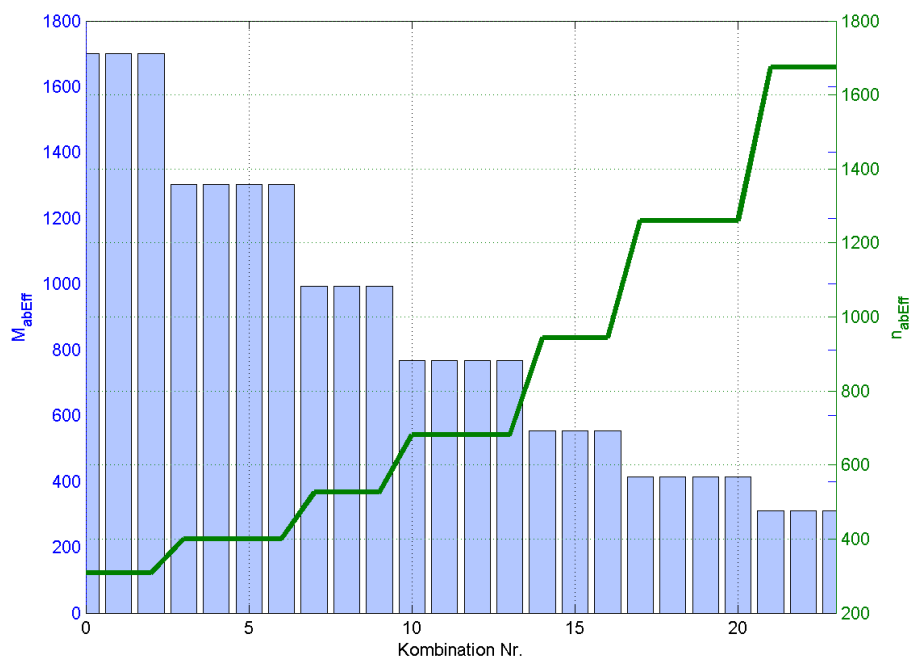


Abbildung 3.9.: Drehzahl und erreichbares Moment am Getriebeausgang bei einer Leistung des Elektromotors von 10kW und bei Maximaldrehzahl der Verbrennungskraftmaschine

4. Dynamik beim Einlegen der Klauenkupplung

Bei dem Doppelkupplungsgetriebe ist der Wechsel der Übersetzung ohne Unterbrechung des Leistungsflusses möglich, auf den genauen Zusammenhang wird in Kapitel 1.3 näher eingegangen. Um eine Änderung der Übersetzung überhaupt erst zu ermöglichen wird immer die nicht-eingelegte Teilwelle geschaltet.

Eine genauere Darstellung des untersuchten Getriebes erfolgt im Kapitel 3.

In Abbildung 4.1 ist eine Prinzipskizze zum Simulationsmodell der Klauenkupplung dargestellt. Dabei setzt sich das System aus dem Antriebsstrang 1, der Schaltmuffe 2 und der Kupplung 3 sowie des Losen Stranges 4 zusammen. Die Betätigung der Kupplung erfolgt mit der Kraft $F1$, angetrieben wird die Welle mit dem Moment $M1$. Auf der Gegenseite sind die Kraft $F4$ und das Moment $M4$ dargestellt.

Zur Simulation wird der Einkuppelvorgang in drei Teilvorgänge zerlegt, wobei sowohl die Rotation, als auch die Verschiebung untersucht werden:

1. Verschieben der Schaltmuffe bis Kontakt zur Klauenkupplung besteht
2. Berührung von Schaltmuffe und Klauenkupplung
3. Durchschalten der Schaltmuffe und Herstellen einer Verbindung zur Klauenkupplung

4.1. Verschieben der Schaltmuffe bis Kontakt zur Klauenkupplung besteht

Der Verschiebung und Drehung wirken eine Reibkraft $R1$ und ein Reibmoment $MR1$ entgegen (Abbildung 4.2). Somit ergibt sich folgendes Gleichungssystem 2. Ordnung, wobei der Vorgang getrennt für die Verschiebung in x-Richtung und Verdrehung auf Grund der Momente betrachtet

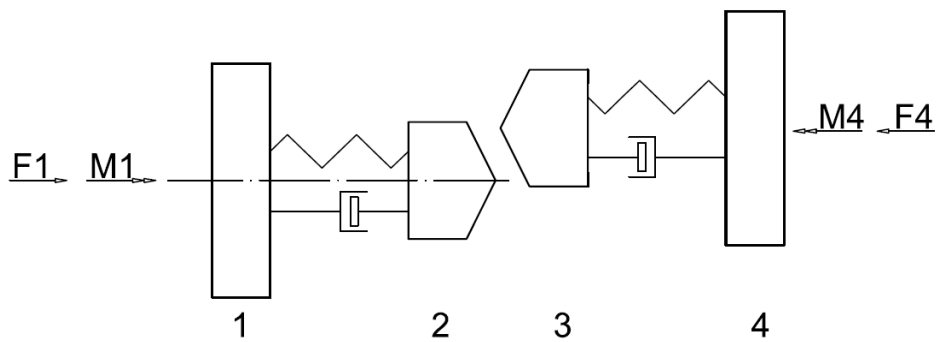


Abbildung 4.1.: Skizze der Klauenkupplung

(Auf die Darstellung des Lückenspiels und der weiteren Klauen wird verzichtet, ebenso entfällt die Darstellung der Geschwindigkeiten)

wird:

$$J_1 \dot{\omega}_1 = M1 - c1(\varphi_2 - \varphi_1) - d1(\omega_2 - \omega_1) \quad (4.1)$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = c1(\varphi_2 - \varphi_1) + d1(\omega_2 - \omega_1) - MR1 \quad (4.2)$$

In Richtung der Betätigungskraft:

$$m_1 \dot{u}_1 = F1 - \bar{c}1(x_2 - x_1) - \bar{d}1(u_2 - u_1) \quad (4.3)$$

$$m_2 \dot{u}_2 = \bar{c}1(x_2 - x_1) + \bar{d}1(u_2 - u_1) - R1 \quad (4.4)$$

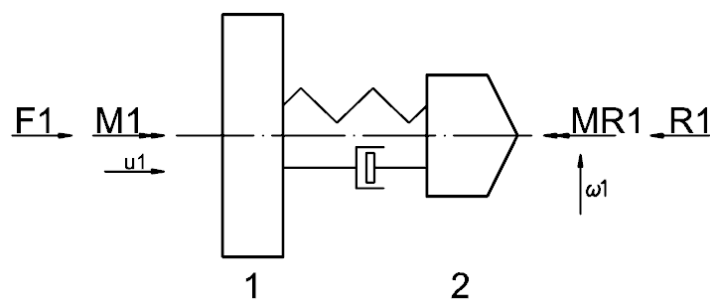


Abbildung 4.2.: Skizze eines Zahnes der ersten Kupplungshälfte

4.2. Berührung der Teilkupplungen

Wesentlich komplexer stellt sich die Simulation des Stoßvorgangs dar. Es tritt das Problem auf, dass über den Stoßvorgang nur wenig bekannt ist und andererseits das Abgleiten der Teilkupplungen schwierig zu untersuchen (bzw. zu simulieren) ist, da für eine genaue Untersuchung eine Reduktion bis auf mikroskopische Vorgänge in den Berührebenen sowie eine genaue Kenntnis des dynamischen Verhaltens der berührenden Teile (Verformung der Zähne der Teilkupplungen auf Grund der hohen Stoßkräfte) erforderlich ist.

Im Weiteren sind zwei Ansätze für ein Simulationsmodell in erster Näherung mit starken Vereinfachungen dargestellt, wobei beim ersten Ansatz (Kapitel 4.2.2) direkt die Zusammenhänge beim Stoß verwendet werden. Beim zweiten Ansatz (Kapitel 4.2.3) wird die Berührung der Teilkupplungen und der Stoß durch eine Ersatzfeder mit sehr großer Federsteifigkeit ersetzt. Ein möglicher dritter Ansatz wäre eine Simulation mit der Methode der finiten Elemente, der allerdings auch wieder die Schwierigkeiten der unbekannteren Reib- und Stoßverhältnisse birgt und daher in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt wird.

Die Verifizierung des Rechenmodells erfolgt mit einem Prüfstandsversuch (Kapitel 6.5).

4.2.1. Zum Stoßvorgang

Beim Stoß von zwei Körpern werden in kurzer Zeit relativ große Kräfte wirksam, denen gegenüber andere Kräfte wie Reibung und Gewichtskraft vernachlässigt werden können [11]. Für einen Stoß können folgende Annahmen getroffen werden [22]:

1. Stoßzeit (Kontaktzeit) ist extrem kurz, die Lage der Körper ändert sich in dieser Zeit nicht, es ändert sich nur der Geschwindigkeitszustand
2. Stoßkräfte (Berührkräfte) sind gegenüber den äußeren Kräften (Gewicht, Reibung) während der Stoßzeit so groß, dass eine Vernachlässigung zulässig ist
3. die Deformation der Körper ist hinsichtlich der Bewegung der Körper so gering dass die Körper als starr angesehen werden können

Der Stoß wird in die Kompressionsperiode K und die Restitutionsperiode R unterteilt. Während der Kompressionsperiode nimmt die Stoßkraft zu, bis beide Körper die gemeinsame Geschwindigkeit u erreicht haben (4.11). In der Restitutionsperiode nimmt die Stoßkraft wieder ab und die Körper erreichen ihre unterschiedlichen Geschwindigkeiten c_1 und c_2 .

Der Impuls vor und nach dem Stoß bleibt gleich, sofern am Stoß keine weiteren Kräfte beteiligt sind [22]. Dies ist der Fall wenn von einer idealen Einspannung in ausreichend großen

¹[11], B35, Bild 17

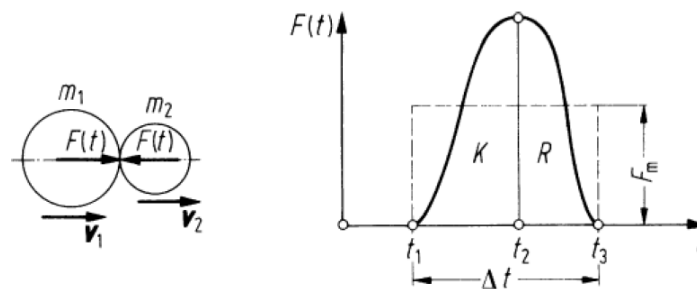


Abbildung 4.3.: Kraftverlauf beim Stoß¹

Abstand von der Kontaktfläche des Stoßes ausgegangen wird bzw. wenn der Ansatz getroffen wird dass die Einspannung der Körper genau im Stoßzentrum des Körpers erfolgt, denn dieser erfährt beim Stoß keinen Impuls. Der Stoßmittelpunkt ist der Momentanpol der Bewegung unmittelbar nach dem Stoß. Der Impuls (4.5) p_K vor und p_R nach dem Stoß wird nach der Newton'schen Stoßhypothese mit der Stoßziffer $k \leq 1$ (4.13) in Beziehung gesetzt, wobei der Gesamtimpuls des Systems erhalten bleibt. Die Stoßziffer k stellt das Verhältnis aus dem Impuls der Restitutionsperiode zum Impuls der Kompressionsperiode dar. Beim vollelastischen Stoß ist $k = 1$, beim ideal plastischen Stoß ist $k = 0$. Der Kraftverlauf beim Stoß ist in Abbildung 4.3 dargestellt.

Für den Impuls gilt:

$$p_{R,K} = \int_{t_1}^{t_2} F(t) dt = konst. \quad (4.5)$$

$$p_R = k * p_K \quad (4.6)$$

Beim Stoß wird, neben der Unterscheidung zwischen elastischen, teilelastischen und plastischen Stoß mit Hilfe der Stoßziffer, in die Fälle des geraden, schiefen, zentrischen und exzentrischen Stoßes unterschieden. Eine weitere Unterteilung erfolgt in der Kombination der genannten Varianten.

Der gerade Stoß bezeichnet den Stoß wenn die Geschwindigkeiten der Berührungspunkte der Körper unmittelbar vor dem Stoß die Richtung der Stoßnormalen haben, sind die Geschwindigkeiten anders orientiert spricht man vom schiefen Stoß. Mit Hilfe der Lage des Körperschwerpunktes in Bezug auf die Stoßnormale wird zwischen zentrischen (Körperschwerpunkt auf Stoßnormale) und exzentrischen Stoß unterschieden.

Bei ideal glatten Körpern treten nur Kräfte in Stoßrichtung (also normal zur Stoßebene) auf. Sei v_y die Geschwindigkeitskomponente in der Stoßebene vor dem Stoß und \bar{v}_y die Geschwindigkeitskomponente in y-Richtung nach dem Stoß, liefert der Impulssatz in y-Richtung:

$$m_1 * \bar{v}_{1y} - m_1 * v_{1y} = 0 \Rightarrow \bar{v}_{1y} = v_{1y} \quad (4.7)$$

$$m_2 * \bar{v}_{2y} - m_2 * v_{2y} = 0 \Rightarrow \bar{v}_{2y} = v_{2y} \quad (4.8)$$

Daher bleibt die Geschwindigkeitskomponente senkrecht zur Stoßnormale beim Stoß von Glatten Körpern unverändert, bei rauen Körpern tritt zusätzlich eine Kraftkomponente und damit eine Geschwindigkeitsänderung in y-Richtung auf.

Die Geschwindigkeiten nach dem Stoß lassen sich wie folgt berechnen:

$$u = \frac{m_1 * v_{1x} + m_2 * v_{2x}}{m_1 + m_2}$$

$$\bar{v}_{1x} = \frac{m_1 * v_{1x} + m_2 * v_{2x} - k * m_2 * (v_{1x} - v_{2x})}{m_1 + m_2} \quad (4.9)$$

$$\bar{v}_{2x} = \frac{m_1 * v_{1x} + m_2 * v_{2x} - k * m_1 * (v_{1x} - v_{2x})}{m_1 + m_2} \quad (4.10)$$

Der Energieverlust beim Stoß ergibt folgt aus dem Energieerhaltungssatz:

$$\Delta E = \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} (v_1 - v_2)^2 (1 - k^2) \quad (4.11)$$

Die mittlere Stoßkraft F_m lautet nach Abbildung 4.3:

$$F_m = \frac{p_K + p_R}{\Delta t} \quad (4.12)$$

Über die Ermittlung der Stoßziffer k gibt es nur wenige Untersuchungen da sie sehr schwierig ist, denn sie hängt von der Form, der Materialbeschaffenheit und in gewissem Maße auch von der Geschwindigkeit der stoßenden Körper ab [31]. Experimentell lässt sie sich durch einen Versuch der Masse m_1 im freien Fall gegen eine unendlich große Masse m_2 ermitteln.

$$k = -\frac{\bar{v}_1 - \bar{v}_2}{v_1 - v_2} = \sqrt{\frac{h_2}{h_1}} \quad (4.13)$$

Die Stoßdauer kann nach Hertz [34] durch Untersuchung der elastischen Verformung der beteiligten Körper während des Stoßes errechnet werden. Es wird davon ausgegangen dass es nur in der Umgebung der Stoßstelle des Stoßvorgangs zu elastischen Verformungen kommt.

In diesem Fall kann man für die Geschwindigkeit der Körperschwerpunkte die Abplattungsgeschwindigkeit setzen. Durch Aufstellen der Differentialgleichung, Berechnung der größten Stoßkraft und Auswertung des dynamischen Vorgangs und Einsetzen der Werkstoffkonstanten kann dann die Stoßdauer berechnet werden. Für das genaue Vorgehen sei an dieser Stelle auf die weiterführende Literatur verwiesen ².

4.2.2. Simulationsmodell für den Stoß

Durch starke Vereinfachung der Dynamik beim Stoßvorgang kann ein einfaches Simulationsmodell entwickelt werden.

4.2.2.1. Kräfte- und Geschwindigkeitssituation unmittelbar vor dem Stoß

In Abbildung 4.4 ist eine Abwicklung der Klauenkupplung dargestellt.

Die Geschwindigkeitskomponenten u_1 und u_2 bezeichnen die Geschwindigkeit in axialer Richtung, die Geschwindigkeiten s_1 und s_2 stellen die Geschwindigkeit in Umfangsrichtung dar. $M1$ bezeichnet das anliegende Moment an der ersten Teilkupplung unmittelbar vor dem Stoß, $F1$ die Betätigungskraft an dieser Teilkupplung. Auf der anderen Teilkupplung greift unmittelbar vor dem Stoß die Kraft $F4$ und das Moment $M4$ an, wobei das Moment $M4$ aus dem Schleppmoment des Antriebsstrangs der Teilkupplung 2 resultiert. Genauso ist $F4$ die axiale Kraft an dieser Teilkupplung und da die Kräfte in axialer Richtung vernachlässigbar sind, wird diese zu Null gesetzt.

Zur weiteren Untersuchung wird aus den Geschwindigkeiten eine resultierende Geschwindigkeit $b1$ bzw. $b2$ gebildet. Die Kräfte und Momente werden um denselben Winkel γ gedreht. Zur besseren Vorstellung ist in Abbildung 4.5 die Gesamtsituation so gedreht, dass die Berührebene waagrecht dargestellt ist. Der Winkel φ zwischen der resultierenden Geschwindigkeit und der Berührebene errechnet sich folgendermaßen:

$$\gamma_{1,2} = \arctan\left(\frac{s_{1,2}}{u_{1,2}}\right) \quad (4.14)$$

²[34], S177ff

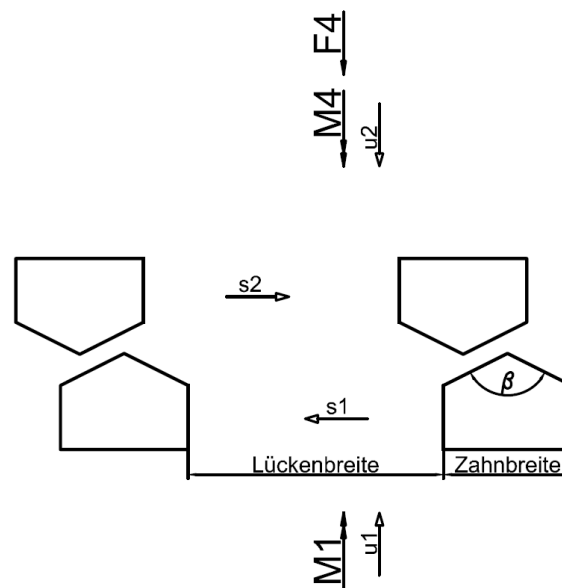


Abbildung 4.4.: Darstellung einer Abwicklung der Klauenkupplung
(Statt den Feder- und Dämpferelemente werden die Kräfte und Momente dargestellt)

für die resultierenden Geschwindigkeiten folgt mit dem Winkel γ :

$$b_1 = \frac{u_1}{\cos(\gamma_1)} = \frac{s_1}{\sin(\gamma_1)} \quad (4.15)$$

$$b_2 = \frac{u_2}{\cos(\gamma_2)} = \frac{s_2}{\sin(\gamma_2)} \quad (4.16)$$

somit ist der Winkel φ zwischen den Geschwindigkeiten und der Berührebene:

$$\varphi_{1,2} = \frac{\beta}{2} + \gamma_{1,2} \quad (4.17)$$

Für den Winkel τ zwischen Rotationsachse und Berührebene gilt:

$$\tau_{1,2} = \pi + \frac{\beta}{2} \quad (4.18)$$

4.2.2.2. Untersuchung des Stoßvorgangs

Zur genaueren vereinfachten Untersuchung und Definition der Stoßgleichung sind in Abbildung 4.6 die Teilkupplungen als Kreise dargestellt. Wie in der Abbildung ersichtlich, lassen sich die

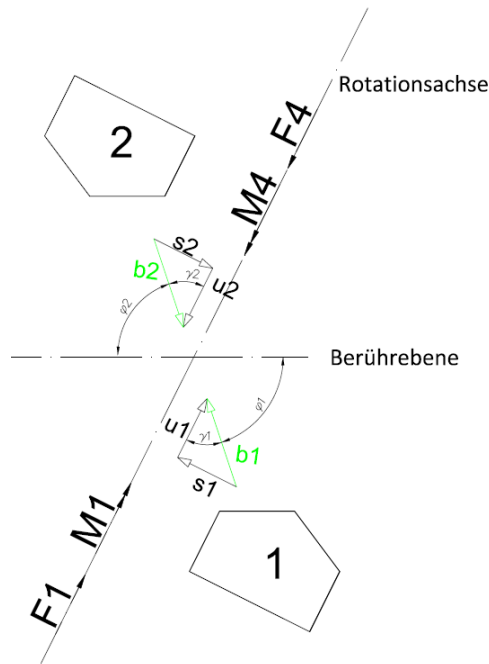


Abbildung 4.5.: Resultierende Geschwindigkeiten der Teilkupplungen

resultierenden Geschwindigkeiten b_2 und b_1 in ihre Komponenten parallel zur Stoßebene, die der Berührebene entspricht, (v_1 und v_2) und normal zur Stoßebene (w_1 und w_2) zerlegen.

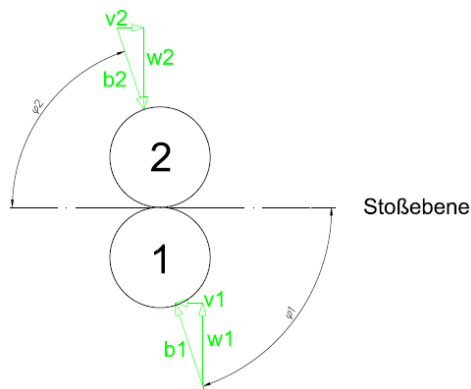


Abbildung 4.6.: Geschwindigkeiten kurz vor dem Stoß; während des Stoßes fließen die Impulse (nicht dargestellt) in die Stoßrechnung ein.

Die Geschwindigkeitskomponenten parallel und normal zur Stoßebene errechnen sich aus dem

Winkel φ_1 bzw. φ_2 :

$$v_1 = b_1 * \cos(\varphi_1) \quad (4.19)$$

$$v_2 = b_2 * \cos(\varphi_2) \quad (4.20)$$

$$w_1 = b_1 * \sin(\varphi_1) \quad (4.21)$$

$$w_2 = b_2 * \sin(\varphi_2) \quad (4.22)$$

Im Weiteren wird der Stoßvorgang parallel und normal zur Stoßnormalen senkrecht zur Stoß- bzw. Berührebene, getrennt behandelt, wie bereits unter 4.2.1 beschrieben. Es wird die Vereinfachung getroffen dass die Berührflächen glatt sind und somit keine Reibung zwischen den Körpern besteht.

4.2.2.3. Reaktion der Körper auf den Stoß

Unmittelbar nach dem Stoß wirkt auf die beiden beteiligten Körper die mittlere Stoßkraft F_m entlang der Stoßnormalen. Wählt man nun ein Koordinatensystem bei dem die x-Achse mit der Stoßnormale zusammenfällt lauten die Impulssätze für die Massen m_1 und m_2 der Körper 1 und 2:

$$m_1(\bar{w}_1 - w_1) = -F_m \quad (4.23)$$

$$m_2(\bar{w}_2 - w_2) = F_m \quad (4.24)$$

$$m_1(\bar{v}_1 - v_1) = 0 \quad (4.25)$$

$$m_2(\bar{v}_2 - v_2) = 0 \quad (4.26)$$

$$k = -\frac{\bar{w}_1 - \bar{w}_2}{w_1 - w_2} \quad (4.27)$$

somit folgt für die Geschwindigkeiten nach dem Stoß:

$$\bar{w}_1 = \frac{w_1 \left(\frac{m_1}{m_2} - k \right) + w_2(1 + k)}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \quad (4.28)$$

$$\bar{w}_2 = \frac{m_1}{m_2} (w_1 - \bar{w}_1 + w_2) \quad (4.29)$$

$$\bar{v}_1 = v_1 \quad (4.30)$$

$$\bar{v}_2 = v_2 \quad (4.31)$$

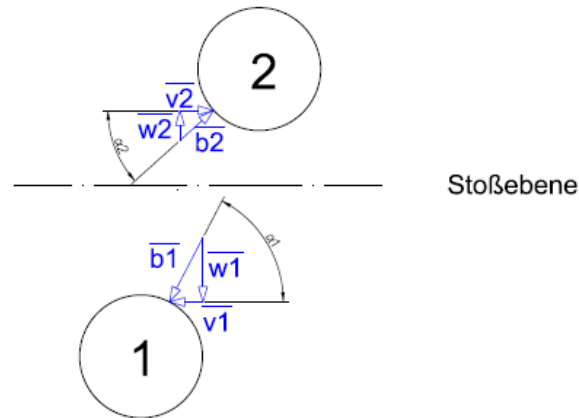


Abbildung 4.7.: Geschwindigkeiten nach dem Stoß

Die Körper bewegen sich nach dem Stoß mit den Geschwindigkeiten \bar{b}_1 und \bar{b}_2 unter den Neigungswinkeln α_1 und α_2 zur Stoßebene. In Abbildung 4.7 ist die Situation nach dem Stoß dargestellt. Der Neigungswinkel errechnet sich aus:

$$\alpha_{1,2} = \arctan\left(\frac{w_{1,2}}{v_{1,2}}\right) \quad (4.32)$$

für die resultierenden Geschwindigkeiten folgt mit dem Winkel α zwischen den Geschwindigkeiten:

$$\bar{b}_1 = \frac{\bar{v}_1}{\cos(\alpha_1)} \quad (4.33)$$

$$\bar{b}_2 = \frac{\bar{v}_2}{\cos(\alpha_2)} \quad (4.34)$$

die Geschwindigkeit kann somit wieder in das ursprüngliche Koordinatensystem zurück gedreht werden:

$$\bar{\tau}_{1,2} = \frac{\pi}{2} - \tau_{1,2} \quad (4.35)$$

$$\bar{u}_1 = \bar{v}_1 * \sin(\bar{\tau}_1) + \bar{w}_1 * \cos(\bar{\tau}_1) \quad (4.36)$$

$$\bar{s}_1 = \bar{v}_1 * \cos(\bar{\tau}_1) + \bar{w}_1 * \sin(\bar{\tau}_1) \quad (4.37)$$

$$\bar{u}_2 = \bar{v}_2 * \sin(\bar{\tau}_2) + \bar{w}_2 * \cos(\bar{\tau}_2) \quad (4.38)$$

$$\bar{s}_2 = \bar{v}_2 * \cos(\bar{\tau}_2) + \bar{w}_2 * \sin(\bar{\tau}_2) \quad (4.39)$$

4.2.2.4. Kräfte nach dem Stoß

Nach dem Stoß bewegen sich die Massen mit ihren veränderten Geschwindigkeiten \bar{u}_1 bzw. \bar{u}_2 in Axialrichtung, \bar{s}_1 bzw. \bar{s}_2 in Umfangrichtung. Mit dieser Geschwindigkeit werden die Massen dann gegen die Federkräfte $M1$, $M4$ in Umfangrichtung und gegen $F1$ bzw. $F4$ in Axialrichtung gedrückt. Die kinetische Energie E_{kin} der bewegten Massen geht dann im Idealfall, unter Vernachlässigung aller Verluste, in die potentielle Energie E_{pot} der Feder über. Im Folgenden wird wegen der einfacheren Darstellung für die Geschwindigkeit allgemein v verwendet, für die Zeit t und für die Beschleunigung a , es erfolgt dann keine Unterscheidung mehr in die einzelnen Richtungen:

$$E_{kin} = m \frac{v^2}{2} \quad (4.40)$$

$$E_{pot} = \frac{1}{2} k x^2 \quad (4.41)$$

$$E_{kin} = E_{pot} \quad (4.42)$$

damit lässt sich die Eindrückung der Feder mit der Federkonstante k berechnen:

$$x = \sqrt{2 \frac{E_{pot}}{k}} = \sqrt{2m \frac{v^2}{2k}} = \sqrt{\frac{mv^2}{k}} \quad (4.43)$$

Die Zeitdauer bis die Feder sich wieder vollständig entspannt hat lässt sich aus der Geschwindigkeit und des Weges berechnen:

$$t = \frac{x}{v} \quad (4.44)$$

woraus wiederum die Beschleunigung der Massen folgt:

$$a = \frac{v}{t} \quad (4.45)$$

Daher ist die Kraft auf die Feder (und damit die Kraft die die Feder auf das System ausübt):

$$F_F = m * a \quad (4.46)$$

Während der so bekannten Dauer bewegen sich die Massen, beschleunigt durch die Kraft F , mit den Geschwindigkeiten weiter und erreichen eine neue Position. Durch die Expansion der Feder werden die Massen wieder beschleunigt und erreichen ihre ursprüngliche Geschwindigkeit, allerdings ist sie entgegen der Geschwindigkeit zuvor orientiert. Mit der neuen Situation kommt es wieder zum Stoß. Der Vorgang wiederholt sich so lange, bis keine Differenzgeschwindigkeit mehr zwischen den Massen bzw. den Teilkupplungen besteht.

4.2.2.5. Darstellung des Simulationsmodells

Mit der Implementation des angeführten Simulationsmodells in MATLAB gemäß Abbildung 4.8 kann so der Stoßprozess untersucht werden.

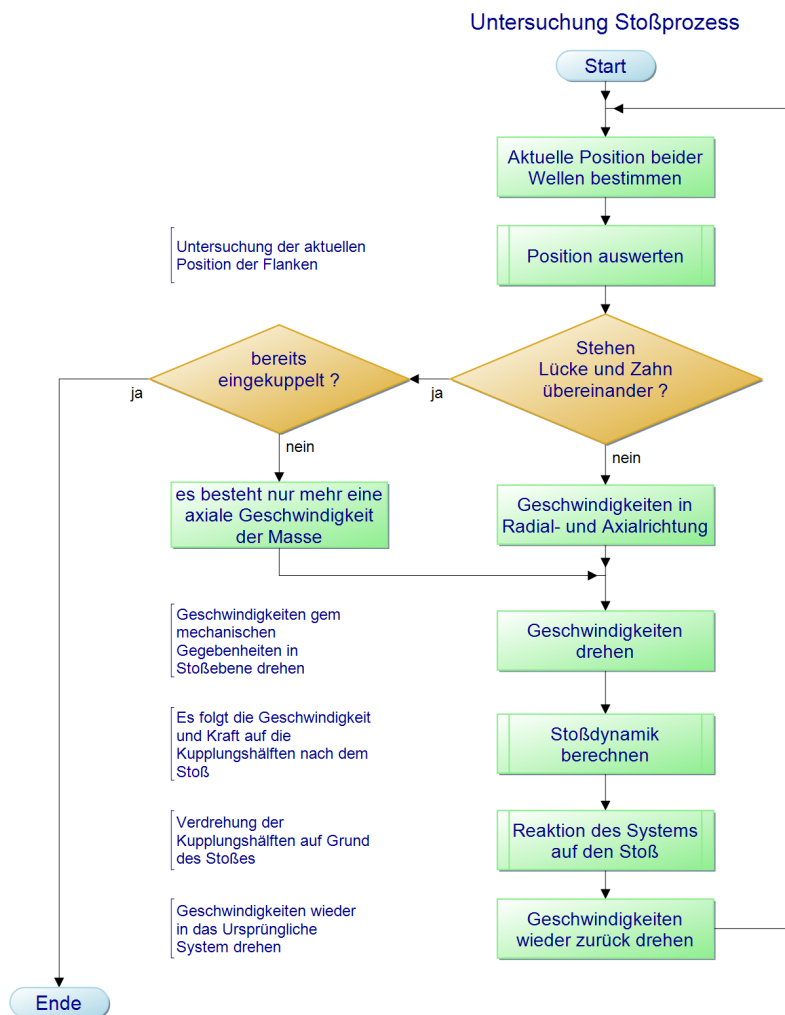


Abbildung 4.8.: Ablaufdiagramm des Simulationsmodells

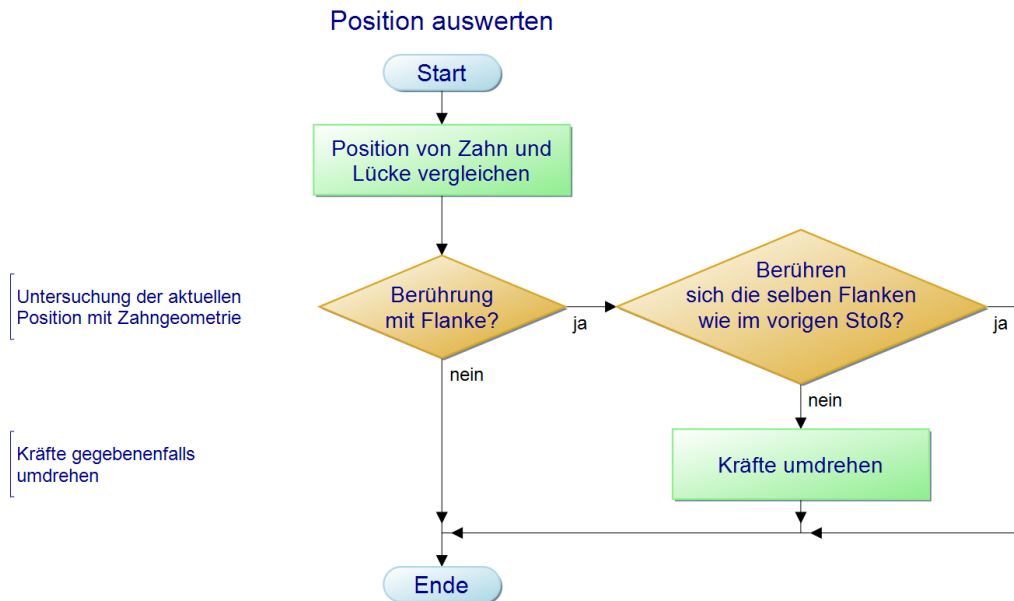


Abbildung 4.9.: Unterprogramm Auswerten der Position

Reaktion des Systems auf den Stoß

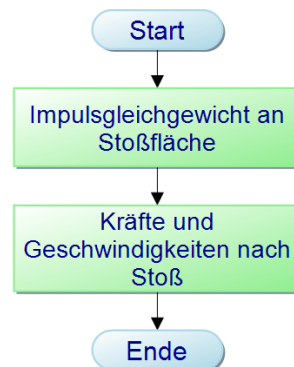


Abbildung 4.10.: Unterprogramm Untersuchung des Systemverhaltens

4.2.3. Simulationsansatz mit einer Ersatzfeder

Bei diesem Ansatz wird der Kontakt zwischen den Kupplungshälften durch eine Feder ersetzt, wobei die Ersatzfederkonstante sehr hoch angesetzt wird. Dieses Modell hat gegenüber dem in Abschnitt 4.2.1 vorgestellten Modell den Vorteil, dass es einfacher analytisch gerechnet werden kann und die Geometrie der Zähne in Form der Ersatzfederkonstante zwischen den Kupplungshälften einfließt.

Nachteilig an diesem Modell ist, dass für jede Variante das Gleichungssystem erneut gelöst werden muss da sich die Federsteifigkeit je nach Krafteinleitungspunkt auf die Kupplungsklaue (bzw. Berührungspunkt der Kupplungshälften) ändert.

In Abbildung 4.11 ist das System dargestellt. Es ergibt sich folgendes Gleichungssystem (vgl.

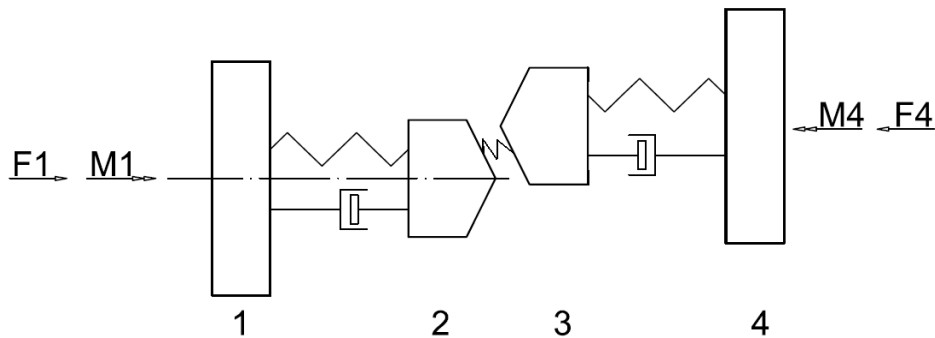


Abbildung 4.11.: Skizze der Klauenkupplung mit Feder zwischen den Kupplungshälften (Auf die Darstellung des Lückenspiels und der weiteren Klauen wird verzichtet, ebenso entfällt die Darstellung der Geschwindigkeiten)

(4.4)), mit dessen Lösung die Dynamik genauer untersucht werden kann.

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M1 - c1(\varphi_2 - \varphi_1) - d1(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) \quad (4.47)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = c1(\varphi_2 - \varphi_1) + d1(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - MF \quad (4.48)$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 = MF - c3(\varphi_4 - \varphi_3) - d3(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) \quad (4.49)$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 = c3(\varphi_4 - \varphi_3) + d3(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) - M4 \quad (4.50)$$

In Richtung der Betätigungskraft:

$$m_1 \ddot{x}_1 = F1 - \bar{c}1(x_2 - x_1) - \bar{d}1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (4.51)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = \bar{c}1(x_2 - x_1) + \bar{d}1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - FF \quad (4.52)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = FF - \bar{c}3(x_4 - x_3) - \bar{d}3(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) \quad (4.53)$$

$$m_4 \ddot{x}_4 = \bar{c}3(x_4 - x_3) + \bar{d}3(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + F4 \quad (4.54)$$

4.3. Durchschalten der Schaltmuffe und Herstellen einer Verbindung zur Klauenkupplung

Sobald der Differenzweg zwischen den Kupplungshälften überwunden ist bzw. der Zahn die Stellung „Zahn auf Lücke“ erreicht ist, wird die Klauenkupplung durchgeschaltet. Es besteht dann ein vollständiger Kraftfluss zwischen beiden Wellen. Durch wechselseitiges Öffnen und Schließen der Doppelkupplung wird das Moment vom zuvor gewählten Antriebsstrang auf den neu eingelegten übergeführt.

