

Entwicklung eines automatisierten Schaltelementes, zum Schalten zwischen zwei (oder mehr) Getriebestufen unter Last

von

Christoph GUSELBAUER

Diplomarbeit der Studienrichtung Maschinenbau
Technische Universität Graz
Institut für Fahrzeugtechnik

Betreuer:

Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hirz

Beurteiler:

Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hirz

Graz, 2017

EIDESSTATTLICHE 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.

Graz, am

.....

(Christoph Guselbauer)

DANKSAGUNG

An dieser Stelle möchte ich all jenen danken, die durch ihre fachliche und persönliche Unterstützung zum Gelingen dieser Diplomarbeit beigetragen haben. Mein Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Mayr für das Bereitstellen dieses interessanten Themas der Diplomarbeit und die freundliche Hilfsbereitschaft, die er mir entgegenbrachte. Bedanken möchte ich mich auch bei den Mitarbeitern der Versuchs- und Engineering Abteilung der Firma CNH, die mir bei meinen Fragen stets hilfsbereit zur Seite standen.

Seitens der TU Graz gilt mein besonderer Dank Herrn Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hirz Mario für seine gute Betreuung während der Arbeit.

Nicht zuletzt gilt mein aufrichtiger Dank meinen Eltern, Freunden und besonders meiner Freundin, ohne deren Unterstützung der Abschluss dieses Studium niemals möglich gewesen wäre.

KURZFASSUNG

Die nachfolgend beschriebene Arbeit beschäftigt sich mit der Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes. Es stehen zwei Konzepte zur Verfügung, um ein Umschalten unter Last zu ermöglichen. Zum einen das Doppelkupplungsprinzip und zum anderen die Verwendung einer drehnachgiebigen Kupplungseinheit.

Auf Basis dieser beiden Varianten wurde zusammen mit der betreuenden Firma CNH Industrial eine Konzeptentscheidung in Richtung drehelastischer Einheit getätigt. Es wurde ein Modell entwickelt, mit dessen Hilfe ein Schaltvorgang zwischen den beiden Getriebestufen ECO- und Normalmodus während des Arbeitsablaufes durchgeführt werden kann.

Die für das generierte FPTO – System neu entworfenen bzw. bereits vorhandenen Bauteile, sind mit den entsprechenden Festigkeitsberechnungen auf Basis des wirkenden Stoßmomentes im Schaltvorgang, auf ihre Sicherheit gegen Bruch und Verformungen überprüft worden.

Das im 3D – CAD – Programm „Creo Parametric“ entworfene FPTO – Konzept wird zu einem Prototypen adaptiert, der im weiteren Verlauf am neu aufgebauten FPTO - Prüfstand der Firma CNH auf seine Funktionalität getestet wird. Der Prototypaufbau wird in Zusammenarbeit mit der Firma Prosolve durchgeführt, die sich auf die Herstellung von Maschinendrehenteile spezialisiert.

Eine Erprobung des entwickelten FPTO – Konzeptes soll Aufschluss darüber geben, wie sich die einzelnen Bauteile innerhalb des Getriebes, bei nahezu realen Arbeitsbedingungen am Prüfstand, verhalten. Die Ergebnisse können in weiterer Folge für die Evaluierung bzw. als Vergleichsmaterial für andere Durchlauftests herangezogen werden.

ABSTRACT

The work described below deals with the realization of a load - shiftable FPTO gearbox. There are two different concepts available to switch under load. On the one hand the double clutch principle and on the other hand the use of a torsionally flexible clutch unit.

On the basis of these two variants, a concept decision was made in the direction of a torsionally flexible unit together with the supporting company CNH Industrial. A model has been developed with the aid of which a shifting operation between the two transmission stages ECO and normal mode can be carried out during the work sequence.

The components newly designed or already existing for the generated FPTO system have been tested for their safety against fracture and deformation with the corresponding strength calculations based on the acting impact torque during the switching process.

The FPTO concept, designed in the 3D CAD program "Creo Parametric", is adapted to a prototype, which will be tested for its functionality at the newly established FPTO test stand of CNH. The prototype assembly is carried out in cooperation with Prosolve, which specializes in the production of machine components.

A test of the developed FPTO concept is intended to provide information on how they behave to individual components within the gearbox, with virtually real working conditions at the test rig. The results can subsequently be used for the evaluation or as a comparison material for other throughput tests.

INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung.....	1
1.1	Firma CNH St. Valentin.....	1
1.2	Front Power Take Off – Getriebesystem.....	1
1.3	Ausgangsbasis	5
1.4	Zielsetzungen der Arbeit.....	13
1.5	Vorgehensweise zur Durchführung der Arbeit	13
2	Motorkenndaten	15
3	Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes.....	17
3.1	Funktion und Wirkungsweise von Kupplungen	18
3.1.1	Nicht schaltbare Kupplungen	20
3.1.1.1	Starre Kupplungen	20
3.1.1.2	Nachgiebige Kupplungen	21
3.1.2	Schaltbare Kupplungen	27
3.1.2.1	Fremdbetätigte Schaltkupplungen	27
3.1.2.2	Selbsttätig schaltende Kupplungen.....	28
3.2	Doppelkupplungsgetriebe.....	33
3.2.1	Auslegung eines lastschaltbaren Doppelkupplungsgetriebes [11]	37
3.2.1.1	Lastschaltende Zughochschaltung ohne Motormomenteingriff	38
3.2.1.2	Lastschaltende Zughochschaltung mit Motormomenteingriff	41
3.2.1.3	Lastschaltende Zogrückschaltung ohne Motormomenteingriff	42
4	Konzeptentwicklung	43
4.1	Prinzip Doppelkupplungsgetriebe.....	43
4.1.1	Auslegung einer Mehrscheiben – Lamellenkupplung.....	49
4.1.2	Mögliche Kupplungsmodelle.....	54
4.2	Prinzip drehnachgiebige Kupplung	58
4.2.1	Auslegung des drehelastischen Kupplungsmodells	61
4.3	Berechnung des Stoßmomentes.....	75
4.3.1	Fall1: Schaltvorgang ECO \Rightarrow Normal	81
4.3.2	Fall 2: Schaltvorgang Normal \Rightarrow ECO	84

4.4	Schaltsystematik	89
4.5	Festigkeitsberechnung der FPTO - Komponenten	92
4.5.1	Flächenpressung p_G an den Klauen.....	92
4.5.2	Berechnung des erforderlichen Druckes p im Hydrauliksystem (<i>Abb.: 4-31</i>).....	98
4.5.3	Scherspannung τ_S bzw. Querkraftschub τ_{zy} an den Klauen	101
4.5.4	Biegespannung σ_b an der Schaltwelle.....	105
4.5.4.1	Bestimmung des Biegemoment $M_b(x)$ - und Querkraftverlaufs $Q(x)$	107
4.5.5	Flächenpressung Zahnwellenverbindung nach DIN 5480.....	111
4.5.6	Erforderliche Klemmkraft FK_{erf} der Schraubverbindung.....	113
4.5.6.1	Schraubverbindungen im Fall 1.....	113
4.5.6.2	Schraubverbindungen im Fall 2.....	117
4.5.7	Lagerberechnung Axial – Nadelkranz.....	119
5	FEM/FEA an der Schaltgabel	121
6	Schwingungsanalyse	129
6.1	Einmassenschwinger [30]	129
6.2	Dreimassenschwinger [30].....	131
7	FPTO – Prüfstandsaufbau.....	135
8	Zusammenfassung und Ausblick	140
9	Literaturverzeichnis	141
10	Abbildungsverzeichnis	145
11	Tabellenverzeichnis	149

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

Abkürzung	Bedeutung
3D	3-dimensional
2D	2-dimensional
FPTO	Front Power Take Off
FHPL	Front Hydraulic Power Lift
CAD	Computer Aided Design
CNH	Case New Holland
ECO	Economic
NB	Normalbetrieb
bzw.	beziehungsweise
ca.	zirka
etc.	et cetera
max.	maximal
z. B.	zum Beispiel
zul.	zulässig
erf.	erforderlich
Abb.	Abbildung
Tab.	Tabelle
NVH	Noise Vibration Harshness
vgl.	vergleiche

FORMELZEICHEN

Lateinische Buchstaben:

Zeichen	Bedeutung	SI-Einheit
M	Drehmoment; Schubmittelpunkt	$Nm; m$
P	Leistung	W
n	Drehzahl; Anzahl der Schrauben	$\frac{1}{s}$
D	Lehrsches Dämpfungsmaß	–
t	Zeit	s
F	Kraft	N
W	Widerstandsmoment	m^3
i	Übersetzung; Anzahl der Trennfugen	–
k	Anzahl der Zylinderstifte	–
J	Massenträgheitsmoment	kgm^2
p	Druck; Flächenpressung	$\frac{N}{m^2}$
r	Radius	m
d	Durchmesser	m
z	Lamellenanzahl	–
l	Länge	m
b	Breite	m
h	Höhe	m
v	Geschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{V}	Volumenstrom	$\frac{m^3}{s}$
R_{mN}	Mindestzugfestigkeit	$\frac{N}{m^2}$
$Rp_{0,2N}$	0,2 % - Dehngrenze bzw. Mindeststreckgrenze	$\frac{N}{m^2}$
K_t	technologischer Größeneinflussfaktor	–
N	Normalkraft	N
Q	Querkraft	N
M_b	Biegemoment	Nm
L	nominelle Lebensdauer	h
f	Frequenz	Hz
a	Breite der Klaue	m
c	Höhe der Klaue	m
S	Sicherheit	–
I	Flächenträgheitsmoment	m^4

c_s	Strahlungskonstante des schwarzen Körpers	$5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$
T	absolute Temperatur	K
C_0	statische Tragzahl	N
k_a	Beiwert	–