Eine Besonderheit des Getriebes ist, dass über das Planetengetriebe die neu eingelegte Teilwelle auch gleich in den Kraftfluss zum Abtriebsstrang eingebunden wird. Es ändert sich damit das mögliche Moment beim Boosten, wie es in Kapitel 3.4 näher behandelt wird.

5. Gestaltung der Klauenkupplung

5.1. Beanspruchung von Welle und Nabe

Die Klauenkupplung wird annähernd als Keilwellenverbindung betrachtet. Diese kann nach DIN5466 berechnet werden. Dabei wird bei der Ermittlung der Beanspruchung von Welle und Nabe zwischen den Beanspruchungsarten Beanspruchung durch Torsion, Biegemoment und einer Axialverschiebung unterschieden. Im Weiteren werden die maximalen Beanspruchungen im Kerbbereich und an der Flanke von Welle und Nabe ermittelt, wobei die Berechnung für statische und dynamische lastfälle getrennt erfolgen muss. Die berechneten Beanspruchungen müssen dann mit den Werkstoffdaten überprüft bzw. verglichen werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Rechenmodell in MATLAB erstellt, das die Berechnung der Keilwelle nach DIN5480 ermöglicht. Im Folgenden werden nur die Grundzüge der Berechnung dargestellt da der genaue Formelapparat in der Literatur zu finden ist und eine Auflistung der Formeln ohne genaue Erklärung der einzelnen Faktoren nicht zielführend ist.

5.1.1. Beanspruchung der Flanken

Die Flankenpressung bezeichnet die Beanspruchung normal zu Flankenoberfläche. Über die Flankenhöhe des einzelnen Zahnes wird eine gleichmäßige Pressungsverteilung angenommen, die Pressungsüberhöhung durch Steifigkeitsüberhöhungen hat lt. DIN5466-1, Seite 10 keine Auswirkungen auf die Spannungen im Kerbbereich. Die Abhängigkeit des Pressungsverlaufs vom Eingriffswinkel ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Demnach sollte ein möglichst großer Eingriffswinkel gewählt werden.

Ausschlaggebend für die auftretenden Spannungen ist vor allem die maximale Flankenpressung, die von Parametern in Umfangs- und Axialrichtung beeinflusst wird. Sie wird in Abhängigkeit von der maximalen Flankennormalkraft F_{max} , dem Eingriffswinkel α_w , Zahnbreite b und der wirksamen Zahnhöhe h_w folgendermaßen berechnet, die von der axialen Koordinate abhängige maximale Überhöhung der Flankenpressung wird durch den Breitenfaktor k_b berücksichtigt, welcher von nahezu allen Parametern der Verbindung beeinflusst wird (Eine genaue

¹vgl. [5]

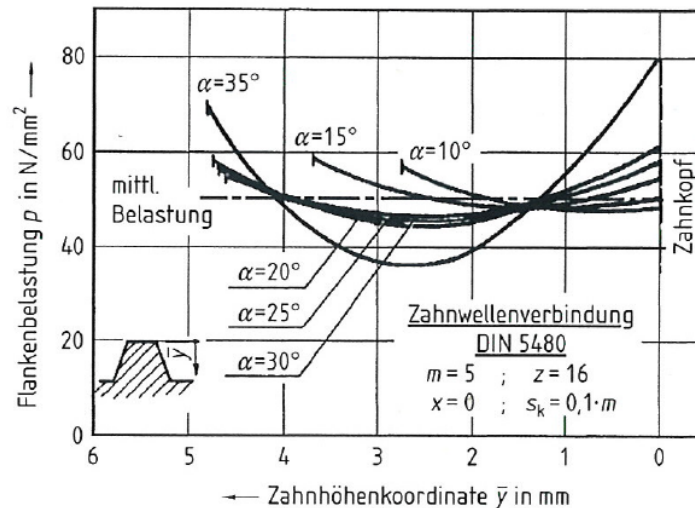


Abbildung 5.1.: Abhängigkeit des Pressungsverlaufs über die Zahnhöhe von der Wahl des Eingriffswinkels bei Zahnwellen nach DIN5480 im Herstellzustand¹

Darstellung des Parameters würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen, es sei an dieser Stelle an DIETZ verwiesen).

$$p_s = \frac{F_{max} * \cos(\alpha_w)}{b * h_w} \quad (5.1)$$

$$p_{max} = p_s * k_b \quad (5.2)$$

In der Berechnung wird das Verhältnis zwischen Belastung durch Drehmoment und Belastung durch eine axiale Verschiebung mit Unterscheidung der Belastung in verschiedene Betriebszustände bei der Berechnung von F_{max} berücksichtigt.

5.1.2. Beanspruchung im Kerbbereich

Im Kerbbereich überlagern sich die verschiedenen Beanspruchungen durch Torsion, Wellen- und Zahnbiegung, Druck (Schub) und (wenn eine axiale Verschiebung, wie es bei der Klauenkupplung der Fall ist, auftritt) durch axialen Zug bzw. Druck.

Daher erfolgt die Berechnung der einzelnen Spannungskomponenten, die dann wieder zu einer Vergleichsspannung der Welle bzw. der Nabe zusammengesetzt werden. Dabei treten die höchsten Beanspruchungen im Bereich der Fußausrundung der Zähne der Zahnwellenverbindung auf.

Nach Abbildung 5.2 wäre eine gerade Ausführung der Flanken zur Reduzierung der Vergleichsspannungen anzustreben, allerdings ist dann für die Herstellung ein Sonderwerkzeug nötig. Daher werden die Flanken in Evolventenform ausgeführt um eine günstigere Fertigung

durch Verwendung von Standardwerkzeugen zu ermöglichen.

Auf die detaillierte Berechnung wird auch an dieser Stelle auf DIN5480 verwiesen.

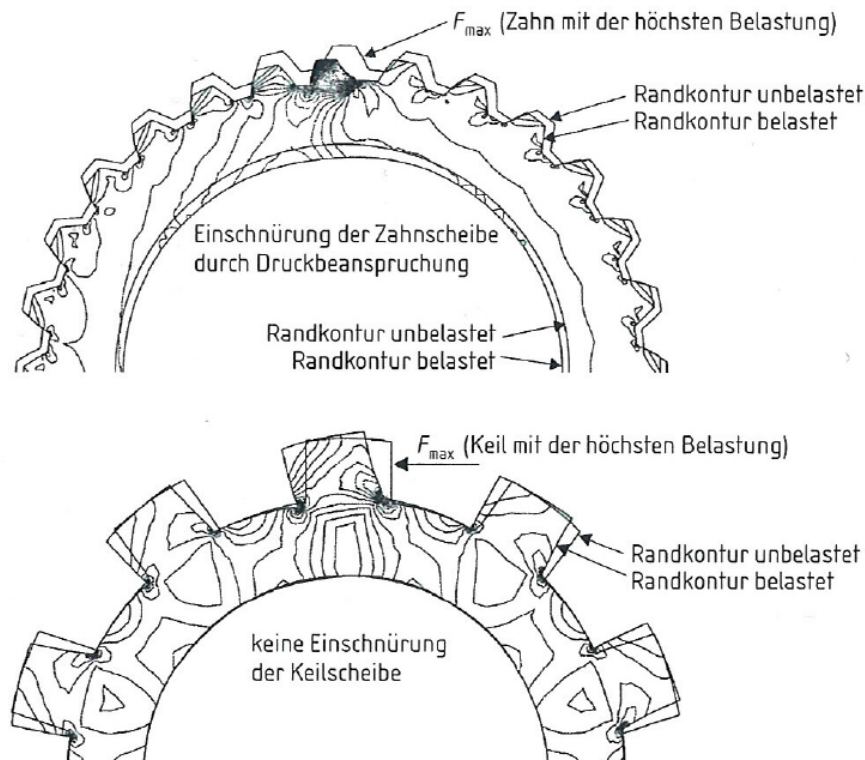


Abbildung 5.2.: Verlauf der Vergleichsspannung (v. Mises) und Verformungsverhalten (stark übertriebene Darstellung) am ebenen Scheibenmodell einer hohlen Zahnwelle nach DIN 5480 und Vergleichsspannung einer hohlen Keilwelle nach DIN ISO 14²

5.1.3. Tragfähigkeitsnachweis

Nach DIN5480 werden beim Tragfähigkeitsnachweis drei Lastfälle unterschieden, wobei die ermittelten Vergleichsspannungen wieder mit den zulässigen Werkstoffwerten verglichen und die jeweiligen Anteile aus statischer und dynamischer Belastung mit den entsprechenden Anteilen berücksichtigt werden.

- Gewaltbeanspruchungen unter dem Einfluss von kurzzeitig auftretenden Belastungsspitzen. Dimensionierung gegenüber Bruch- und Verformungsgrenzen.
- Dauerbeanspruchung entsprechende einem vorgegebenen Lastkollektiv. Dimensionierung auf Dauerfestigkeit.

²vgl. [39]

- Flankenverschleiß durch Relativbewegungen.

Vor allem beim Einkuppeln der Klauenkupplung treten hohe Belastungsspitzen auf, es rechtfertigt sich daher die Untersuchung des Stoßes (Kapitel 4.2.2) beim Einlegen der Kupplung um die maximal auftretenden kurzzeitigen Kräfte zur Berechnung der Flankenpressungen zu ermitteln.

Da außer den Werkstoffeinflüssen auch noch andere Faktoren wie z.B. Werkstoffpaarung und Beschichtung, Schmierungssystem, zulässiger Verschleiß und Verschiebung unter Last für die Haltbarkeit ausschlaggebend sind, kann ohne experimentelle Ermittlung des Einflusses der verschiedenen Parameter nur eine vergleichende Aussage getroffen werden.

6. Prüfstandsversuche

Zur Verifizierung der Rechnung sind Versuche am Prüfstand unbedingt erforderlich, mit denen die Realität bzw. die in der Rechnung verwendeten Werte möglichst gut nachgebildet sind. Daraus lassen sich Aussagen über das zu erwartende Verhalten der Kupplung im Einsatz treffen und in Dauertests auch überprüfen.

Da es sich bei der Kupplung um ein sehr komplexes Bauteil handelt werden verschiedene Prüfstände zum Ermitteln der auftretenden Kräfte bzw. Validierung der Rechnung benötigt. Einerseits wird die Auswirkung der Zahnform auf die Kräfte beim Stoß beim Schließen der Klauenkupplung, sofern die Stellung „Zahn auf Zahn“ auftritt, an Hand eines Prinzipversuchs untersucht (Kapitel 6.1). Der wesentlich komplexere zweite Prüfstandsversuch (Kapitel 6.3) erfasst die Gesamtauswirkungen des Einkuppelschlags an der Geometrie der Klauenkupplung, er soll vor allem für Dauerversuche eingesetzt werden.

6.1. Aufbau des Prinzipprüfstands zur Stoßuntersuchung

Die komplexe Geometrie der Klauenkupplung wird auf den Zahn bzw. auf die beim Stoß aufeinandertreffenden Flächen reduziert. Dabei geht die Vereinfachung noch weiter sodass ein Prinzipversuch mit zwei Massen möglich ist.

Da beim Stoß neben den Massen vor allem die Differenzgeschwindigkeit für die erwarteten Kräfte von Bedeutung ist (Kapitel 4.2.1), wird der Prüfstand so gestaltet dass beides ohne großen Aufwand variiert werden kann. Da ein unterschiedliches Verhalten in Abhängigkeit der Geometrie der Berührflächen untersucht werden soll, wird der Prüfkörper ebenfalls leicht tauschbar montiert. In Abbildung 6.1 Ist eine Prinzipskizze des Prüfstands dargestellt, auf eine detaillierte Darstellung aller Komponenten wird zur besseren Übersicht verzichtet. In Abbildung 6.2 ist der tatsächliche Aufbau des Prüfstands dargestellt.

6.1.1. Ändern der Masse

Die Masse beim Stoßvorgang wird durch verschieben der beweglichen Masse am Schwenkarm variiert. Dabei ist vor allem die Masse in Bezug auf den Berührungspunkt des Prüfkörpers mit

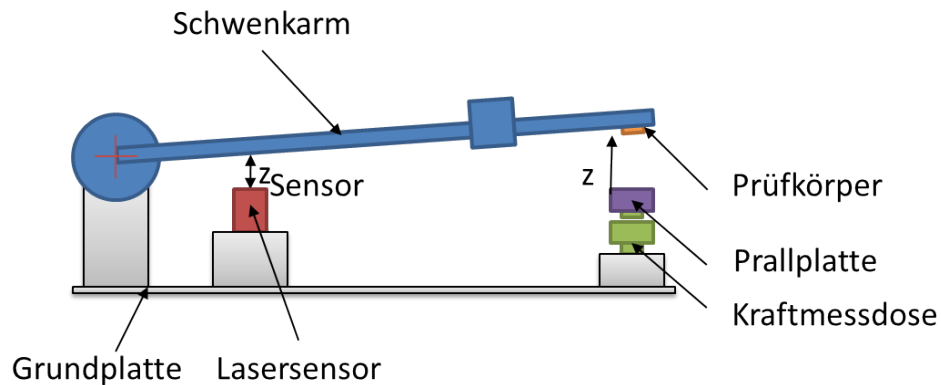


Abbildung 6.1.: Prinzipskizze des Prüfstands zur Stoßuntersuchung

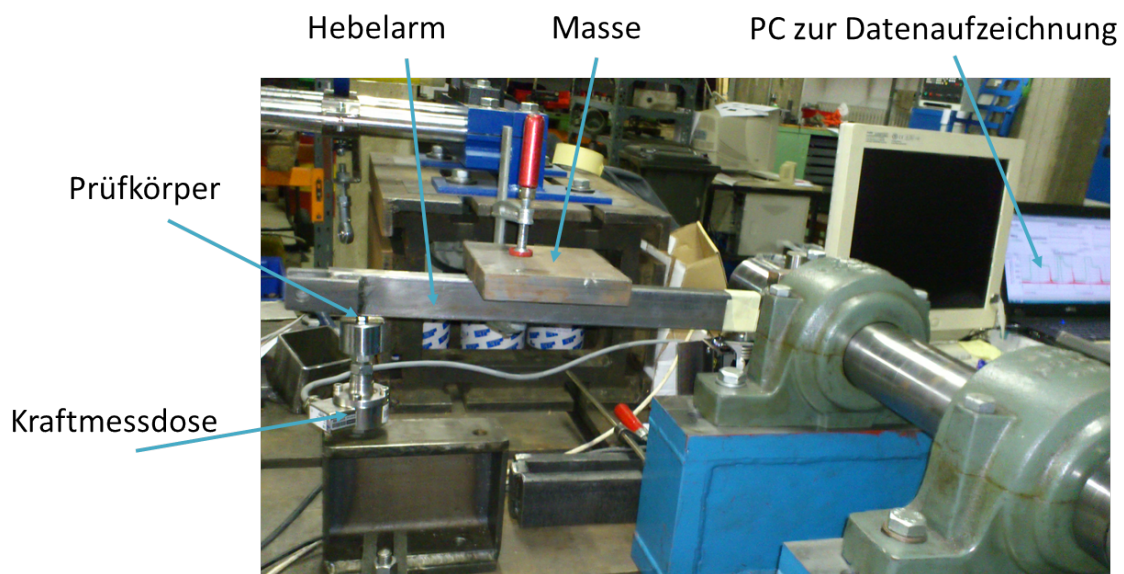


Abbildung 6.2.: tatsächlicher Aufbau des Prüfstands

der Prallplatte bedeutend. Es wird daher im Prüfstandsbetrieb die Masse verschoben bis die gewünschte Masse am Berührungspunkt erreicht ist.

6.1.2. Variation der Geschwindigkeit

Um die Geschwindigkeit beim Stoß zu variieren wird der Schwenkarm entsprechend ausgelenkt, wobei die Geschwindigkeit aus der Bewegungsgleichung ermittelt wird, wobei für die Beschleunigung die Erdbeschleunigung eingesetzt wird.

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (6.1)$$

$$v = \int a dt = a * t \quad (6.2)$$

der somit in der Zeit t zurück gelegte Weg z ist:

$$z = \int v dt = \frac{a * t^2}{2} \quad (6.3)$$

die Fallzeit folgt aus der Energiegleichung

$$E_{Pot} = E_{Kin} \quad (6.4)$$

$$m * g * z = m \frac{v^2}{2}$$

$$v = \sqrt{2 * g * z} \quad (6.5)$$

$$t = \frac{v}{a} = \frac{\sqrt{2 * g * z}}{a} = \sqrt{\frac{2 * z}{g}} \quad (6.6)$$

6.1.2.1. Zusammenhang des gemessenen Weges mit dem Weg des Prüfkörpers

Da die Messung des Weges direkt am Prüfkörper nicht möglich ist, wird ein Lasersensor mit hoher Auflösung eingesetzt um den Weg Nahe am Drehpunkt des Schwenkarms zu messen- dieser wird dann gemäß den geometrischen Gegebenheiten umgerechnet.

$$z = \frac{(z_{Sensor} + 0,975) * 449,5}{85,9}$$

Die angegebene einfache Umrechnung gilt nur wenn die Berührfläche auf derselben Ebene wie die Messebene des Lasersensors liegt, dies kann in erster Näherung angenommen werden.

6.1.3. Verändern der Geometrie der Berührflächen

Die Geometrie der Berührflächen lässt sich sehr einfach durch Tausch des Prüfkörpers verändern. Als Prüfkörper dient für erste Versuche zur Orientierung und Validierung der Rechnung eine Schraube, wobei der Schraubenkopf für verschiedene Versuchsreihen bearbeitet und dessen Geometrie geändert wird. Durch Ändern des Durchmessers d kann somit die Geometrie

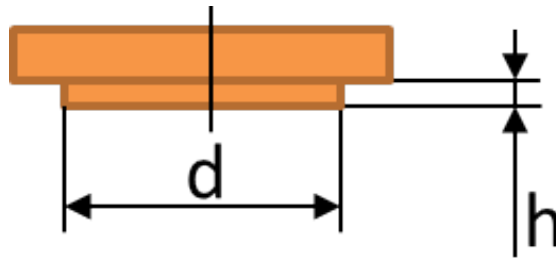


Abbildung 6.3.: Prinzipielle Geometrie des Prüfkörpers

der Berührfläche verändert werden. Durch die Höhe h als freie Länge l ist dann die Federsteifigkeit c des Absatzes definiert.

$$\sigma = \epsilon * E = \frac{F}{A} \Rightarrow \epsilon = \frac{F}{A * E} \quad (6.7)$$

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (6.8)$$

$$F = c * \Delta l \Rightarrow \Delta l = \frac{F}{c} \quad (6.9)$$

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{F}{A * E} = \frac{F}{c * l}$$

$$c = \frac{E * A}{l} \quad (6.10)$$

Versuchsreihe Nr.	d	h
1	10	0
2	5	1
3	2,5	1
4	1,5	1

Tabelle 6.1.: Übersicht über die Geometrie der Versuchsreihen



Abbildung 6.4.: Die verschiedenen Prüfkörper zu den Versuchsreihen 1-4

6.2. Versuchsergebnisse Stoßversuch

Bei der Durchführung der Versuche in verschiedenen Versuchsreihen mit Variation des Durchmesser d und der Höhe h stellt sich heraus dass die maximale Stoßkraft - sie trifft beim ersten Stoß der Körper auf - vor allem von der Masse der beiden Körper abhängt. Die Größe der Berührfläche wirkt sich auch auf die Stoßkraft aus, allerdings trat vor allem bei einer kleinen Berührfläche eine plastische Verformung auf.

In Tabelle A.4 sind die Ergebnisse und Variation der Versuchsparameter kurz zusammengefasst. Dabei stellt die *Masse in N* die Masse des Hebelarms, bzw. die resultierende Kraft des Hebels auf die Kraftmessdose in Ruhe dar. Die gemessene Kraft auf die Kraftmessdose bei Auslenkung des Hebel beträgt $9,54N$, sie wird im Messprogramm durch einen entsprechenden Offset beim Messwert nicht berücksichtigt.

Bei der Bestimmung der Massen muss festgestellt werden dass auf Grund des großen Messbereichs der Kraftmessdose bis zu einer Kraft von 1kN die gewünschte Masse im Bereich von 2% bis 4% des Messbereichs liegt, also nur geringfügig über dem Rauschen des Messsignals. Des Weiteren beträgt die rel. Nullsignalabweichung der Kraftmessdose lt. Datenblatt max. 1% - was einem Messwert von 10N entspricht.

Das Ziel der Versuche besteht vor allem in der Erkennung der Tendenz der Änderung unter dem Einfluss verschiedener Parameter; da es sich bei der Abweichung des Messsignals um einen systematischen Fehler handelt kann dieser Einfluss vernachlässigt werden, sofern die Messungen miteinander verglichen werden und kein Vergleich mit einem anderen Versuch gemacht werden soll. Wenn ein solcher nötig ist, müsste der genaue Messfehler bestimmt werden und so der Fehler auf das Messergebnis abgeschätzt werden.

Beispielhaft ist in Abbildung 6.5 der Messschrieb eines Versuchs dargestellt. An der Abnahme der Stoßkraft und des reflektierten Weges zeigt sich der Energieverlust beim Stoß. Die Auslenkung nach Abklingen der Schwingung beim Weg ist der statische Offset des Weges. Der Weg geht auf Grund der elastischen Stauchung der Unteren Masse und des Prüfkörpers - bzw. des Aufbaus der Kraftmessdose - beim ersten Stoß gegen Null. Zu diesem Zeitpunkt tritt auch die maximale Pressung der Fläche auf. Im Weiteren sind die Auswirkungen der Parametervariationen dargestellt, in Kapitel 6.2.3 erfolgt dann ein Vergleich der gemessenen Werte mit den theoretischen Werten.

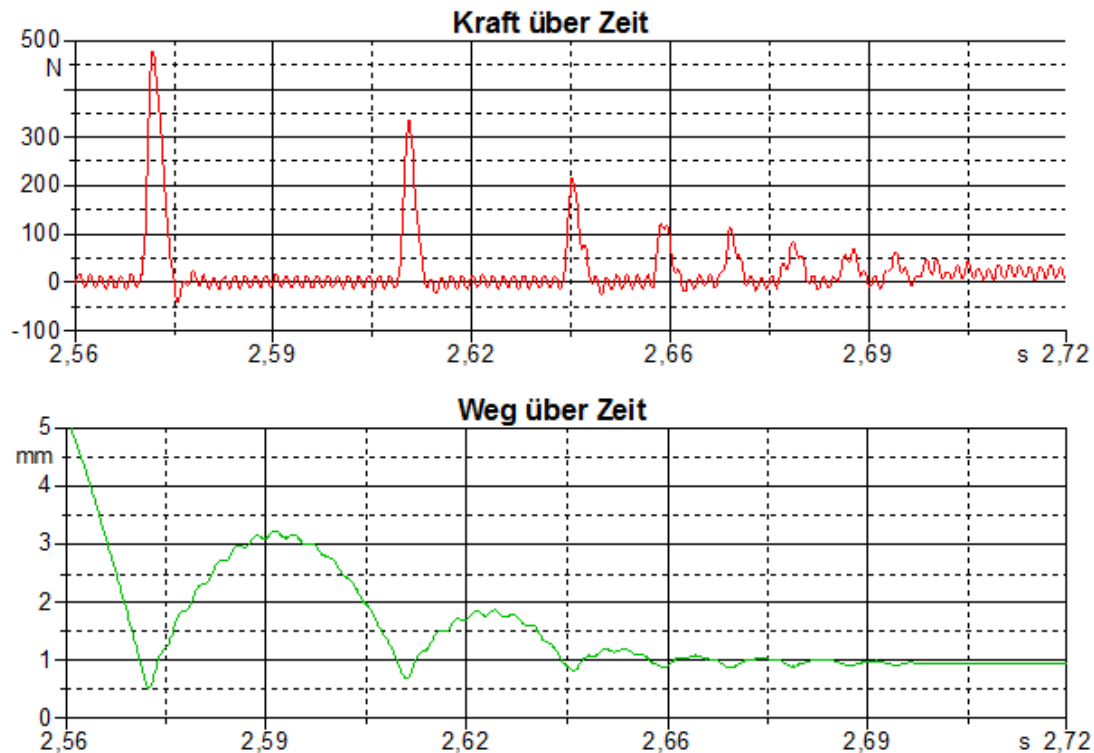


Abbildung 6.5.: Messschrieb bei Versuchsreihe 4, $F_{Stat} = 20N$, $z_0 = 8mm$

6.2.1. Auswirkung der Variation der Masse

Wie in Abbildung 6.6 dargestellt, wirkt sich eine Variation der Masse auf die Stoßkraft beträchtlich aus, wobei die Auswirkung im Versuch bei Erhöhung der Masse um 50% ca. 20% beträgt, bei einer Verdoppelung der Masse verdoppelt sich auch die Stoßkraft bei derselben Aufprallgeschwindigkeit.

6.2.2. Auswirkung der Variation der Geometrie

Die Auswirkung der Variation der Geometrie in den verschiedenen Versuchsreihen (Kapitel 6.1.3) ist in den Abbildungen 6.7 und 6.8 dargestellt. Es zeigt sich dass der Einfluss der Geometrie wesentlich geringer als der Einfluss der Masse ist. Dabei ändert sich die Stoßkraft bei verschiedenen Geometrien um ca. 20%. Ebenso zeigt sich dass die Geometrie der Berührflächen einen Einfluss auf die Dämpfung, also auf die Dauer bis der Prüfkörper sich nicht mehr bewegt, hat. Dies lässt sich vor allem durch die mit dem Durchmesser der Prallfläche veränderte Federsteifigkeit erklären (Abbildung 6.8).

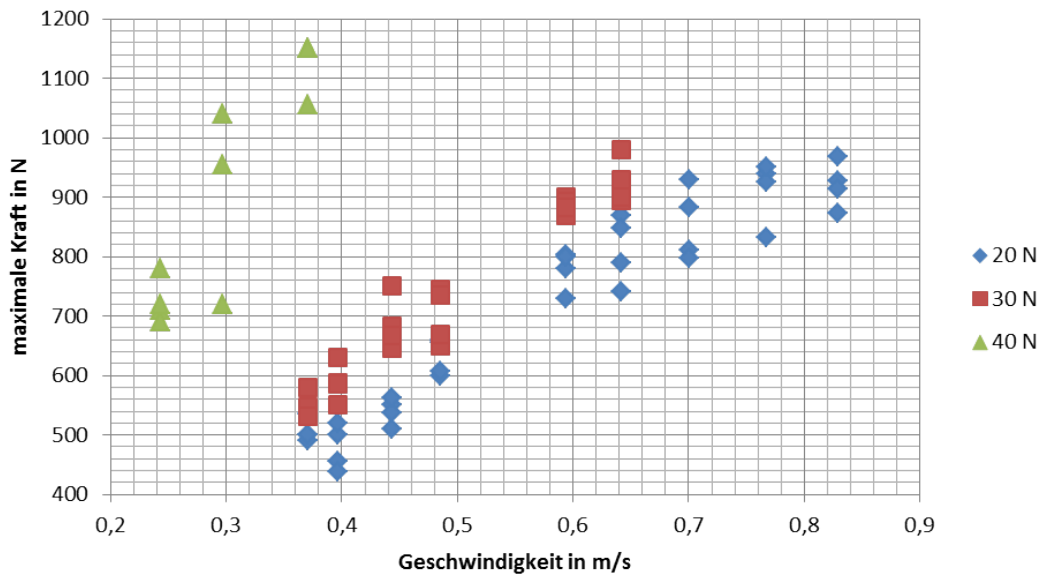


Abbildung 6.6.: Auswirkung der Variation der Masse auf die maximale Stoßkraft bei unterschiedlichen Aufprallgeschwindigkeiten (zur besseren Darstellung der Tendenz, wurden die Versuchsreihen zusammengefasst, auf eine Unterscheidung der Versuchsreihen wird zur leichteren Übersicht verzichtet)

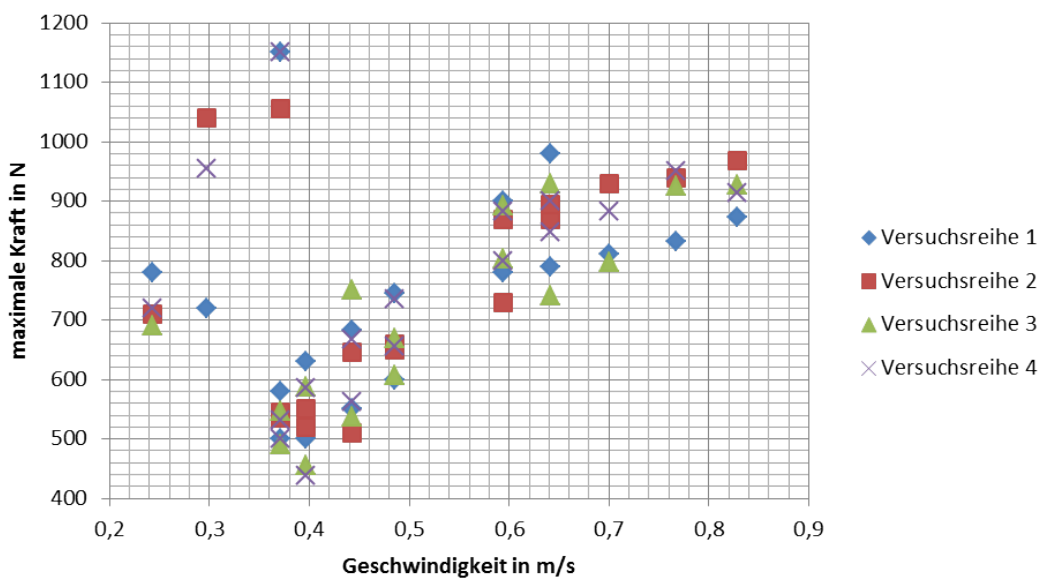


Abbildung 6.7.: Auswirkung der Variation der Geometrie auf die maximale Stoßkraft bei unterschiedlichen Aufprallgeschwindigkeiten (zur besseren Darstellung der Tendenz, wurden die Versuchsreihen zusammengefasst, auf eine Unterscheidung der Versuchsreihen wird zur leichteren Übersicht verzichtet)

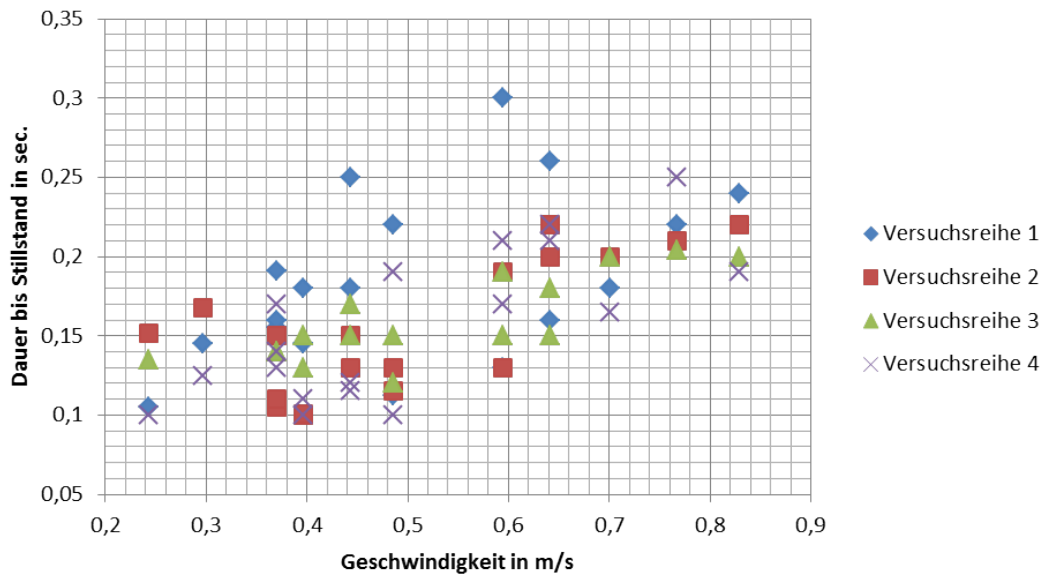


Abbildung 6.8.: Auswirkung der Variation der Geometrie auf die Zeit bis zum Stillstand des Prüfkörpers bei unterschiedlichen Aufprallgeschwindigkeiten (zur besseren Darstellung der Tendenz, wurden die Versuchsreihen zusammengefasst, auf eine Unterscheidung der Versuchsreihen wird zur leichteren Übersicht verzichtet)

6.2.3. Vergleich Messergebnisse mit der theoretischen Stoßkraft

Auf Grund der Versuchsergebnisse kann die Stoßziffer k nach Formel (4.13) berechnet werden, wobei für h_1 die Auslenkung aus der Nulllage beim Loslassen des Hebels, h_2 die Auslenkung des Ersten Stoßes verwendet wird.

Mit Kenntniss der Stoßziffer lässt sich der Kraftstoß \hat{F} berechnen¹, der genau wie der Impuls (4.5) während der infinitesimal kurzen Stoßdauer auf die Körper ausgeübt wird, berechnen:

$$k = \sqrt{\frac{z_1}{z_0}}$$

$$\hat{F} = \frac{m_1 * m_2}{m_1 + m_2} * (1 + k) * (v_1 - v_2) \quad (6.11)$$

Die Ableitung des Kraftstoßes nach der Zeit entspricht der Stoßkraft, da die Messdaten nur mit einer bestimmten Frequenz abgetastet und aufgezeichnet werden können ergibt sich die Stoßkraft durch Division des Kraftstoßes durch die Periodendauer des Messung, wobei im Versuch mit einer Frequenz von $f = 1200Hz$ aufgezeichnet wurde, die Messung selbst erfolgte mit $f = 9600Hz$ - der Messverstärker konnte nur die gemittelten Werte über die Periode aufzeich-

¹vgl. [4], E41

nen.

$$F = \frac{\hat{F}}{t_{Mess}} = \hat{F} * f \quad (6.12)$$

Die Abweichung der so nach der Theorie ermittelten Stoßkraft F von der gemessenen Stoßkraft F_{max} wird folgendermaßen berechnet:

$$\Delta F = \frac{|F_{max} - L|}{F_{max}} \quad (6.13)$$

In Tabelle A.5 sind die Ergebnisse der vergleichenden Rechnung dargestellt.

Die geringe Abweichung bei den ersten Versuchsreihen erklärt sich dadurch dass die Stoßziffer k aus den Messwerten des Versuchs ermittelt wurde. Umgekehrt kommt es zu der relativ großen Abweichung da eine plastische Verformung bei den Hohen Stoßkräften, vor allem bei der kleinen Spitze der vierten Versuchsreihe aufgetreten ist.

6.3. Aufbau des Dauerprüfstands

Mit dem Prüfstand ist es möglich die Synchronisierung beim Kupplungsvorgang zu simulieren. Da bei einem Synchronisierungsvorgang die Relativedrehzahl $\Delta\omega$ der Wellen ausschlaggebend ist, ist es ausreichend, die Synchronisierung auf eine stehende Welle durchzuführen. Dieses Vorgehen hat außerdem den Vorteil dass eine Regelung der nicht-angetriebenen Teilwelle entfällt, der Prüfstandsaufbau härter erfolgen kann- und vor allem nur eine Welle abgedichtet und gelagert werden muss.

Der Aufbau des Prüfstands ist in Abbildung 6.9 schematisch dargestellt. Auf der Antriebswelle, welche von einer Asynchronmaschine angetrieben wird, sitzt eine Schwungscheibe zur Erhöhung des antriebsseitigen Massenträgheitsmoments des Elektromotors ($J_{Emotor} = 0,37kgm^2$) auf das Moment eines Abtriebsstrangs von $0,5kgm^2$. Zur Messung des aufgebracht Drehmoments und der aktuellen Drehzahl sind entsprechende Messaufnehmer auf der Welle angebracht. Es kann damit sowohl das Drehmoment, als auch die Drehzahl der Eingangswelle gemessen werden.

Die Messung der axialen, verstärkten Synchronisationskraft erfolgt im Festlager mit drei Kraftaufnehmern, wobei der arithmetische Mittelwert der Messwerte zur Auswertung herangezogen wird.

Die Kupplung selbst befindet sich in der Synchronisierungsbox, Abbildung 6.10. Der Antrieb der Kupplung erfolgt mit der Antriebswelle, die zu schließende Welle als Ersatz für die Abtriebswelle ist ebenso in der Synchronisierungsbox angebracht. Die Box wird mit Öl gekühlt,

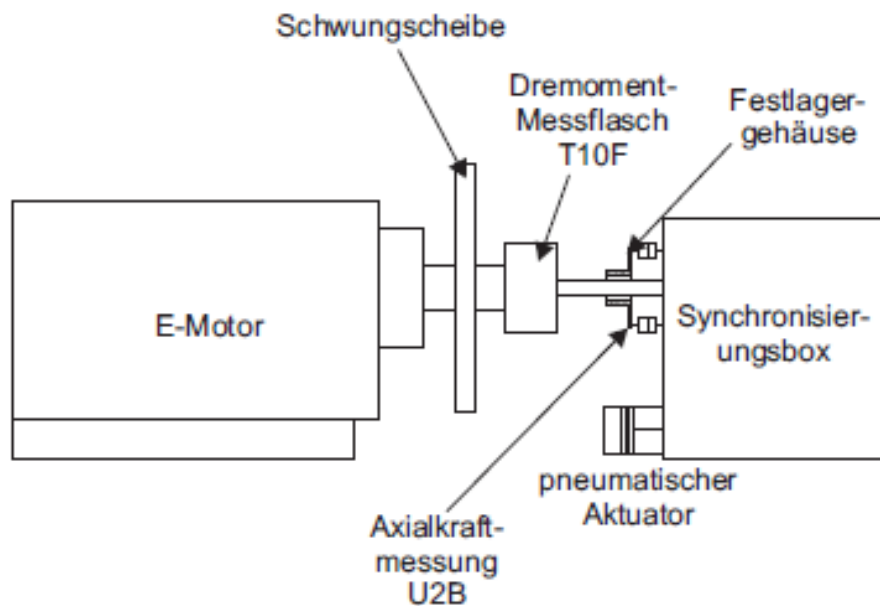


Abbildung 6.9.: Schematischer Prüfaufbau

eine entsprechende Pumpe und ein Ölbehälter sind außerhalb der Synchronisierungsbox positioniert. Daher ist die Synchronisierungsbox auch entsprechend abgedichtet. Der Zugang zur Kupplung erfolgt über einen Deckel auf der Oberseite der Box. Sie ist großzügig dimensioniert, um ein leichtes Wechseln der Kupplung zu ermöglichen.

Als Verbindungselement zwischen den Teilwellen werden Ringspannelemente eingesetzt. Aufgebracht wird die Schaltkraft durch die Schaltvorrichtung über die Schaltgabel (in der Synchronisierungsbox) auf die Kupplung. Die Betätigung der Schaltvorrichtung erfolgt pneumatisch, wobei der Druck durch ein Regelventil eingestellt und konstant gehalten wird. Die Schaltvorrichtung selbst besteht aus einem Ventilblock und einem Stellzylinder. Auf Grund der Trägheit der Luft im Betätigungszyylinder und in den Verbindungsleitungen ist kein beliebig schnelles Schalten möglich. Dafür hat dieser Aufbau den Vorteil, dass die Luft als Feder- Dämpferelement wirkt und so auch kleine Rückdrückkräfte der Kupplung aufgenommen werden können.

Als Sicherungselement und zur Beschränkung des maximalen Synchronisierungsmoments erfolgt die Verbindung der Antriebswelle und des Elektromotors über eine drehelastische Klauenkupplung.

Die verwendeten Messaufnehmer sind in Kapitel 6.3.2 näher angeführt.

6.3.1. Aufbau der Synchronisierungsbox

Das Aufbringen der Schaltkraft für die Betätigung der Synchronisiereinheit erfolgt, wie unter 6.3 erwähnt, über eine Schaltgabel durch die Schaltvorrichtung.

Die Abtriebswelle ist in einem Lagerblock fixiert, um einen Stillstand in einer selbiger in einem

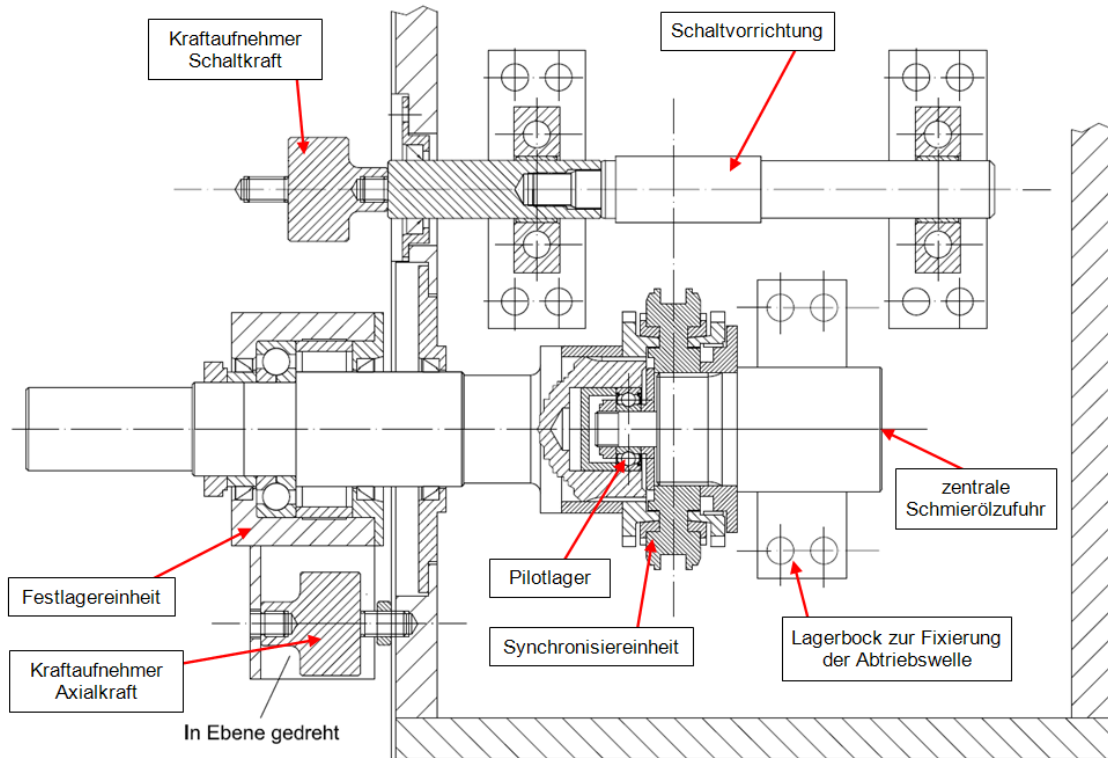


Abbildung 6.10.: Aufbau der Synchronisierungsbox

Festlager zu gewährleisten. Erste Versuche werden mit der starren Einspannung der Welle durchgeführt, in weiterer Folge wäre die Gestaltung einer Ersatzfedersteifigkeit für den Antriebsstrang möglich. Dazu müsste lediglich dem fixen Lagerblock ein zusätzlicher Freiheitsgrad mit einem Hebelarm in der Verdrehung gegeben werden, wobei die Länge bzw. Geometrie des Hebelarms variabel gestaltet wird. Damit lässt sich eine veränderliche Federkonstante erreichen:

aus dem Hook'schen Gesetz

$$\sigma = \epsilon * E = \frac{F}{A} \quad (6.14)$$

und mit

$$F = k * \Delta l \quad (6.15)$$

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (6.16)$$

folgt

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{\Delta l}{l} * E = \frac{k * \Delta l}{A} \\ k &= \frac{E * A}{l} \end{aligned} \quad (6.17)$$

Daher kann die durch Verändern des Elastizitätsmoduls E , der Querschnittsfläche A oder der Länge des Hebelarms l die Federkonstante k verändert werden.

6.3.2. Verwendete MSR-Hardware

Messung von Drehmoment und Drehzahl der Eingangswelle: Drehmomentmessflansch
HBM T10F/500

Messbereich: -500...+500 Nm

Fehlerklasse: 0,05

Seriennummer Stator: Inventarnummer TUGRAZ: 0103180

Seriennummer Rotor: Inventarnummer TUGRAZ: 0033451

Messung der Kräfte:

- Kraftaufnehmer 1: HBM U2B/5kN
Messbereich: 5 kN = 2 mV/V
Genauigkeitsklasse: 0,1
Seriennummer: 031030055
- Kraftaufnehmer Typ U2B/10kN:
Messbereich: 10 kN = 2 mV/V
Genauigkeitsklasse: 0,1
Seriennummer Position 1: N03105
Seriennummer Position 2: 032530162
Seriennummer Position 3: Inventarnummer TUGRAZ: 0103099

Wegmessung: Induktiver Wegaufnehmer HBM WA 50

Messbereich: 0..50mm

Kennwerttoleranz: 1

Seriennummer: 021110057

Messung der Öltemperatur: Temperaturfühler Pt100

Messbereich: -50 °C bis +400 °C

Antrieb des Prüfstands Elektromotor 55kW

Steuerung über Frequenzumrichter, die Vorgabe der Soll Drehzahl erfolgt über eine Referenzspannung. Eine manuelle Regelung ist ebenso möglich.

Messung und Regelung des eingestellten Drucks zur Betätigung der Kupplung: Druckregelventil Rexroth ED05/5610141500

Druckregelbereich: 0 . . . 10 bar

Hysterese: <0,06 bar

Messverstärker und Aufzeichnungsgerät: HBM MGC Plus AB222A inkl. div. Einschübe

Seriennummer: 007155

Prüfstandsteuerung: Echtzeitsystem der CRIO-Serie von NI. Eine genauere Beschreibung ist im Abschnitt 6.3.3 angeführt.

Mess- und Steuerungssoftware: AMS Beam MGC Plus;

verwendete Version: 3.13a9)

6.3.3. Aufbau des Echtzeitsystems

Das Echtzeitsystem besteht aus einem Echtzeitcontroller der CompactRio (kurz CRIO) Serie von National Instruments und einer FPGA-Chassis in der die Erweiterungsmodule eingesteckt sind (Abbildung 6.11).

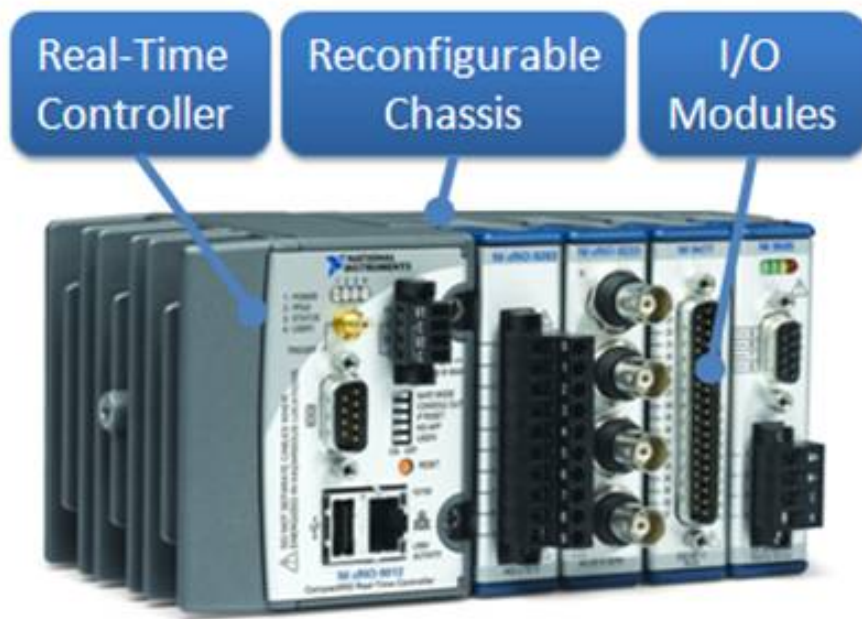


Abbildung 6.11.: CompactRIO-System

Die Kommunikation der einzelnen Komponenten des Echtzeitsystems ist in Abbildung 6.12 dargestellt.

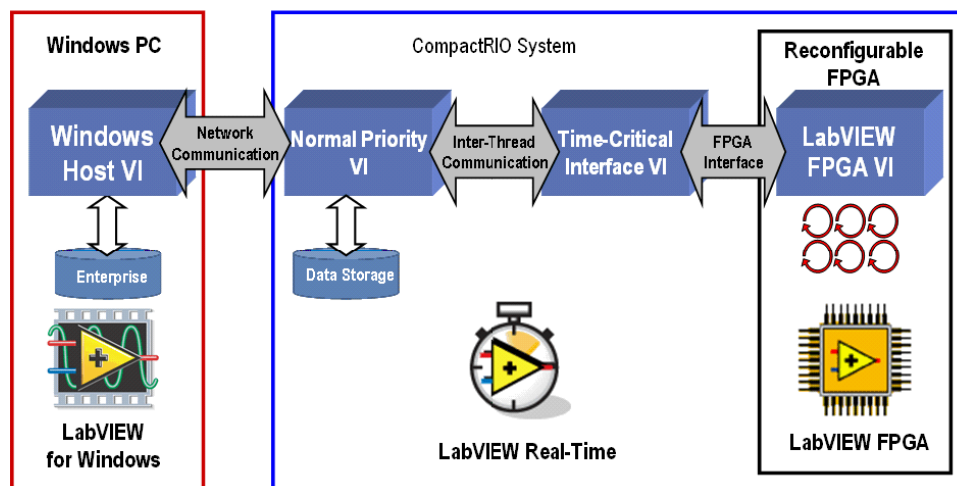


Abbildung 6.12.: Kommunikation der Module des Echtzeitsystems

6.3.3.1. Echtzeitkontroller

Die Echtzeitkontroller bieten einerseits den Vorteil der kostengünstigen Erweiterung, wobei der Controller frei konfigurierbar ist. Er verfügt über einen nichtflüchtigen Speicher und Netzwerk-

anschluss. Die Geräte der cRIO-Serie sind des Weiteren für einen großen Temperaturbereich und den Einsatz unter schwierigen Bedingungen geeignet (Stoßfestigkeit bis 50g, vibrationsfest bis 5g).

Je nach Ausführung des Echtzeitkontrollers verfügt dieser über bis zu 2GB internen Speicher, neuere Modelle besitzen neben einer seriellen Schnittstelle und zwei Netzwerkschnittstellen auch einen USB-Anschluss, der eine beliebige Speichererweiterung erlaubt.

Die Programmierung des Echtzeitkontrollers erfolgt mit LabVIEW am Host-Computer, das Programm selbst wird dann am Echtzeitkontroller ausgeführt (eine Simulation des Echtzeitkontrollers am PC ist auch möglich).

6.3.3.2. FPGA-Chassis

Direkt mit dem Echtzeitkontroller wird ein FPGA-Chassis verbunden, das über Steckplätze für Erweiterungsmodule verfügt. In der gewählten Konfiguration ist die Erweiterung auf bis zu acht Module möglich, ein zusätzliches FPGA-Chassis kann bei Bedarf über die Netzwerkschnittstelle verbunden werden.

Bei einem FPGA handelt es sich um eine programmierbare elektronische Schaltung. Daher ist die Ausführung von Programmen in Echtzeit bzw. mit der Taktgeschwindigkeit des FPGA möglich. Für die Programmierung des FPGA kommt auch hier LabVIEW zum Einsatz. Somit ist die Verwendung einer einzigen Programmierumgebung möglich.

Der FPGA liest die Daten der Erweiterungsmodule ein und stellt diese den Echtzeitkontroller zur Verfügung. Außerdem erfolgt die Ansteuerung des Frequenzumrichters zur Steuerung der Motordrehzahl (damit erfolgt diese Steuerung unabhängig vom Programmablauf am Echtzeitkontroller) und die Generierung eines Sicherheitssignals und eine Notabschaltung durch den FPGA.

6.3.3.3. Erweiterungsmodule

Es sind für nahezu alle Anwendungen Erweiterungsmodule mit unterschiedlicher Kanalanzahl verfügbar. Das Funktionsspektrum reicht von einfachen I/O- Anwendungen wie die Ausgabe eines analogen oder digitalen Signals, über Kommunikationsanwendungen für die gängigen Industriebussysteme bis zu Modulen mit Speicherkarteneinschüben. Der große Vorteil der Erweiterungsmodule ist, dass diese relativ günstig sind, ein Hot-Plug&Play-Betrieb möglich ist und jedes Modul isoliert ausgeführt ist.

Am Prüfstand werden analoge I/O-Erweiterungsmodule eingesetzt, wobei auch die Ausgabe des Sicherheitssignals über einen analogen Ausgang erfolgt um auf den Einsatz eines digitalen Moduls zu verzichten. Die Drehzahlmessung wäre mit einem digitalen Modul möglich,

jedoch erfolgt diese beim Prüfstand über den Messverstärker da dieser die Motordrehzahl aufzeichnet. Der Messverstärker gibt ein analoges Signal, proportional zur Drehzahl aus.

In Tabelle 6.2 sind die in der Steuerungssoftware verfügbaren Anschlüsse mit ihrer Bezeichnung angeführt.

Name	Bez. Anschluss
Frequenzumrichter Ein	1/AO0
Spannung Frequenzumrichter	1/AO1
Sicherheitstakt	2/AO2
Schaltausgang	1/AO1
IstDrehzahlspannung	3/AI0
Drehmoment	3/AI1
Schaltweg	3/AI2
AI3	3/AI3
Reaktion_1	4/AI0
Reaktion_2	4/AI1
Reaktion_3	4/AI2
AI7	4/AI3
Temp_1	5/TC0
Temp_2	5/TC1
Temp_3	5/TC2
Temp_4	5/TC3

Tabelle 6.2.: Anschlüsse an den Einsteckmodulen, die erste Ziffer gibt den Einschub, die zweite die Bezeichnung auf der Erweiterungskarte an

6.4. Software zur Steuerung des Dauerprüfstands

Im Rahmen der Arbeit wurde eine Software zur Steuerung des Prüfstandes in LabVIEW entwickelt, die ausschließlich am Echtzeitkontroller der CRIO-Familie bei den Prüfstandsversuchen eingesetzt wird. Zur Bedienung der Software ist allerdings ein PC erforderlich, wobei die Kommunikation zwischen den Komponenten per LAN erfolgt.

So ist ein sicherer Betrieb bei Dauerversuchen mit mehreren tausend Lastspielen gewährleistet, unabhängig von einem PC. Der Echtzeitkontroller bietet die Möglichkeit des Anschlusses einer redundanten Spannungsversorgung und lässt einen großen Spannungsbereich von 9V-35V Eingangsspannung zu. Es kann so der Kontroller auch über einen Batterieblock betrieben werden.

Diese Konfiguration hat des Weiteren den Vorteil, dass von überall aus dem Netzwerk des Instituts auf den Kontroller zugegriffen werden kann und so eine Überwachung des Prüfstands auch von außerhalb der Prüfhalle möglich ist.

In Abbildung 6.13 ist die Bedienoberfläche der Steuerungssoftware für die Betriebsart „Automatikbetrieb“ dargestellt.

Am Echtzeitkontroller wird lediglich ein Protokoll mit den bereits abgeschlossenen Fahrzyklen

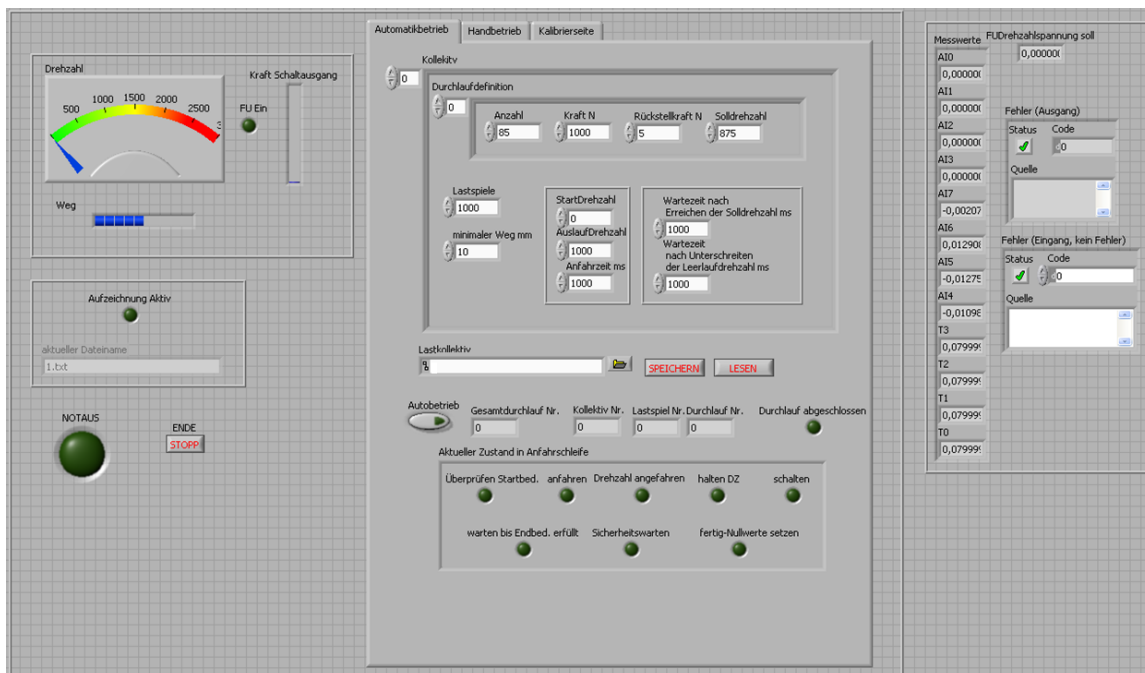


Abbildung 6.13.: Screenshot der Steuerungssoftware, Automatikbetrieb

und Lastspielen gespeichert. Der Zugriff auf diese Daten ist per FTP möglich. Die Datenaufzeichnung selbst wird auf Grund der besseren Zugänglichkeit zur verwendeten Messhardware mit AMS Beam MGC Plus durchgeführt.

Die Messdaten werden von Beam als Excel-Datei gespeichert und mit MATLAB weiter ausgewertet.

In Abbildung 6.14 ist die Kommunikation zwischen den Komponenten Prüfstand (bzw. seiner Sensoren und Aktoren), Messsystem, Echtzeitkontroller CRIO und dem PC dargestellt.

6.4.1. Hauptfunktionen der Software

Zur übersichtlicheren Bedienung ist die Bedienoberfläche in die drei Betriebsmodi

1. Automatikbetrieb
2. Handbetrieb
 - a) Anfahrrampe
 - b) manueller Betrieb

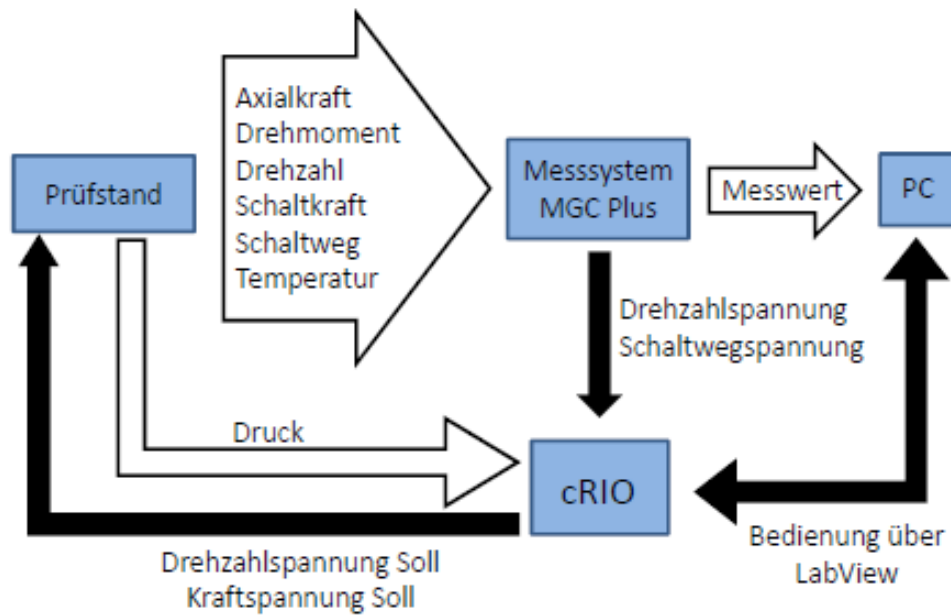


Abbildung 6.14.: Hardware und Kommunikation der Steuerung des Prüfstands

3. Kalibrierseite

unterteilt. Dabei setzen sich die Hauptfunktionen der Steuerungssoftware wie folgt zusammen:

- Definition von beliebigen Lastspielen und Fahrzyklen
- Einstellmöglichkeit sämtlicher Parameter
- Fahren einer vorgegebenen Anfahrrampe zur Beschleunigung des Motors auf eine vorgegebene Drehzahl
- Lesen der Analogeingänge und der Temperatureingänge
- Manuelle Steuerung des Motors
- Protokollierung des Anfahrvorgangs
- Schreiben der Messwerte in Textdatei
- Setzen eines Einschaltsignals für den Frequenzumrichter
- Speichern und Einlesen der Lastspiele in Binärdatei
- Speicherung und Einlesen der Parameter

6.4.1.1. Anpassung an den Messverstärker

Die Anpassung der Steuerung auf den Messverstärker und die weitere Hardware des Prüfstands erfolgt auf der Kalibrierseite, Abbildung 6.15.

Dabei wird der tatsächlich gemessene Wert von Kraft, Drehzahlspannung und Weg gemäß einem Faktor umgerechnet bzw. linear interpoliert. Der Faktor wird durch eine Geradengleichung zwischen den Min- und Max-Werten bestimmt. Die Felder „Variablen für die Anpassung ans Messsystem“ bzw. „Kalibrierung Kraft“ und „Kalibrierung Weg“ dienen zur Festlegung dieser Variablen.

Mit dem Feld „Variablen für Motorsteuerung“ werden die Parameter des Frequenzumrichters

Abbildung 6.15.: Kalibrierseite der Prüfstandsteuerung

eingestellt, auch hier erfolgt eine lineare Interpolation zwischen den Werten, um eine Spannung einer Drehzahl zuzuordnen. Versuche haben gezeigt, dass eine lineare Interpolation zulässig ist.

Abgetastet werden die Analogeingänge mit der im Feld „Variablen für Datenaufzeichnung“ an-

gegebenen „AI Scan Rate (us)“, die „Lograte“ bestimmt, in welchen Abstand ein Eintrag in die Protokolldatei über den aktuellen Fahrzyklus gemacht wird.

6.4.2. Beispiel für einen Fahrzyklus

In Abbildung 6.16 ist beispielhaft ein Lastspiel, das beliebig oft wiederholt werden kann, dargestellt.

Das Lastspiel wird in folgende Phasen unterteilt:

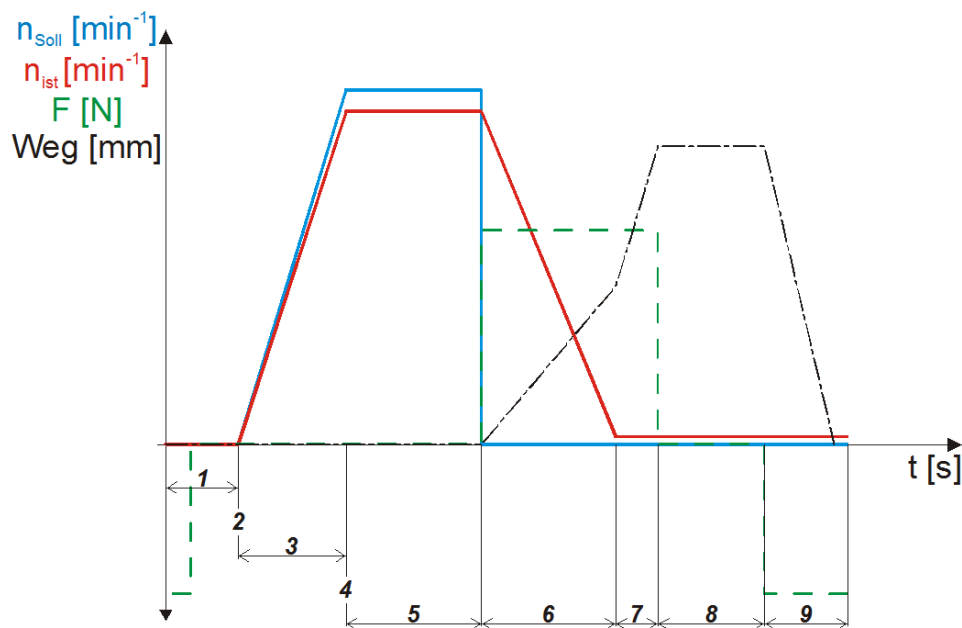


Abbildung 6.16.: Beispielhafter Ablauf eines automatischen Lastspiels

1. Start:
 - a) Zurückfahren der Kupplung
 - b) Abfragen der Startbedingungen:
2. Anfahrvorgang starten
3. Motor auf Drehzahl anfahren
4. Beenden des Anfahrvorgangs, wenn Drehzahl (gemessen) erreicht ist
5. Drehzahl die definierte Zeit halten
6. Auslaufvorgang:
 - a) Motor abschalten

- b) Kraft aufbringen
- c) Messvorgang starten
- 7. Warten, bis Endbedingung erreicht ist
 - a) Drehzahl unter Auslaufdrehzahl
 - b) Weg über Endweg
- 8. Definierte Zeit warten (Sicherheit)
- 9. Ende:
 - a) Messvorgang beenden
 - b) Nullkraft aufbringen (Kolben zurückstellen)
- 10. Lastspiel beendet

Auf der Seite „Automatikbetrieb“ wird das Lastspiel definiert, wobei die einzelnen Abschnitte zuvor im „Handbetrieb“ getestet und geeignete Parameter ermittelt werden können. In Abbildung 6.17 ist die Seite „Automatikbetrieb“ mit den einstellbaren Parametern dargestellt.

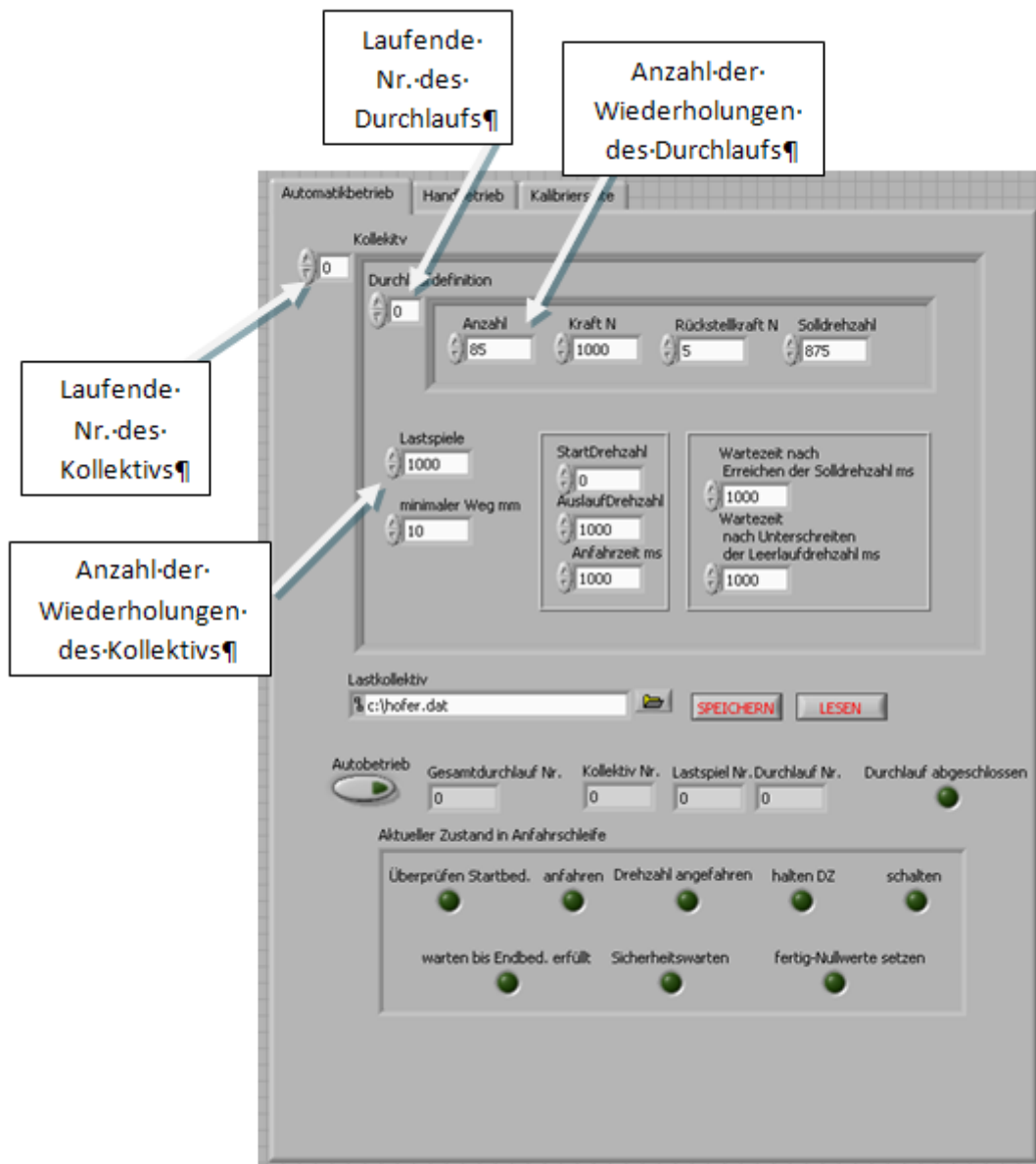


Abbildung 6.17.: Seite „Automatikbetrieb“ der Prüfstandssteuerung

Folgende Parameter können eingestellt werden bzw. sind als Schaltflächen vorhanden:

- Minimaler Weg mm: gibt den minimalen Weg in mm an (Startbedingung)
- StartDrehzahl: Ab dieser Drehzahl startet der jeweilige Anfahrvorgang
- AuslaufDrehzahl: Bei Unterschreiten dieser Drehzahl wird im Anfahrvorgang fortgesetzt
- Anfahrzeit ms: Zeit für Anfahren auf die Drehzahl in ms
- Lastkollektiv: Speicherort für das Lastkollektiv - per FTP zugänglich, c = Root-Verzeichnis

- SPEICHERN: Speichert Lastkollektiv
- LESEN: Lädt Lastkollektiv
- Autobetrieb: Autobetrieb Starten

Im unteren Bereich wird der aktuelle Zustand im Lastspiel, wenn der Automatikbetrieb aktiv ist, dargestellt.

6.5. Versuchsergebnisse Dauerprüfstand

Zur Validierung der Rechnung und Untersuchung des Verhaltens der Kupplung beim Synchronisieren werden Ergebnisse am Prüfstand (Kapitel 6.3) durchgeführt. Auf Grund des aktuellen Aufbaus des Prüfstands müssen einige Abstriche für eine genaue Aussage akzeptiert werden, was den Vergleich mit dem TNT-Getriebekonzept erschwert.

Beim Prüfstand wird gegen eine feststehende Welle synchronisiert, was prinzipiell - vor allem wenn eine Sperrsynchrosierung untersucht werden soll, kein Problem darstellt. Es wurde der Prüfstand eben zu diesem Zweck konstruiert. Bei der Untersuchung einer Klauenkupplung bereitet genau diese Eigenschaft große Probleme. Da die Erhöhung der Drehzahl der Abtriebswelle durch die Festlagerung verhindert wird, bzw. sozusagen ein sehr hohes Bremsmoment anliegt - der Prüfstandsaufbau ist nicht unendlich steif und somit in einem minimalen Ausmaß flexibel - bzw. ist eine Verdrehung gegen die Abtriebswelle möglich, welche als Drehfeder mit einer Federsteifigkeit $k = 12578.45 N/m$ dargestellt werden kann.

Ein weiteres Problem beim aktuellen Aufbau des Prüfstands ist, dass die Betätigungskraft pneumatisch aufgebracht wird. Auf Grund der Trägheit der Luft ist ein schnelles Aufbringen und Wegnehmen der Kraft nicht möglich. Daher wird in den folgenden Versuchen die Betätigungskraft per Hand direkt in der Synchronisierungsbox eingeleitet.

Die maximale Differenzdrehzahl beim Einkuppeln ist einerseits durch Sicherheitsaspekte begrenzt - die Box ist geöffnet und die Höhe der Schläge auf die Betätigung auf Grund des Abgleitens an den Stirnflächen kann nur schwer abgeschätzt werden, andererseits wirkt das ganze Massenträgheitsmoment der Antriebswelle des Prüfstands mit seiner Schwungmasse beim vollständigen Schließen der Klauenkupplung gegen die erwähnte Festlagerung der Abtriebswelle. Dadurch kann der Prüfstand zerstört werden was Folgen auf den laufenden Prüfstandsbetrieb hat. Die minimale Drehzahl zum Synchronisieren bzw. beim Betätigen der Klauenkupplung beträgt ca. 5 U/min, da bei einer geringeren Drehzahl der Antriebswelle diese bereits auf Grund der Schleppverluste und Reibung im Synchronring (eine Erklärung hierzu im Abschnitt 6.5.1) zum Stillstand kommt - es wird dann die Kupplung nur mehr im Stillstand geschlossen

und das Verhalten des Stoßes der Dachschrägen kann nur im Fall ohne Differenzdrehzahl untersucht werden.

6.5.1. Ablauf des Synchronisierungsversuchs

Zu Fertigstellung und beim Schreiben dieser Arbeit ist der Prüfstand im Rahmen eines Dauerversuchs mit mehreren Millionen Schaltvorgängen einer Kupplung mit Sperrsynchonisierung aktiv. Daher ist ein Einkuppelversuch mit einer Klauenkupplung nur in den Versuchspausen möglich. Um die Modifizierung des Prüfstands möglichst gering zu halten wird das Einkuppelverhalten der momentan am Prüfstand überprüften Kupplung untersucht.