Griechische Buchstaben:

α	Winkel	rad
ε	Emissionsgrad	–
η	Wirkungsgrad	–
ν	Stoßfaktor	–
ρ	Dichte	$\frac{kg}{m^3}$
μ	Reibbeiwert	–
ω	Eigenkreisfrequenz; Winkelgeschwindigkeit	$\frac{1}{s}; \frac{rad}{s}$
$\dot{\omega}$	Winkelbeschleunigung	$\frac{rad}{s^2}$
φ	Verdrehwinkel	rad
ΔK_a	axiale Nachgiebigkeit	m
ΔK_r	radiale Nachgiebigkeit	m
ΔK_w	winkelige Nachgiebigkeit	rad
τ	Schubspannung	$\frac{N}{m^2}$
σ	Biegespannung	$\frac{N}{m^2}$
Δt	Umschaltdauer	s

Indizes:

max	maximal
min	minimal
Nenn	Nennbetrieb
in	Eingang
out	Ausgang
0, 1, 2, 3	Hinweis auf den Bezugspunkt; Grad der Schwingung (Eigenfrequenz)
x, y, z	Hauptachsrichtungen
R	Reibung
N	Normal
Fzg	Fahrzeug
K1	Kupplung 1
K2	Kupplung 2
VKM	Verbrennungskraftmaschine
load	Last
K	Kolben
T	Torsion
zul	zulässig
a	außen
i	innen
red	reduziert
NB	Normalbetrieb
ECO	Economic
b	Biegung
S	Scherung
erf	erforderlich
ges	gesamt
m	mittlerer
tr	tragende
K	Klemm

1 Einleitung

Bei der Arbeit, die im Zuge eines Masterstudiums für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften in Zusammenarbeit mit der Firma CNH St. Valentin verfasst wurde, handelt es sich um ein patentrechtlich geschütztes Dokument.

Das Thema dieser Masterarbeit umfasst die Entwicklung eines automatischen Schaltelementes für ein FPTO – Getriebe, welches es ermöglichen soll, unter Last zwischen zwei vorhandenen Getriebeübersetzungen (ECO – Betrieb, Normalbetrieb) zu schalten.

Die nachfolgenden Daten, die bestehende Ausgangssituation und das erarbeitete Konzept, sollen dem Leser als Grundlage für die nachstehenden Kapitel dienen.

1.1 Firma CNH St. Valentin

Der Konzern CNH Industrial zählt zu den weltweit führenden Unternehmen für die Herstellung verschiedenster Bau- und Landmaschinen. Die Firma CNH in Sankt Valentin fungiert dabei als Tochterunternehmen dieses Mutterkonzerns in Europa und beschäftigt derzeit ca. 650 Mitarbeiter. Neben der Produktion von Steyr und CASE IH Traktoren in den unterschiedlichsten Leistungsbereichen, beschäftigt man sich in der Versuchszentrale mit der Weiterentwicklung der Frontzapfwelle (FPTO) und Fronthydraulik (FHPL). [1]

1.2 Front Power Take Off – Getriebesystem

Das FTPO-Getriebesystem ist eine Auswahloption bei mehreren Traktoren von CNH. Es dient zum Antreiben von Frontanbaugeräten, wie z.B. ein Frontmäherwerk, Mulcher, Schneefräse oder stationäre Motoren. Die Frontanbaugeräte werden über eine Gelenkwelle mit dem Zapfwellengetriebe verbunden und zentral zwischen der Fronthydraulik angebracht. Zum Antreiben des Geräts wird die Leistung im Antriebsstrang nach dem Motor entnommen; diese wird über die Eingangswelle nach vorne zum Frontzapfwellengetriebe geführt und die jeweilige Motordrehzahl mit dem entsprechenden Verhältnis (je nach Traktortyp unterschiedliche Frontzapfwellengetriebe) auf die Zapfwellendrehzahl untersetzt.

Im Bereich der Frontzapfwelle gibt es drei verschiedene Getriebearten, die im Werk St. Valentin verbaut werden. Bei der in *Abbildung 1-1* dargestellten Getriebeart, ist eine schaltbare nasslaufende Lamellenkupplung vor dem Getriebeeingang angeordnet, die von der Systemdruckversorgung des Traktors angesteuert wird und für die Kraftflussunterbrechung zwischen Motor und dem Getriebe sorgt. Das FPTO – Getriebe besitzt eine Drucköl-, Schmieröl- und Rückflussleitung.

Für den Rückfluss des Schmieröles im Getriebe sorgt eine an der Kupplung angebrachte Zahnringpumpe, die den Saugsumpf (überschüssiges Medium) entlang des Ansaugstutzens rückfördert.

Einleitung

Für die Funktion der Lamellenkupplung am Eingang und der Schaltsystematik am Ausgang ist die Druckölansteuerung im Modell verantwortlich. Die Schmierölleitung führt vom Kühler des Fahrzeuges bis hin zum Frontzapfwellengetriebe und sorgt für die notwendige Schmierung der verbauten Komponenten (Lagerungen, Kupplung, usw.).

Die Lamellenkupplung wird im Betrieb mit einer bestimmten Ölmenge durchflossen, um permanent eine minimale Gleitreibung zwischen den Reibpartnern zu gewährleisten, ohne die Kupplung dabei mit Öl zu überfluten, wie zum Beispiel bei der nachfolgend angeführten Getriebevariante mit Kupplung am Ausgang (siehe *Abbildung 1-2*).

Eine Nass – Lamellenkupplung führt die Schaltwärme durch die Innenölung (Ölbad) besser ab als eine Trockenlaufkupplung und hat während des Betriebes weniger Verschleiß an den Reibbelägen.

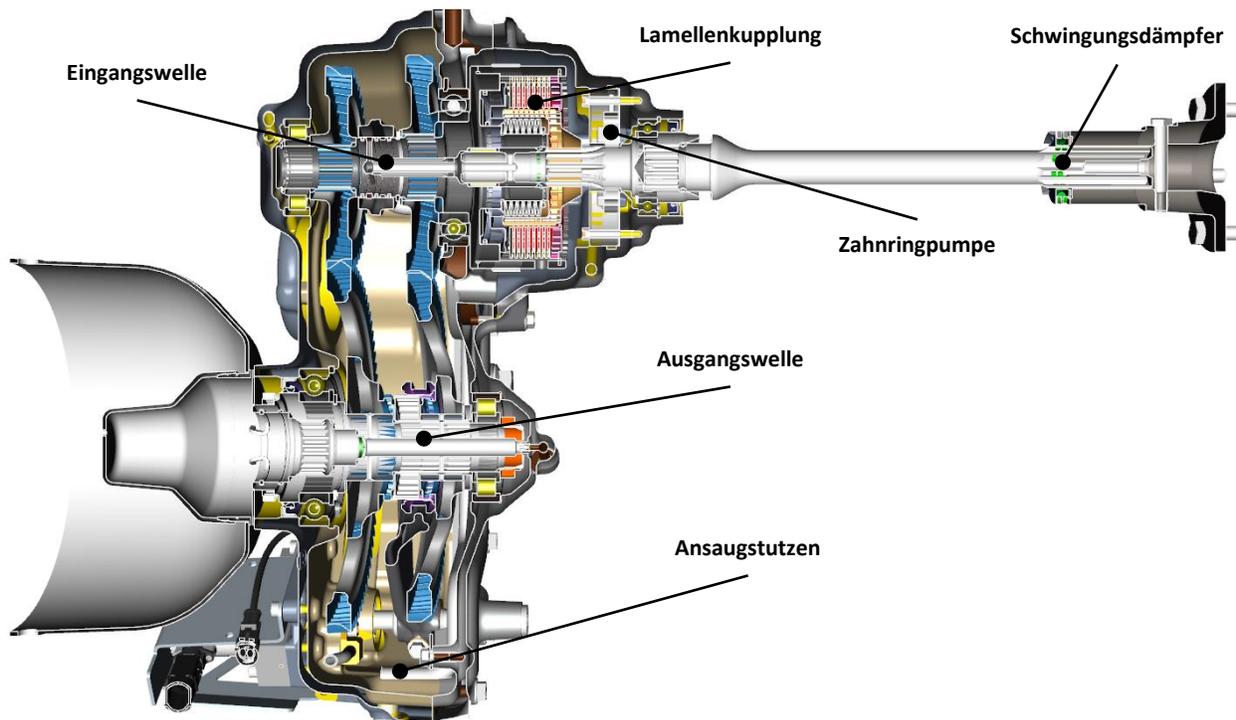


Abbildung 1-1: Variante 1 des FPTO – Getriebes [2]

Abbildung 1-2 zeigt ein Getriebe mit eingebauter Kupplung. Hierbei wird über die Getriebezahnräder eine integrierte Pumpe, die das Öl über einen extern angeordneten Ölkühler weiter zu der am Ausgang befindlichen Kupplung transportiert, angetrieben. Bei dieser Anordnung treten höhere Schleppverluste

Einleitung

in der Lamellenkupplung gegenüber der Variante mit der nasslaufenden Kupplung am Eingang des Getriebes (siehe *Abbildung 1-1*) auf, da die Kupplung ständig im Ölbad läuft und dadurch permanent durchflutet wird.