Dazu wird die Schaltmuffe bei Stillstand des Prüfstands an eine Position geschoben, wo die Sperrsynchonisierung den Gleichlauf der Wellen sichergestellt hat. In der Freiflugphase (Kapitel 2.2.1.5). In diesem Zustand ist ein Verdrehen der Teilwellen zueinander wieder möglich. Daher erfolgt auch der Antrieb der Antriebswelle in der genannten Position der Schaltmuffe. Würde nun bei Differenzdrehzahl bzw. unterschiedlicher Stellung der Schaltklauen eine Schaltkraft aufgebracht werden, kommt es zum sogenannten Kratzen der Kupplung (Kapitel 2.5.2). Wie bereits erwähnt, wird die Schaltkraft per Hand aufgebracht. Um die Kraftschläge einigermaßen zu kontrollieren und im erträglichen Rahmen zu halten, wird folgender Versuchablauf gewählt:

1. Bei Stillstand Überschieben der Schaltmuffe, s dass eine Drehung der Wellen möglich ist
2. Beschleunigen der Antriebswelle auf eine Drehzahl von 100 U/min
3. Warten bis die Drehzahl soweit abgesunken ist, dass sie der gewünschten Differenzdrehzahl entspricht
4. Aufbringen der Schaltkraft mit einem Hebel per Hand bis beide Wellen synchron sind, also stehen

6.5.2. Ergebnisse der Versuche

Mit unterschiedlichen Anfangsdrehzahlen wurden Versuche durchgeführt und die Ergebnisse aufgezeichnet. Dabei stellt sich vor allem das Problem der Wiederholbarkeit da der Zeitpunkt zum Aufbringen der Schaltkraft variiert. Auf Grund des Aufbringens der Kraft per Hand variiert auch die Stärke der Kraft. Bessere Ergebnisse würden erzielt werden, wenn die Kraft z.B. durch eine vorgespannte Feder aufgebracht werden würde, wobei sozusagen die Entriegelung der Feder schlagartig, zum Beispiel durch Wegnehmen eines Abstandsklotzes erfolgen könnte.

6.5.2.1. Erster Versuch mit 19 U/min Differenzdrehzahl

In Abbildung 6.18 ist der Einschwingvorgang von Drehzahl und Drehmoment bei einer Ausgangsdrehzahl von 19 U/min gut ersichtlich. Da die Frequenz der Schwingung ca. 1kHz beträgt, was annähernd der Messfrequenz von 1,2kHz entspricht, kann es zu einem Aliasing-Effekt kommen. Es wäre möglich, dass die Schwingung des Schaltwegs viel schneller ist als aus dieser Messung ersichtlich. Dies hat sich beim zweiten Versuch, wo die Messfrequenz stark erhöht wurde, bestätigt.

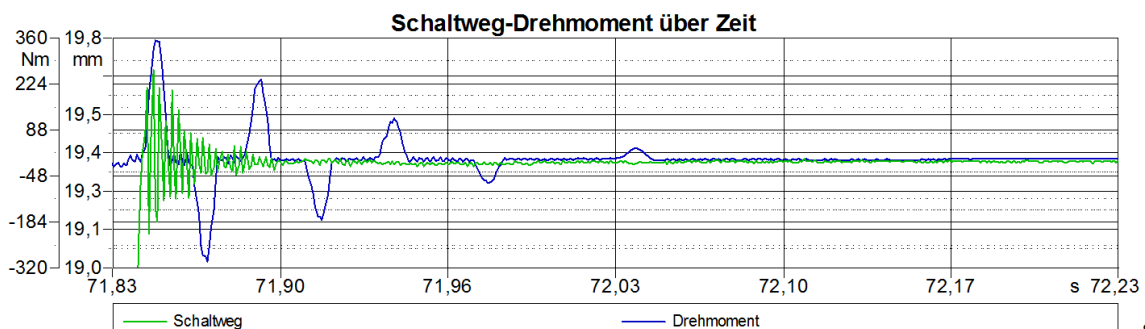


Abbildung 6.18.: Schaltweg und Drehmoment über die Zeit aufgetragen, bei einer Differenzdrehzahl von 19 U/min

6.5.2.2. Zweiter Versuch mit 11 U/min Differenzdrehzahl

Im zweiten Versuch wurde versucht, den ersten Versuch mit einer höheren Messfrequenz zu wiederholen, was allerdings auf Grund der genannten Probleme, vor allem dem Zeitpunkt des Aufbringens der Betätigungskraft, nicht gelang. Es konnte eine Differenzdrehzahl von 11 U/min für den Beginn des Einkuppelns erreicht werden. In Abbildung 6.19, ist ersichtlich dass das Drehmoment an der Eingangswelle deutlich geringer als beim ersten Versuch ist. Auf Grund des geringeren Moments ist auch die Schwankung des Schaltwegs deutlich geringer als im vorangegangenen Versuch.

6.5.3. Dritter Versuch

Daher wurde ein Versuch mit einer höheren Differenzdrehzahl durchgeführt um die Auswirkung des schnellen Einkuppelns bei einer höheren Differenzdrehzahl zu untersuchen.

Weiter kann es auf Grund von Messabweichungen zu unterschiedlichen Messergebnissen kommen, die jedoch im Rahmen eines Dauerversuchs statistisch ausgeglichen werden können, sofern der Verlauf der Differenzdrehzahl untersucht werden soll.

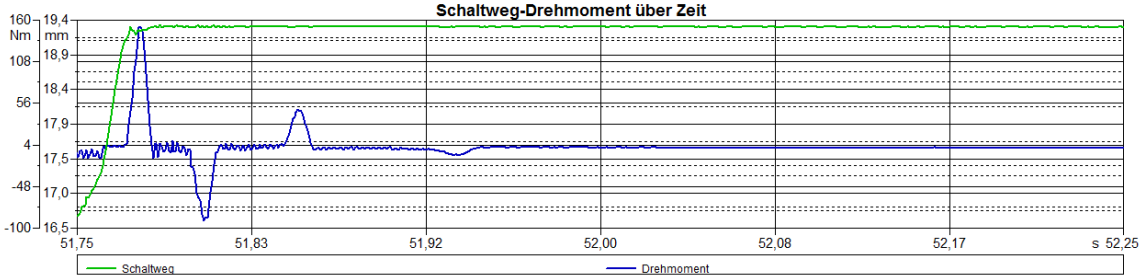


Abbildung 6.19.: Schaltweg und Drehmoment über die Zeit aufgetragen, bei einer Differenzdrehzahl von 11 U/min

Literaturverzeichnis

- [1] BADER, M.: *Diplomarbeit Michael Bader*, TU Graz, Diplomarbeit, Feb. 2001
- [2] BADCY, R. ; BIERMANN, J-W.: *6. Symposium „Elektrische Straßenfahrzeuge“, Technische Akademie Esslingen, 11./12.05.2000.* – URL <http://www.ika.rwth-aachen.de/forschung/veroeffentlichung/2000/11.-12.05/by1000d.pdf> (26.06.2011)
- [3] BURGTORF, U.: *IMW - Institutsmittteilung Nr. 21 (2002) : Tabellenkalkulationsprogramm zur Tragfähigkeitsberechnung von Zahnwellen-Verbindungen.* 1996. – URL http://www.imw.tu-clausthal.de/fileadmin/Bilder/Forschung/Publikationen/Mitt_1996/96_02.pdf (16.10.2011)
- [4] CZICHOS, Horst (Hrsg.) ; HENNECKE, Manfred (Hrsg.) ; E.V., Akademischer Verein H. (Hrsg.): *HÜTTE - Das Ingenieurwissen (German Edition).* 32., aktualisierte Aufl. Springer, 5 2004
- [5] DIETZ, P.: *Die Berechnung von Zahn- und Keilwellenverbindungen*
- [6] DIETZ, P. ; WESOLOWSKI, K. ; BURGTORF, U. ; GARZKE, M.: *Betriebszustände und Tragfähigkeitsnachweis von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen; VDI-Tagung "Welle-Nabe-Verbindungen - Systemkomponenten im Wandel"(28. - 29.4.1998, Fulda), VDI-Bericht 1384, S. 69 - 86*
- [7] DRESIG, Hans: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese (German Edition).* 2., aktualisierte u. erg. Aufl. Springer, Sept. 2005
- [8] DRESIG, Hans ; HOLZWEISSIG, Franz: *Maschinendynamik.* 9., neu bearb. Aufl. Springer, Jan. 2009
- [9] DROTT, H. ; OPPERTSHÄUSER, E.: *3-Konus.Synchronisierungen in Opel-PKW-Schaltgetrieben.* 1991
- [10] FRANCFORT, James ; KARNER, Donald: *Hybrid Electric and Plugin Hybrid Electric Vehicle Testing Activities / U.S. Department of Energy National Laboratory operated by Battelle Energy Alliance.* Dez. 2007. – Forschungsbericht

- [11] GROTE, K.H. ; J., Feldhusen: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. 23., neu bearb. u. erw. Aufl. Springer, Okt. 2011. – ISBN 9783642173059
- [12] H., Qingsong ; G., Schäfer: *IMW - Institutsmittteilung Nr. 27 (2002): Einflüsse der geometrischen Gestaltung von Zahnwellen-Verbindungen mit Evolventen-Zahnprofil auf deren Beanspruchungsverhalten*. 2002. – URL http://www.imw.tu-clausthal.de/fileadmin/Bilder/Forschung/Publikationen/Mitt_2002/02_03.pdf (16.10.2011)
- [13] HABERHAUER, Horst ; BODENSTEIN, Ferdinand: *Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung (Springer-Lehrbuch) (German Edition)*. 15., bearb. Aufl. Springer, Sept. 2008
- [14] HELFRIED SORGER, Georg Helms Raimund Ellinger Vincent Benda Jeff Lewis Wolfgang Schöffmann Volker Hennige Gernot Fuckar Bernhard Graf Franz Zieher Georg von F.: 23rd International AVL Conference "Engine & Environment" 8th - 9th September, 2011, Helmut-List-Halle, Graz, Austria. In: *AVL CEPT - Funktionsintegration als Schlüssel zum Cost-Efficient Power Train*, Sept. 2011
- [15] INSTRUMENTS, National: <http://www.NI.com> (16.10.2011)
- [16] JÜRGENS, G.: Auslegung, Auswahl und Gestaltung von Pkw-Getrieben. VDI-Bericht 878, VDI-Verlag 1991, S.57-74. – Forschungsbericht
- [17] JÜRGENS, G.: Bereichswechselstrategien für stufenlose Mehrbereichsgetriebe. VDI-Bericht 1393, VDI-Verlag, 1998, S.823-839. – Forschungsbericht
- [18] JÜRGENS, G.: Vergleich von Getriebesystemen. 5. Luk-Kolloquium 1994. – Forschungsbericht
- [19] LECHNER, G. ; NAUNHEIMER, H.: *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. 2., bearb. u. erw. Aufl. Springer, Nov. 2010. – ISBN 9783540306252
- [20] LUK: *LuK Kupplungs-Kurs: Einführung in die Kupplungstechnik für Personenkraftwagen*
- [21] MAXON: *maxon DC motor und maxon EC motor, Das wichtigste*. – URL http://shop.maxonmotor.com/maxon/assets_external/Katalog_neu/eshop/Downloads/allgemeine_informationen/Das_wichtigste_ueber_maxon_motoren/newpdf_10/DC-Das-wichtigste-ueber-maxonmotoren_10_DE_036.pdf (16.10.2011)
- [22] MAYR, Martin: *Technische Mechanik*. Hanser, Carl GmbH + Co., 2008. – ISBN 9783446416901
- [23] MEYER, H.: *KONSTRUKTION 1: Welle-Nabe-Verbindungen*. – URL http://www.km.tu-berlin.de/uploads/media/2007_WS_K1_VL-07_Welle-Nabe-Verbindungen-hm.pdf (16.10.2011)

- [24] NIEMANN, G. ; HN, Bernd-Robert H.: *Maschinenelemente: Band 1: Konstruktion Und Berechnung Von Verbindungen, Lagern, Wellen (German Edition)*. Not Avail, Jul. 1975
- [25] PAHL, G.: *Schaltvorgang an reibschlüssigen Kupplungen. Vorlesungsskript*. 1984
- [26] REITMAYR, Herbert: *Entwicklung eines Übertragungsmatrizenverfahrens zur Biegeschwingungsberechnung von Turbomaschinenläufern*, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der TU Graz, Diplomarbeit, Jan. 2000
- [27] RÖPER, H. ; J. YANG, J.: *Die Qualität des Schaltkraftverlaufs beim Gangwechsel manuell geschalteter Getriebe, VDI-Bericht 1393*. 1998
- [28] SCARTEZZINI, C.: *Fallstudie der möglichen Synchronisierungszeiten und Momente eines Doppelkupplungsgetriebes mit Zentralsynchronisierung*. 2011
- [29] SCHILD, Andreas: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Gangspringen bei Schaltgetrieben*, TU Dresden, Dissertation, Nov. 2006. – URL http://deposit.ddb.de/cgi-bin/dokserv?idn=983542708&dok_var=d1&dok_ext=pdf&filename=983542708.pdf (16.10.2011)
- [30] SCHLECHT, Berthold: *Maschinenelemente 2: Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen*
- [31] SCHNELL, Walter ; GROSS, Dietmar ; HAUGER, Werner ; SCHRÖDER, Jörg: *Technische Mechanik: Band 2: Elastostatik (Springer-Lehrbuch) (German Edition)*. 8., erw. Aufl. Springer, März 2005. – ISBN 9783540243120
- [32] SCHWAAB, Florian: *Webseite oldtimer-markt.de; Porsche-Synchronisierung*. – URL <http://www.oldtimer-markt.de/?noscript=/id/2637900#4221580> (03.11.2011)
- [33] SIMPSON, A.: *Cost-Benefit Analysis of Plug-In Hybrid Electric Vehicle Technology*, 2006
- [34] SZABO, Istvan: *Höhere technische Mechanik: Nach Vorlesungen (Klassiker der Technik) (German Edition)*. 6. Aufl. Springer, Nov. 2000. – ISBN 9783540676539
- [35] VAHLENSIECK, B. ; SPECK, FD. ; FEULNER, P. ; SATTLER, M. ; MERTINKAT, R.: *Hybridantriebe - Module und Systeme von ZF. Aachen: 14. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik*. 2005
- [36] VERLAG, VDI: *VDI-Richtlinie 2241 , Blatt 1: Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen, Begriffe, Bauarten, Kennwerte, Berechnungen*. Berlin, Köln: Beuth, 1982
- [37] WAGNER, G.: *Berechnung der Verlustleistung von KFZ-Vorgelegegetrieben, VDI-Bericht 977*. 1992
- [38] WALLENTOWITZ, H.: *Längsdynamik von Kraftfahrzeugen. Umdruck zur Vorlesung Kraftfahrzeuge I*. 2005

- [39] WESOLOWSKI, K: *Dreidimensionale Beanspruchungszustände und Festigkeitsnachweis drehmomentbelasteter Zahnwellenverbindungen unter elastischer und teilplastischer Verformungen*, TU Clausthal, Dissertation, 1996
- [40] WINKELMANN, S. ; HARMUTH, H.: *Schaltbare Reibkupplungen: Grundlagen, Eigenschaften, Konstruktionen (Konstruktionsbücher) (German Edition)*. 1. Springer, Mai 1985

Tabellenverzeichnis

3.1. Konfiguration der Getriebestufen	27
3.2. Konfiguration des Differentials am Getriebeausgang	28
3.3. mögliche Schaltkombinationen bei der untersuchten Variante des TNT-Getriebekonzepts	28
3.4. mögliche Schaltkombinationen	29
6.1. Übersicht über die Geometrie der Versuchsreihen	70
6.2. Anschlüsse an den Einsteckmodulen	82
A.1. mögliche Synchronisierungszeiten bei unterschiedlichen Differenzdrehzahlen an der Klauenkupplung	104
A.2. mögliche Synchronisierungszeiten bei unterschiedlichen Leistungen des Elek- tromotors	105
A.3. Momente am Getriebeausgang; $P_{EM}=10\text{kW}$	105
A.4. Ergebnisse der Stoßversuche	106
A.5. Vergleich Theorie und Praxis Stoßversuch	107

Abbildungsverzeichnis

1.1. systematische Einteilung von Fahrzeuggetrieben	2
1.2. Hybridklassen	2
1.3. Charakteristischer Verlauf von Drehmoment und Leistung bei Elektro-und Verbrennungsmotor	3
1.4. Klassifikation von Hybridantrieben	4
1.5. Qualitativer Verlauf der Zugkraft und der Fahrgeschwindigkeit beim Hochschalten mit Zugkraftunterbrechung	6
1.6. Qualitativer Verlauf der Zugkraft und der Fahrgeschwindigkeit beim Hochschalten ohne Zugkraftunterbrechung	7
1.7. Qualitativer Verlauf der Zugkraft und der Fahrgeschwindigkeit beim stufenlosen Hochschalten ohne Zugkraftunterbrechung	7
1.8. prinzipieller Aufbau eines Doppelkupplungsgetriebes	8
2.1. Synchronisierungsvorgang	11
2.2. Porsche- Synchronisierung	16
2.3. Sperrbolzen-Synchronisierung	17
2.4. Prinzip der Zentralsynchronisierung	18
2.5. Synchronisierung von zwei Massen	20
2.6. Vermeidung von Lastwechselschwingungen durch Motorsteuerung	25
2.7. Schwingungen des Antriebsstrangs durch Schließen der Klauenkupplung und schlagartiges Schließen der Anfahrkupplung	25
3.1. Prinzipbild des TNT-Getriebes	26
3.2. Vierter Gang eingelegt, dritter Gang vorgewählt	30
3.3. Vierter Gang eingelegt, fünfter Gang vorgewählt	31

3.4. Fünfter Gang eingelegt, vierter Gang vorgewählt	32
3.5. Kutzbachplan eines Doppelplanetengetriebes	35
3.6. Möglichen Synchronisierungszeiten	43
3.7. mögliche Synchronisierungszeiten bei unterschiedlichen Differenzdrehzahlen an der Klauenkupplung	44
3.8. mögliche Synchronisierungszeiten bei unterschiedlichen Leistungen des Elek- tromotors	45
3.9. Drehzahl und erreichbares Moment am Getriebeausgang; $P_{EM}=10kW$	47
4.1. Skizze der Klauenkupplung	49
4.2. Skizze eines Zahnes der ersten Kupplungshälfte	49
4.3. Kraftverlauf beim Stoß	51
4.4. Darstellung einer Abwicklung der Klauenkupplung	54
4.5. Resultierende Geschwindigkeiten der Teilkupplungen	55
4.6. Geschwindigkeiten kurz vor dem Stoß	55
4.7. Geschwindigkeiten nach dem Stoß	57
4.8. Ablaufdiagramm des Simulationsmodells	59
4.9. Unterprogramm Auswerten der Position	60
4.10. Unterprogramm Untersuchung des Systemverhaltens	60
4.11. Skizze der Klauenkupplung mit Feder zwischen den Kupplungshälften	61
5.1. Abhängigkeit des Pressungsverlaufs über die Zahnhöhe	64
5.2. Verlauf der Vergleichsspannung und Verformungsverhalten am ebenen Schei- benmodell	65
6.1. Prinzipskizze des Prüfstands zur Stoßuntersuchung	68
6.2. tatsächlicher Aufbau des Prüfstands	68
6.3. Prinzipielle Geometrie des Prüfkörpers	70
6.4. Die verschiedenen Prüfkörper zu den Versuchsreihen 1-4	70
6.5. Messschrieb bei Versuchsreihe 4, $Masse=20N$, $z_0=8mm$	72

6.6. Auswirkung der Variation der Masse auf die maximale Stoßkraft bei unterschiedlichen Aufprallgeschwindigkeiten	73
6.7. Auswirkung der Variation der Geometrie auf die maximale Stoßkraft bei unterschiedlichen Aufprallgeschwindigkeiten	73
6.8. Auswirkung der Variation der Geometrie auf die Zeit bis zum Stillstand des Prüfkörpers	74
6.9. Schematischer Prüfstands Aufbau	76
6.10. Aufbau der Synchronisierungsbox	77
6.11. CompactRIO-System	80
6.12. Kommunikation der Module des Echtzeitsystems	80
6.13. Screenshot der Steuerungssoftware, Automatikbetrieb	83
6.14. Hardware und Kommunikation der Steuerung des Prüfstands	84
6.15. Kalibrierseite der Prüfstandssteuerung	85
6.16. Beispielhafter Ablauf eines automatischen Lastspiels	86
6.17. Seite „Automatikbetrieb“ der Prüfstandssteuerung	88
6.18. Schaltweg und Drehmoment bei 19 U/min	91
6.19. Schaltweg und Drehmoment bei 11 U/min	92
C.1. Prinzipbild Schaltsystem	153
C.2. Prinzipbild fremdergete Gleichstrommaschine	154
C.3. Drehelastische Kopplung von Motor und Getriebe	155
C.4. Getriebe der Kupplungsbetätigung	155
C.5. Getriebe der Kupplungsbetätigung: Eingangswelle	156
C.6. Getriebe der Kupplungsbetätigung: Abtriebswelle	156
C.7. Drehelastische Kopplung von Getriebe und Schaltwalze	157
C.8. Schaltwalze	157
C.9. Darstellung der Kräfte an der Schaltwalze	157
C.10. Schaltgabel	158
C.11. Abhängigkeit der Reibkraft von α	159

C.12.geometrische Zusammenhang der Bewegung von Schaltwalze und Schaltgabel	159
C.13.Feder zwischen Schaltgabel und der Klaue	160
C.14.Modell der Masselosen Drehfeder	162
C.15.Modell des Getriebe	163
C.16.Modell der Schaltwalze	164
C.17.Umrechnung der Rotation der Schaltwalze auf die Linearbewegung der Gabel .	164
C.18.Mechanik der Schaltgabel	167
C.19.Modell der masselosen Linearfeder	167
C.20.Simulink-Simulationsmodell	168

Anhang

A. Tabellen zu den Berechnungen

A.1. mögliche Synchronisierungszeiten

Kombination Nr.	0 U/min	50 U/min	100 U/min	150 U/min	200 U/min
1	0.28507	0.2827	0.28025	0.27772	0.27511
2	0.47241	0.46773	0.46296	0.4581	0.45314
3	0.2024	0.17676	0.15111	0.12546	0.099819
4	0.14844	0.14342	0.1383	0.13309	0.12779
5	0.33541	0.30976	0.28412	0.25847	0.23283
6	0.11215	0.095379	0.078612	0.061845	0.045078
7	0.61143	0.61476	0.61807	0.62137	0.62464
8	0.99241	0.99276	0.99304	0.99326	0.99341
9	1.2013	1.1933	1.1852	1.177	1.1688
10	0.46815	0.42788	0.3876	0.34733	0.30705
11	0.28122	0.27903	0.27679	0.27447	0.27208
12	0.43544	0.42829	0.42106	0.41374	0.40634
13	0.75985	0.71957	0.6793	0.63902	0.59875
14	0.22939	0.20575	0.18211	0.15847	0.13483
15	0.12202	0.11545	0.10881	0.10208	0.095279
16	0.91982	0.87955	0.83927	0.799	0.75872
17	0.35519	0.33155	0.30792	0.28428	0.26064
18	0.10352	0.086171	0.068826	0.05148	0.034135
19	0.68139	0.67946	0.67746	0.67537	0.6732
20	1.1292	1.1244	1.1195	1.1145	1.1093
21	0.43387	0.40175	0.36962	0.3375	0.30537
22	0.3217	0.316	0.31021	0.30432	0.29833
23	0.71899	0.68686	0.65474	0.62261	0.59049
24	0.22818	0.20824	0.18831	0.16837	0.14844
25	1.545	1.5522	1.5594	1.5665	1.5737
26	2.5076	2.511	2.5142	2.5175	2.5206
27	3.0355	3.0256	3.0155	3.0053	2.995
28	1.0619	1.0082	0.95442	0.90069	0.84695
29	0.64486	0.64302	0.6411	0.63911	0.63705
30	0.99852	0.98983	0.98105	0.97219	0.96324
31	1.7235	1.6698	1.6161	1.5623	1.5086
32	0.49425	0.46428	0.43432	0.40436	0.3744
33	0.25545	0.24774	0.23994	0.23206	0.22409
34	2.0864	2.0327	1.9789	1.9252	1.8715
35	0.7653	0.73534	0.70538	0.67542	0.64546
36	0.20937	0.18873	0.1681	0.14746	0.12682
37	2.0393	2.0395	2.0396	2.0397	2.0396
38	3.3794	3.3756	3.3718	3.3678	3.3637
39	1.0454	1.0023	0.95923	0.91613	0.87303
40	0.8376	0.83069	0.82367	0.81655	0.80931
41	1.7324	1.6893	1.6462	1.6031	1.56
42	0.52541	0.49985	0.47429	0.44873	0.42317
43	5.2406	5.26	5.2794	5.2989	5.3184
44	8.5059	8.5198	8.5338	8.5476	8.5615
45	10.2966	10.2837	10.2706	10.2575	10.2442
46	2.8586	2.7805	2.7024	2.6242	2.5461
47	1.9081	1.9075	1.9068	1.9061	1.9053
48	2.9546	2.9428	2.9308	2.9188	2.9067
49	4.6397	4.5616	4.4835	4.4054	4.3273
50	1.2833	1.2413	1.1993	1.1572	1.1152
51	0.66821	0.65803	0.64777	0.63741	0.62697
52	5.6165	5.5384	5.4603	5.3822	5.3041

Kombination Nr.	0 U/min	50 U/min	100 U/min	150 U/min	200 U/min
53	1.987	1.945	1.903	1.861	1.819
54	0.50972	0.48259	0.45546	0.42833	0.4012
55	7.5358	7.5495	7.5632	7.5768	7.5903
56	12.4879	12.4966	12.5051	12.5135	12.5219
57	2.5293	2.4705	2.4117	2.353	2.2942
58	2.4882	2.4797	2.471	2.4622	2.4533
59	4.1913	4.1326	4.0738	4.0151	3.9563
60	1.2475	1.2133	1.1791	1.1449	1.1107

Tabelle A.1.: Übersicht über die möglichen Synchronisierungszeiten bei unterschiedlichen Differenzdrehzahlen an der Klauenkupplung

Kombination Nr.	7 kW	10 kW	20 kW	30 kW	40 kW
1	0.4395	0.28025	0.12694	0.082049	0.060615
2	0.72573	0.46296	0.20978	0.13561	0.10019
3	0.20324	0.15111	0.081461	0.05576	0.042387
4	0.21254	0.1383	0.0639	0.041549	0.030782
5	0.38214	0.28412	0.15316	0.10484	0.079696
6	0.10671	0.078612	0.041865	0.028529	0.021637
7	0.94604	0.61807	0.28673	0.18666	0.13837
8	1.5196	0.99304	0.46081	0.30001	0.22241
9	1.8129	1.1852	0.5502	0.35826	0.2656
10	0.52724	0.3876	0.20586	0.14015	0.10624
11	0.41587	0.27679	0.13088	0.085703	0.063711
12	0.6324	0.42106	0.19918	0.13044	0.096973
13	0.92403	0.6793	0.36079	0.24562	0.18619
14	0.25028	0.18211	0.095454	0.064677	0.048908
15	0.1617	0.10881	0.052052	0.034208	0.025475
16	1.1416	0.83927	0.44575	0.30346	0.23003
17	0.42317	0.30792	0.16139	0.10936	0.082694
18	0.095228	0.068826	0.035769	0.024163	0.018244
19	1.1048	0.67746	0.29592	0.18931	0.13917
20	1.8247	1.1195	0.48921	0.31299	0.23011
21	0.4899	0.36962	0.20327	0.14018	0.10698
22	0.48644	0.31021	0.14052	0.090831	0.067104
23	0.86779	0.65474	0.36007	0.24831	0.1895
24	0.25324	0.18831	0.10153	0.069504	0.052837
25	2.4717	1.5594	0.69915	0.45059	0.33241
26	3.984	2.5142	1.1276	0.72679	0.53619
27	4.776	3.0155	1.353	0.87217	0.64349
28	1.2778	0.95442	0.51768	0.35516	0.2703
29	0.98073	0.6411	0.29758	0.19376	0.14365
30	1.5002	0.98105	0.45557	0.29666	0.21995
31	2.1637	1.6161	0.87655	0.60137	0.45768
32	0.59089	0.43432	0.23063	0.157	0.119
33	0.3599	0.23994	0.11366	0.074465	0.055371
34	2.6495	1.9789	1.0734	0.73639	0.56045
35	0.95965	0.70538	0.37456	0.25498	0.19327
36	0.2312	0.1681	0.088018	0.059617	0.045073
37	3.6698	2.0396	0.8222	0.51487	0.37479
38	6.0622	3.3718	1.3599	0.85173	0.62003
39	1.2408	0.95923	0.54616	0.38176	0.29343
40	1.3504	0.82367	0.35809	0.22877	0.16807
41	2.1294	1.6462	0.93731	0.65518	0.50359
42	0.62745	0.47429	0.26151	0.18053	0.13784
43	9.2	5.2794	2.1811	1.3745	1.0034
44	14.8642	8.5338	3.5269	2.2228	1.6227
45	17.8773	10.2706	4.247	2.677	1.9545
46	3.5179	2.7024	1.5244	1.0616	0.8144
47	3.0448	1.9068	0.84909	0.54614	0.40252
48	4.6776	2.9308	1.3056	0.8399	0.61907
49	5.8365	4.4835	2.5291	1.7614	1.3512
50	1.6009	1.1993	0.6531	0.44874	0.34179
51	0.99195	0.64777	0.30037	0.19551	0.14492
52	7.1081	5.4603	3.0802	2.1451	1.6456
53	2.5403	1.903	1.0364	0.71207	0.54236
54	0.61919	0.45546	0.24209	0.16485	0.12498
55	18.9013	7.5632	2.5215	1.5129	1.0807
56	31.1942	12.5051	4.1724	2.504	1.7887

Kombination Nr.	7 kW	10 kW	20 kW	30 kW	40 kW
57	3.016	2.4117	1.446	1.0326	0.80299
58	4.4963	2.471	0.98784	0.61731	0.44892
59	5.0945	4.0738	2.4426	1.7442	1.3564
60	1.5218	1.1791	0.6735	0.47138	0.36257

Tabelle A.2.: Übersicht über die möglichen Synchronisierungszeiten bei unterschiedlichen Leistungen des Elektromotors und einer Differenzdrehzahl von 100 U/min an der Klauenkupplung

A.2. Moment am Getriebeausgang

Kombination Nr.	eingeleger Gang	Gang auf anderer Teilwelle	n_{ab}	M_{abEff}
2	V1	V2	307.0388	1700.4617
4	V1	V4	307.0388	1700.4617
6	V1	V6	307.0388	1700.4617
9	V2	V1	400.4854	1303.6873
12	V2	V3	400.4854	1303.6873
15	V2	V5	400.4854	1303.6873
18	V2	V7	400.4854	1303.6873
20	V3	V2	525.4369	993.6641
22	V3	V4	525.4369	993.6641
24	V3	V6	525.4369	993.6641
27	V4	V1	680.8252	766.8749
30	V4	V3	680.8252	766.8749
33	V4	V5	680.8252	766.8749
36	V4	V7	680.8252	766.8749
38	V5	V2	943.6726	553.2722
40	V5	V4	943.6726	553.2722
42	V5	V6	943.6726	553.2722
45	V6	V1	1260.7875	414.1124
48	V6	V3	1260.7875	414.1124
51	V6	V5	1260.7875	414.1124
54	V6	V7	1260.7875	414.1124
56	V7	V2	1674.7573	311.7513
58	V7	V4	1674.7573	311.7513
60	V7	V6	1674.7573	311.7513

Tabelle A.3.: Übersicht über die erreichbaren Momente am Getriebeausgang bei einer Leistung des Elektromotors von 10kW und bei Maximaldrehzahl der Verbrennungskraftmaschine

A.3. Versuchsergebnisse Stoßversuch

Versuchsreihe	F_{Stat} in N	z_0 in mm	F_{max} in N	z_1 in mm	Dauer bis Stillstand in sec.	$v_{Stoß}$ in $\frac{m}{s}$
1	20	7	500	2.5	0.155	0.37059
1	20	8	500	2.85	0.145	0.39618
1	20	10	550	3	0.18	0.44294
1	20	12	600	3.95	0.112	0.48522
1	20	18	780	6.7	0.13	0.59427
1	20	21	790	7.1	0.16	0.64189
1	20	25	810	8.5	0.18	0.70036
1	20	30	833	11	0.22	0.7672
1	20	35	873	12	0.24	0.82867
1	30	7	580	3.95	0.191	0.37059
1	30	8	630	4.5	0.18	0.39618
1	30	10	682	4.95	0.25	0.44294
1	30	12	745	6.2	0.22	0.48522
1	30	18	900	9.1	0.3	0.59427
1	30	21	980	10.5	0.26	0.64189
1	40	3	780	1	0.105	0.24261
1	40	4.5	720	2	0.145	0.29714

Versuchsreihe	F_{Stat} in N	z_0 in mm	F_{max} in N	z_1 in mm	Dauer bis Stillstand in sec.	v_{Stoss} in $\frac{m}{s}$
1	40	7	1150	2.5	0.16	0.37059
2	20	7	535	3.4	0.15	0.37059
2	20	8	520	3.6	0.1	0.39618
2	20	10	510	4.5	0.15	0.44294
2	20	12	660	4.6	0.13	0.48522
2	20	18	730	6.8	0.19	0.59427
2	20	21	870	7.4	0.2	0.64189
2	20	25	930	8.8	0.2	0.70036
2	20	30	940	10.8	0.21	0.7672
2	20	35	968	12	0.22	0.82867
2	30	7	545	1.2	0.105	0.37059
2	30	8	550	1.6	0.101	0.39618
2	30	10	645	2.5	0.13	0.44294
2	30	12	650	2.8	0.115	0.48522
2	30	18	870	5.5	0.13	0.59427
2	30	21	895	6	0.22	0.64189
2	40	3	710	1.5	0.152	0.24261
2	40	4.5	1040	2.2	0.168	0.29714
2	40	7	1055	2.5	0.11	0.37059
3	20	7	490	4.3	0.14	0.37059
3	20	8	455	4	0.13	0.39618
3	20	10	538	4.8	0.17	0.44294
3	20	12	608	5.5	0.12	0.48522
3	20	18	803	7.2	0.19	0.59427
3	20	21	741	7.9	0.15	0.64189
3	20	25	797	9	0.2	0.70036
3	20	30	925	11	0.204	0.7672
3	20	35	928	12	0.2	0.82867
3	30	7	546	1.9	0.14	0.37059
3	30	8	588	2.8	0.15	0.39618
3	30	10	750	2.9	0.15	0.44294
3	30	12	670	3.25	0.15	0.48522
3	30	18	892	5.7	0.15	0.59427
3	30	21	930	6.5	0.18	0.64189
3	40	3	690	1.8	0.135	0.24261
4	20	7	500	3.7	0.13	0.37059
4	20	8	439	4	0.1	0.39618
4	20	10	562	4.6	0.115	0.44294
4	20	12	656	4.8	0.1	0.48522
4	20	18	800	7.3	0.17	0.59427
4	20	21	847	7.8	0.22	0.64189
4	20	25	883	8.8	0.165	0.70036
4	20	30	950	10.4	0.25	0.7672
4	20	35	914	12	0.19	0.82867
4	30	7	531	1.7	0.14	0.37059
4	30	8	585	2.5	0.11	0.39618
4	30	10	668	3.5	0.12	0.44294
4	30	12	735	4	0.19	0.48522
4	30	18	883	6.5	0.21	0.59427
4	30	21	900	6.7	0.21	0.64189
4	40	3	720	0.5	0.1	0.24261
4	40	4.5	955	1	0.125	0.29714
4	40	7	1150	1.5	0.17	0.37059

Tabelle A.4.: Ergebnisse der Stoßversuche. (Die Zuordnung der Versuchsreihen zu den entsprechenden Geometrie erfolgt in Tabelle 6.1)

Versuchsreihe	F_{Stat} in N	z_0 in mm	F_{max} in N	z_1 in mm	k	Kraftstoß	F in N	Abweichung in %
1	20	7	500	2.5	0.59761	0.38982	467.7896	6.4421
1	20	8	500	2.85	0.59687	0.41655	499.8542	0.029168
1	20	10	550	3	0.54772	0.45138	541.655	1.5173
1	20	12	600	3.95	0.57373	0.50277	603.324	0.554
1	20	18	780	6.7	0.6101	0.63	755.9947	3.0776
1	20	21	790	7.1	0.58146	0.66837	802.0425	1.5244
1	20	25	810	8.5	0.5831	0.73	876.0051	8.1488
1	20	30	833	11	0.60553	0.81101	973.2148	16.8325
1	20	35	873	12	0.58554	0.86509	1038.104	18.9123
1	30	7	580	3.95	0.75119	0.47885	574.6149	0.92847
1	30	8	630	4.5	0.75	0.51156	613.8719	2.56

Versuchsreihe	F_{Stat} in N	z_0 in mm	F_{max} in N	z_1 in mm	k	Kraftstoß	F in N	Abweichung in %
1	30	10	682	4.95	0.70356	0.55676	668.1173	2.0356
1	30	12	745	6.2	0.7188	0.61536	738.4303	0.88184
1	30	18	900	9.1	0.71102	0.75025	900.2998	0.033307
1	30	21	980	10.5	0.70711	0.80851	970.2084	0.99914
1	40	3	780	1	0.57735	0.30048	360.581	53.7717
1	40	4.5	720	2	0.66667	0.38886	466.6262	35.1908
1	40	7	1150	2.5	0.59761	0.46489	557.8726	51.4893
2	20	7	535	3.4	0.69693	0.41406	496.8704	7.127
2	20	8	520	3.6	0.67082	0.43584	523.0032	0.57755
2	20	10	510	4.5	0.67082	0.48728	584.7354	14.654
2	20	12	660	4.6	0.61914	0.51728	620.7324	5.9496
2	20	18	730	6.8	0.61464	0.63177	758.1246	3.8527
2	20	21	870	7.4	0.59362	0.67351	808.2081	7.1025
2	20	25	930	8.8	0.5933	0.73471	881.6497	5.199
2	20	30	940	10.8	0.6	0.80822	969.8626	3.1769
2	20	35	968	12	0.58554	0.86509	1038.104	7.2421
2	30	7	545	1.2	0.41404	0.38666	463.9864	14.8649
2	30	8	550	1.6	0.44721	0.42305	507.6593	7.6983
2	30	10	645	2.5	0.5	0.49024	588.2825	8.7934
2	30	12	650	2.8	0.48305	0.53096	637.1474	1.9773
2	30	18	870	5.5	0.55277	0.68086	817.0306	6.0884
2	30	21	895	6	0.53452	0.72677	872.1227	2.5561
2	40	3	710	1.5	0.70711	0.3252	390.2433	45.0362
2	40	4.5	1040	2.2	0.69921	0.39645	475.7364	54.2561
2	40	7	1055	2.5	0.59761	0.46489	557.8726	47.1211
3	20	7	490	4.3	0.78376	0.43525	522.2951	6.5908
3	20	8	455	4	0.70711	0.4453	534.3617	17.4421
3	20	10	538	4.8	0.69282	0.4937	592.4347	10.118
3	20	12	608	5.5	0.677	0.53576	642.9159	5.7427
3	20	18	803	7.2	0.63246	0.63874	766.4913	4.5465
3	20	21	741	7.9	0.61334	0.68184	818.2126	10.4201
3	20	25	797	9	0.6	0.7378	885.3594	11.0865
3	20	30	925	11	0.60553	0.81101	973.2148	5.2124
3	20	35	928	12	0.58554	0.86509	1038.104	11.8647
3	30	7	546	1.9	0.52099	0.4159	499.0793	8.5935
3	30	8	588	2.8	0.59161	0.46526	558.3105	5.0492
3	30	10	750	2.9	0.53852	0.50282	603.3883	19.5482
3	30	12	670	3.25	0.52042	0.54434	653.2026	2.5071
3	30	18	892	5.7	0.56273	0.68523	822.2716	7.8171
3	30	21	930	6.5	0.55635	0.73711	884.5273	4.8895
3	40	3	690	1.8	0.7746	0.33806	405.6714	41.207
4	20	7	500	3.7	0.72703	0.4214	505.683	1.1366
4	20	8	439	4	0.70711	0.4453	534.3617	21.7225
4	20	10	562	4.6	0.67823	0.48944	587.3296	4.507
4	20	12	656	4.8	0.63246	0.52153	625.8375	4.5979
4	20	18	800	7.3	0.63683	0.64046	768.5464	3.9317
4	20	21	847	7.8	0.60945	0.6802	816.2376	3.6319
4	20	25	883	8.8	0.5933	0.73471	881.6497	0.15292
4	20	30	950	10.4	0.58878	0.80255	963.0639	1.3752
4	20	35	914	12	0.58554	0.86509	1038.104	13.5781
4	30	7	531	1.7	0.49281	0.40819	489.8317	7.753
4	30	8	585	2.5	0.55902	0.45573	546.8781	6.5166
4	30	10	668	3.5	0.59161	0.52018	624.2101	6.5554
4	30	12	735	4	0.57735	0.56472	677.6625	7.801
4	30	18	883	6.5	0.60093	0.70197	842.3683	4.6016
4	30	21	900	6.7	0.56484	0.74113	889.3549	1.1828
4	40	3	720	0.5	0.40825	0.26827	321.9245	55.2883
4	40	4.5	955	1	0.4714	0.3433	411.9575	56.8631
4	40	7	1150	1.5	0.46291	0.4257	510.8351	55.5796

Tabelle A.5.: Vergleich der Theoretischen mit der gemessenen Stoßkraft und deren Abweichung. (Die Zuordnung der Versuchsreihen zu den entsprechenden Geometrie erfolgt in Tabelle 6.1)

B. Berechnungen und Simulationsansätze

Im Folgenden sind die verwendeten MATLAB- Skripte angeführt.

B.1. Einflussgrößen auf das Sperrmoment

```
1 % Stellt das Öffnungsmoment in Abhängigkeit der Zahnbreite , Zähnezahl und
2 % Spitzenwinkel der Sperrverzahnung für verschiedene Betätigungskräfte dar.
3
4 clc;clear all;close all;
5
6 %% Werte
7 F=50:10:100; % Betätigungskraft in N
8 d_k=49.5e-3; % Durchmesser Verzahnung
9 mu_d=0.09; % Reibwert
10 % betha=(20:180)*pi()/180; % Öffnungswinkel der Sperreverzahnung
11
12 z=(3:50); % Zaehneanzahl
13 h=2e-3; % Zahnhöhe in m
14
15 %% Berechnung Geometriegrößen
16 u=d_k*pi; % Umfang Rad
17 b = u./(2*z); % Anzahl der Zähne, es muss ja die Lücke gleich breit wie der Zahn
    sein
18
19 betha=2*atan(b/(2*h)); % Berechnung Winkel
20 %% Berechnung Öffnungsmoment
21 t=0;
22 for l=F
23     t=t+1;
24     T_z(t,:) = l*(d_k/2*((1 - mu_d*tan(betha/2)) ./ (mu_d+tan(betha/2))));
25 end
26
27
28 %% PLOTten der Ergebnisse
29 figure('name','Öffnungsmoment in Abhängigkeit vom Öffnungswinkel der Sperrverzahnung
    und der Betätigungskraft')
```

```
30 hold on;grid on;
31 plot(beta*180/pi(),T_z);
32 xlabel('Winkel der Sperrverzahnung in °');
33 ylabel('Öffnungsmoment T_z');
34 legend('ohne Vernachlässigung von mu','mu vernachlässigt')
35 legend((int2str(F')));
36
37 figure('name','Öffnungsmoment in Abhängigkeit von der Zahnbreite der Sperrverzahnung
      ')
38 hold on;grid on;
39 plot(b*1e3,T_z);
40 xlabel('Zahnbreite in mm');
41 ylabel('Öffnungsmoment T_z');
42 legend((int2str(F')));
43
44
45 figure('name','Öffnungsmoment in Abhängigkeit von der Zähneanzahl der
      Sperrverzahnung')
46 hold on;grid on;
47 plot(z,T_z);
48 % plot(z,T_z2, 'r');
49 % Title('Öffnungsmoment in Abhängigkeit von der Zähneanzahl der Sperrverzahnung')
50 xlabel('Zähneanzahl');
51 ylabel('Öffnungsmoment T_z');
52 legend((int2str(F')));
```

B.2. Tools

B.2.1. Automatisches Erstellen von Balkengrafiken mit einem überlagerten Plot

```
1 function MachePlotmitBar(xvector1, yvector1, Y1, thexlabel, theylabel1, theylabel2,
      thefigure)
2 % Macht einen Plot wo eine Bar und ein "Normaler" Plot drinnen sind.
3 % XVECTOR1: bar xvector
4 % YVECTOR1: bar yvector
5 % Y1: vector of y data
6 % thexlabel: Label x-Achse
7 % theylabel1: Label 1. y-achse
8 % theylabel2: Label 2. y-achse
9 % thefigure: Referenz zur Ziel-Figure
10
11 % Create figure
12 figure1 = thefigure;
13
```

```

14 % Create axes
15 axes1 = axes('Parent',figure1,'YColor',[0 0 1]);
16 % Uncomment the following line to preserve the X-limits of the axes
17 xlim(axes1,[min(xvector1) max(xvector1)]);
18 % Uncomment the following line to preserve the Y-limits of the axes
19 % ylim(axes1,[0 10000]);
20 box(axes1,'on');
21 hold(axes1,'all');
22 ylabel(theyLabel1)
23 % Create bar
24 bar(xvector1,yvector1,'FaceColor',[0.702 0.7804 1],'Parent',axes1);
25
26 % Create axes
27 axes2 = axes('Parent',figure1,'YAxisLocation','right',...
28     'YColor',[0 0.5 0],...
29     'ColorOrder',[0 0.5 0;1 0 0;0 0.75 0.75;0.75 0 0.75;0.75 0.75 0;0.25 0.25 0.25;0
30     0 1],...
31     'Color','none');
32 % Uncomment the following line to preserve the X-limits of the axes
33 xlim(axes2,[min(xvector1) max(xvector1)]);
34 % Uncomment the following line to preserve the Y-limits of the axes
35 % ylim(axes2,[0 2000]);
36 hold(axes2,'all');
37 ylabel(theyLabel2)
38 xlabel(thexLabel)
39 % Create plot
40 plot(xvector1,Y1,'Parent',axes2,'LineWidth',3,'LineStyle','-');
41 grid on;

```

B.2.2. Export von Tabellen nach Latex

```

1 function matrix2latex(matrix, filename, varargin)
2
3 % function: matrix2latex(...)
4 % Author: M. Koehler
5 % Contact: koehler@in.tum.de
6 % Version: 1.1
7 % Date: May 09, 2004
8
9 % This software is published under the GNU GPL, by the free software
10 % foundation. For further reading see: http://www.gnu.org/licenses/licenses.html#GPL
11
12 % Usage:
13 % matrix2late(matrix, filename, varargs)

```

```

14 % where
15 %   - matrix is a 2 dimensional numerical or cell array
16 %   - filename is a valid filename, in which the resulting latex code will
17 %   be stored
18 %   - varargs is one ore more of the following (denominator, value) combinations
19 %     + 'rowLabels', array -> Can be used to label the rows of the
20 %       resulting latex table
21 %     + 'columnLabels', array -> Can be used to label the columns of the
22 %       resulting latex table
23 %     + 'alignment', 'value' -> Can be used to specify the alignment of
24 %       the table within the latex document. Valid arguments are: 'l', 'c',
25 %       and 'r' for left, center, and right, respectively
26 %     + 'format', 'value' -> Can be used to format the input data. 'value'
27 %       has to be a valid format string, similar to the ones used in
28 %       fprintf('format', value);
29 %     + 'size', 'value' -> One of latex' recognized font-sizes, e.g. tiny,
30 %       HUGE, Large, large, LARGE, etc.
31 %
32 % Example input:
33 %   matrix = [1.5 1.764; 3.523 0.2];
34 %   rowLabels = {'row 1', 'row 2'};
35 %   columnLabels = {'col 1', 'col 2'};
36 %   matrix2latex(matrix, 'out.tex', 'rowLabels', rowLabels, 'columnLabels',
37 %     columnLabels, 'alignment', 'c', 'format', '%-6.2f', 'size', 'tiny');
38 %
39 % The resulting latex file can be included into any latex document by:
40 % /input{out.tex}
41 % Enjoy life !!!
42
43   rowLabels = [];
44   colLabels = [];
45   alignment = 'l';
46   format = [];
47   textsize = [];
48   if (rem(nargin,2) == 1 || nargin < 2)
49       error(['matrix2latex: ', 'Incorrect number of arguments to %s.', mfilename])
50       ;
51   end
52
53   okargs = {'rowLabels', 'columnLabels', 'alignment', 'format', 'size'};
54   for j=1:2:(nargin-2)
55       pname = varargin{j};
56       pval = varargin{j+1};
57       k = strmatch(lower(pname), okargs);
58       if isempty(k)
59           error('matrix2latex: ', 'Unknown parameter name: %s.', pname);
60       elseif length(k)>1

```



```
60     error('matrix2latex: ', 'Ambiguous parameter name: %s.', pname);
61 else
62     switch(k)
63         case 1 % rowlabels
64             rowLabels = pval;
65             if isnumeric(rowLabels)
66                 rowLabels = cellstr(num2str(rowLabels(:)));
67             end
68         case 2 % column labels
69             colLabels = pval;
70             if isnumeric(colLabels)
71                 colLabels = cellstr(num2str(colLabels(:)));
72             end
73         case 3 % alignment
74             alignment = lower(pval);
75             if (strcmpi(alignment, 'right'))
76                 alignment = 'r';
77             end
78             if (strcmpi(alignment, 'left'))
79                 alignment = 'l';
80             end
81             if (strcmpi(alignment, 'center'))
82                 alignment = 'c';
83             end
84             if (strcmpi(alignment, 'l')) && (strcmpi(alignment, 'r')) && (
85                 strcmpi(alignment, 'c')) && ~(strfind(alignment, 'p{'))
86                 warning('matrix2latex: ', 'Unkown alignment. (Set it to \'left\'
87                     '\'.)');
88             end
89         case 4 % format
90             format = lower(pval);
91         case 5 % format
92             textsize = pval;
93     end
94 end
95
96 fid = fopen(filename, 'w');
97
98 width = size(matrix, 2);
99 height = size(matrix, 1);
100
101 if isnumeric(matrix)
102     matrix = num2cell(matrix);
103     for h=1:height
104         for w=1:width
105             if (~isempty(format))
```

```
106         matrix{h, w} = num2str(matrix{h, w}, format);
107     else
108         matrix{h, w} = num2str(matrix{h, w});
109     end
110 end
111 end
112 end
113
114 if (~isempty(textsize))
115     fprintf(fid, '\\begin{%s}', textsize);
116 end
117
118 fprintf(fid, '\\begin{tabular}{|} ');
119
120 if (~isempty(rowLabels))
121     fprintf(fid, '| ');
122 end
123 for i=1:width
124     fprintf(fid, '%s|', alignment);
125 end
126 fprintf(fid, '\\r\\n');
127
128 fprintf(fid, '\\hline\\r\\n');
129
130 if (~isempty(colLabels))
131     if (~isempty(rowLabels))
132         fprintf(fid, '&');
133     end
134     for w=1:width-1
135         fprintf(fid, '\\textbf{%s}&', colLabels{w});
136     end
137     fprintf(fid, '\\textbf{%s}\\\\\\\\\\\\\\\\hline\\r\\n', colLabels{width});
138 end
139
140 for h=1:height
141     if (~isempty(rowLabels))
142         fprintf(fid, '\\textbf{%s}&', rowLabels{h});
143     end
144     for w=1:width-1
145         fprintf(fid, '%s&', matrix{h, w});
146     end
147     fprintf(fid, '%s\\\\\\\\\\\\\\\\hline\\r\\n', matrix{h, width});
148 end
149
150 fprintf(fid, '\\end{tabular}\\r\\n');
151
152 if (~isempty(textsize))
153     fprintf(fid, '\\end{%s}', textsize);
```

```
154     end
155
156     fclose(fid);
```

B.3. Tragfähigkeitsberechnung nach DIN5466

```
1 clear all;clc;close all;
2
3 %% Parameter der Berechnung
4 Parameter(1).alpha=30; Parameter(2).alpha=30; Parameter(3).alpha=30; Parameter(4)
   .alpha=30;
5 Parameter(1).m=1.5; Parameter(2).m=2; Parameter(3).m=2.5; Parameter(4).m=3;
6 Parameter(1).z=33; Parameter(2).z=24; Parameter(3).z=19; Parameter(4).z=16;
7 Parameter(1).d_B=52; Parameter(2).d_B=52; Parameter(3).d_B=52; Parameter(4).d_B
   =52;
8 Parameter(1).d=49.5; Parameter(2).d=48; Parameter(3).d=47.5; Parameter(4).d=48;
9 Parameter(1).d_b=42.8682574873297; Parameter(2).d_b=41.5692193816531; Parameter(3)
   .d_b=41.1362066797608; Parameter(4).d_b=41.5692193816531;
10 Parameter(1).d_a_1=51.7; Parameter(2).d_a_1=51.6; Parameter(3).d_a_1=51.5;
   Parameter(4).d_a_1=51.4;
11 Parameter(1).d_f_1=48.7; Parameter(2).d_f_1=47.6; Parameter(3).d_f_1=46.5;
   Parameter(4).d_f_1=45.4;
12 Parameter(1).d_a_2=49; Parameter(2).d_a_2=48; Parameter(3).d_a_2=47; Parameter(4)
   .d_a_2=46;
13 Parameter(1).d_f_2=52; Parameter(2).d_f_2=52; Parameter(3).d_f_2=52; Parameter(4)
   .d_f_2=52;
14 Parameter(1).F_Q=0.8223723; Parameter(2).F_Q=0.8223723; Parameter(3).F_Q=0.8223723;
   Parameter(4).F_Q=0.8223723;
15 Parameter(1).T_Dreh=100000; Parameter(2).T_Dreh=100000; Parameter(3).T_Dreh=100000;
   Parameter(4).T_Dreh=100000;
16 Parameter(1).F_ax=0; Parameter(2).F_ax=0; Parameter(3).F_ax=0; Parameter(4).F_ax
   =0;
17 Parameter(1).e_ax=32.25; Parameter(2).e_ax=32.25; Parameter(3).e_ax=32.25;
   Parameter(4).e_ax=32.25;
18 Parameter(1).M_b=0; Parameter(2).M_b=0; Parameter(3).M_b=0; Parameter(4).M_b=0;
19 Parameter(1).d_i_1=40; Parameter(2).d_i_1=40; Parameter(3).d_i_1=40; Parameter(4)
   .d_i_1=40;
20 Parameter(1).d_D_1=49.187; Parameter(2).d_D_1=48.076; Parameter(3).d_D_1=46.965;
   Parameter(4).d_D_1=45.854;
21 Parameter(1).d_D_2=51.48; Parameter(2).d_D_2=51.48; Parameter(3).d_D_2=51.48;
   Parameter(4).d_D_2=51.48;
22 Parameter(1).mu=0.15; Parameter(2).mu=0.15; Parameter(3).mu=0.15; Parameter(4).mu
   =0.15;
23 Parameter(1).b=3.5; Parameter(2).b=3.5; Parameter(3).b=3.5; Parameter(4).b=3.5;
```

24 Parameter(1).d_e_2=64.5; Parameter(2).d_e_2=64.5; Parameter(3).d_e_2=64.5;
Parameter(4).d_e_2=64.5;

25 Parameter(1).d_e_2_min=64; Parameter(2).d_e_2_min=64; Parameter(3).d_e_2_min=64;
Parameter(4).d_e_2_min=64;

26 Parameter(1).d_i_1_max=42; Parameter(2).d_i_1_max=42; Parameter(3).d_i_1_max=42;
Parameter(4).d_i_1_max=42;

27 Parameter(1).WellenueberstandBeideSeiten=true; Parameter(2).
WellenueberstandBeideSeiten=true; Parameter(3).WellenueberstandBeideSeiten=true
; Parameter(4).WellenueberstandBeideSeiten=true;

28 Parameter(1).j_zul=0.1; Parameter(2).j_zul=0.1; Parameter(3).j_zul=0.1; Parameter(4)
.j_zul=0.1;

29 Parameter(1).j_0=0.05; Parameter(2).j_0=0.05; Parameter(3).j_0=0.05; Parameter(4)
.j_0=0.05;

30 Parameter(1).e_0=0; Parameter(2).e_0=0; Parameter(3).e_0=0; Parameter(4).e_0=0;

31 Parameter(1).N_Lastspiele=100000000; Parameter(2).N_Lastspiele=100000000;
Parameter(3).N_Lastspiele=100000000; Parameter(4).N_Lastspiele=100000000;

32 Parameter(1).l_h=0.000001; Parameter(2).l_h=0.000001; Parameter(3).l_h=0.000001;
Parameter(4).l_h=0.000001;

33 Parameter(1).A_z_2=30; Parameter(2).A_z_2=30; Parameter(3).A_z_2=30; Parameter(4)
.A_z_2=30;

34 Parameter(1).A_z_1=10; Parameter(2).A_z_1=10; Parameter(3).A_z_1=10; Parameter(4)
.A_z_1=10;

35 Parameter(1).d_omega_2=30; Parameter(2).d_omega_2=30; Parameter(3).d_omega_2=30;
Parameter(4).d_omega_2=30;

36 Parameter(1).omega=100; Parameter(2).omega=100; Parameter(3).omega=100; Parameter(4)
.omega=100;

37 Parameter(1).F_mumax=800; Parameter(2).F_mumax=800; Parameter(3).F_mumax=800;
Parameter(4).F_mumax=800;

38 Parameter(1).x_a=0; Parameter(2).x_a=0; Parameter(3).x_a=0; Parameter(4).x_a=0;

39 Parameter(1).x_u=0; Parameter(2).x_u=0; Parameter(3).x_u=0; Parameter(4).x_u=0;

40 Parameter(1).x_Mb=1.75; Parameter(2).x_Mb=1.75; Parameter(3).x_Mb=1.75; Parameter(4)
.x_Mb=1.75;

41 Parameter(1).alpha_kt_1=1.35; Parameter(2).alpha_kt_1=1.3; Parameter(3).alpha_kt_1
=1.45; Parameter(4).alpha_kt_1=1.45;

42 Parameter(1).alpha_kt_2=1.5; Parameter(2).alpha_kt_2=1.3; Parameter(3).alpha_kt_2
=1.55; Parameter(4).alpha_kt_2=1.5;

43 Parameter(1).alpha_kb_1=2.1; Parameter(2).alpha_kb_1=1.9; Parameter(3).alpha_kb_1
=1.7; Parameter(4).alpha_kb_1=1.7;

44 Parameter(1).alpha_kb_2=2.1; Parameter(2).alpha_kb_2=1.9; Parameter(3).alpha_kb_2
=1.8; Parameter(4).alpha_kb_2=1.7;

45 Parameter(1).alpha_kax_1=2.1; Parameter(2).alpha_kax_1=2; Parameter(3).alpha_kax_1
=1.9; Parameter(4).alpha_kax_1=1.7;

46 Parameter(1).alpha_kax_2=2.1; Parameter(2).alpha_kax_2=2; Parameter(3).alpha_kax_2
=1.9; Parameter(4).alpha_kax_2=1.7;

47 Parameter(1).k_phi=1.1; Parameter(2).k_phi=1.1; Parameter(3).k_phi=1.1; Parameter(4)
.k_phi=1.1;

48 Parameter(1).k_b=1; Parameter(2).k_b=1; Parameter(3).k_b=1; Parameter(4).k_b=1;

49

```

50 %% Berechnen
51 MeineParameter(1)=Parameter(1);
52 MeineParameter(2)=Parameter(2);
53 MeineParameter(3)=Parameter(3);
54 MeineParameter(4)=Parameter(4);
55 MeineParameter(5)=Parameter(4);
56 MeineParameter(5).T_Dreh=150000;
57
58 Ergebnis(1)=Berechnung(MeineParameter(1));
59 Ergebnis(2)=Berechnung(MeineParameter(2));
60 Ergebnis(3)=Berechnung(MeineParameter(3));
61 Ergebnis(4)=Berechnung(MeineParameter(4));
62 Ergebnis(5)=Berechnung(MeineParameter(5));
63
64 p_zul_stoss=75; % Welle E295; Nabe St,GS p_zul=75..115 (Stoßhaft/konstant)
65 p_zul_konstant=115;
66
67 fig_p_max=figure('name','maximale Flankenpressung der Zahnwellen-Verbindung');
68 hold on;grid on;
69 plot([MeineParameter.m],[Ergebnis.p_Ueberschlag],'ko-');
70 plot([MeineParameter.m],[Ergebnis.p_max],'ro-');
71 title('maximale Flankenpressung der Zahnwellen-Verbindung');
72 legend('Überschlägige Berechnung','Berechnung nach DIN');
73
74 %% Plot der Parameter
75
76 ErgebnisPlot=MachePlotsStruct(Ergebnis,[MeineParameter.m]);

```

B.3.1. Unterprogramme

B.3.1.1. Berechnung

```

1 function [Ergebnis]=Berechnung(Parameter)
2 % Tragfähigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellenverbindungen
3 % Parameter übergeben
4
5 if nargin==0;
6     clc, clear all;
7     error('keine Parameter übergeben');
8 end
9
10 %% Parameter der Berechnung
11 F_Q=Parameter.F_Q; % Querkraft, berücksichtigt auch Eigengewicht!
12 T_Dreh=Parameter.T_Dreh; % Drehmoment in Nmm

```

```

13 F_ax=Parameter.F_ax;      % axiale Belastung auf Verbindung
14 e_ax=Parameter.e_ax;      % Abstand des Angriffs der Axialkraft von Mittellinie der
    Welle, entspricht Aussendurchmesser Nabe/Hülse/2
15 M_b=Parameter.M_b;        % Biegemoment in Nm
16
17 %Basisdaten
18 d_b=Parameter.d_b;        % Grundkreisdurchmesser
19 d_a_1=Parameter.d_a_1;    % Kopfkreisdurchmesser Welle
20 d_f_1=Parameter.d_f_1;    % Fußkreisdurchmesser
21 d_a_2=Parameter.d_a_2;    % Kopfkreisdurchmesser Nabe
22 d_f_2=Parameter.d_f_2;    % Fusskreisdurchmesser Nabe
23 z=Parameter.z;           % Zähneanzahl
24
25 %aus Geometrie-Randbedigungen
26 d_i_1=Parameter.d_i_1;    % Wellen – Innendurchmesser Hohlwelle
27 d_D_2=Parameter.d_D_2;    % Druckdurchmesser
28
29
30 mu=Parameter.mu;         % Haftreibungskoeffizient zwischen Flanken
31 b=Parameter.b;           % gemeinsame Zahnbreite
32
33 d_e_2=Parameter.d_e_2;    % Aussendurchmesser der Nabe bzw. Hülse
34 d_e_2_min=Parameter.d_e_2_min; % kleinster zulässiger Außendurchmesser
35 d_i_1_max=Parameter.d_i_1_max; % größter zulässiger Innendurchmesser
36
37 WellenueberstandBeideSeiten=Parameter.WellenueberstandBeideSeiten; % steht Welle
    auf beiden Seiten über?
38
39 j_zul=Parameter.j_zul;    % zulässiges Drehflankenspiel
40 j_0=Parameter.j_0;        % Anfangs Drehflankenspiel
41
42 e_0=Parameter.e_0;        % Mittenverlagerung der Achsen
43
44 N_Lastspiele=Parameter.N_Lastspiele; % Lastspielzahl soll
45
46 l_h=Parameter.l_h;        % Verschleisintensität=Verschleißhöhe/Reibungsweg
47
48 A_z_2=Parameter.A_z_2;    % tragende Fläche
49 A_z_1=Parameter.A_z_1;    % tragende Zahnquerschnittsfläche
50
51 d_omega_2=Parameter.d_omega_2; % Innendurchmesser der rotierenden
    Kreisringscheibe
52
53 omega=Parameter.omega;    % Drehzahl der Verbindung in rad/s
54
55 d_D_1=Parameter.d_D_1;    % Druckdurchmesser
56
57 F_mumax=Parameter.F_mumax; % maximale zulässige Schaltkraft

```

```
58
59 x_a=Parameter.x_a; % Verbindungsanfang
60 x_u=Parameter.x_u; % im verzahnten, von der Steifigkeitsänderung beim Übergang von
    der Welle auf die Verbindung ungestörten Bereich der Welle mit dem größten
    Abstand zum Verbindungsanfang
61
62 x_Mb=Parameter.x_Mb; % Beim ebenen Scheibenmodell wird Abstand der Kraft zur
    Erzeugung der Moments benötigt, entspricht maximaler Belastung->ist ja genau
    bei Einspannstelle maximal->halbe gemeinsame Zahnbreite
63
64 alpha=Parameter.alpha*pi()/180; % Eingriffswinkel in Grad, umgerechnet ins Bogenmaß
65
66 % Formfaktoren aus Diagrammen:
67 alpha_kt_1=Parameter.alpha_kt_1; % Formzahl für Torsion
68 alpha_kt_2=Parameter.alpha_kt_2; % Formzahl für Torsion
69 alpha_kb_1=Parameter.alpha_kb_1; % Formzahl für axiale Biegung
70 alpha_kb_2=Parameter.alpha_kb_2; % Formzahl für axiale Biegung
71 alpha_kax_1=Parameter.alpha_kax_1; % Formzahl für Axialspannung
72 alpha_kax_2=Parameter.alpha_kax_2; % Formzahl für Axialspannung
73
74
75 % Faktoren
76 k_b=Parameter.k_b; % Längenfaktor
77 k_phi=Parameter.k_phi; % Umfangsfaktor
78 %% Konstanten der Berechnung
79
80 rho=7.8e-9; % Dichte von Stahl in  $\text{Ns}^2/\text{mm}^4$ 
81
82 c_h_1=1; % Geometriefaktor zur Berechnung des Ersatzdurchmessers ist abhängig
    von der jeweiligen Zahngeometrie der Welle
83 c_h_2=1; % Geometriefaktor zur Berechnung des Ersatzdurchmessers ist abhängig
    von der jeweiligen Zahngeometrie der Nabe
84
85 Y_alpha_1z=1; % Korrekturfaktor Tragverhalten Zugseite
86 Y_alpha_1d=1; % Korrekturfaktor Tragverhalten Druckseite
87 Y_alpha_2=1; % Korrekturfaktor Tragverhalten
88
89 % Formfaktoren:
90 alpha_kk1z=0.1; % Formfaktor für den unabhängigen Spannungsanteil Zug
91 alpha_kphi1z=0.1; % Formfaktor für Tangentialspannung Zug
92 alpha_kk1d=1; % Formfaktor für den unabhängigen Spannungsanteil Druck
93 alpha_kphi1d=1; % Formfaktor für Tangentialspannung Druck
94
95 alpha_kk2=0; % Formfaktor für den unabhängigen Spannungsanteil
96 alpha_kphi2=1; % Formfaktor für Tangentialspannung
97 alpha_komega2=1; % Formzahl für Beanspruchung durch Fliehkraft
98
99 % Einflussfaktoren:
```

```

100 k_ax_1z=1;      % Einflussfaktor für den Anteil der Axialkraft
101 k_s1z=1;      % Einflussfaktor für den Anteil Zahnbiegung, Schub, Druck
102 k_t_1z=1;      % Einflussfaktor für den Anteil der Torsion
103 k_ax_1d=1;     % Einflussfaktor für den Anteil der Axialkraft
104 k_s1d=1;     % Einflussfaktor für den Anteil Zahnbiegung, Schub, Druck
105 k_t_1d=1;     % Einflussfaktor für den Anteil der Torsion
106 k_ax_2a=1;    % Einflussfaktor für den Anteil der Axialkraft
107 k_ax_2e=1;    % Einflussfaktor für den Anteil der Axialkraft
108 k_s2a=1;     % Einflussfaktor für den Anteil Zahnbiegung, Schub, Druck
109 k_s2e=1;     % Einflussfaktor für den Anteil Zahnbiegung, Schub, Druck
110 k_t_2a=1;    % Einflussfaktor für den Anteil der Torsion
111 k_t_2e=1;    % Einflussfaktor für den Anteil der Torsion
112 k_omega_2=1; % Einflussfaktor für den Anteil der Fliehkraft
113
114 G_a=0;        % Reibkraftausteilungsfaktor
115
116 %% überschlägige Berechnung
117
118 % Werte für überschlägige Berechnung
119
120 phi=0.75;    % Traganteilmfaktor 0.75 bei Evolventenverzahnung
121 h=(d_a_1-d_a_2)/2; % wirksame Berührungshöhe der Flanken in Radialrichtung,
    entspricht Zahnhöhe
122 l=b;        % tragende Länge der Zähne
123 d_m=(d_a_1+d_a_2)/2; % mittlere Flankendurchmesser
124
125
126 p_Ueberschlag=2*T_Dreh*cos(alpha)/(phi*z*h*l*d_m); % Überschlägig
127
128 %% Berechnung der Passverzahnung
129 % Allgemeine Betriebszustänge flankenzentrierter Verbindungen
130
131 r_b=d_b/2;   % Grundkreisradius
132 r_m=(d_a_1+abs(d_a_2))/4; % Flankenmittenradius
133 r_w=r_b;    % Der Wirkradius entspricht dem Grundkreisradius bei Evolventenverzahnung
134
135
136 M_ges=M_b+F_ax*e_ax; % Aus Axialkraft und dem Biegemoment resultiert das
    Gesamtmoment
137 F_Mb=M_ges/x_Mb;    % Das Moment erzeugende Querkraft
138 Q=F_Q+F_Mb;        % resultierende Querkraft
139
140 H_Arm=T_Dreh/Q;    % ideller Hebelarm flankenzentriert
141 alpha_w=acos(r_w/r_m); % Wirkwinkel
142
143 %% Berechnung der Betriebszustände nach 5
144 f_g=sum(abs(cos(phi_j(1:z,z)-alpha_w))/z); % Der über alle Zähne aufsummierte
    Geometriefaktor

```



```
145
146 H_gr=r_m*cos(alpha_w)/mu+1/f_g; % Ideale Grenzhebelarm für flankenzentrierte
    Verbindungen
147
148 % Betriebszustände flankenzentrierter Verbindungen nach 5.2
149 if(0≤H_Arm && H_Arm≤r_w)
150     Betriebszustand=1;
151 elseif (r_w≤H_Arm && H_Arm≤H_gr)
152     Betriebszustand=2;
153 elseif (H_gr≤H_Arm && H_Arm≤inf())
154     Betriebszustand=3;
155 end
156
157 %% maximale Flächennormalkraft
158
159 if (Betriebszustand==1)
160     F_max=(T_Dreh/r_w+(1-G_a)*Q/f_g)*k_phi/z;
161 elseif (Betriebszustand==2)
162     F_max=(T_Dreh/r_w+(1-mu)*Q/f_g)*k_phi/z;
163 elseif (Betriebszustand==3)
164     F_max=T_Dreh/(r_w*z)*k_phi
165 end
166
167
168 %% erforderliche Axialkraft zum Verschieben unter Last
169
170 if (Betriebszustand==1)
171     F_muax=mu*(T_Dreh/r_w+(1-G_a)*Q/f_g);
172 elseif (Betriebszustand==2)
173     F_muax=mu*(T_Dreh/r_w+(1-mu)*Q/f_g);
174 elseif (Betriebszustand==3)
175     F_muax=mu*T_Dreh/r_w;
176 end
177
178 if (F_muax>F_mumax)
179     error('erforderliche Axialkraft zum Verschieben der Last übersteigt zulässige
        Schaltkraft')
180 end
181
182 %% Berechnung der Beanspruchung nach Abschnitt 6
183 % Flankenpressung nach 6.1
184
185 h_w=(d_a_1-abs(d_a_2))/2; % wirksame Flankenhöhe
186 p_s=F_max*cos(alpha_w)/(l*h_w); % maximale Flankenpressung der Verbingsscheibe
187 p_max=p_s*k_b; % maximale Flankenpressung der Zahnwellen-
    Verbindung
188
189 % Beanspruchung der Welle nach 6.2
```

```

190 % Beanspruchung der Welle durch Torsion
191 d_h_1=d_f_1+c_h_1*d_f_1/d_a_1*(d_a_1-d_f_1); % Ersatzdurchmesser
192 W_t_1=pi()* (d_h_1^4-d_i_1^4)/(16*d_h_1); % Torsions – Widerstandsmoment einer
    glatten Welle
193 tau_tn_1=T_Dreh/W_t_1; % Torsions–Nennspannung
194 tau_tmax_1=alpha_kt_1*tau_tn_1;
195
196 if ((0<d_i_1 && d_i_1<d_i_1_max)==false)
197     error('d_i_1 ist kleiner als d_i_1_max')
198 end
199
200 % Beanspruchung der Wellenscheibe durch Flankennormalkraft
201 sigma_s1z=Y_alpha_1z*p_s*abs((alpha_kk1z+alpha_kphi1z*(1-1/k_phi*(d_D_1^2+d_i_1^2)/(
    d_D_1^2-d_i_1^2)))); % Zugseite
202 sigma_s1d=Y_alpha_1d*p_s*abs((alpha_kk1d+alpha_kphi1d*((d_D_1^2+d_i_1^2)/(d_D_1^2-
    d_i_1^2)-1/k_phi))); % Druckseite
203
204 % Beanspruchung der Welle durch Biegemoment
205 % Hier muss darauf geachtet werden wo es berechnet wird– wellenAnfang oder
    Wellenende
206
207 W_b_1=(d_h_1^4-d_i_1^4)/(32*d_h_1); % Biege–Widerstandsmoment der Welle
208
209 sigma_bn_1a=sigma_b(mb_x(x_a, F_Q), W_b_1);
210 sigma_bn_1u=sigma_b(mb_x(x_u, F_Q), W_b_1);
211
212 sigma_bmax_1a=alpha_kb_1 * sigma_bn_1a;
213 sigma_bmax_1u=alpha_kb_1 * sigma_bn_1u;
214
215 A_h_1=(pi*(d_h_1^2-d_i_1^2))/4;
216
217 % tau_Sn1 entsprechend wählen
218 if (0.9*d_i_1_max<=d_i_1 && d_i_1<=d_i_1_max)
219     tau_sn1=F_Q/A_h_1;
220 elseif (0<=d_i_1 && d_i_1<0.9*d_i_1_max)
221     tau_sn1=0;
222 end
223
224 %% Beanspruchung der Welle durch Axialkraft
225
226 % am Verbindungsanfang
227 if (F_ax<=F_muax)
228     sigma_ax_1a=alpha_kax_1*mu*F_max/A_z_1*F_ax/F_muax;
229 elseif (F_ax>F_muax)
230     sigma_ax_1a=alpha_kax_1*mu*F_max/A_z_1;
231 end
232
233 % bei u