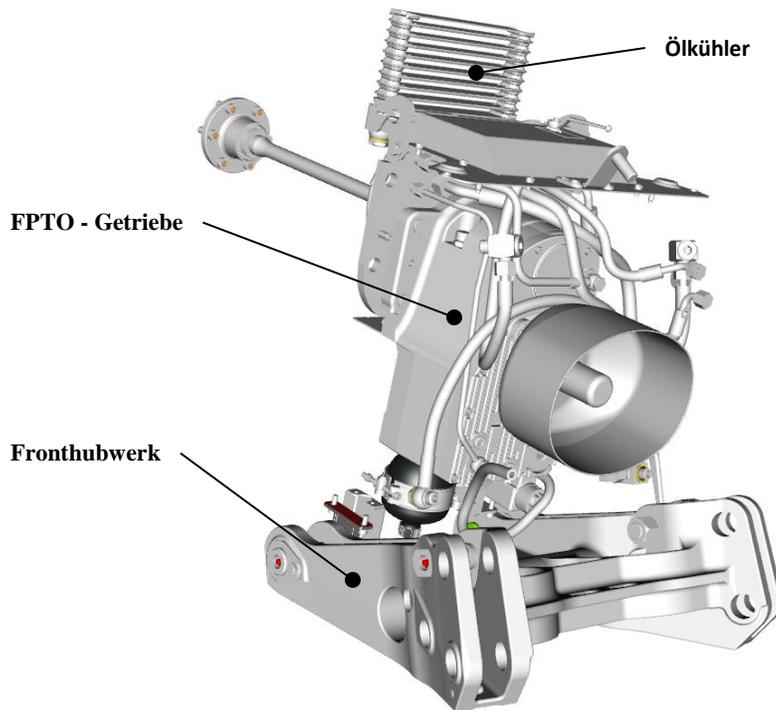


Abbildung 1-2: Variante 2 des FPTO – Getriebes [2]

In *Abbildung 1-3* ist die Variante mit separater Trockenkupplung und Frontzapfwellengetriebe dargestellt. Die Trockenlaufkupplung weist gegenüber der nasslaufenden Kupplung keinerlei Planschverluste auf.

Einleitung

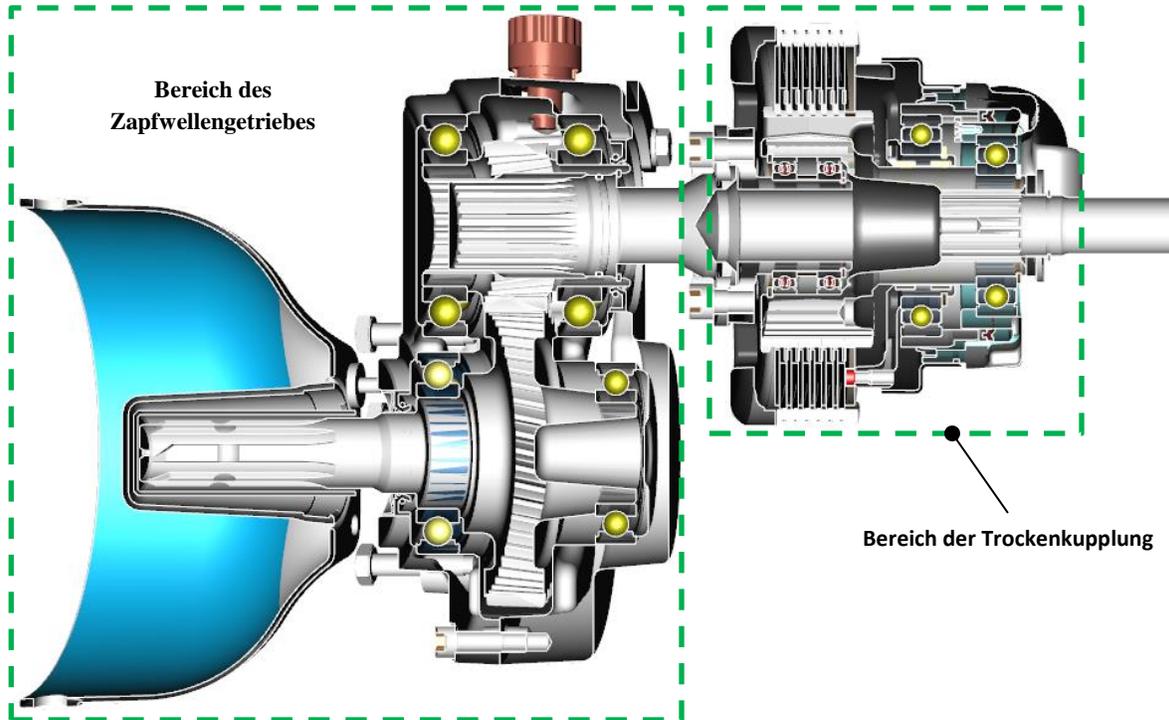


Abbildung 1-3: Variante 3 des FPTO – Getriebes [2]

Das Traktorenwerk CNH bezieht die FPTO - Systeme von unterschiedlichen Zulieferfirmen und verbaut diese im Werk St. Valentin in die Traktore. Bei anfallenden Wartungen, Reparaturen bis hin zu Weiter- bzw. Neuentwicklungen bedarf es einer fachlichen und kompetenten Überprüfung der verbauten Einheiten. Die dabei anliegenden Tests, Reparaturen (Wartungen) und diverse Kontrollen werden in der Versuchsabteilung in St. Valentin an verschiedenen Prüfständen durchgeführt.

In *Abbildung 1-4* ist die grundsätzliche Einbauposition des FPTO - Systems zu sehen. Die Position des Zapfwellenstummels, für die Leistungsabnahme der vorhandenen Anbaugeräte, ist zentral zwischen den beiden Unterlenkern der Fronthydraulik angebracht. Über das zweistufige Getriebe und die nasslaufende schaltbare Kupplung führt das Kraftflusssystem zum Motor und wird dort mit einem Schwingungsdämpfer angeflanscht. [2, 3]

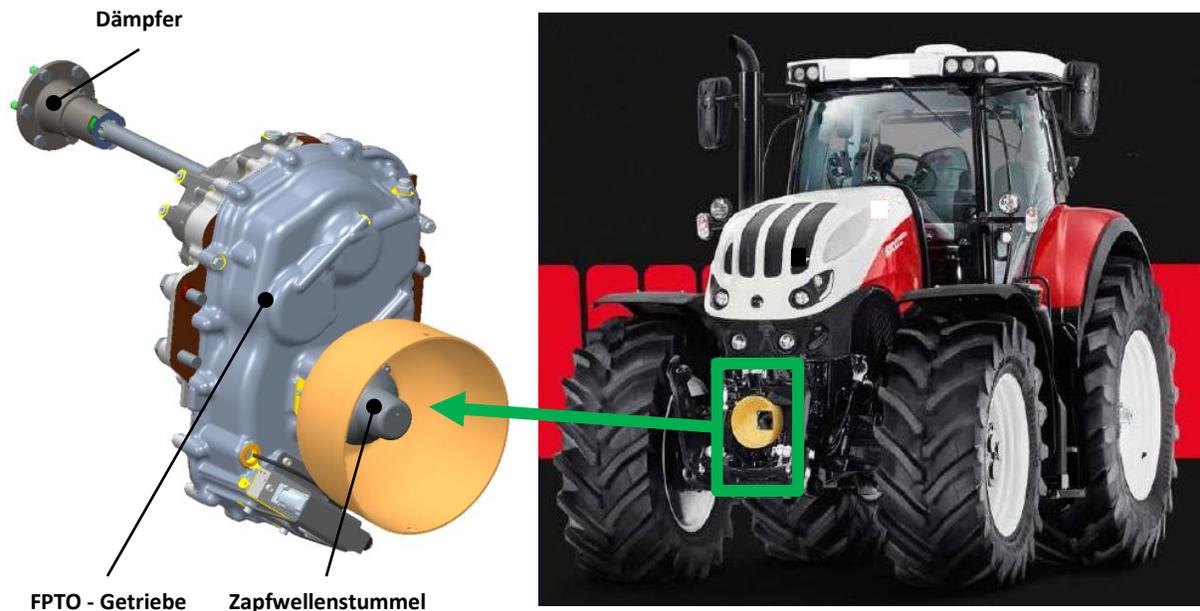


Abbildung 1-4: Einbauposition des FPTO – Getriebes [2]

1.3 Ausgangsbasis

Ausgangspunkt ist ein bestehendes Konzept des Frontzapfwellengetriebes, dessen grundsätzlicher Aufbau in *Abbildung 1-1* ersichtlich ist und als Grundlage für die Durchführung und Entwicklung dieser Arbeit dient.

Bei diesem FPTO – Getriebe sind zwei Zahnradpaarungen unterschiedlicher Übersetzung im Einsatz, um die jeweiligen Stufen für die benötigte Leistungsabnahme am Frontanbaugerät realisieren zu können. Für Arbeiten bei dem ein geringerer Leistungsbedarf erforderlich ist, steht ein ECONOMIC – Modus zur Verfügung, der bereits bei einer Motordrehzahl von ca. $1600 \frac{U}{min}$ die Zapfwellennormdrehzahl von $1000 \frac{U}{min}$ erreicht. Dadurch wird eine erhebliche Kraftstoffeinsparung während des Betriebes erzielt.

Reicht die Leistungsausschöpfung aufgrund einer zusätzlichen Beanspruchung am Anbaugerät im ECONOMIC – Betrieb für die vorliegenden Arbeiten nicht mehr aus, wird mittels eines Schaltsystems am Getriebeausgang in den Normalbetrieb gewechselt.

Somit ergeben sich in diesem FPTO –Konzept zwei Getriebestufen, für die jeweiligen Arbeitsbereiche während des Betriebes. [2]

Einleitung

In *Tabelle 1-1* sind die technischen Spezifikationen bzw. Kenndaten des bestehenden FPTO – Konzeptes in Form von Motor- und Zapfwellendrehzahlen sowie der Eingangsleistungen und Eingangsdrehmomente der beiden vorhandenen Betriebsmodi aufgelistet. Für die Auslegung eines FPTO – Getriebes muß nicht die gesamte Motorleistung berücksichtigt werden. Es dürfen Verluste aus den Nebenantrieben und dem CVT-Getriebe (Hydrostatischer Anteil, Zahnräder, Kühlung, usw.) mit eingerechnet werden.

Tabelle 1-1: Kenndaten Motor und Zapfwelle [2]

	ECONOMIC - Betrieb	Normalbetrieb
Motordrehzahl [U/min]	1585	1886
Zapfwellendrehzahl [U/min]	1000E	1000
Eingangsleistung [kW]	173,6	186,1
Eingangsdrehmoment [Nm]	1046	942

Der „Sanftanlauf“ des Systems erkennt den erhöhten Anlaufwiderstand bei der Zapfwellenzuschaltung und steigert daraufhin das Drehmoment etappenweise. Eine eingebaute hydraulische Bremse stoppt die Bewegung der zapfwellengetriebenen Geräte, sobald die Zapfwelle ausgeschaltet wird. [2]

Die nachstehenden *Abbildungen 1-5* und *1-6* zeigen die FPTO – Getriebeschematik mit den eingebauten Komponenten (Lastfreie Schaltsystematik am Ausgang zwischen ECONOMIC- und Normalmodus, Zahnradstufen, Kupplung am Eingang, usw.) und dem entsprechenden Kraftflussverlauf in der jeweiligen Getriebestufe.

Der Kraftfluss führt über die Getriebeeingangswelle, die mittels einer Kupplung rotatorisch mit der Motorausgangswelle verbunden wird, weiter über die im Eingriff befindliche Zahnradstufe, entlang der Schaltsystematik am Getriebeausgang, bis hin zum Anbaugerät am Ende der Getriebeausgangswelle.

Einleitung

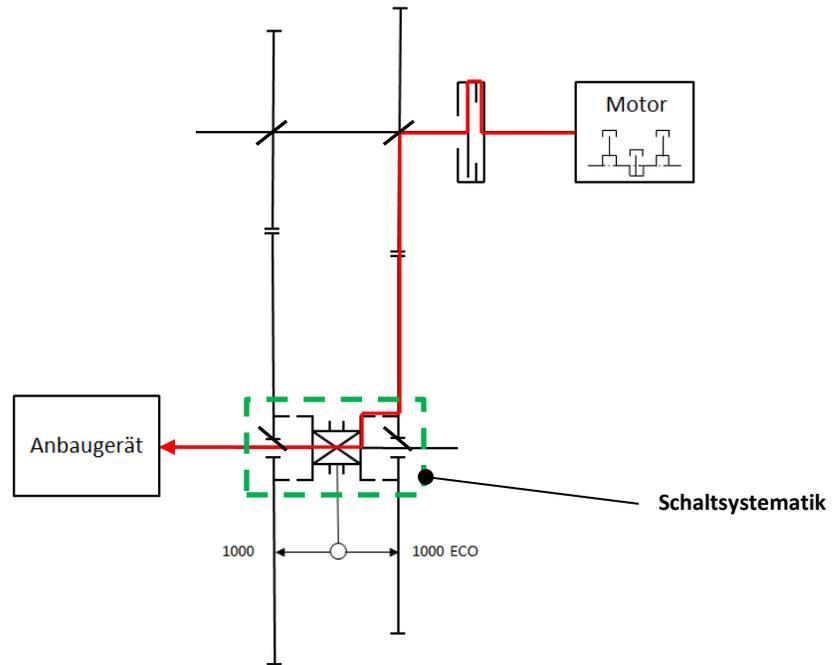


Abbildung 1-5: FPTO – Schematik/Kraftflussverlauf bei ECO - Betrieb

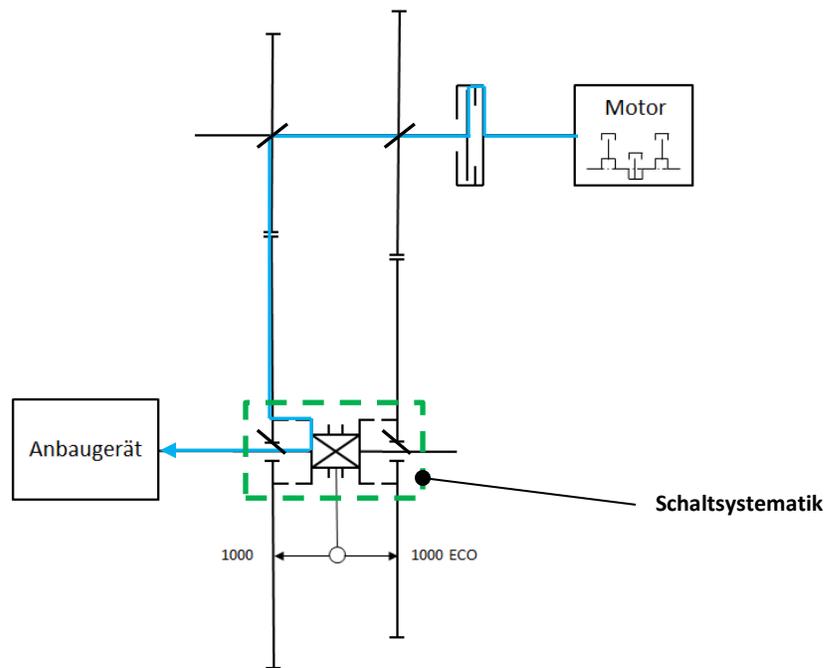
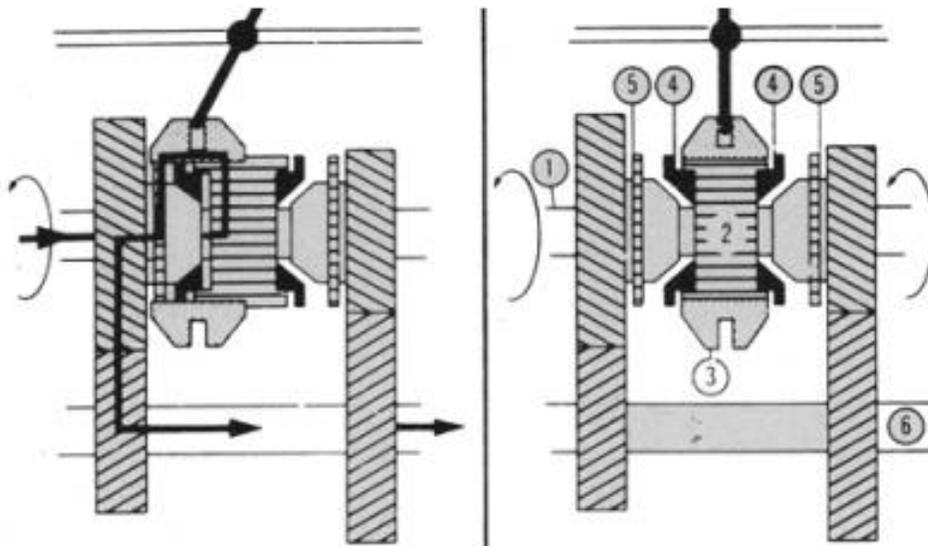


Abbildung 1-6: FPTO – Schematik/Kraftflussverlauf bei Normalbetrieb

Einleitung

Der Aufbau bzw. Ablauf der Schaltsystematik ist dem einer Synchronisierung (schaltbare Zahnkupplung) in einem Kraftfahrzeuggetriebe sehr ähnlich. Der Aufbau einer Synchronisierungseinheit besteht aus einer Schaltmuffe, einem Reibring, einem Reibkegel, einer Schiebeeinheit die mittels Zahnwellenverbindung fest mit der Ausgangswelle verbunden ist, einer Schaltgabel mit Schaltstange und dem Zahnrad mit der Verzahnung (siehe *Abbildung 1-7*).