```

```
234 if (F_ax<F_muax)
235     sigma_ax_1u=F_ax/A_h_1;
236 elseif (F_ax>F_muax)
237     sigma_ax_1u=F_muax/A_h_1;
238 end
239
240 %% resultierende Beanspruchung der Welle
241 % am Verbindungsanfang
242 sigma_v_1za=sqrt((sigma_bmax_1a+k_ax_1z*sigma_ax_1a)^2+(k_s1z*sigma_s1z)^2+3*((
    k_t_1z*tau_tmax_1)^2+tau_sn1^2));
243 sigma_v_1da=sqrt((sigma_bmax_1a+k_ax_1d*sigma_ax_1a)^2+(k_s1d*sigma_s1d)^2+3*((
    k_t_1d*tau_tmax_1)^2+tau_sn1^2));
244
245 % im ausreichenden Abstand vom Verbindungsanfang zw. im ungestörten Bereich
246 sigma_v_1u=sqrt((sigma_bmax_1u+sigma_ax_1u)^2+3*(tau_tmax_1^2+tau_sn1^2));
247 sigma_v1=max([sigma_v_1za sigma_v_1da sigma_v_1u]);
248
249 %% Beanspruchung der Nabe nach 6.3
250 % Torsionsbeanspruchung
251 d_h_2=abs(d_f_2)-c_h_2*d_a_2/d_f_2*abs(d_a_2-d_f_2); % Ersatzdurchmesser zur
    Berechnung des Torsions-Trägheitsmomentes
252 I_t_2=pi*(d_e_2^4-d_h_2^4)/32;
253
254 tau_tn_2=T_Dreh/I_t_2*d_h_2/2;
255 tau_tmax_2=alpha_kt_2*tau_tn_2;
256
257 if ((d_e_2>d_e_2_min)==false)
258     error('d_e_2 ist kleiner als d_e_2_min')
259 end
260
261 %% Beanspruchung der Nabenscheibe
262
263 sigma_s_2=Y_alpha_2*p_s*(alpha_kk2+alpha_kphi2*1/sqrt(k_phi)*(d_e_2^2+d_D_2^2)/(
    d_e_2^2-d_D_2^2));
264
265 %% Beanspruchung der Nabe durch Biegemoment
266
267 if (WellenueberstandBeideSeiten)
268     sigma_bn_2=0;
269 else
270     error('Wellenüberstand auf einer Seite muss noch implementiert werden, gem.
        Formel 46')
271 end
272
273 sigma_bmax_2=alpha_kb_2*sigma_bn_2;
274
275 %% Beanspruchung der Nabe durch Axialkraft
276
```

```

277 if (F_ax<F_muax)
278     sigma_ax_2=alpha_kax_2*mu*F_max/A_z_2*F_ax/F_muax;
279 elseif (F_ax>=F_muax)
280     sigma_ax_2=alpha_kax_2*mu*F_max/A_z_2;
281 end
282
283 %% Beanspruchung schnell drehender Naben durch Fliehkraft
284 sigma_omega_n2=0.20625*rho*omega^2*d_e_2^2*(1+0.212*(d_omega_2/d_e_2)^2);
285 sigma_omega_max2=alpha_komega2*sigma_omega_n2;
286
287 % resultierende Beanspruchung der Nabe
288 sigma_v_2a=sqrt((k_ax_2a+sigma_ax_2)^2+(k_s2a*sigma_s_2+k_omega_2*sigma_omega_max2)
    ^2+3*(k_t_2a*tau_tmax_2)^2);
289 sigma_v_2e=sqrt((sigma_bmax_2+k_ax_2e*sigma_ax_2)^2+(k_s2e*sigma_s_2+k_omega_2*
    sigma_omega_max2)^2+3*(k_t_2e*tau_tmax_2)^2);
290
291 sigma_v_2=max([sigma_v_2a sigma_v_2e]); % Achtung: Muss für statisch und dynamische
    Beanspruchung getrennt berechnet werden!
292
293 %% Lebensdauer-Verschleisabschätzung nach Abschnitt 7
294
295 N_zul=(j_zul-j_0)/(4*e_0*l_h); % ertragbare Lastspiele
296
297 if (N_Lastspiele>N_zul)
298     error('geforderte Lastspiele sind mehr als die ertragbaren!');
299 end
300
301 j=l_h*N_Lastspiele*4*e_0+j_0; % Drehflankenspiel , allgemein
302
303 %% Rückgabewerte
304 Ergebnis.p_Ueberschlag=p_Ueberschlag; % Auftretende Flankenpressung überschlägig
305 Ergebnis.Betriebszustand=Betriebszustand;
306 Ergebnis.F_muax=F_muax;
307 Ergebnis.p_s=p_s;
308 Ergebnis.p_max=p_max; % maximale Flankenpressung der Zahnwellen-
    Verbindung
309 Ergebnis.sigma_s1z=sigma_s1z;
310 Ergebnis.sigma_s1d=sigma_s1d;
311 Ergebnis.sigma_bmax_1a=sigma_bmax_1a;
312 Ergebnis.sigma_bmax_1u=sigma_bmax_1u;
313 Ergebnis.tau_sn1=tau_sn1;
314 Ergebnis.sigma_ax_1a=sigma_ax_1a;
315 Ergebnis.sigma_ax_1u=sigma_ax_1u;
316 Ergebnis.sigma_v_1za=sigma_v_1za;
317 Ergebnis.sigma_v_1da=sigma_v_1da;
318 Ergebnis.sigma_v_1u=sigma_v_1u;
319 Ergebnis.sigma_v1=sigma_v1;
320 Ergebnis.tau_tmax_2=tau_tmax_2;

```

```
321 Ergebnis .sigma_s_2=sigma_s_2;
322 Ergebnis .sigma_bmax_2=sigma_bmax_2;
323 Ergebnis .sigma_ax_2=sigma_ax_2;
324 Ergebnis .sigma_omega_max2=sigma_omega_max2;
325 Ergebnis .sigma_v_2=sigma_v_2;
326 Ergebnis .N_zul=N_zul;
327 Ergebnis .j=j;
328 end
```

B.3.1.2. Automatisches Erstellen von Plots der Werte einer Struct

```
1 function [ Ausgabeplot ] = MachePlotsStruct( Struktur , PlotUeber)
2 %MACHEPLOTSSTRUCT( Struktur , PlotUeber) macht Plots aus allen Werten der Struct
3 % Struktur: die zu plottende Structur
4 % PlotUeber: Zeitachse der Structur
5
6 Ausgabeplot=figure();
7 SNames = fieldnames( Struktur);
8 AnzPlots=numel(SNames);
9
10 n=4;
11 m=AnzPlots/n;
12 for loopIndex = 1:numel(SNames)
13     subplot(m,n,loopIndex);
14     grid on;hold on;
15     plot(PlotUeber,[ Struktur.(SNames{loopIndex})], 'ro-');
16
17     title(SNames{loopIndex});
18 end
19 end
```

B.3.1.3. Biegemoment in Abhängigkeit einer Querkraft und der Laufkoordinate

```
1 function [ Mb ] = mb_x( x , Q)
2 %mb_x(x, Q) Berechnet das Biegemoment zu Folge Querkraft Q bei x
3 % x: Abstand wo Moment Berechnet werden soll
4 % Q: Querkraft
5
6 Mb=Q*x;
7 end
```

B.3.1.4. Positionswinkel berechnen

```
1 function [phi] = phi_x(x, z)
2 %phi_x(x, z) Berechnet den Positionswinkel zum gegebenen Zahn
3 %   x=gewünschter Zahn
4 %   z=Gesamtanzahl Zähne
5
6 phi=2*pi()/z*(x-1);
7 end
```

B.3.1.5. σ_b berechnen

```
1 function [ sigma ] = sigma_b( Mb, Wb )
2 %sigma_b(Mb, Wb) Berechnet Sigma_b
3 %   Mb: Biegemoment
4 %   Wb: Widerstandsmoment
5
6 sigma=Mb/Wb;
7 end
```

B.4. Berechnung des Getriebes

```
1 clc;close all; clear all;
2 % Berechnet das Getriebe
3 %   Antrieb: Daten Antrieb
4 %   Differenz: erlaubte Differenzdrehzahl
5
6 format long G;
7 %% Antrieb
8 Antrieb.n_an_VKM=5500;    % Drehzahl VKM in U/min
9 Antrieb.n_an_EM=6000;    % Drehzahl E-Motor in U/min
10 Antrieb.P_VKM =65*10^3;   % Leistung VKM in W
11 Antrieb.P_EM = 10*10^3;   % Leistung E-Motor in W
12
13 %% Verschiedene Kombinationen rechnen
14 AntriebDiff=Antrieb;
15
16 Differenz=0;    % erlaubte Differenzdrehzahl
17 MitDiff0=Berechnung(AntriebDiff, Differenz, 1);
```

```
18
19 Differenz=50; % erlaubte Differenzdrehzahl
20 MitDiff50=Berechnung(AntriebDiff , Differenz , 1);
21
22 Differenz=100; % erlaubte Differenzdrehzahl
23 MitDiff100=Berechnung(AntriebDiff , Differenz , 1);
24
25 Differenz=150; % erlaubte Differenzdrehzahl
26 MitDiff150=Berechnung(AntriebDiff , Differenz , 1);
27
28 Differenz=200; % erlaubte Differenzdrehzahl
29 MitDiff200=Berechnung(AntriebDiff , Differenz , 1);
30
31 DifferenzEM=100;
32
33 Antrieb.P_EM = 7*10^3; % Leistung E-Motor in W
34 MitEm07=Berechnung(Antrieb , DifferenzEM , 1);
35
36 Antrieb.P_EM = 10*10^3; % Leistung E-Motor in W
37 MitEm10=Berechnung(Antrieb , DifferenzEM , 1);
38
39 Antrieb.P_EM = 20*10^3; % Leistung E-Motor in W
40 MitEm20=Berechnung(Antrieb , DifferenzEM , 1);
41
42 Antrieb.P_EM = 30*10^3; % Leistung E-Motor in W
43 MitEm30=Berechnung(Antrieb , DifferenzEM , 1);
44
45 Antrieb.P_EM = 40*10^3; % Leistung E-Motor in W
46 MitEm40=Berechnung(Antrieb , DifferenzEM , 1);
47
48
49 %% Werte für Tabellen machen
50
51 AlleZeitenSeqDiff (:,1)=MitDiff0 . SynczeitenSeq . SyncZeiten (:,1);
52 AlleZeitenSeqDiff (:,2)=MitDiff0 . SynczeitenSeq . SyncZeiten (:,2);
53 AlleZeitenSeqDiff (:,3)=MitDiff50 . SynczeitenSeq . SyncZeiten (:,2);
54 AlleZeitenSeqDiff (:,4)=MitDiff100 . SynczeitenSeq . SyncZeiten (:,2);
55 AlleZeitenSeqDiff (:,5)=MitDiff150 . SynczeitenSeq . SyncZeiten (:,2);
56 AlleZeitenSeqDiff (:,6)=MitDiff200 . SynczeitenSeq . SyncZeiten (:,2);
57
58 AlleZeitenDiff (:,1)=MitDiff0 . Synczeiten . SyncZeiten (:,1);
59 AlleZeitenDiff (:,2)=MitDiff0 . Synczeiten . SyncZeiten (:,2);
60 AlleZeitenDiff (:,3)=MitDiff50 . Synczeiten . SyncZeiten (:,2);
61 AlleZeitenDiff (:,4)=MitDiff100 . Synczeiten . SyncZeiten (:,2);
62 AlleZeitenDiff (:,5)=MitDiff150 . Synczeiten . SyncZeiten (:,2);
63 AlleZeitenDiff (:,6)=MitDiff200 . Synczeiten . SyncZeiten (:,2);
64
65
```

```

66 AlleZeitenSeqEm (:,1)=MitEm07.SynczeitenSeq.SyncZeiten (:,1);
67 AlleZeitenSeqEm (:,2)=MitEm07.SynczeitenSeq.SyncZeiten (:,2);
68 AlleZeitenSeqEm (:,3)=MitEm10.SynczeitenSeq.SyncZeiten (:,2);
69 AlleZeitenSeqEm (:,4)=MitEm20.SynczeitenSeq.SyncZeiten (:,2);
70 AlleZeitenSeqEm (:,5)=MitEm30.SynczeitenSeq.SyncZeiten (:,2);
71 AlleZeitenSeqEm (:,6)=MitEm40.SynczeitenSeq.SyncZeiten (:,2);
72
73 AlleZeitenEm (:,1)=MitEm07.Synczeiten.SyncZeiten (:,1);
74 AlleZeitenEm (:,2)=MitEm07.Synczeiten.SyncZeiten (:,2);
75 AlleZeitenEm (:,3)=MitEm10.Synczeiten.SyncZeiten (:,2);
76 AlleZeitenEm (:,4)=MitEm20.Synczeiten.SyncZeiten (:,2);
77 AlleZeitenEm (:,5)=MitEm30.Synczeiten.SyncZeiten (:,2);
78 AlleZeitenEm (:,6)=MitEm40.Synczeiten.SyncZeiten (:,2);
79
80
81 %% Tabellen darstellen
82
83 % —— Synchronisierzeiten
84 TabAlleZeitenDiffFig = figure('name', 'Übersicht über die Synchronisierzeiten bei
      unterschiedlichen Differnzdrehzahlen', 'Position', [50 100 600 800]);
85 TabAlleZeitenDiffCols={'Kombination Nr.', '0 U/min', '50 U/min', '100 U/min', '150 u/min
      ', '200 U/min'};
86 TabAlleZeitenDiff = uitable(TabAlleZeitenDiffFig, 'Data', AlleZeitenDiff, '
      ColumnName', TabAlleZeitenDiffCols, 'RowStripping', 'on', 'Position', [0 0 600
      800]);
87
88 TabAlleZeitenEmFig = figure('name', 'Übersicht über die Synchronisierzeiten bei
      unterschiedlichen Leistungen des Elektromotors', 'Position', [50 100 600 800]);
89 TabAlleZeitenEmCols={'Kombination Nr.', '7 kW', '10 kW', '20 kW', '30 kW', '40 kW'};
90 TabAlleZeitenEm = uitable(TabAlleZeitenEmFig, 'Data', AlleZeitenEm, 'ColumnName',
      TabAlleZeitenEmCols, 'RowStripping', 'on', 'Position', [0 0 600 800]);
91
92 %% als Latex-Tabelle exportieren
93
94 TabAlleZeitenDiffColsLatex={'Kombination Nr.', '0 U/min', '50 U/min', '100 U/min', '150
      u/min', '200 U/min'};
95 TabAlleZeitenEmColsLatex={'Kombination Nr.', '7 kW', '10 kW', '20 kW', '30 kW', '40 kW'};
96
97 w=cd;
98 w_export=[w '\Export\'];
99
100 cd ('../../../../Tools/')
101     matrix2latex(AlleZeitenSeqDiff, [w_export '\TabSynczeitDatenDiffSeq.tex'], '
      columnLabels', TabAlleZeitenDiffColsLatex, 'alignment', 'c', 'format', '
      %-6.2f', 'size', 'tiny');
102     matrix2latex(AlleZeitenDiff, [w_export '\TabSynczeitDatenDiff.tex'], '
      columnLabels', TabAlleZeitenDiffColsLatex, 'alignment', 'c', 'format', '
      %-6.2f', 'size', 'tiny');

```



```
103
104     matrix2latex(AlleZeitenSeqEm, [w_export '\TabSynczeitDatenEmSeq.tex'], '
        columnLabels', TabAlleZeitenEmColsLatex, 'alignment', 'c', 'format', '%-6.2
        f', 'size', 'tiny');
105     matrix2latex(AlleZeitenEm, [w_export '\TabSynczeitDatenEm.tex'], 'columnLabels',
        TabAlleZeitenEmColsLatex, 'alignment', 'c', 'format', '%-6.2f', 'size', '
        tiny');
106 cd (w)
107
108 %% Plots darstellen
109
110 % Auswirkungen der erlaubten Differenzdrehzahl
111 SyncZeitDatenSeq=MitDiff0.SynczeitenSeq.SyncZeitDatenSeq;
112
113     ZeitenPlotSequ=figure('name','Vergleich der erreichbaren Synchronisationszeiten
        beim Sequentiellen Schalten', 'Position', [50 100 1200 400]);
114     axes1 = axes('Parent',ZeitenPlotSequ,...
115                 'XTickLabel', SyncZeitDatenSeq(:,1)', 'XTICK', [1:size(
        SyncZeitDatenSeq,1)]);
116
117     grid(axes1,'on');
118     hold(axes1,'all');
119     xlabel('Kombination Nr. ');
120     ylabel('t_{Sync} in sec. ');
121
122     title(['P_{VKM}= ' int2str(AntriebDiff.P_VKM/1e3) 'kW P_{EM}= ' int2str(
        AntriebDiff.P_EM/1e3) 'kW']);
123
124     AlleZeitenDiffBar(:,1)=(MitDiff0.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiUp+MitDiff0.
        SynczeitenSeq.SyncZeitKombiDown)';
125     AlleZeitenDiffBar(:,2)=(MitDiff50.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiUp+MitDiff50.
        SynczeitenSeq.SyncZeitKombiDown)';
126     AlleZeitenDiffBar(:,3)=(MitDiff100.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiUp+MitDiff100.
        SynczeitenSeq.SyncZeitKombiDown)';
127     AlleZeitenDiffBar(:,4)=(MitDiff150.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiUp+MitDiff150.
        SynczeitenSeq.SyncZeitKombiDown)';
128     AlleZeitenDiffBar(:,5)=(MitDiff200.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiUp+MitDiff200.
        SynczeitenSeq.SyncZeitKombiDown)';
129
130     bar(AlleZeitenDiffBar, 'Group')
131     legend('0 Differenzdrehzahl', '50 Differenzdrehzahl', '100 Differenzdrehzahl', '
        150 Differenzdrehzahl', '200 Differenzdrehzahl', 'Location', 'EastOutside');
132     saveas(ZeitenPlotSequ,[w_export 'erreichbareSynczeitenDiff.png']);
133
134 % Auswirkungen der Leistung des Emotors
135
136 % auf die Sync. Zeit
137 SyncZeitDatenSeq=MitDiff0.SynczeitenSeq.SyncZeitDatenSeq;
```

```

138
139 ZeitenPlotSequEM=figure('name','Vergleich der erreichbaren
      Synchronisationszeiten beim Sequentiellen Schalten mit Unterschiedlichen E-
      Motoren', 'Position', [50 100 1200 400]);
140 axes1 = axes('Parent',ZeitenPlotSequEM,...
141             'XTickLabel', SyncZeitDatenSeq(:,1)', 'XTICK', [1:size(
      SyncZeitDatenSeq,1)]);
142 grid(axes1,'on');
143 hold(axes1,'all');
144 xlabel('Kombination Nr. ');
145 ylabel('t_{Sync} in sec. ');
146 title(['Differenzdrehzahl an der Kupplung=' int2str(DifferenzEM) ' U/min']);
147
148 AlleZeitenSeq(:,1)=(MitEm07.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiDown+MitEm07.
      SynczeitenSeq.SyncZeitKombiUp)';
149 AlleZeitenSeq(:,2)=(MitEm10.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiDown+MitEm10.
      SynczeitenSeq.SyncZeitKombiUp)';
150 AlleZeitenSeq(:,3)=(MitEm20.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiDown+MitEm20.
      SynczeitenSeq.SyncZeitKombiUp)';
151 AlleZeitenSeq(:,4)=(MitEm30.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiDown+MitEm30.
      SynczeitenSeq.SyncZeitKombiUp)';
152 AlleZeitenSeq(:,5)=(MitEm40.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiDown+MitEm40.
      SynczeitenSeq.SyncZeitKombiUp)';
153 bar(AlleZeitenSeq,'Group');
154
155 legend('7 kW', '10 kW', '20 kW', '30 kW', '40 kW', 'Location','EastOutside');
156 saveas(ZeitenPlotSequEM,[w_export 'erreichbareSynczeitenEm.png']);

```

B.4.1. Unterprogramme

B.4.1.1. Berechnung

```

1 function [RueckGabe]=Berechnung(Antrieb, Differenz, Schliessen)
2 % Berechnet das Getriebe
3 % Antrieb: Daten Antrieb
4 % Differenz: erlaubte Differenzdrehzahl
5
6 format long G;
7
8
9 %% Antrieb
10 if isempty(Antrieb.n_an_VKM) Antrieb.n_an_VKM=6000; end; % Drehzahl VKM in U/min
11 if isempty(Antrieb.n_an_EM) Antrieb.n_an_EM=6000; end; % Drehzahl E-Motor in U/
    min

```

```
12 if isempty(Antrieb.P_VKM) Antrieb.P_VKM =150*10^3; end; % Leistung VKM in W
13 if isempty(Antrieb.P_EM) Antrieb.P_EM = 10*10^3; end; % Leistung E-Motor in W
14
15 Antrieb.J_EMotor= 5.1181903e-2; % Trägheitsmoment EMotor
16 Antrieb.J_KupplungSO=5e-9; % Trägheitsmoment Kupplung auf SonnenRadWelle
17 Antrieb.J_KupplungST=4e-9; % Trägheitsmoment Kupplung auf StegRadWelle
18 Antrieb.M_Schl_EM=1; % Schleppmoment E-Motor
19 Antrieb.M_Schl_Ku=0.5; % Schleppmoment Kupplung
20 Antrieb.J_SO= (8.0630387e+04 + 1.1933684e+05 + 2.3897436e+04 + 1.1921282e+05 +
3.4633596e+05 + 1.0258676e+05)*1e-9;
21 Antrieb.J_ST= (3.7111283e+05 + 2.4161796e+04 + 3.9923558e+05 + 4.7321574e+05)*1e-9;
22 Antrieb.J_TW2=2.3166353e+05*1e-9;
23 Antrieb.J_TW1=(1.0638384e+05 + 3.6918935e+05)*1e-9;
24 Antrieb.J_VKM=Antrieb.J_EMotor*2;
25 Antrieb.J_Abtrieb=150; % Trägheitsmoment Abtriebsstrang
26 Antrieb.eta_DSG=0.9;
27 Antrieb.eta_Planet=0.9;
28 Antrieb.eta_Diff=0.9;
29
30 % Differenz=100; % erlaubte Differenzdrehzahl
31 %% Verzahnung Stirnradgetriebe:
32 % z_1: treibendes Rad
33 % z_2: getriebenes Rad
34
35 % 1. Gang
36 Gang.V1.z_1=23;
37 Gang.V1.z_2=72;
38 Gang.V1.Diff='FD1';
39 Gang.V1.Welle_an='SO';
40 Gang.V1.TeilWelle='TW1';
41 Gang.V1.J=1.4545287e+06*1e-9;
42 Gang.V1.Sequenz1='V2';
43 Gang.V1.Sequenz2='V2';
44 % 2. Gang
45 Gang.V2.z_1=30;
46 Gang.V2.z_2=72;
47 Gang.V2.Diff='FD1';
48 Gang.V2.Welle_an='ST';
49 Gang.V2.TeilWelle='TW1';
50 Gang.V2.J=1.0147493e+06*1e-9;
51 Gang.V2.Sequenz1='V1';
52 Gang.V2.Sequenz2='V3';
53 % 3. Gang
54 Gang.V3.z_1=41;
55 Gang.V3.z_2=75;
56 Gang.V3.Diff='FD1';
57 Gang.V3.Welle_an='SO';
58 Gang.V3.TeilWelle='TW1';
```

```
59 Gang.V3.J=7.2930457e+05*1e-9;
60 Gang.V3.Sequenz1='V2';
61 Gang.V3.Sequenz2='V4';
62 % 4. Gang
63 Gang.V4.z_1=51;
64 Gang.V4.z_2=72;
65 Gang.V4.Diff='FD1';
66 Gang.V4.Welle_an='ST';
67 Gang.V4.TeilWelle='TW1';
68 Gang.V4.J=5.1061675e+05*1e-9;
69 Gang.V4.Sequenz1='V3';
70 Gang.V4.Sequenz2='V5';
71 % 5. Gang
72 Gang.V5.z_1=41;
73 Gang.V5.z_2=58;
74 Gang.V5.Diff='FD2';
75 Gang.V5.Welle_an='SO';
76 Gang.V5.TeilWelle='TW2';
77 Gang.V5.J=2.9794580e+05*1e-9;
78 Gang.V5.Sequenz1='V4';
79 Gang.V5.Sequenz2='V6';
80 % 6. Gang
81 Gang.V6.z_1=51;
82 Gang.V6.z_2=54;
83 Gang.V6.Diff='FD2';
84 Gang.V6.Welle_an='ST';
85 Gang.V6.TeilWelle='TW2';
86 Gang.V6.J=2.4671948e+05*1e-9;
87 Gang.V6.Sequenz1='V5';
88 Gang.V6.Sequenz2='V7';
89 % 7. Gang
90 Gang.V7.z_1=69;
91 Gang.V7.z_2=55;
92 Gang.V7.Diff='FD2';
93 Gang.V7.Welle_an='SO';
94 Gang.V7.TeilWelle='TW2';
95 Gang.V7.J=1.4584811e+05*1e-9;
96 Gang.V7.Sequenz1='V6';
97 Gang.V7.Sequenz2='V6';
98
99 % FD1: 1. bis 4. Gang
100 Diff.FD1.z_1=18;
101 Diff.FD1.z_2=103;
102 Diff.FD1.eta=0.98;
103 % FD2: 5. bis 7. Gang
104 Diff.FD2.z_1=25;
105 Diff.FD2.z_2=103;
106 Diff.FD2.eta=0.98;
```

```

107
108 % Planet: Planetengetriebe
109     Diff.Planetengetriebe.z_Sonne=35;
110     Diff.Planetengetriebe.z_Planet1=15;
111     Diff.Planetengetriebe.z_Planet2=14;
112     Diff.Planetengetriebe.z_Hohlrad=70;    % Zähnezahl Hohlrad
113     Diff.Planetengetriebe.z_2= Diff.Planetengetriebe.z_Hohlrad;
114     Diff.Planetengetriebe.z_1= Diff.Planetengetriebe.z_Sonne;    % Zähnezahl Sonne
115     Diff.Planetengetriebe.r_Steg1=37.8751e-3;
116     Diff.Planetengetriebe.r_Steg2= 42.5128e-3;
117     Diff.Planetengetriebe.J_Sonne=8.8877591e+4*1e-9;
118     Diff.Planetengetriebe.J_Planet1=3.3194518e+03*1e-9;
119     Diff.Planetengetriebe.J_Planet2=3.3194518e+03*1e-9;
120     Diff.Planetengetriebe.J_Hohlrad=2.6606440e+06*1e-9+Antrieb.J_EMotor;
121     Diff.Planetengetriebe.eta=0.99;
122
123
124 %% Berechnung der Übersetzungen
125 FDiff = fieldnames(Diff);
126 FGang = fieldnames(Gang);
127
128 for loopIndex = 1:numel(FDiff) % Differential
129     Diff.(FDiff{loopIndex}).i=-Diff.(FDiff{loopIndex}).z_2/Diff.(FDiff{loopIndex}).
        z_1;
130 end
131 Antrieb.Diff=Diff.Planetengetriebe;
132
133 for loopIndex = 1:numel(FGang) % Übersetzung der Gänge
134     MeinGang=Gang.(FGang{loopIndex});
135     MeinGang.i=-MeinGang.z_2/MeinGang.z_1;    % Übersetzung der
        Stufe
136     MeinGang.i_diff=Diff.(MeinGang.Diff).i;    % Übersetzung der
        Stufe
137     MeinGang.i_ges=MeinGang.i*MeinGang.i_diff;    % Gesamtübersetzung
138 %     MeinGang.i_0=Diff.Planetengetriebe.i;    % Standübersetzung
139     MeinGang.Name=FGang{loopIndex};
140     MeinGang.M_Sch=3;    % Schleppmoment in Nm
141 %     MeinGang.n_Welle=n_an_VKM/MeinGang.i;    % Drehzahl der
        Abtriebswelle
142 %     MeinGang.n_ab_VKM=n_an_VKM/MeinGang.i_ges;    % Abtriebsdrehzahl am
        Getriebeausgang nur mit VKM
143     Gang.(FGang{loopIndex})=MeinGang;
144 end
145
146 %% Berechnung der Massenträgheiten
147 Antrieb.J_RedAntriebST=Antrieb.J_ST+Antrieb.J_KupplungST; % Auf Hohlwelle bezogen
148 Antrieb.J_RedAntriebSO=Antrieb.J_SO+Antrieb.J_KupplungSO;
149

```

```

150 for GangLoopIndex = 1:numel(FGang)           % Gänge durchlaufen
151     theGang=Gang.(FGang{GangLoopIndex});
152     switch theGang.Welle_an % Massenträgheitsmoment Gem. Übersetzung umrechnen
153         case 'SO'
154             Antrieb.J_RedAntriebSO=Antrieb.J_RedAntriebSO+theGang.J*(theGang.z_1/
                theGang.z_2)^2;
155         case 'ST'
156             Antrieb.J_RedAntriebST=Antrieb.J_RedAntriebST+theGang.J*(theGang.z_1/
                theGang.z_2)^2;
157     end
158 end
159
160 % Massenträgheitsmoment bezogen auf die Hohlwelle des Getriebes
161 Antrieb.J_RedAntriebSO=Antrieb.J_RedAntriebSO+Diff.Planetengetriebe.J_Sonne;
162 Antrieb.J_RedAntriebST=(Antrieb.J_RedAntriebST+3*(Diff.Planetengetriebe.J_Planet1*
    Diff.Planetengetriebe.r_Steg1^2+Diff.Planetengetriebe.J_Planet2*Diff.
    Planetengetriebe.r_Steg2^2));
163
164 %% Verschiedene Kombinationen probieren
165
166
167 j=0;
168 k=0;
169 for EinLoopIndex = 1:numel(FGang)           % Gänge durchlaufen
170     EinGang=Gang.(FGang{EinLoopIndex});     % Eingelegter Gang
171     for AltLoopIndex = 1:numel(FGang)       % Wieder alle Gänge durchlaufen
172         if (AltLoopIndex ≠ EinLoopIndex) % verhindern dass der selbe Gang wieder
                der aktuelle eingelegt ist
173             AltGang=Gang.(FGang{AltLoopIndex}); % zuletzt eingelegter Gang
174             for NeuLoopIndex = 1:numel(FGang) % Nochmal alle Gänge durchlaufen
175                 if ((NeuLoopIndex ≠ EinLoopIndex) && (NeuLoopIndex ≠ AltLoopIndex))
176                     NeuGang=Gang.(FGang{NeuLoopIndex}); % Neu einzulegender Gang
177                     theStufe=BerechneStufe(EinGang, NeuGang, AltGang, Antrieb,
                        Differenz);
178                     theStufe.Schaltrichtung= 0;
179                     if (theStufe.Gueltig)
180                         j=j+1;
181                         theStufe.KombinationsNummer=j;
182                         if (EinGang.Sequenz1==(FGang{NeuLoopIndex})) % Schauen ob
                                der Gang sequentiell geschaltet wird
183                             if (EinGang.Sequenz2==(FGang{AltLoopIndex}))
184                                 theStufe.SchaltrichtungText={'sequentiell
                                    runterschalten'};
185                                 theStufe.Schaltrichtung=1;
186                                 k=k+1;
187                             end
188                         end
189                     if (EinGang.Sequenz2==(FGang{NeuLoopIndex}))

```

```

190         if (EinGang.Sequenz1==(FGang{AltLoopIndex}))
191             theStufe.SchaltrichtungText={'sequentiell
192                 hinaufschalten'};
193             theStufe.Schaltrichtung=2;
194             k=k+1;
195         end
196     end
197     Stufe.(FGang{EinLoopIndex}).(FGang{AltLoopIndex}).(FGang{
198         NeuLoopIndex})=theStufe;
199 end
200 end
201 end
202 end
203
204 disp(['Es ergeben sich ' int2str(j) ' mögliche Kombinationen']);
205 disp(['Davon sind beim sequentiellen Schalten ' int2str(k) ' möglich']);
206
207 %% Auswertung der Rechnung
208
209 k=0;
210 g=0;
211 SyncZeitDaten(:,4)={' '};
212
213 BoostDaten(:,5)={' '};
214 l=1;
215
216 FStufe = fieldnames(Stufe);
217 for StufeLoopIndex = 1:numel(FStufe) % Aktueller Gang
218     theAltStufe=Stufe.(FStufe{StufeLoopIndex});
219     AltFStufe=fieldnames(theAltStufe);
220     for AltStufeLoopIndex = 1:numel(AltFStufe) % zuletzt eingelegter Gang
221         theNeuStufe=theAltStufe.(AltFStufe{AltStufeLoopIndex});
222         NeuFStufe=fieldnames(theNeuStufe);
223         g=g+1;
224         for NeuStufeLoopIndex = 1:numel(NeuFStufe) % Neu eingelegter Gang
225             MeineStufe=theNeuStufe.(NeuFStufe{NeuStufeLoopIndex});
226             % disp([(FStufe{StufeLoopIndex}) ' ' (FVorWahlStufe{VorLoopIndex}) '
227                 ' num2str(theVorWahlStufe.n_Abtrieb) ' ' num2str(theVorWahlStufe.
228                 Boostmoeglich) ' ' num2str(theVorWahlStufe.BoostReserve) ' ' ]);
229             k=k+1;
230             SyncZeitDaten(k,1) = {int2str(MeineStufe.KombinationsNummer)};
231             % Nummer der Kombination
232             SyncZeitDaten(k,2) = {FStufe{StufeLoopIndex}}; % Aktuelle
233             Gang

```

```

231 SyncZeitDaten(k,3) = {AltFStufe{AltStufeLoopIndex}}; % zuletzt
    eingelegte Gang
232 SyncZeitDaten(k,4) = {NeuFStufe{NeuStufeLoopIndex}}; % gewünschter
    Gang
233 SyncZeitDaten(k,5) = {num2str(MeineStufe.t_sync)}; % Sync. Zeit
234
235 SyncZeit(k) = MeineStufe.t_sync;
236 switch MeineStufe.Schaltrichtung
237     case 1
238         SyncZeitKombiUpDown(l)=SyncZeit(k);
239         SyncZeitKombiDown(l)=SyncZeit(k);
240         SyncZeitKombiDownZeit(k)=SyncZeit(k);
241         SyncZeitKombiUp(l)=0;
242         SyncZeitDatenSeq(l,1:size(SyncZeitDaten,2))=
            SyncZeitDaten(k,:);
243         SyncZeitDatenSeq(l,size(SyncZeitDaten,2)+1)={'
            Runterschalten'};
244         l=l+1;
245     case 2
246         SyncZeitKombiUpDown(l)=SyncZeit(k);
247         SyncZeitKombiUp(l)=SyncZeit(k);
248         SyncZeitKombiUpZeit(k)=SyncZeit(k);
249         SyncZeitKombiDown(l)=0;
250         SyncZeitDatenSeq(l,1:size(SyncZeitDaten,2))=
            SyncZeitDaten(k,:);
251         SyncZeitDatenSeq(l,size(SyncZeitDaten,2)+1)={'
            Hinaufschalten'};
252         l=l+1;
253     end
254     SyncZeitText(k)={[FStufe{StufeLoopIndex} ' ' NeuFStufe{
        NeuStufeLoopIndex} ' ' AltFStufe{AltStufeLoopIndex}]};
255 end
256 BoostDaten(g,1)={int2str(MeineStufe.KombinationsNummer)};
    % Kombination Nr.
257 BoostDaten(g,2)={FStufe{StufeLoopIndex}}; % Aktuelle Gang
258 BoostDaten(g,3)={AltFStufe{AltStufeLoopIndex}}; % Gang auf
    Gegenwelle
259 BoostDaten(g,4)={num2str(MeineStufe.n_Abtrieb)}; % Drehzahl nach
    Getriebe
260 % BoostDaten(g,5)={num2str(MeineStufe.M_VKM)}; % Moment durch
    VKM
261 % BoostDaten(g,6)={num2str(MeineStufe.M_Boost)}; % Moment durch
    Boosten
262 BoostDaten(g,5)={num2str(MeineStufe.M_eff)}; % Gesamtmoment
263 M_Eff(g)=MeineStufe.M_eff;
264 n_Abtrieb(g)=MeineStufe.n_Abtrieb;
265 end
266 end

```



```

267
268 %% Daten für Tabelle mit Getriebekonfiguration
269 l=0;
270
271 FGang = fieldnames(Gang);
272 FDiff = fieldnames(Diff);
273
274 GetrKonfigDaten(numel(FGang),5)={' '};
275 DiffKonfigDaten(numel(FDiff)-1,4)={' '};
276
277 for loopIndex = 1:numel(FGang) % Übersetzung der Gänge
278     l=l+1;
279     MeinGang=Gang.(FGang{loopIndex});
280     GetrKonfigDaten(l,1)={(FGang{loopIndex})};
281     GetrKonfigDaten(l,2)={MeinGang.Diff};
282     GetrKonfigDaten(l,3)={MeinGang.Welle_an};
283     GetrKonfigDaten(l,4)={int2str(MeinGang.z_1)};
284     GetrKonfigDaten(l,5)={int2str(MeinGang.z_2)};
285     GetrKonfigDaten(l,6)={num2str(MeinGang.J)};
286     GetrKonfigDaten(l,7)={num2str(MeinGang.i)};
287     GetrKonfigDaten(l,8)={num2str(MeinGang.i_ges)};
288 end
289
290
291 for loopIndex = 1:numel(FDiff)-1 % Differential, Planetengetriebe auslassen
292     MeinDiff=Diff.(FDiff{loopIndex});
293     DiffKonfigDaten(loopIndex,1)={(FDiff{loopIndex})};
294     DiffKonfigDaten(loopIndex,2)={int2str(MeinDiff.z_1)};
295     DiffKonfigDaten(loopIndex,3)={int2str(MeinDiff.z_2)};
296     DiffKonfigDaten(loopIndex,4)={num2str(MeinDiff.i)};
297 end
298
299 KonfigurationenUebersich=SyncZeitDaten(:,1:4);
300 KonfigurationenUebersichSeq=SyncZeitDatenSeq(:,1:4);
301
302 %% In Tabelle darstellen
303
304
305 % ——— Synchronisierzeiten
306 TabSchaltDatenFig = figure('name', 'Übersicht über die Berechnung Synchronisierzeit'
    , 'Position', [50 100 500 800]);
307 TabSchaltDatenCols={'Kombination Nr.', 'eingelegter Gang', 'zuletzt eingelegter Gang',
    'gewünschter Gang', 'Synchronisierzeit'};
308 TabSchaltDaten = uitable(TabSchaltDatenFig, 'Data', SyncZeitDaten, 'ColumnName',
    TabSchaltDatenCols, 'RowStriping', 'on', 'Position', [0 0 500 800]);
309
310 % ——— Synchronisierzeiten Sequentielle