Die Schaltmuffe mit dem Reibring wird während des Betriebes gegen den Reibkegel gedrückt, um einen Abbremsvorgang und somit eine Drehzahn Anpassung der beiden Elemente zu erzeugen. Wenn eine Synchro Drehzahl erreicht ist, wird die Schaltmuffe über die Verzahnung geschoben und es entsteht eine Kraftflussverbindung zwischen dem lose angeordneten Zahnrad und der Welle.



- 1 Eingangswelle
- 2 Schiebeeinheit für Muffe
- 3 Schaltmuffe
- 4 Reibring
- 5 Verzahnung am Zahnrad
- 6 Ausgangswelle

Abbildung 1-7: Aufbau/Kraftflussverlauf einer Synchronisierungseinheit [4]

Einleitung

Da das Umschalten im FPTO – Getriebe im nicht eingekuppelten Zustand erfolgt, ist keine Drehzahldifferenz der schaltenden Elemente vorhanden und der Synchronisierungsvorgang entfällt. Aus diesen Parametern folgt, dass die Schalteinheit am Ausgang ohne Reibring und Reibkegel ausgeführt ist.

Die Schalteinheit im FPTO – Getriebe ist in *Abbildung 1-8* dargestellt.

Der Schaltvorgang wird mittels eines Hydraulikzylinders, der über eine Wegepunktsteuerung („pilot head“) angesteuert wird, realisiert. Der Hydraulikkolben wird mit dem Getriebesystemdruck betätigt und schiebt die mit der Muffe verbundene Schaltgabel in die richtige Stellung. Es gibt drei Stellungen die mit Hilfe dieser Drucksteuerung eingelegt werden können.

1. Schaltstellung ECO – Betrieb
2. Mittelstellung
3. Schaltstellung Normalbetrieb

Um ein sicheres Halten der Schaltmuffe in der Schaltstellung 1 oder 2 zu gewährleisten, sind die Verzahnungen an der Schaltmuffe und am Zahnrad hinterhobelt (siehe *Abbildung 1-9*)

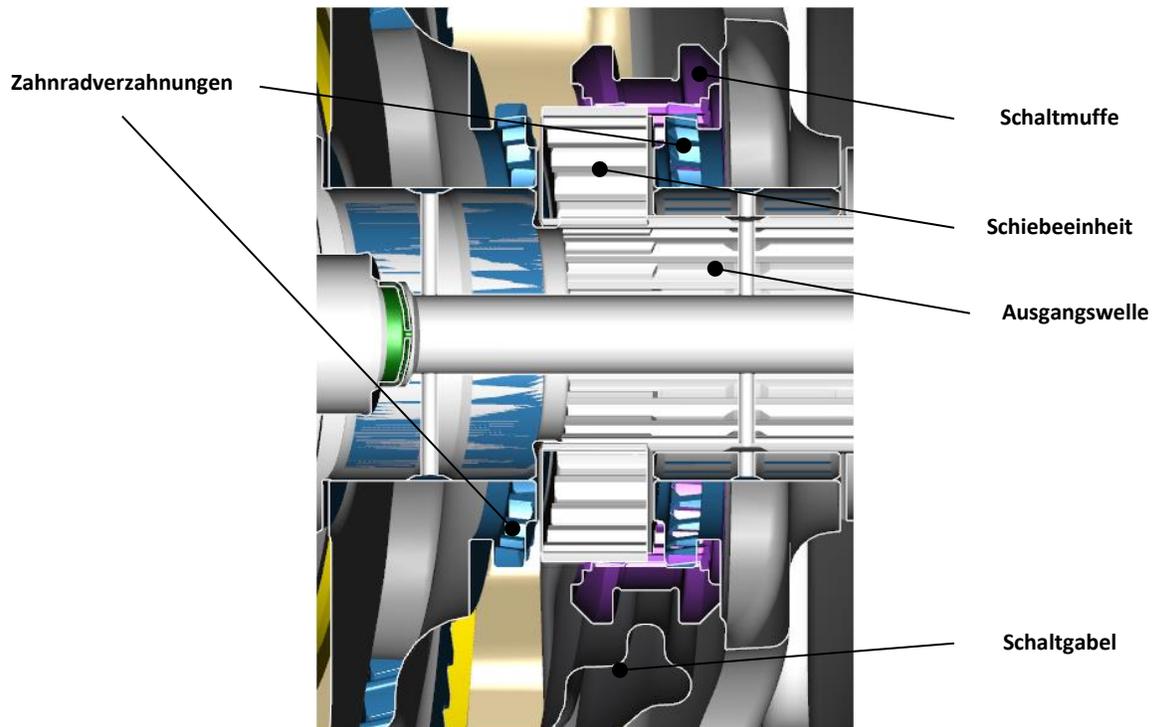


Abbildung 1-8: Schalteinheit am FPTO – Getriebeausgang [2]

Einleitung

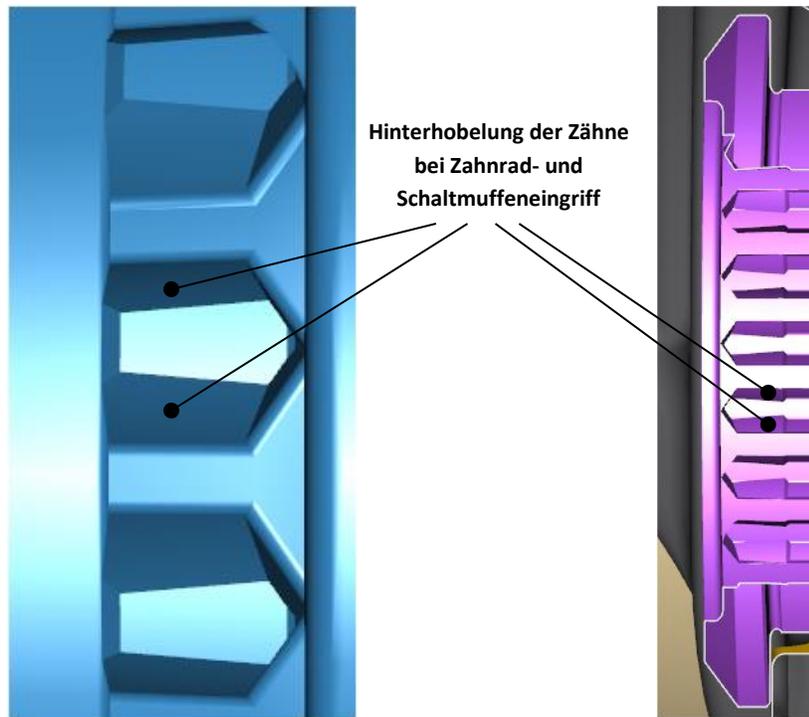


Abbildung 1-9: Verzahnungsgeometrie [2]

Ein wichtiger Aspekt bei der Verwendung einer Frontzapfwellenoption, ist der Zusammenhang zwischen Drehmoment, Leistung, Drehzahl und in weiterer Folge der spezifische Verbrauch in den verschiedenen Bereichen der Leistungsabnahme, am Anbaugerät, am Getriebeausgang. In *Abbildung 1-10* ist ein typischer Verlauf von Drehmoment und Leistung über die Motordrehzahl ersichtlich.

Im Motordrehzahlbereich von ca. $1400 \frac{U}{min}$ (nahe der Drehzahl im ECO – Modus) hat der Motor das höchste Drehmoment und dadurch die größte Kraft, aber nicht die die höchste Leistungsausschöpfung, da sich die Leistung aus dem Produkt von Drehmoment und Drehzahl zusammensetzt. Nach dem Durchlaufen des Scheitelpunktes (maximales Drehmoment) fällt der Wert des Drehmomentes ab, die Leistung steigt jedoch aufgrund der Drehzahlerhöhung weiter an.

Erreicht der Motor einen Drehzahlbereich von ca. $1800 \frac{U}{min}$ (Volllast) ist die maximale Motorleistung eingestellt. Ab diesem Zeitpunkt sinkt die Leistung mit steigender Drehzahl ab (Teillast).

Einleitung

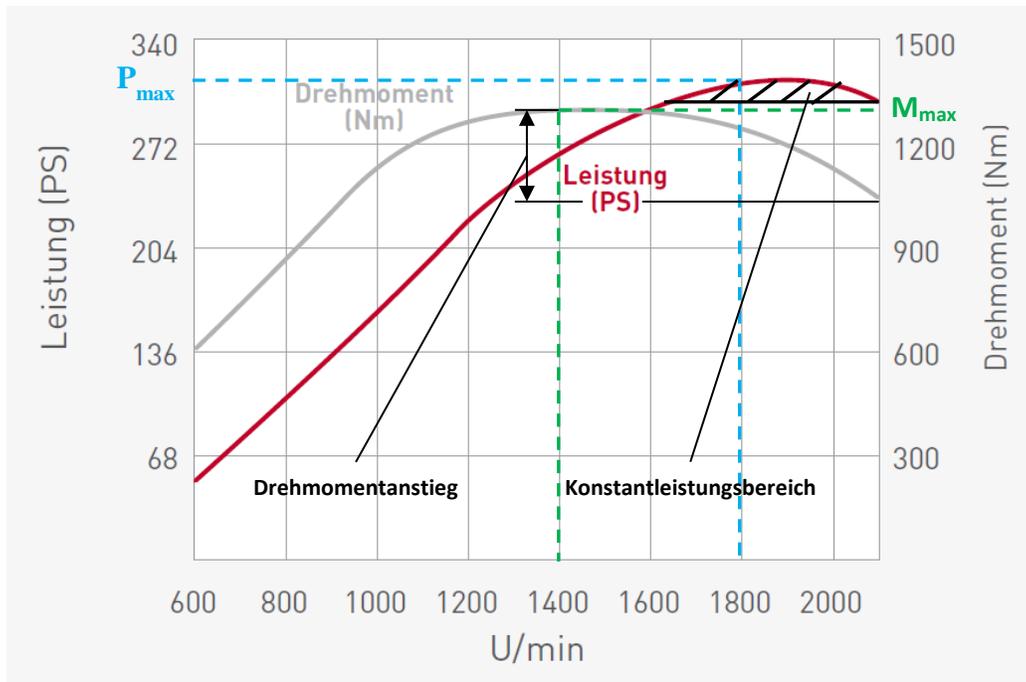


Abbildung 1-10: Typische Drehmoment- und Leistungskurve über die Motordrehzahl [2]

Der absteigende Teil der Leistungskurve entspricht zum Beispiel einem Leerlauf des Motors (Fall des Auskuppeln, etc.), da er keinen Widerstand mehr erfährt, steigt die Drehzahl an.

Die Form der Drehmomentkurve ist das primäre Ziel bei einem Motormanagement. Je steiler die Kurve an- und absteigt, desto schneller kann der Motor auf zusätzliche Beanspruchungen an der Zapfwelle reagieren, da erhöhtes Drehmoment bei geringem Drehzahlrückgang zur Verfügung steht. Im Gegensatz dazu ist bei einer flach verlaufenden Kurve die Drehmomentreserve gering und die Gefahr eines Motorstillstandes bei zusätzlichem Widerstand gegeben. [5]

Der Drehmomentanstieg ist der Teil der Drehmomentkurve vom Scheitel bis hin zur Nenndrehzahl.

Er lässt sich wie folgt berechnen:

$$\frac{M_{max} - M_{Nenn}}{M_{max}} * 100 [\%] \quad (1)$$

Einleitung

Mit einer hohen Drehmomentreserve lässt sich die Drehkraft bei gleichzeitigem Drehzahlabfall erhöhen. Werden Arbeiten im Bereich der Motornenndrehzahl erledigt und kommt es zu einer Erhöhung der Arbeitsbeanspruchung, wird zwar die Motordrehzahl reduziert, das Drehmoment nimmt jedoch zu. [5]

Aufgrund dieser Möglichkeit der Drehmomentsteigerung, können genügend Kraftreserven genützt werden, um den auftretenden Widerstand überwinden zu können. In *Tabelle 1-2* sind die Daten zur allgemeinen Beurteilung der Drehmomentreserve angeführt.

Tabelle 1-2: Beurteilung der Drehmomentreserve im Betrieb [5]

Drehmomentanstieg	Beurteilung aufgrund der Form der Drehmomentkurve
bis 20%	mäßig bis ausreichend
20% bis 30%	gut
über 30 %	sehr gut

Der Konstantleistungsbereich, erkennbar in *Abbildung 1-10*, streckt sich über jenen Bereich, wo die Leistung bei einer Motordrehzahl von ca. $1600 \frac{U}{min}$ gleich der Leistung bei Nenndrehzahl ist.

1.4 Zielsetzungen der Arbeit

Um ein lastschaltbares automatisches Zapfwellengetriebe realisieren zu können, müssen einige Parameter bei der Konzeptentwicklung vom Istzustand des bestehenden Getriebes übernommen bzw. adaptiert werden.

Durch die verschiedenen Anforderungen an die Neuentwicklung eines lastschaltbaren FPTO - Systems ergeben sich für die Arbeit nachstehende Zielsetzungen.

Primärziel ist dabei ein intaktes Zusammenspiel zwischen Wirtschaftlichkeit und hoher Leistungsausschöpfung in den jeweiligen Betriebsbereichen zu erreichen. Dieser Kompromiss setzt sich aus mehreren Faktoren zusammen und bedeutet in ökonomischer Hinsicht, eine drastische Einsparung des Kraftstoffverbrauches zu erzielen und dabei energieeffizientes Arbeiten in den Vordergrund zu stellen.

1.5 Vorgehensweise zur Durchführung der Arbeit

Mit Hilfe betriebsinterner Leistungskenndaten des Fahrzeuges, soll nun ein Konzept erstellt werden, um mit zwei verschiedenen Ansätzen ein lastschaltbares Frontzapfwellengetriebe zu generieren. Die dafür notwendigen Informationen bezüglich der bestehenden Ausgangsbasis des FPTO – Getriebes und die jeweiligen Motorkenndaten des ausgewählten Traktormodells, werden durch Kommunikationsaustausch mit den internen Mitarbeitern und Mitarbeiterinnen via Email zur Verfügung gestellt.

Die beiden möglichen Varianten, ein lastschaltbares Getriebe zu konzipieren, sind in der *Tabelle 1-3* aufgelistet und werden in den nachstehend angeführten Kapiteln näher erläutert.

Tabelle 1-3: Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes

Möglichkeiten bzw. Ansätze für die Entwicklung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes	
Drehelastische bzw. drehnachgiebige Kupplung	zur Reduzierung der Drehmoment- und Geschwindigkeitsstöße während des Schaltvorganges
Doppelkupplungsgetriebe	automatisches Umschalten ohne Zugkraftunterbrechung => voll lastschaltbar

Einleitung

Für die CAD – Modelle die in dieser Arbeit zu konstruieren sind, steht die CAD Software „Creo Parametric“ zur Verfügung. Die erzeugten 3D – Komponenten für das FPTO – Konzept werden anschließend in eine technische 2D – Werkstattzeichnung, nach Einhaltung der DIN – Normen, übergeführt.

Um eine mechanische Fertigung in Form eines Prototypen für das ausgewählte FPTO – Konzept gewährleisten zu können, werden mit den erstellten 2D – Ableitungen verschiedene Angebote von Produktionsfirmen eingeholt und in weiterer Folge die Ergebnisse miteinander verglichen. Für die Budgetplanung stehen die anfallenden Kosten für die Herstellung der unterschiedlichen Komponenten im Vordergrund.

Abschließend wird das FPTO – Konzept am betriebsinternen Frontzapfwellenprüfstand auf die gewünschten Funktionen bzw. Abläufe getestet, um die vorher getroffenen Annahmen zu überprüfen.

Um die erforderlichen Ziele in einem festgelegten Zeitraum zu erreichen, wurde mit dem betriebsinternen Betreuer der Firma CNH anfangs ein Projektplan erstellt, um die laufenden Projektfortschritte kontrollieren zu können und etwaige auftauchende Probleme frühzeitig erkennen und korrigieren zu können.

Tabelle 1-4 zeigt den organisatorischen Projektplan für einen Zeitraum von ca. 6 Monaten.

Tabelle 1-4: Projektplan

Zeitraum [Monat]	Beschreibung
1	Die Machbarkeitsstudie wird nach folgenden Parametern ausgelegt (Kalkulation der Schaltenergie, Umschaltdauer, etc.). Die Einheit soll zwischen zwei Übersetzungsverhältnissen (1,85 und 1,58), entsprechend einer definierten Schaltlogik umschalten. Die Ausgangsdrehzahl n_{out} ist der Kontrollparameter des Systems.
2	Mögliche Konstruktionsvorschläge für das Schaltelement aufbereiten \Rightarrow Überprüfung bzw. Validierung des Konzeptentwurfs.
3	Schalteinheit mit verbauten Komponenten des FPTO – Getriebes auf Festigkeit überprüfen.
4	Detaillierte Planung der Designvorschläge mit den Lieferanten, um ein optimales Angebot unter Berücksichtigung der Kosten und dem verfügbaren Zeitrahmen zu erhalten.
5	Erstellen eines Prototypen in Zusammenarbeit mit den Lieferantenfirmen und anschließender betriebsinterner Prüfstandtest des generierten FPTO-Konzeptes.

2 Motorkenndaten

Für die Entwicklung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes werden die Motorkenndaten eines Fahrzeugmodells benötigt, die als Grundlagen für die Auslegung und Berechnungen in den nachfolgenden Kapiteln dienen.

In *Tabelle 2-1* sind die Motorkenndaten eines Fahrzeuges angegeben.