```

```
311 TabSchaltDatenSeqFig = figure('name', 'Übersicht über die Berechnung
    Synchronisierzeit beim Sequentiellen Schalten', 'Position', [50 100 600 200]);
312 TabSchaltDatenSeqCols={'Kombination Nr.', 'eingelegter Gang', 'zuletzt eingelegter
    Gang', 'gewünschter Gang', 'Synchronisierzeit', 'Schaltkrichtung'};
313 TabSchaltDatenSeq = uitable(TabSchaltDatenSeqFig, 'Data', SyncZeitDatenSeq, '
    ColumnName', TabSchaltDatenSeqCols, 'RowStriping', 'on', 'Position', [0 0 600
    200]);
314
315 % ——— Boosten
316 TabBoostFig = figure('name', 'Übersicht über Momente am Getriebeausgang', 'Position'
    , [50 100 800 500]);
317 %TabBoostCols={'Kombination Nr.', 'eingelegter Gang', 'Gang auf anderer Welle', '
    Drehzahl am Getriebeausgang', 'Moment durch VKM', 'Unterstützung durch E-Motor', '
    Gesamtmoment'};
318 TabBoostCols={'Kombination Nr.', 'eingelegter Gang', 'Gang auf anderer Welle', '
    Drehzahl am Getriebeausgang', 'Gesamtmoment'};
319 TabBoostDaten = uitable(TabBoostFig, 'Data', BoostDaten, 'ColumnName', TabBoostCols,
    'RowStriping', 'on', 'Position', [0 0 800 500]);
320
321 % ——— Getriebkonfiguration
322 TabGetrKonfigFig = figure('name', 'Übersicht über die Werte des Getriebes', '
    Position', [50 100 700 150]);
323 TabGetrKonfigCols={'Bezeichnung', 'zugeordnetes Differential', 'Antriebswelle', '
    Zähnezah 1', 'Zähnezah 2', 'J', 'i', 'i_ges'};
324 TabGetrKonfig = uitable(TabGetrKonfigFig, 'Data', GetrKonfigDaten, 'ColumnName',
    TabGetrKonfigCols, 'RowStriping', 'on', 'Position', [0 0 700 150]);
325
326 % ——— Differential
327 TabDiffKonfigFig = figure('name', 'Übersicht über die Werte des Differentials', '
    Position', [50 100 350 80]);
328 TabDiffKonfigCols={'Bezeichnung', 'Zähnezah 1', 'Zähnezah 2', 'Übersetzung'};
329 TabDiffKonfig = uitable(TabDiffKonfigFig, 'Data', DiffKonfigDaten, 'ColumnName',
    TabDiffKonfigCols, 'RowStriping', 'on', 'Position', [0 0 350 80]);
330
331 % ——— Übersicht mögliche Kombinationen
332 TabKonfigurationenUebersichFig = figure('name', 'Übersicht über die möglichen
    Schaltkombinationen', 'Position', [50 100 500 800]);
333 TabKonfigurationenUebersichnCols={'Kombination Nr.', 'eingelegter Gang', 'zuletzt
    eingelegter Gang', 'gewünschter Gang'};
334 TabKonfigurationenUebersichDaten = uitable(TabKonfigurationenUebersichFig, 'Data',
    KonfigurationenUebersich, 'ColumnName', TabKonfigurationenUebersichnCols, '
    RowStriping', 'on', 'Position', [0 0 500 800]);
335
336 %% als Latex-Tabelle exportieren
337 TabSchaltDatenColsLatex={'Kombination Nr.', 'eingelegter Gang', 'zuletzt eingelegter
    Gang', 'gewünschter Gang', '$t_{SYNC}$'};
338 TabSchaltDatenSeqColsLatex={'Kombination Nr.', 'eingelegter Gang', 'zuletzt
    eingelegter Gang', 'gewünschter Gang', '$t_{SYNC}$', 'Schaltkrichtung'};
```

```

339 %TabBoostColsLatex={'Kombination Nr.', 'eingelegter Gang', 'Gang auf anderer Teilwelle
    ', '$n_{ab}$', '$M_{VKM}$', '$M_{Boost}$', '$M_{abEff}$'};
340 TabBoostColsLatex={'Kombination Nr.', 'eingelegter Gang', 'Gang auf anderer Teilwelle '
    ', '$n_{ab}$', '$M_{abEff}$'};
341 TabGetrKonfigColsLatex={'Bezeichnung', 'zugeordnetes Differential', 'Antriebswelle', '
    $z_1$', '$z_2$', 'J $(kgm^2)$', 'i', '$i_{ges}$'};
342 TabDiffKonfigColsLatex={'Bezeichnung', '$z_1$', '$z_2$', 'i'};
343
344 KonfigurationenUebersichColsLatex={'Kombination Nr.', 'eingelegter Gang', 'zuletzt
    eingelegter Gang', 'gewünschter Gang'};
345
346 w=cd;
347 w_export=[w '\Export\'];
348
349 cd ('../../Tools/')
350 matrix2latex(SyncZeitDaten, [w_export '\TabSynczeitDaten_' int2str(Antrieb.P_VKM
    ) '_' int2str(Antrieb.P_EM) '.tex'], 'columnLabels',
    TabSchaltDatenColsLatex, 'alignment', 'c', 'format', '%-6.2f', 'size', 'tiny
    ');
351 matrix2latex(SyncZeitDatenSeq, [w_export '\TabSynczeitDatenSeq_' int2str(Antrieb
    .P_VKM) '_' int2str(Antrieb.P_EM) '.tex'], 'columnLabels',
    TabSchaltDatenSeqColsLatex, 'alignment', 'c', 'format', '%-6.2f', 'size', '
    tiny');
352 matrix2latex(BoostDaten, [w_export '\TabBoostDaten_' int2str(Antrieb.P_VKM) '_'
    int2str(Antrieb.P_EM) '.tex'], 'columnLabels', TabBoostColsLatex, '
    alignment', 'c', 'format', '%-6.2f', 'size', 'tiny');
353 matrix2latex(GetrKonfigDaten, [w_export '\TabGetrKonfigDaten_' int2str(Antrieb.
    P_VKM) '_' int2str(Antrieb.P_EM) '.tex'], 'columnLabels',
    TabGetrKonfigColsLatex, 'alignment', 'c', 'format', '%-6.2f', 'size', 'tiny'
    );
354 matrix2latex(DiffKonfigDaten, [w_export '\TabDiffKonfigDaten_' int2str(Antrieb.
    P_VKM) '_' int2str(Antrieb.P_EM) '.tex'], 'columnLabels',
    TabDiffKonfigColsLatex, 'alignment', 'c', 'format', '%-6.2f', 'size', 'tiny'
    );
355 matrix2latex(KonfigurationenUebersich, [w_export '\TabKonfigurationenUebersicht.
    tex'], 'columnLabels', KonfigurationenUebersichColsLatex, 'alignment', 'c',
    'format', '%-6.2f', 'size', 'tiny');
356 matrix2latex(KonfigurationenUebersichSeq, [w_export '\
    TabKonfigurationenUebersichSeq.tex'], 'columnLabels',
    KonfigurationenUebersichColsLatex, 'alignment', 'c', 'format', '%-6.2f', '
    size', 'tiny');
357 cd (w)
358
359
360 %% Plots machen
361
362 % Synczeiten

```

```

363     ZeitenPlot=figure('name',[ 'Erreichbare Synchronisationszeiten P_VKM=' int2str(
        Antrieb.P_VKM) '; P_EM=' int2str(Antrieb.P_EM) ]);
364 %title('Erreichbare Synchronisationszeiten');
365 xlim([0 60]);
366 grid on; hold on;
367 xlabel('Kombination Nr. ');
368 ylabel('t_{Sync} in sec. ');
369 bar(SyncZeit,'FaceColor',[0 0 1],'BarWidth',0.6);
370 bar(SyncZeitKombiDownZeit,'FaceColor',[1 0 1],'BarWidth',0.6);
371 bar(SyncZeitKombiUpZeit,'FaceColor',[0.25 0.35 0.35],'BarWidth',0.6);
372 legend('Alle Kombinationen','Zeiten beim Runterschalten','Zeiten beim
        Hinaufschalten','Location','NorthWest');
373 saveas(ZeitenPlot,[w_export 'erreichbareSynczeiten_' int2str(Antrieb.P_VKM) '_'
        int2str(Antrieb.P_EM) '.png']);
374
375 % Synczeiten für Sequentielles Schalten
376 ZeitenPlotSequ=figure('name',[ 'Erreichbare Synchronisationszeiten beim
        Sequentiellen Schalten P_VKM=' int2str(Antrieb.P_VKM) '; P_EM=' int2str(
        Antrieb.P_EM) ]);
377 axes1 = axes('Parent',ZeitenPlotSequ,...
378     'XTickLabel', SyncZeitDatenSeq(:,1), 'XTICK',[1:size(SyncZeitDatenSeq
        ,1)]);
379 grid(axes1,'off');
380 hold(axes1,'all');
381 xlabel('Kombination Nr. ');
382 ylabel('t_{Sync} in sec. ');
383 bar(SyncZeitKombiDown,'FaceColor',[1 0 1],'BarWidth',0.6);
384 bar(SyncZeitKombiUp,'FaceColor',[0.25 0.35 0.35],'BarWidth',0.6);
385 legend('Zeiten beim Runterschalten','Zeiten beim Hinaufschalten','Location','
        NorthWest');
386 saveas(ZeitenPlotSequ,[w_export 'erreichbareSynczeitenSequentiell_' int2str(
        Antrieb.P_VKM) '_' int2str(Antrieb.P_EM) '.png']);
387
388 % Momente
389 MomentenPlot=figure('name',[ 'Erreichbares Moment am Getriebeausgang P_VKM='
        int2str(Antrieb.P_VKM) '; P_EM=' int2str(Antrieb.P_EM)], 'Position',[50
        100 750 600]);
390
391 xLabel='Kombination Nr. ';
392 yLabel1='M_{abEff}';
393 yLabel2='n_{abEff}';
394
395 cd ('../../../../Tools/')
396 MachePlotmitBar(0:length(M_Eff)-1, M_Eff, n_Abtrieb, xLabel, yLabel1, yLabel2,
        MomentenPlot);
397 cd (w)
398
399 %title('Erreichbares Moment am Getriebeausgang');

```

```

400     saveas(MomentenPlot,[w_export 'erreichbaresMoment_' int2str(Antrieb.P_VKM) '_'
401           int2str(Antrieb.P_EM) '.png']);
402     %% Werte zurück geben
403     RueckGabe.SynczeitenSeq.figure=ZeitenPlotSeq;
404     RueckGabe.SynczeitenSeq.xTickLabel=SyncZeitDatenSeq(:,1);
405     RueckGabe.SynczeitenSeq.SyncZeitDatenSeq=SyncZeitDatenSeq;
406     RueckGabe.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiDown=SyncZeitKombiDown;
407     RueckGabe.SynczeitenSeq.SyncZeitKombiUp=SyncZeitKombiUp;
408     RueckGabe.SynczeitenSeq.SyncZeitUpDown=SyncZeitKombiUpDown;
409     RueckGabe.SynczeitenSeq.SyncZeiten(:,1)=SyncZeitDatenSeq(:,1);
410     RueckGabe.SynczeitenSeq.SyncZeiten(:,2)=SyncZeitDatenSeq(:,5);
411
412     RueckGabe.Synczeiten.SyncZeiten(:,1)=SyncZeitDaten(:,1);
413     RueckGabe.Synczeiten.SyncZeiten(:,2)=SyncZeitDaten(:,5);
414
415     if Schliessen==1
416         close all;
417     end
418
419 end

```

B.4.1.2. Berechnung der einzelnen Getriebestufe

```

1 function [ Stufe ] = BerechneStufe (Gang_Ist, Gang_Neu, Gang_Alt, Antrieb, Differenz
2 )
3 % Gang_Ist: aktuell eingelegter Gang
4 % Gang_Neu: auf diesen Gang soll geschalten werden
5 % Gang_Alt: dieser Gang war zuvor vorgewählt
6 % Antrieb: Geometrieparameter des Antriebsstrangs
7 % Differenz: erlaubte Differenzdrehzahl
8
9 %% Überprüfung der Gültigkeit der übergebenen Parameter
10 if (Gang_Ist.Welle_an == Gang_Neu.Welle_an) % Haben beide Wellen die selbe
11     Antriebswelle, dann kann nicht geschalten werden – Berechnung damit ungültig
12     Stufe.Gueltig=0;
13 elseif (Gang_Ist.Welle_an == Gang_Alt.Welle_an)
14     Stufe.Gueltig=0;
15 else
16     Stufe.Gueltig=1;
17 end
18 %% Konstanten setzen bzw. aus übergebenen Variablen bestimmen
19 Stufe.Text= ([ 'Gang ' Gang_Ist.Name ' eingelegt, Gang ' Gang_Neu.Name ' gewünscht,
20               davor war Gang ' Gang_Alt.Name ' eingelegt.']);

```

```

19
20 % Zähnezahlen Planetengetriebe
21 z_Sonne=Antrieb . Diff . z_Sonne;
22 z_Planet=Antrieb . Diff . z_Planet1;
23 z_Hohlrad=Antrieb . Diff . z_Hohlrad;
24 i_0=z_Hohlrad/z_Sonne; % Standübersetzung
25
26 % Leistungen und Drehzahlen
27 n_an_VKM=Antrieb . n_an_VKM;
28 %n_an_EM=Antrieb . n_an_EM;
29 P_VKM=Antrieb . P_VKM;
30 P_EM=Antrieb . P_EM;
31 J_EMotor=Antrieb . J_EMotor;
32 M_Schl_EM=Antrieb . M_Schl_EM;
33 M_Schl_Ku=Antrieb . M_Schl_Ku;
34 J_RedAntriebST=Antrieb . J_RedAntriebST;
35 J_RedAntriebSO=Antrieb . J_RedAntriebSO;
36 J_VKM=Antrieb . J_VKM;
37 J_Abtrieb=Antrieb . J_Abtrieb;
38 eta_DSG=Antrieb . eta_DSG;
39 eta_Planet=Antrieb . eta_Planet;
40 eta_Diff=Antrieb . eta_Diff;
41 % M_Sch_K_Neu=Gang_Ist . M_Sch;
42
43
44 %% Drehzahldifferenz am Gangrad beim Neu-einzulegenden Gang
45 n_Plant_Alt=n_an_VKM*Gang_Alt.i_ges/Gang_Ist.i_ges; % Drehzahl auf Mittelwelle
46 n_Plant_Neu=n_an_VKM*Gang_Neu.i_ges/Gang_Ist.i_ges; % Drehzahl auf Mittelwelle
47
48 n_KK1=n_Plant_Neu/Gang_Neu.i;
49 n_KK2=n_Plant_Alt/Gang_Neu.i;
50
51 n_Diff_an_KK=abs(n_KK2)-abs(n_KK1); % Wenn Differenz Positiv ist --> Beschleunigen,
    sonst Bremsen
52
53 if abs(n_Diff_an_KK) < abs(Differenz)
54     Differenz=n_Diff_an_KK;
55 end
56
57 n_KK2_Korrigiert=n_KK2-abs(Differenz);
58
59 n_Plant_Alt=n_KK2_Korrigiert*Gang_Neu.i;
60 %% Berechnung Hohlradrehzahl
61 switch Gang_Alt.Welle_an % je nachdem ob Antrieb von Sonne oder Steg
62     case 'ST'
63         [ n_Sonne_ist_Alt, n_Steg_ist_Alt, n_Hohlrad_ist_Alt ] = BerechnePlaneten(
            n_an_VKM, n_Plant_Alt, inf, i_0 ); % Berechnung Planetengetriebe
64     case 'SO'

```

```
65     [ n_Sonne_ist_Alt, n_Steg_ist_Alt, n_Hohlrad_ist_Alt ] = BerechnePlaneten(
        n_Plant_Alt, n_an_VKM, inf, i_0 ); % Berechnung Planetengetriebe
66 end
67
68 switch Gang_Neu.Welle_an           % je nachdem ob Antrieb von Sonne oder Steg
69     case 'ST'
70         [ n_Sonne_ist_Neu, n_Steg_ist_Neu, n_Hohlrad_ist_Neu ] = BerechnePlaneten(
            n_an_VKM, n_Plant_Neu, inf, i_0 ); % Berechnung Planetengetriebe
71         J_RedAntriebST = J_RedAntriebST + J_VKM + J_Abtrieb/Gang_Neu.i_ges;
72         Delta_omegaSO=(n_Sonne_ist_Neu-n_Sonne_ist_Alt)*pi()/30;
73         Delta_omegaST=0;
74     case 'SO'
75         [ n_Sonne_ist_Neu, n_Steg_ist_Neu, n_Hohlrad_ist_Neu ] = BerechnePlaneten(
            n_Plant_Neu, n_an_VKM, inf, i_0 ); % Berechnung Planetengetriebe
76         J_RedAntriebSO = J_RedAntriebSO + J_VKM + J_Abtrieb/Gang_Neu.i_ges;
77         Delta_omegaSO=0;
78         Delta_omegaST=(n_Steg_ist_Neu-n_Steg_ist_Alt)*pi()/30;
79 end
80
81 omega_EM_Neu=n_Hohlrad_ist_Neu*pi()/30;
82 omega_EM_Alt=n_Hohlrad_ist_Alt*pi()/30;
83
84 omegaST=n_Steg_ist_Neu*pi()/30;
85 omegaSO=n_Sonne_ist_Neu*pi()/30;
86
87 if (n_Hohlrad_ist_Neu > n_Hohlrad_ist_Alt)
88     omega_EM=omega_EM_Neu;
89 else
90     omega_EM=omega_EM_Alt;
91 end
92
93 %% erforderliche Drehzahldifferenz am Hohlrad zum Synchronisieren
94 Delta_n_Hohlrad=n_Hohlrad_ist_Neu-n_Hohlrad_ist_Alt; % Diese Drehzahl muss E-
    Motor aufbringen. Ist sie negativ, wird rekuperiert
95
96 if abs(Delta_n_Hohlrad)<abs(Differenz)
97     Differenz=abs(Delta_n_Hohlrad);
98 end
99
100 if Delta_n_Hohlrad > 0
101     Delta_n_Hohlrad=Delta_n_Hohlrad-Differenz;
102 else if Delta_n_Hohlrad < 0
103     Delta_n_Hohlrad=Delta_n_Hohlrad+Differenz;
104     end
105 end
106
107 Delta_omega_Hohlrad=Delta_n_Hohlrad*pi()/30;
108
```

```

109 %% Berechnung der Momente
110 % mit aktuell gewählter Kombination
111
112 M_EM=P_EM/omega_EM;
113
114 %M_an_EM_Alt=P_EM/omega_EM_Alt; % Drehmoment E-Motor
115 %M_Sonne_Alt=M_an_EM_Alt/i_0; % Drehmoment der Sonne
116 %M_Steg_Alt=-2*(M_Sonne_Alt+M_an_EM_Alt*z_Planet/z_Hohlrad); % Drehmoment am Steg
117
118 %M_an_EM_Neu=P_EM*30/omega_EM_Neu; % Drehmoment E-Motor
119 %M_Sonne_Neu=M_an_EM_Neu/i_0; % Drehmoment der Sonne
120 %M_Steg_Neu=-2*(M_Sonne_Neu+M_an_EM_Neu*z_Planet/z_Hohlrad); % Drehmoment am Steg
121
122 Bremsen=sign(Delta_omega_Hohlrad);
123
124 % Berechnung von M_Sync am Elektromotor
125 switch Bremsen
126     case -1 % Es muss gebremst werden
127         switch Gang_Neu.Welle_an % je nachdem ob das zu
128             synchronisierende Zahnrad von Steg oder Sonne angetrieben wird
129             case 'ST'
130                 M_Sync=M_EM-M_Schl_EM-M_Schl_Ku*z_Hohlrad/z_Planet;
131                 M_Sync=(M_Sonne_Neu-M_Sonne_Alt+M_Sch_K_Neu)*z_Planet/z_Sonne+(
132                 M_Steg_Neu-M_Steg_Alt+M_Sch_K_Neu);
133             case 'SO'
134                 M_Sync=M_EM-M_Schl_EM-M_Schl_Ku*z_Hohlrad/z_Sonne;
135                 M_Sync=(M_Sonne_Neu-M_Sonne_Alt+M_Sch_K_Neu)+(M_Steg_Neu-
136                 M_Steg_Alt)*z_Sonne/z_Planet;
137             end
138         case 1 % Es muss Beschleunigt werden
139             switch Gang_Neu.Welle_an % je nachdem ob das zu
140                 synchronisierende Zahnrad von Steg oder Sonne angetrieben wird
141                 case 'ST'
142                     M_Sync=M_EM+M_Schl_EM+M_Schl_Ku*z_Hohlrad/z_Planet;
143                     M_Sync=(M_Sonne_Neu-M_Sonne_Alt+M_Sch_K_Neu)*z_Planet/z_Sonne+(
144                     M_Steg_Neu-M_Steg_Alt+M_Sch_K_Neu);
145                 case 'SO'
146                     M_Sync=M_EM+M_Schl_EM+M_Schl_Ku*z_Hohlrad/z_Sonne;
147                     M_Sync=(M_Sonne_Neu-M_Sonne_Alt+M_Sch_K_Neu)+(M_Steg_Neu-
148                     M_Steg_Alt)*z_Sonne/z_Planet;
149                 end
150             case 0 % nichts ändert sich
151                 M_Sync=0;
152         end
153 %% Berechnung von der Massenträgheitsmomemnte
154

```



```

150 %J_redFrei = ((J_RedAntriebST*omegaST^2+J_RedAntriebSO*omegaSO^2)/omega_EM_Neu^2)+
      J_EMotor % Bezogen aufs Hohlrad, nur wenn von Null Beschleunigt werden soll
151 J_redFrei = ((J_RedAntriebST*Delta_omegaST^2+J_RedAntriebSO*Delta_omegaSO^2)/
      Delta_omega_Hohlrad^2)+J_EMotor % Bezogen aufs Hohlrad
152
153 switch Gang_Neu.Welle_an % je nachdem ob das zu synchronisierende
      Zahnrad von Steg oder Sonne angetrieben wird
154     case 'ST'
155         J_redFreiStufe = ((J_EMotor*Delta_omega_Hohlrad^2+J_RedAntriebSO*
            Delta_omegaSO^2)/Delta_omegaST^2); % Bezogen auf Stegwelle
156     case 'SO'
157         J_redFreiStufe = ((J_EMotor*Delta_omega_Hohlrad^2+J_RedAntriebST*
            Delta_omegaST^2)/Delta_omegaSO^2); % Bezogen auf Sonnenwelle
158 end
159
160 J_redFreiStufe=J_redFreiStufe*(Gang_Neu.z_2/Gang_Neu.z_1)^2; % bezogen auf
      Teilwelle des neuen Ganges
161
162 %% Berechnung von t_sync
163 t_sync=(J_redFrei*abs(Delta_omega_Hohlrad))/M_Sync;
164
165 %% Boosten
166 n_ab=n_an_VKM/Gang_Ist.i_ges;
167 omega_ab=n_ab*pi()/30;
168 M_theo=(P_VKM+P_EM)/omega_ab;
169 M_ab_eff=M_theo*eta_Diff*eta_DSG*eta_Planet;
170
171 %% Moment an der Klauenkupplung
172 M_Diff_an_KK='';
173
174 %% Rückgabe der Rechenergebnisse
175 Stufe.t_sync=t_sync;
176 Stufe.n_Abtrieb=n_ab;
177 % Stufe.M_VKM=M_ab_VKM;
178 % Stufe.M_Boost=M_Boost;
179 Stufe.M_eff=M_ab_eff;
180 Stufe.n_Diff_an_KK=n_Diff_an_KK;
181 Stufe.M_Diff_an_KK=M_Diff_an_KK;
182 Stufe.J_redFreiStufe=J_redFreiStufe;
183 Stufe.J_redFrei=J_redFrei;
184 end

```

B.4.1.3. Berechnung der Drehzahlen des Planetengetriebes

```

1 function [ n_Sonne_ist n_Steg_ist n_Hohlrad_ist ] = BerechnePlaneten( n_Sonne, n_Steg
    , n_Hohlrad, i_0 )
2 %BerechnePlaneten Berechnet Drehzahlen des PlanetenGetriebes
3
4 %Willis –Gleichung: n_Sonne_ist+n_Steg_ist*(i_0-1)=n_Hohlrad*i_0;
5
6 if (n_Steg==inf )
7     n_Sonne_ist=n_Sonne;    % Aktuelle Drehzahl Sonne (aus Willisgleichung)
8     n_Hohlrad_ist=n_Hohlrad;    % Drehzahl des Hohlrades ist Null– E–Motor steht
9     n_Steg_ist=(n_Sonne_ist-n_Hohlrad_ist*i_0)/(i_0-1); % aktuelle Stegdrehzahl ist
    0 bzw. kann es nur das Schleppmoment halten!
10 end
11
12 if (n_Hohlrad ==inf )
13     n_Sonne_ist=n_Sonne;    % Aktuelle Drehzahl Sonne (aus Willisgleichung)
14     n_Steg_ist=n_Steg;    % Drehzahl des Hohlrades ist Null– E–Motor steht
15     n_Hohlrad_ist=(n_Sonne_ist+n_Steg_ist*(i_0-1))/i_0; % aktuelle Stegdrehzahl ist
    0 bzw. kann es nur das Schleppmoment halten!
16 end

```

B.5. Simulationsansätze

B.5.1. Berechnungsmodell mit einer Erstzfeder zwischen den Zähnen

```

1 % Berechnungsmodell mit einer Erstzfeder zwischen den Zähnen
2
3 clear all;
4 clc;
5 close all;
6
7 F=200/38e-3/45;
8 m_1=0.014;
9 m_2=0.0028;
10 c=4*3^3*1e-3/(4*10^3)*210e9;
11
12 t=[0:10e-9:5e-6];
13 [x_r omegaNull]=x_r(t, F, m_1, m_2, c );
14
15
16 disp(['Eigenfrequenz: ' num2str(omegaNull*1e-3) ' kHz']);
17 plot(t, 0.01+x_r, 'r')

```

B.5.1.1. Unterprogramm Auslenkung aus der Ruhelage und Eigenfrequenz

```

1 function [ x_R,omegaNull ] = x_r( t, F, m_1, m_2, c )
2 % Berechnet die Auslenkung aus der Ruhelage und die Eigenfrequenz
3
4     omegaNull=sqrt(c*(m_1+m_2)/(m_1*m_2));
5     x_R=-F/(m_2*omegaNull)*(1-cos(omegaNull*t));
6 end

```

B.5.2. Einfaches Simulationsmodell für den Stoß

```

1 clc;close all;clear all;
2 % Einfaches Simulationsmodell für den Stoß
3 format long g;
4
5 Zaehneanzahl=36;
6
7 m1Ursp=0.5;
8 m2Ursp=0.01;
9
10 m1=m1Ursp/Zaehneanzahl;      % Masse Kupplungshälfte 1
11 m2=m2Ursp/Zaehneanzahl;      % Masse Kupplungshälfte 2
12 r_Kupplung=54e-3;            % Radius des Kraftangriffspunkts der Kupplung
13
14 beta=100*pi/180; % Dachwinkel der Klaue
15
16
17 F_Bet=30/Zaehneanzahl; % Betätigungskraft
18 M_Diff=0; % Differenzdrehmoment
19 M_Schlepp=2/10; % Schleppmoment
20
21 Diffgeschwindigkeit=5;
22 DeltavRad=Diffgeschwindigkeit*pi()/30; % Annahme: 50rpm Differenzgeschwindigkeit
23
24 s1=DeltavRad*r_Kupplung;
25 u1=0.01;
26 s2=0.;
27 u2=0.;
28
29 k=5/9;
30
31 c1=12e3/Zaehneanzahl;
32 c2=1e5/Zaehneanzahl;

```

```
33
34 theZeit1=0;
35 theZeit2=0;
36 theZeit3=0;
37 theZeit4=0;
38
39 for i=[1:20]
40     the_s1(i)=s1;
41     the_s2(i)=s2;
42     the_u1(i)=u1;
43     the_u2(i)=u2;
44
45     StruktMasse1=RechneGeschwindigkeit(s1,u1,beta);
46     StruktMasse2=RechneGeschwindigkeit(s2,u2,beta);
47     NachStoss=StossKraefteReibungsfrei(StruktMasse1.w, StruktMasse2.w, StruktMasse1.
        v, StruktMasse2.v, m1, m2, k);
48
49     Wirkung1=RueckrechnenGeschwindigkeit(NachStoss.b1, StruktMasse1.phi,
        StruktMasse1.tau);
50     Wirkung2=RueckrechnenGeschwindigkeit(NachStoss.b2, StruktMasse2.phi,
        StruktMasse2.tau);
51
52     NachFeder1_1(i)=VerhaltenNachStossEnergie(Wirkung1.u, m1, c1);
53     NachFeder1_2(i)=VerhaltenNachStossEnergie(Wirkung1.s, m1, c1);
54     NachFeder2_1(i)=VerhaltenNachStossEnergie(Wirkung2.u, m2, c2);
55     NachFeder2_2(i)=VerhaltenNachStossEnergie(Wirkung2.s, m2, c2);
56
57     Fm(i)=NachStoss.Fm;
58
59     s1=-NachFeder1_1(i).v;
60     u1=-NachFeder1_2(i).v;
61     s2=-NachFeder2_1(i).v;
62     u3=-NachFeder2_2(i).v;
63
64     theZeit1=theZeit1+NachFeder1_1(i).t;
65     theZeit2=theZeit2+NachFeder1_2(i).t;
66     theZeit3=theZeit3+NachFeder2_1(i).t;
67     theZeit4=theZeit4+NachFeder2_2(i).t;
68
69     Zeit1(i)=theZeit1;
70     Zeit2(i)=theZeit2;
71     Zeit3(i)=theZeit3;
72     Zeit4(i)=theZeit4;
73
74     Feder1_1(i)=NachFeder1_1(i).FF;
75     Feder1_2(i)=NachFeder1_2(i).FF;
76     Feder2_1(i)=NachFeder2_1(i).FF;
77     Feder2_2(i)=NachFeder2_2(i).FF;
```

```
78
79     Weg1_1(i)=NachFeder1_1(i).x;
80     Weg1_2(i)=NachFeder1_2(i).x;
81     Weg2_1(i)=NachFeder2_1(i).x;
82     Weg2_2(i)=NachFeder2_2(i).x;
83 end
84
85 RadialGeschwindigkeit=figure('name','Radialgeschwindigkeiten');
86 plot(the_s1);
87 hold on;
88 plot(-the_s2, 'r');
89 xlabel('Stoß Nr. ');
90 ylabel('Geschwindigkeit in m/s');
91 legend('Kupplungshälfte 1','Kupplungshälfte 2');
92
93 AxialGeschwindigkeit=figure('name','Axialgeschwindigkeiten');
94 plot(the_u1);
95 hold on;
96 plot(the_u2, 'r');
97 xlabel('Stoß Nr. ');
98 ylabel('Geschwindigkeit in m/s');
99 legend('Kupplungshälfte 1','Kupplungshälfte 2');
100
101 FederkraftAxial=figure('name','FederkraftAxial');
102 plot(Feder1_1*Zaehneanzahl);
103 hold on;
104 plot(-Feder2_1*Zaehneanzahl, 'r')
105 xlabel('Stoß Nr. ');
106 ylabel('Kraft auf Masse in N');
107 legend('Kupplungshälfte 1','Kupplungshälfte 2');
108
109 FederkraftRadial=figure('name','FederkraftRadial');
110 plot(Feder2_1*Zaehneanzahl);
111 hold on;
112 plot(-Feder2_2*Zaehneanzahl, 'r');
113 xlabel('Stoß Nr. ');
114 ylabel('Kraft auf Masse in N');
115 legend('Kupplungshälfte 1','Kupplungshälfte 2');
116
117 WegAxial=figure('name','WegAxial');
118 plot(Weg1_1);
119 hold on;
120 plot(-Weg2_1, 'r');
121 xlabel('Stoß Nr. ');
122 ylabel('Position in m');
123 legend('Position Kupplungshälfte 1','Position Kupplungshälfte 2');
124
125 WegRadial=figure('name','WegRadial');
```

```

126 plot(Weg1_2);
127 hold on;
128 plot(-Weg2_2, 'r');
129 xlabel('Stoß Nr. ');
130 ylabel('Position in m');
131 legend('Position Kupplungshälfte 1','Position Kupplungshälfte 2');
132
133 saveas(RadialGeschwindigkeit,['RadialGeschwindigkeit' int2str(Diffgeschwindigkeit) '.png']);
134 saveas(AxialGeschwindigkeit,['AxialGeschwindigkeit' int2str(Diffgeschwindigkeit) '.png']);
135 saveas(FederkraftAxial,['FederkraftAxial' int2str(Diffgeschwindigkeit) '.png']);
136 saveas(FederkraftRadial,['FederkraftRadial' int2str(Diffgeschwindigkeit) '.png']);
137 saveas(WegAxial,['WegAxial' int2str(Diffgeschwindigkeit) '.png']);
138 saveas(WegRadial,['WegRadial' int2str(Diffgeschwindigkeit) '.png']);

```

B.5.2.1. Unterprogramme

Geschwindigkeit in Stoßrichtung umrechnen

```

1 function [Struktur] = RechneGeschwindigkeit(s,u, beta)
2 %RechneGeschwindigkeit rechnet die Geschwindigkeit in Stoßrichtung um
3 % s=Geschwindigkeit in Radialrichtung
4 % u=Geschwindigkeit in Axialrichtung
5 % beta=Flankenwinkel in rad
6 % ———— Ausgabe
7 % Struktur mit den Elementen:
8 % gamma=Winkel zwischen den Geschwindigkeiten
9 % b=resultierende Geschwindigkeit in Stoßrichtung
10 % phi=Winkel von b zur Stoßnormalen
11 % v=Geschwindigkeit parallel zur Stoßebene
12 % w=Geschwindigkeit normal zur Stoßebene
13 % tau=Winkel zwischen Rotationsachse und Stoßebene
14
15 b=0;
16
17 gamma=atan2(s,u);
18 cgamma=cos(gamma);
19 if (pi/2-atan2(s,u))==0 % Wenn der Winkel Null ist
20     gamma=pi/2;
21     cgamma=1;
22 end
23
24 b=u/cgamma;
25

```

```

26 phi=beta/2+gamma;
27 v=b*cos(phi);
28 w=b*sin(phi);
29
30 tau=pi()+beta/2;
31
32 Struktur.gamma=gamma;
33 Struktur.b=b;
34 Struktur.phi=phi;
35 Struktur.v=v;
36 Struktur.w=w;
37 Struktur.tau=tau;
38 end

```

Geschwindigkeiten nach dem Stoß wieder zurück rechnen

```

1 function [Struktur] = RueckrechnenGeschwindigkeit( b, alpha, tau)
2 %RueckrechnenGeschwindigkeit Rechnet die Geschwindigkeit nach dem Stoß
3 %wieder ins ursprüngliche Koordinatensystem zurück
4 % b: Geschwindigkeit der Masse
5 % alpha: Winkel zwischen Stoßebene und Geschwindigkeit
6 % gamma: gamma von der Umrechnung der Massenbewegung in die Stoßebene
7 % phi: phi von der Umrechnung der Geschwindigkeiten
8 % _____ Ausgabe
9 % Struktur:
10 % s=Geschwindigkeit in Radialrichtung
11 % u=Geschwindigkeit in Axialrichtung
12
13 v=b*cos(alpha);
14 w=b*sin(alpha);
15
16 tau_neu=pi()/2-tau;
17 u=v*sin(tau_neu)+w*cos(tau_neu);
18 s=v*cos(tau_neu)+w*sin(tau_neu);
19
20
21 Struktur.s=s;
22 Struktur.u=u;
23 end

```

Stoßkraft und Geschwindigkeiten nach dem Stoß

```

1 function [Struktur] = StossKraefteReibungsfrei( w1, w2, v1, v2, m1, m2, k)
2 %StossKraefteReibungsfrei Berechnet Geschwindigkeit nach dem Stoß, es wird
3 %von einem Reibungsfreien Stoß ausgegangen
4 % w1: Geschwindigkeit Teil 1 normal zur Stoßebene

```

```

5 % w2: Geschwindigkeit Teil 2 normal zur Stoßebene
6 % v1: Geschwindigkeit Teil 1 parallel zur Stoßebene
7 % v2: Geschwindigkeit Teil 2 parallel zur Stoßebene
8 % m1: Masse Teil 1
9 % m2: Masse Teil 2
10 % k: Stoßziffer ( $k \leq 1$ )
11 % _____ Ausgabe
12 % Struktur:
13 % Fm: mittlere Stoßkraft
14 % b1: Geschwindigkeit Teil 1 nach Stoß
15 % b2: Geschwindigkeit Teil 2 nach Stoß
16 % alpha1: Neigungswinkel von b1 zur Stoßebene
17 % alpha2: Neigungswinkel von b2 zur Stoßebene
18
19 w1neu=(w1*(m1/m2-k)+w2*(1+k))/(1+m1/m2)
20 w2neu=m1/m2*(w1-w1neu+w2)
21 v1neu=v1;
22 v2neu=v2;
23
24 alpha1=atan2(w1neu,v1neu);
25 alpha2=atan2(w2neu,v2neu);
26
27 if (sin(alpha1)~=0)
28     b1=w1neu/sin(alpha1);
29 else
30     b1=0;
31 end
32 if (sin(alpha2)~=0)
33     b2=w2neu/sin(alpha2);
34 else
35     b2=0;
36 end
37
38 if (w2neu-w2)~=0
39     Fm=m2*(w2neu-w2);
40 else
41     Fm=-m1*(w1neu-w1);
42 end
43
44 Struktur.Fm=Fm;
45 Struktur.b1=b1;
46 Struktur.b2=b2;
47 Struktur.alpha1=alpha1;
48 Struktur.alpha2=alpha2;
49 end

```

Zeit zum Eindringen der Feder und resultierende Kraft und Beschleunigung der Masse


```
1 function [Struktur] = VerhaltenNachStossEnergie( b, m, c)
2 %VerhaltenNachStoss Berechnet Zeit zum Eindringen der Feder sowie die
3 %resultierende Kraft und Beschleunigung der Masse
4 % b: Geschwindigkeit der Masse
5 % m1: Masse
6 % c: Federkonstante
7 % ----- Ausgabe
8 % Struktur:
9 % FF: Federkraft
10 % t: Zeitdauer für Ein- bzw. Ausdrücken
11 % x: Eingedrückter Weg
12 % a: Beschleunigung der Masse
13 % v: Geschwindigkeit nach t
14
15
16 x=sqrt(m*b^2/c);
17 if (b≠0)
18     t=x/b;
19     a=b/t;
20
21 else
22     t=0;
23     a=0;
24 end
25
26 FF=x*c;
27 v=a*t;
28
29 Struktur.FF=FF;
30 Struktur.t=t;
31 Struktur.x=x;
32 Struktur.a=a;
33 Struktur.v=v;
34
35 end
```

B.5.3. Simulation der Kraftaufbringung auf die Kupplung

Das Simulationsmodell in Matlab-Simulink beruht auf denen in Abschnitt C hergeleiteten Gleichungen. Auf eine detaillierte Abbildung wird hier verzichtet.

C. Simulation des Schaltsystems

Im Prinzipbild ist der Aufbau des Schaltsystems mit elektromechanischer Betätigung inklusive der Klauenkupplung und der An- und Abtriebswelle des Motors dargestellt.

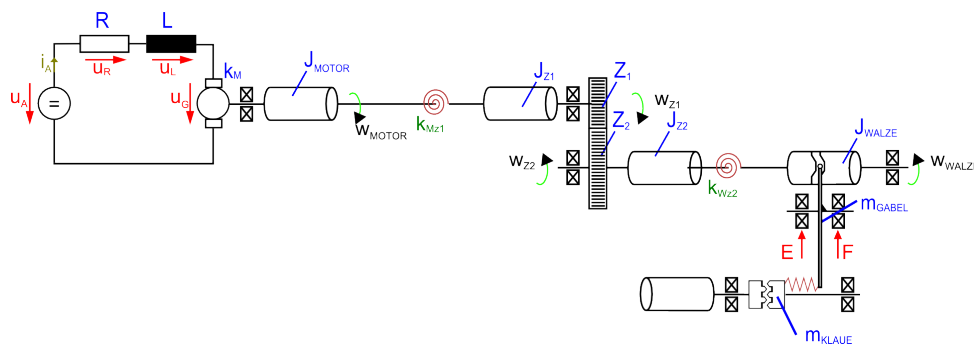


Abbildung C.1.: Prinzipbild Schaltsystem

Bei der Simulation wird vorrangig die Torsion untersucht, der wird auf die genaue Berechnung der Lager verzichtet. Die Reibkräfte im Lager werden in erster Näherung als konstant angenommen. Zur Herleitung eines Modells zur Simulation gibt es mehrere Möglichkeiten. So können die Bewegungsgleichungen durch Energiemethoden hergeleitet werden oder es werden die Newton'schen Bewegungsgleichungen ausgewertet. Im Abschnitt C.1 werden die Bewegungsgleichungen hergeleitet, das Simulationsmodell wird aus mehreren Teilsystemen zusammengesetzt, wobei jedes Teilsystem für sich ein selbstständiges System bildet und daher die Blöcke beliebig kombiniert werden können (Abschnitt C.2). Es wäre auch ein Simulationsmodell mit der Methode der Übertragungsmatrizen möglich oder eine Mehrkörpersimulation. Im letzten Abschnitt (Abschnitt C.3) sind die Ergebnisse der Simulation dargestellt.

C.1. Aufstellen der Bewegungsgleichungen

C.1.1. Gleichstrommaschine unter Last

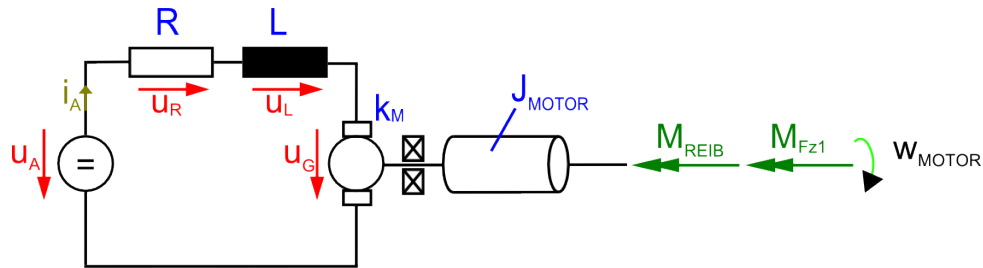


Abbildung C.2.: Prinzipbild fremderregte Gleichstrommaschine

$$\begin{aligned} \sum M_x &= J_{MOTOR} * \dot{\omega}_{MOTOR} \\ &= M_{MOTOR} - M_{FMz1} - M_{REIB} \end{aligned} \quad (C.1)$$

Für die idealisierte fremderregte Gleichstrommaschine mit dem abgegebenen Moment M_{MOTOR} bei der Drehzahl ω_{MOTOR} gilt:

$$M_{MOTOR} = i_A * k_M \quad (C.2)$$

$$u_G = \omega_{MOTOR} * k_M \quad (C.3)$$

Anwendung des 2. Kirchhoff'schen Gesetzes (Maschenregel):

$$\begin{aligned} \sum u &= 0 \\ u_A &= u_R + u_L + u_G \end{aligned}$$

Spannungsabfall an Spule und Widerstand, wobei der Spulenstrom i_A im gesamten Stromkreis konstant ist:

$$\begin{aligned} u_L &= L * \frac{di_A}{dt} \\ u_R &= i_A * R \end{aligned}$$

daher ist \dot{i}_A

$$\begin{aligned} \dot{i}_A &= \frac{u_L}{L} \\ &= \frac{u_A - u_R - u_G}{L} \\ &= \frac{u_A - i_A * R - \omega_{MOTOR} * k_M}{L} \end{aligned} \tag{C.4}$$

der Strom i_A durch Integration :

$$\begin{aligned} i_A &= \int \dot{i}_A \\ &= \int \frac{u_A - i_A * R - \omega_{MOTOR} * k_M}{L} \end{aligned} \tag{C.5}$$

aus (C.1)

$$\omega_{MOTOR} = \frac{i_A * k_M - M_{REIB} - M_{FMz1}}{J_{MOTOR}} \tag{C.6}$$

C.1.2. Drehelastische Kopplung von Motor und Getriebe



Abbildung C.3.: Drehelastische Kopplung von Motor und Getriebe

Die Kopplung des Getriebes mit dem Elektromotor erfolgt über eine Drehfeder, das Moment der Feder M_{MFz1} ist folgendermaßen definiert, wobei die Federkonstante k_{Mz1} als linear angenommen wird.

$$M_{FMz1} = (\varphi_{z1} - \varphi_{MOTOR}) * k_{Mz1} \tag{C.7}$$

C.1.3. Getriebe des Schaltsystems

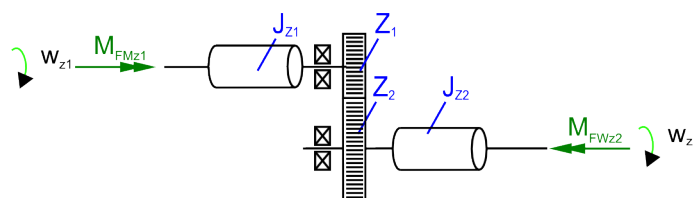


Abbildung C.4.: Getriebe der Kupplungsbetätigung

Das Getriebe des Schaltsystems wird in seine zwei Teile getrennt und jeder für sich berechnet.

C.1.4. Eingangswelle des Getriebes

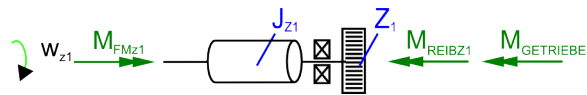


Abbildung C.5.: Getriebe der Kupplungsbetätigung: Eingangswelle

$$\sum M_x = J_{z1} * \dot{\omega}_{z1} = M_{FMz1} - M_{GETRIEBE1} - M_{REIBz1} \tag{C.8}$$

$$\dot{\omega}_{z1} = \frac{M_{FMz1} - M_{GETRIEBE1} - M_{REIBz1}}{J_{z1}} \tag{C.9}$$

C.1.5. Abtriebswelle des Getriebes

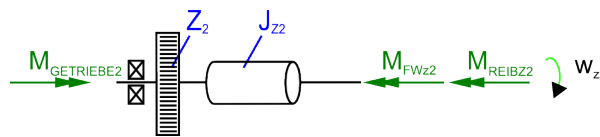


Abbildung C.6.: Getriebe der Kupplungsbetätigung: Abtriebswelle

$$\sum M_x = J_{z2} * \dot{\omega}_{z2} = M_{GETRIEBE2} - M_{FWz2} - M_{REIBz2} \tag{C.10}$$

$$M_{GETRIEBE2} = J_{z2} * \dot{\omega}_{z2} + M_{FWz2} + M_{REIBz2} \tag{C.11}$$

wobei für das Übersetzungsverhältnis n definiert ist durch:

$$i_{GETRIEBE} = \frac{\omega_{z1}}{\omega_{z2}} = \frac{M_{GETRIEBE2}}{M_{GETRIEBE1}} = -\frac{z2}{z1} \tag{C.12}$$

daher ist ω_{z2} :

$$\omega_{z2} = \frac{\omega_{z1}}{n} \tag{C.13}$$

und das Moment $M_{GETRIEBE1}$ (die Umkehrung der Richtung des Moments wird im Übersetzungsverhältnis n berücksichtigt):

$$\begin{aligned}
 M_{GETRIEBE1} &= \frac{M_{GETRIEBE2}}{n} \\
 &= \frac{J_{z2} * \dot{\omega}_{z2} + M_{FWz2} + M_{REIBz2}}{n}
 \end{aligned}
 \tag{C.14}$$

C.1.6. Drehelastische Kopplung von Getriebe und Schaltwalze



Abbildung C.7.: Drehelastische Kopplung von Getriebe und Schaltwalze

Die Kopplung des Getriebes mit der Schaltwalze erfolgt über eine Drehfeder, das Moment der Feder M_{FWz2} ist folgendermaßen definiert, wobei die Federkonstante k_{Wz2} als linear angenommen wird.

$$M_{FWz2} = (\varphi_{WALZE} - \varphi_{z2}) * k_{Wz2}
 \tag{C.15}$$

C.1.7. Schaltwalze

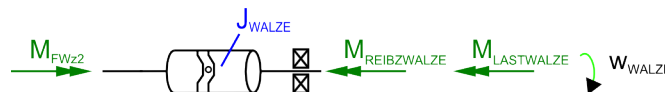


Abbildung C.8.: Schaltwalze

$$\begin{aligned}
 \sum M_x &= J_{WALZE} * \dot{\omega}_{WALZE} \\
 &= M_{FWz2} - M_{LASTWALZE} - M_{REIBWALZE}
 \end{aligned}
 \tag{C.16}$$

$$\dot{\omega}_{WALZE} = \frac{M_{FWz2} - M_{LASTWALZE} - M_{REIBWALZE}}{J_{WALZE}}
 \tag{C.17}$$

wobei $M_{LASTWALZE}$ sich aus den Kräften der Schaltgabel an die Schaltwalze (der Radius des Kraftangriffspunktes r_{WALZE} als konstant angenommen) ergibt:

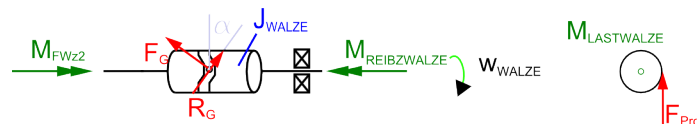


Abbildung C.9.: Darstellung der Kräfte an der Schaltwalze

$$F_{Proj} = r_{WALZE} * (F_G * \sin(\alpha) + R_G * \cos(\alpha)) \quad (C.18)$$

$$M_{LASTWALZE} \equiv r_{WALZE} * F_{Proj} \quad (C.19)$$

C.1.8. Schaltgabel

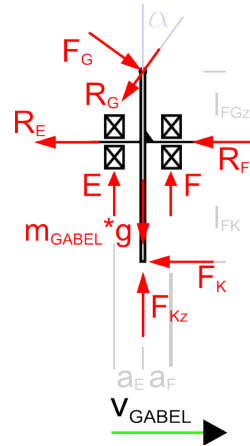


Abbildung C.10.: Schaltgabel

$$\begin{aligned} \sum F_x &= m_{GABEL} * \ddot{x}_{GABEL} \\ &= F_G * \cos(\alpha) - R_G * \sin(\alpha) - F_K - R_E - R_F \end{aligned} \quad (C.20)$$

$$\begin{aligned} \sum F_z &= m_{GABEL} * \ddot{y}_{GABEL} = 0 \\ &= -m_{GABEL} * g - F_G * \sin(\alpha) - R_G * \cos(\alpha) + E + F + F_{Kz} \end{aligned} \quad (C.21)$$

$$\begin{aligned} \sum M_y &= J_{GABELy} * \ddot{\psi}_{GABEL} = 0 \\ &= E * a_E - F * a_F + F_G * \cos(\alpha) * l_{FGz} - R_G * \sin(\alpha) * l_{FGz} + F_K * l_{FK} \end{aligned} \quad (C.22)$$

aus (C.20):

$$F_G = \frac{m_{GABEL} * \ddot{x}_{GABEL} + R_G * \sin(\alpha) + F_K + R_E + R_F}{\cos(\alpha)} \quad (C.23)$$

die Lagerkräfte E und F sind (aus (C.21) bzw. (C.22)):

$$E = m_{GABEL} * g + F_G * \sin(\alpha) + R_G * \cos(\alpha) - F - F_{Kz} \quad (C.24)$$

$$F = \frac{E * a_E + F_G * \cos(\alpha) * l_{FGz} - R_G * \sin(\alpha) * l_{FGz} + F_K * l_{FK}}{a_F} \quad (C.25)$$

für R_G wird ein linearer Zusammenhang zwischen Normalkraft und Reibkraft angenommen, die Wirkrichtung der Reibkraft ändert sich je nach Winkel α und dem Verhältnis der angreifenden Kräfte. Dies wird in der Simulation entsprechende berücksichtigt.

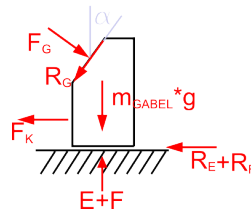


Abbildung C.11.: Abhängigkeit der Reibkraft von α

$$R_G = F_G * \mu_G \tag{C.26}$$

$$R_E = E * \mu_E \tag{C.27}$$

$$R_F = F * \mu_F \tag{C.28}$$

C.1.9. geometrische Zusammenhang der Bewegung von Schaltwalze und Schaltgabel

Zwischen der Drehung der Schaltwalze und der daraus resultierenden Bewegung der Schaltgabel in x-Richtung besteht ein geometrischer Zusammenhang. Es muss beachtet werden dass der Winkel der Schaltkulisse α über den Umfang der Schaltwalze nicht konstant ist. Wenn der Winkel ungleich Null Grad ist, bewegt sich die Schaltgabel, je nach Winkel in positiver oder negativer x-Richtung. Eine Bewegung der Schaltgabel y-Richtung ist durch die Lagerung ausgeschlossen. Ein weiterer Effekt des sich ändernden Winkels ist, dass sich die Reibkraft R_G ebenso je nach Winkel der Schaltwalze ändert.

Im Folgenden ist die Herleitung an den infinitesimalen Teilstücken dx und dz angeführt.

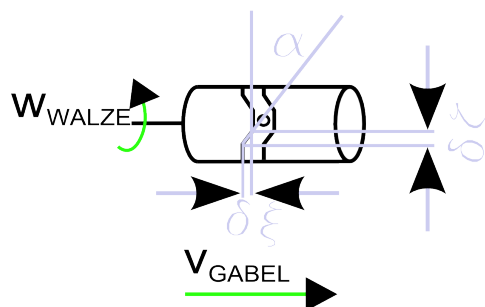


Abbildung C.12.: geometrische Zusammenhang der Bewegung von Schaltwalze und Schaltgabel

$$\tan(\alpha) = \frac{dx}{dz} = \frac{dx_{GABEL}}{dz}$$

dz errechnet sich aus dem Bogenmaß, der Zusammenhang zwischen dem Drehwinkel $d\varphi$ und dz lautet:

$$\begin{aligned} dz &= r_{WALZE} * d\varphi \\ dx_{GABEL} &= r_{WALZE} * d\varphi * \tan(\alpha) \\ x &= \int_0^\varphi dx_{GABEL} = r_{WALZE} * \varphi * \tan(\alpha) \end{aligned}$$

bzw. für die Beschleunigung \ddot{x}_{GABEL} und Geschwindigkeit \dot{x}_{GABEL} der Schaltgabel:

$$\begin{aligned} \dot{x}_{GABEL} &= r_{WALZE} * \dot{\varphi} * \tan(\alpha) \\ &= r_{WALZE} * \omega * \tan(\alpha) \end{aligned} \tag{C.29}$$

$$\ddot{x}_{GABEL} = r_{WALZE} * \dot{\omega} * \tan(\alpha) \tag{C.30}$$

C.1.10. Feder zwischen Schaltgabel und Klaue

In dem Getriebe wird nur eine Schaltwalze eingesetzt, daraus resultieren einige Schwierigkeiten. Da der Gangwechsel ohne Unterbrechung des Kraftflusses erfolgt kommt eine Doppelkupplung zum Einsatz. Dies bedingt dass immer zwei Gänge gleichzeitig in einem Schaltvorgang eingelegt werden müssen.

Auf eine Synchronisierung der Einzelwellen soll weitgehend verzichtet werden, daher muss der Eingriff der Zähne der Schaltklaue auf beiden Getriebestufen synchron erfolgen. Da dies ohne getrennten Antrieb (und somit Regelbarkeit) der einzelnen Wellen nicht möglich ist, müssen zusätzlichen Elastizitäten realisiert werden.

Im Rechenmodell wird dies mit einer Feder zwischen Schaltgabel und der Klaue berücksichtigt.

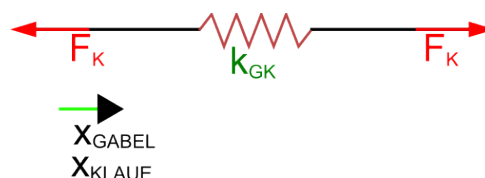


Abbildung C.13.: Feder zwischen Schaltgabel und der Klaue

$$F_K = (x_{KLAUE} - x_{GABEL}) * k_{GK} \quad (C.31)$$

C.2. Herleitung des Simulationsmodells

Zur Herleitung des Simulationsmodells wird für jedes Teilsystem ein einfaches Modell gebildet. Jedes Modell verfügt über definierte Schnittstellen zu den anderen Modellen. Für die Simulation eignet sich am besten die Definition der Leistung, da damit alle Kräfte dargestellt werden können. Außerdem werden dadurch numerische Probleme vermieden.

Im ersten Schritt wird jedes Modell für sich verifiziert, dann alle Modelle zusammengesetzt und mit den zuvor definierten Schnittstellen gekoppelt. Es werden somit verschiedene Blöcke gebildet und entsprechende der mechanischen Gegebenheiten gekoppelt. Die einzelnen Modelle werden so gebildet dass als Eingang eine Eingangsgröße und eine Ausgangsgröße anliegen. So lassen sich dann die verbleibenden Größen berechnen. Zum einfacheren Vergleich sind nachfolgend die Modelle gemäß den Herleitungen unter C.1 angeführt:

C.2.1. masselose Drehfeder

Berechnet Drehwinkel einer Drehfeder auf Grund eines Gegenmoments und eines Drehwinkels Eingänge:

- ϕ_{EIN_DOT} : aktuelle Winkelgeschwindigkeit
- M_{GEGEN} : erforderliches Moment auf Ausgangsseite
- k_F : Federkonstante

Ausgänge:

- ϕ_{GEGEN} : Winkelgeschwindigkeit auf der Ausgangsseite
- M_{EIN} : erforderliches Moment für Verdrehung um ϕ_{EIN_DOT}

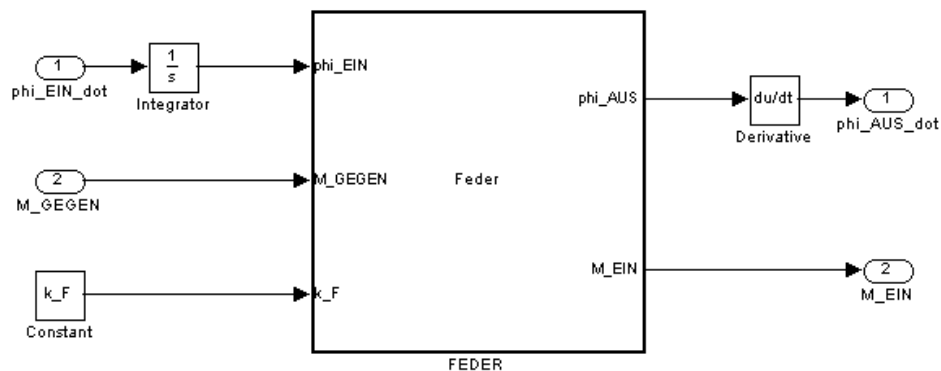


Abbildung C.14.: Modell der Masselosen Drehfeder

$$\phi_{i_AUS} = \frac{M_GEGEN}{k_F} + \phi_{i_EIN} \quad (C.32)$$

$$M_EIN = M_GEGEN \quad (C.33)$$

C.2.2. Getriebe

Berechnet Drehwinkel auf der Ausgangsseite eines Getriebes auf Grund eines Gegenmoments und einer Verdrehung auf der Eingangsseite

Eingänge:

- $\phi_{i_EIN_DOT}$: aktuelle Winkelgeschwindigkeit
- M_GEGEN : erforderliches Moment auf Ausgangsseite
- i_GETR : Übersetzungsverhältnis des Getriebe
- M_REIB_EIN : μ auf Eingangsseite -> Abhängigkeit des Reibmoments von Winkelgeschwindigkeit
- M_REIB_AUS : μ auf Eingangsseite -> Abhängigkeit des Reibmoments von Winkelgeschwindigkeit
- J_GETR2 : Massenträgheitsmoment auf Eingangsseite
- J_GETR2 : Massenträgheitsmoment auf Ausgangsseite

Ausgänge:

- $\phi_{i_AUS_DOT}$: Winkelgeschwindigkeit auf der Ausgangsseite

- M_EIN : erforderliches Moment für Verdrehung um ϕ_EIN_DOT

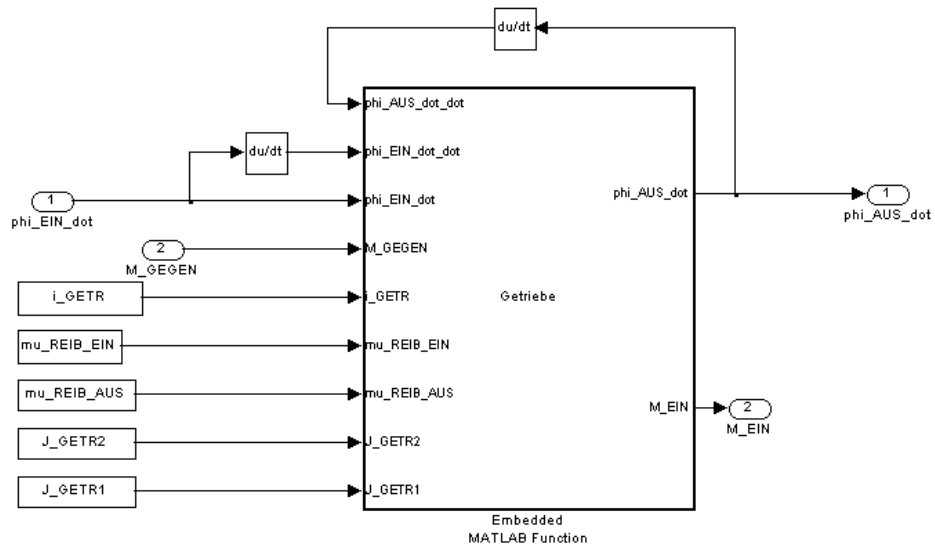


Abbildung C.15.: Modell des Getriebe

$$\phi_AUS_dot = \frac{\phi_EIN_dot}{i_GETR} \tag{C.34}$$

$$M_REIB_EIN = \mu_REIB_EIN * \phi_EIN_dot \tag{C.35}$$

$$M_REIB_AUS = \mu_REIB_AUS * \phi_AUS_dot \tag{C.36}$$

$$M_2 = M_GEGEN + M_REIB_AUS + J_GETR2 * \phi_AUS_dot_dot \tag{C.37}$$

$$M_EIN = \frac{M_2}{i_GETR} + M_REIB_EIN + J_GETR1 * \phi_EIN_dot_dot \tag{C.38}$$

C.2.3. Schaltwalze

Berechnet die Winkelgeschwindigkeit der Verdrehung der Schaltwalze auf Grund der Kräfte auf die Schaltklaue.

Eingänge:

- ϕ_WALZE_DOT : aktuelle Winkelgeschwindigkeit
- F_K : Kraft in x-Richtung
- F_Kz : Kraft in z-Richtung

Ausgänge:

- x_GABEL_DOT : Geschwindigkeit der Gabel in x-Richtung

- $M_LASTWALZE$: erforderliches Moment für Verdrehung um ϕ_WALZE_DOT

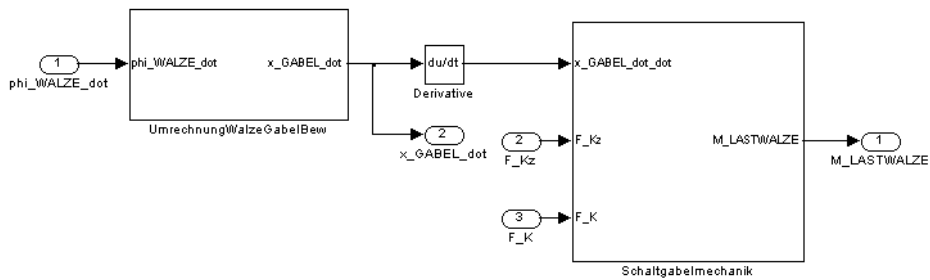


Abbildung C.16.: Modell der Schaltwalze

C.2.3.1. Umrechnung der Drehbewegung

Da die Schaltwalze eine Rotation ausführt, hingegen für die Betätigung der Kupplung eine Linearbewegung erforderlich ist, muss entsprechend zwischen der Rotation und der Linearbewegung umgerechnet werden. Dies erfolgt in diesem Untermodell. Eingänge:

- ϕ_WALZE : Winkelgeschwindigkeit in rad/s
- r_WALZE : Radius der Walze
- α : Drehwinkel in rad

Ausgänge:

- x_GABEL_dot : Geschwindigkeit in Bewegungsrichtung

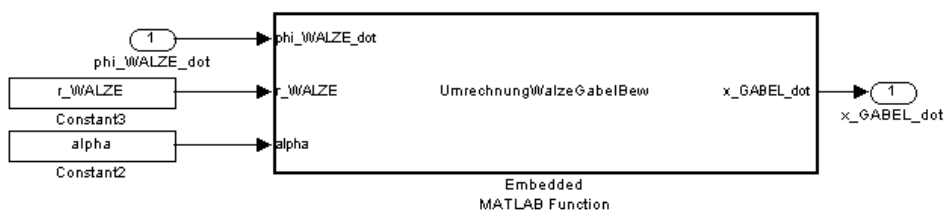


Abbildung C.17.: Umrechnung der Rotation der Schaltwalze auf die Linearbewegung der Gabel

$$x_GABEL_dot = \phi_WALZE_dot * r_WALZE * \tan(\alpha) \tag{C.39}$$

C.2.3.2. mechanische Zusammenhänge der Schaltgabel

Berechnet die aufbringbare Kraft und Lagerkräfte der Mechanik der Schaltgabel. Eine Lagerreibung wird berücksichtigt. Eingänge:

- $x_{GABEL_dot_dot}$: Beschleunigung der Schaltgabel in x-Richtung
- μ_E : Reibwert Lager E
- μ_F : Reibwert Lager F
- F_K : Kraft auf Gabel in x-Richtung
- F_{Kz} : Kraft auf Gabel in z-Richtung
- α : aktuelle Winkel in Schaltkulissee
- l_{FGz} : Abstand zwischen Führungsachse der Schaltgabel und dem Kraftangriffspunkt an der Schaltwalze in z-Richtung
- a_E : Lagerabstand Lager E von dem Kraftangriffspunkt in x-Richtung
- a_F : Lagerabstand Lager F von dem Kraftangriffspunkt in x-Richtung
- g : Erdbeschleunigung
- m_{GABEL} : Masse der Schaltgabel
- l_{FK} : Abstand zwischen Führungsachse der Schaltgabel und dem Kraftangriffspunkt der Kraft auf die Schaltklaue in z-Richtung
- μ_G : Reibung in Schaltkulissee
- r_{WALZE} : Radius der Schaltwalze

Ausgänge:

- F_G :
- R_G :
- R_E : Reibung im Lager E
- R_F : Reibung im Lager F
- E : Kraft im Lager E
- F : Kraft im Lager F
- F_{PROJ} : Projizierte Kraft in Schaltkulissee
- $M_{LASTWALZE}$: erforderliches Moment zum Aufbringen der Kraft an Schaltwalze

Das System der Bewegungsgleichungen aus C.1.7 und C.1.8 lässt sich als Matrix darstellen

$$\begin{aligned}
 \cos(\alpha) &= ca \\
 \sin(\alpha) &= sa \\
 x_{GÄBEL} &= \ddot{x}_G \\
 m_{GABEL} &= MG \\
 r_{WALZE} &= rW
 \end{aligned}$$

$$\begin{pmatrix}
 ca & -sa & -1 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -sa & -ca & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\
 ca * l_{FGz} & -sa * l_{FGz} & l_{FK} & 0 & 0 & a_E & -a_F & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & -mu_E & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -mu_F & 0 & 0 & 0 \\
 -mu_G & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 sa & ca & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & rW & -1
 \end{pmatrix} *$$

$$\begin{pmatrix}
 F_G \\
 R_G \\
 F_{K_{aus}} \\
 R_E \\
 R_F \\
 E \\
 F \\
 F_{Kz} \\
 F_{PROJ} \\
 M_{LASTWALZE}
 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix}
 MG * \ddot{x}_G \\
 MG * g \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 F_K \\
 F_{Kz} \\
 0 \\
 0
 \end{pmatrix} \tag{C.40}$$

und durch Umformen mit dem Gauß'schen Eliminationsverfahren werden die Ausgangsgrößen berechnet. Da alle Größen zu jedem Rechenschritt berechnet werden beeinflusst die die Rechenzeit negativ, wobei dies durch den Einsatz eines modernen Computers nur eine unmerklicher Nachteil ist.

C.2.4. masselose Linearfeder

Berechnet Längenänderung einer Feder auf Grund einer Kraft und einer Verschiebung Eingänge:

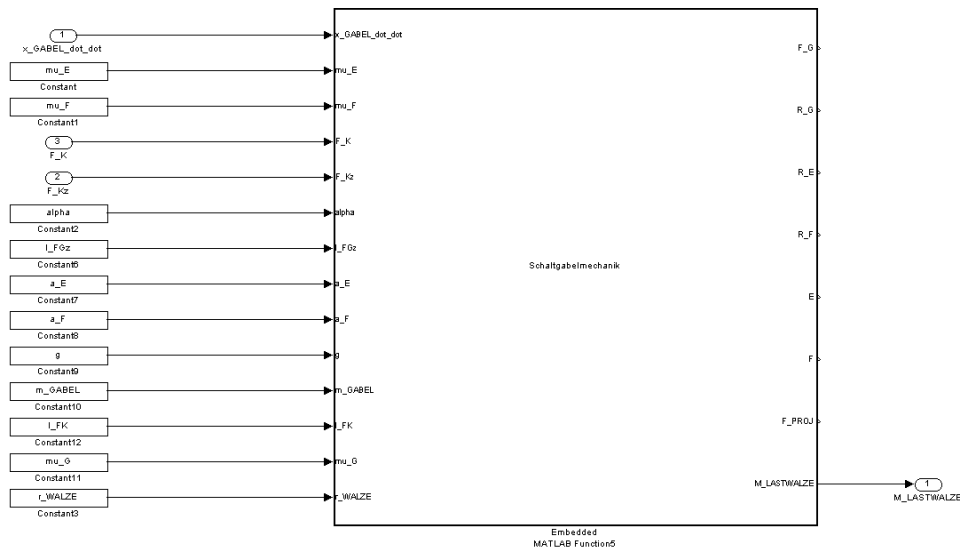


Abbildung C.18.: Mechanik der Schaltgabel

- x_EIN_DOT : aktuelle Geschwindigkeit
- F_GEGEN : erforderliche Kraft auf Eingangsseite
- k_F : Federkonstante

Ausgänge:

- x_GEGEN : Weg auf der Ausgangsseite
- F_EIN : erforderliche Kraft für Verschiebung um x_EIN

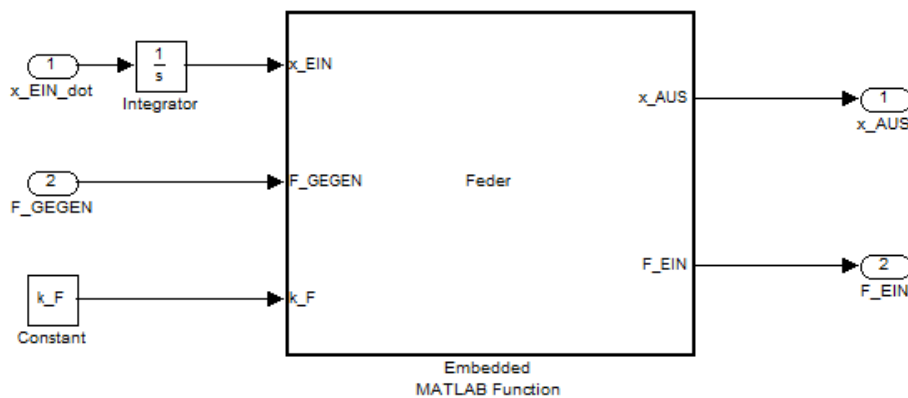


Abbildung C.19.: Modell der masselosen Linearfeder

$$x_{AUS} = \frac{F_{GEGEN}}{k_F} + x_{EIN} \tag{C.41}$$

$$F_{EIN} = F_{GEGEN} \tag{C.42}$$

C.3. Simulation

C.3.1. Simulationsmodell der Kupplungskraft

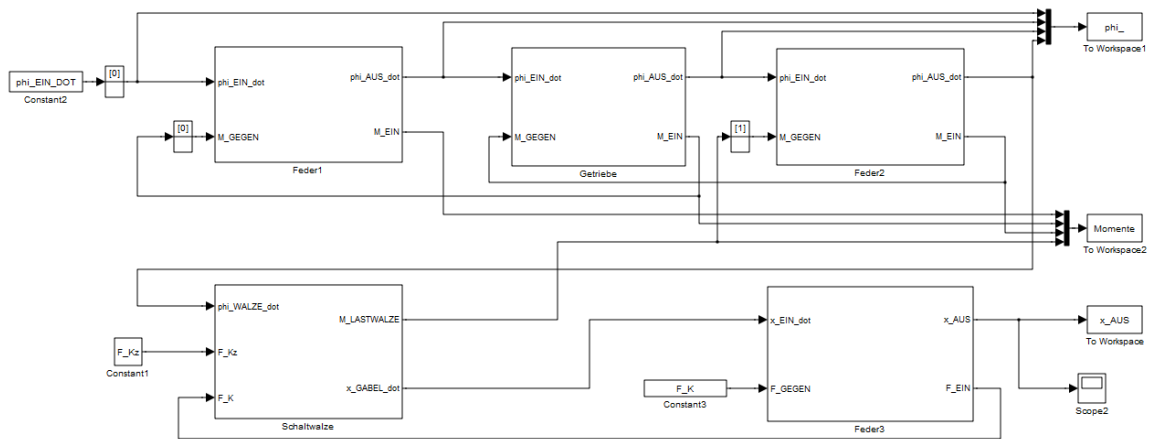


Abbildung C.20.: Simulink-Simulationsmodell