Tabelle 2-1: Motorkenndaten [2]

Maximale Motorleistung bei Motordrehzahl von 1800 U/min [kW]	230
Nennleistung bei Nenndrehzahl von 2100 U/min [kW]	221
Maximales Motordrehmoment bei Motordrehzahl von 1400 U/min [Nm]	1282

Für die Auslegung und Berechnung des lastschaltbaren Getriebes mit dem Ansatz einer drehelastischen Kupplung ist nach Rücksprache des Betreuers der Firma CNH entschieden worden, dass von einer konstanten Motorleistung während des Betriebes ausgegangen werden kann.

Aufgrund der geringen Getriebeverluste, hervorgerufen durch Planschverluste der Zahnräder und Reibungsverluste der Lager, ergibt sich ein guter Wert für den Getriebewirkungsgrad.

Aus dieser Erkenntnis folgt, dass der Wirkungsgrad bei der Berechnung vernachlässigt werden kann und dadurch die Antriebsleistung nahezu der Ausgangsleistung bzw. der maximalen Leistungsabnahme am Anbaugerät entspricht.

Motor肯daten

Abbildung 2-1 zeigt das Frontzapfwellengetriebe mit den verschiedenen Belastungen (Leistung, Moment und Drehzahl).

Am Eingang des Getriebes wirken die Drehmomente M_{in} und Leistungen P_{in} des Motors. Die Eingangswelle nimmt die Drehzahl n_{in} der Kurbelwelle an.

Die Drehzahl n_{out} und das Drehmoment M_{out} der Ausgangswelle werden mit dem Übersetzungsverhältnis i der im Eingriff befindlichen Zahnradstufe berechnet. Die Ausgangsleistung P_{out} , wird durch das Produkt aus Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit ausgedrückt.

$$i = \frac{n_{in}}{n_{out}} = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} \quad (2)$$

$$i = \frac{M_{out}}{M_{in}} \quad (3)$$

$$P = M * \omega = M * \frac{n * \pi}{30} \quad (4)$$

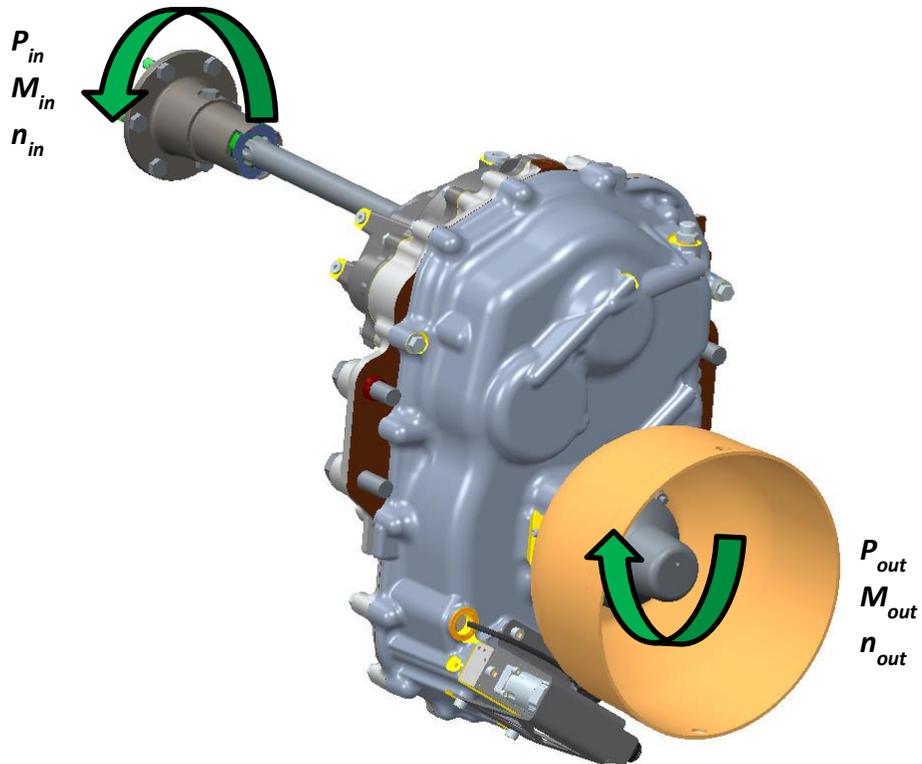


Abbildung 2-1: Ein- und ausgangsseitige Belastungen am FPTO – Getriebe [2]

3 Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes

Wie schon im Kapitel Konzeptentwicklung/Vorgehensweise erwähnt, werden folgende zwei Ansätze für die Umwandlung des bestehenden FPTO – Systems in ein automatisches lastschaltbares Frontzapfwellengetriebe in Betracht gezogen.

- Drehelastische bzw. drehnachgiebige, schaltbare und längsbewegliche Kupplung, um die auftretenden Geschwindigkeitsstöße zu minimieren
- Doppelkupplungsgetriebe für ein zugkraftunterbrechungsfreies Umschalten zwischen den beiden Getriebestufen

Im nachfolgenden Kapitel werden die allgemeinen Grundlagen und Wirkungsfunktionen von Kupplungen erläutert.

3.1 Funktion und Wirkungsweise von Kupplungen

Die grundlegende Aufgabe von einer Kupplung besteht primär in der Verbindung von zwei drehenden Elementen und zur Übertragung der auftretenden Rotationsenergie (Verbindung von zwei Wellen oder auf einer Welle drehfest sitzendes Element mit einem lose angeordneten Zahnrad).

Zusätzliche Funktionen die Kupplungen aufweisen können, sind z. B. der Ausgleich von radialen, axialen oder winkligen Wellenverlagerungen bzw. die Reduktion von Drehmomentstößen im Betrieb. In *Abbildung 3-1* sind die möglichen Versätze der beiden Kupplungshälften schematisch dargestellt.

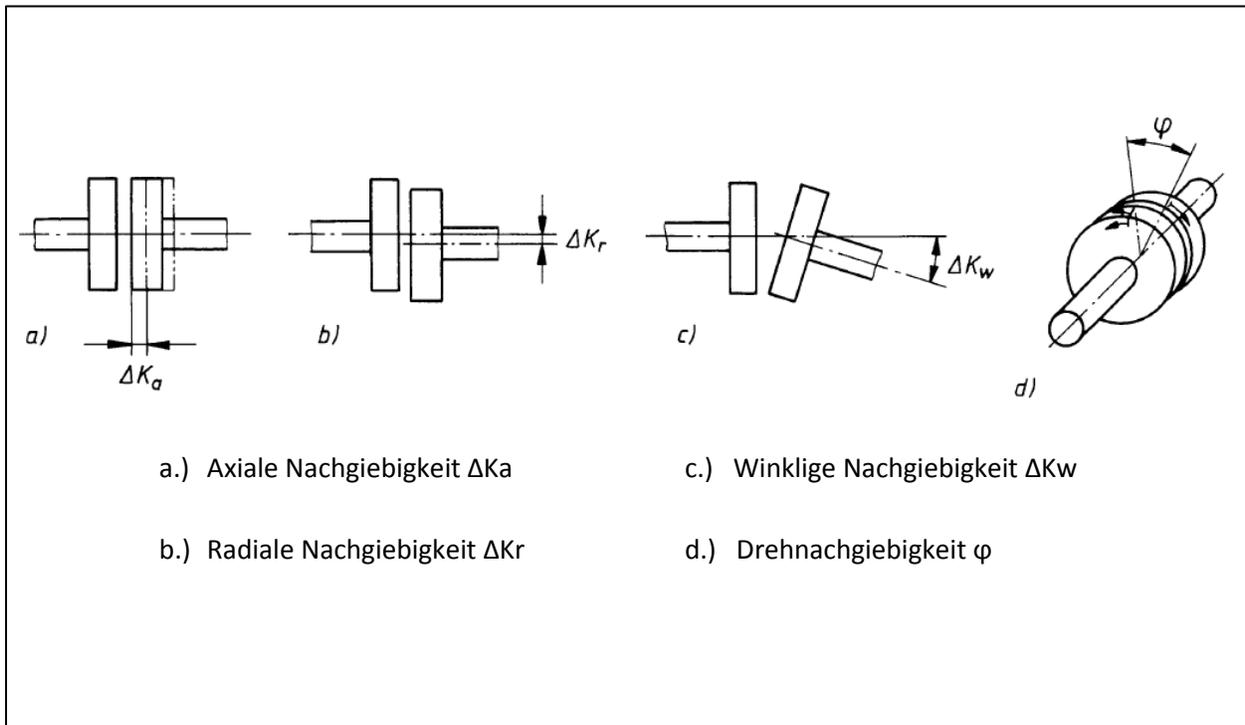


Abbildung 3-1: Versatzarten der Kupplungshälften bei nachgiebigen Kupplungen [6]

Die systematische Einteilung der verschiedenen Kupplungsarten ist in der *Abbildung 3-2* ersichtlich und wird wie folgt gegliedert:

- a. Nicht schaltbare Kupplungen
- b. Schaltbare Kupplungen

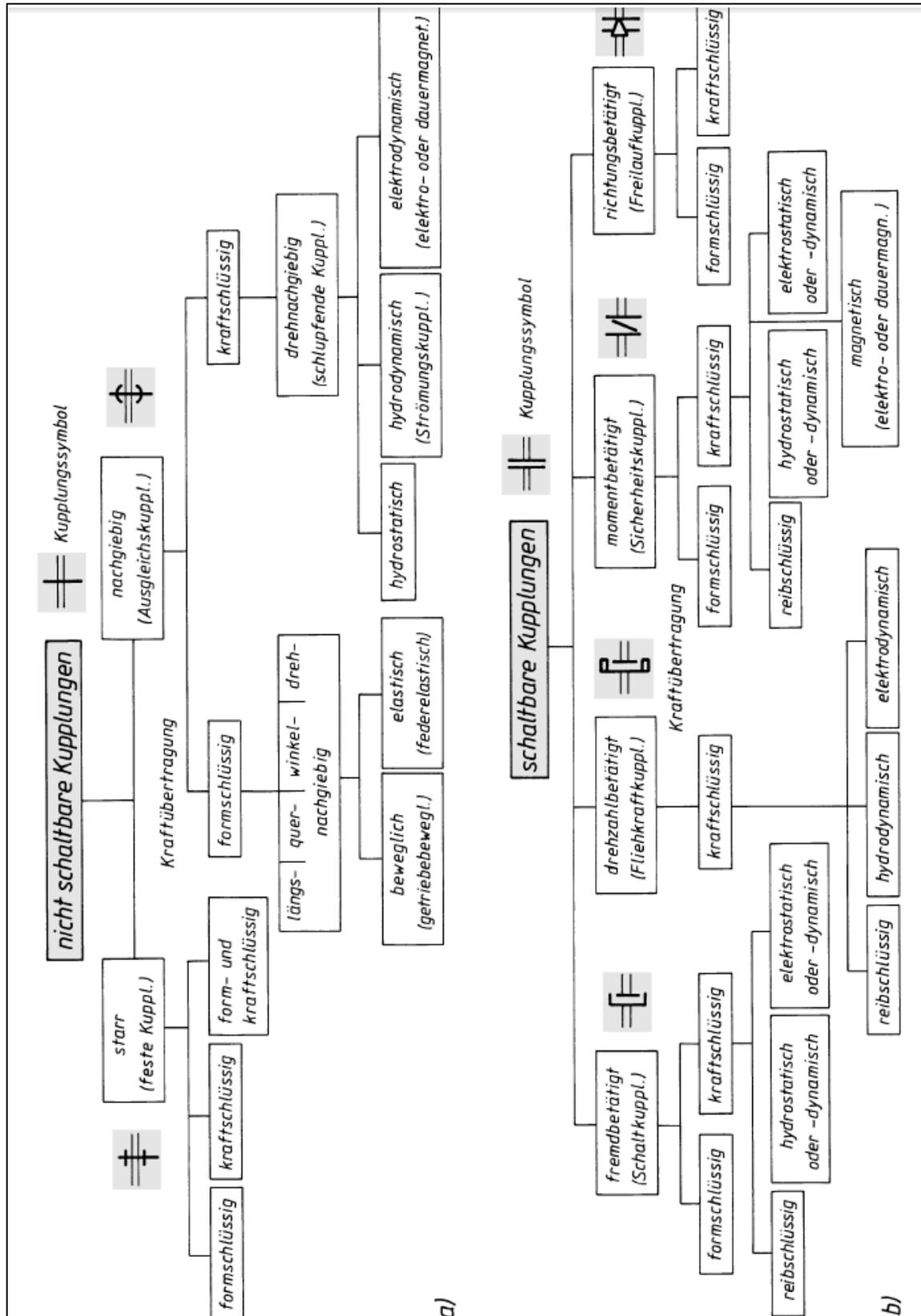


Abbildung 3-2: Systematische Einteilung der Kupplungen [6]

3.1.1 Nicht schaltbare Kupplungen

Diese Art von Kupplung wird als vollkommen starre und als nachgiebige Einheiten ausgeführt. Die starre Ausführung wird oft auch als feste Kupplung und die nachgiebige Kupplung als Ausgleichkupplung bezeichnet.

3.1.1.1 Starre Kupplungen

Werden vorzugsweise dort angeordnet wo eine fluchtende Wellenlage gewährleistet ist. Bei geringem Wellenversatz können zusätzliche Beanspruchungen bzw. Belastungen auf die Kupplungshälften wirken. Der Einsatz dieser Kupplungsart streckt sich vorwiegend über einen Bereich, in dem lange Wellen zu einem gesamten Wellenstrang zusammengefasst werden.

Sie haben den Nachteil, dass die Drehmomentstöße und die einfallenden Schwingungen ungedämpft übertragen werden. [6]

starre Kupplungsarten (siehe *Abbildung 3-3*):

- Hülsenkupplung
- Schalenkupplung
- Scheibenkupplung
- Stirn- oder Planverzahnungskupplung
- Gewinde – Kupplung

Hülsenkupplung: Zwei hintereinander geschaltete Welle – Nabe – Verbindungen.

Schalenkupplung: Hülse ist in zwei Halbschalen geteilt und wird radial montiert. Passfedern verhindern ein Rutschen der Kupplung.

Scheibenkupplung: Zentrierung erfolgt mittels Passschrauben oder Zentrierstifte.

Stirnverzahnungskupplung: Selbstzentrierung und hohe Drehmomentübertragung steht einer hohen Genauigkeit in der Fertigung und einer teuren Herstellung gegenüber.

Gewinde – Kupplung: Wird vorwiegend in der Tiefbohrtechnik als Kegelgewindeausführung eingesetzt. [7]

Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes

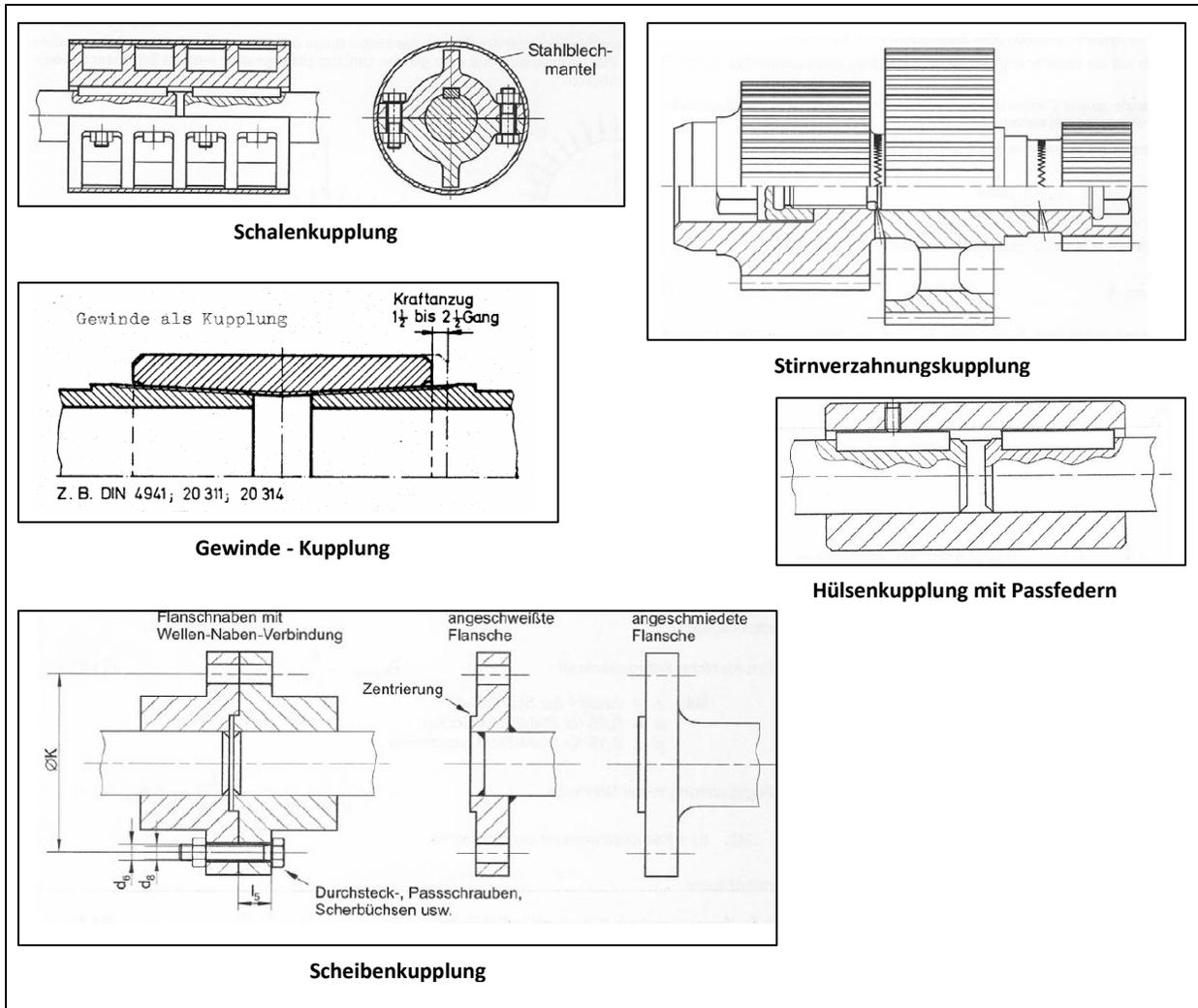


Abbildung 3-3: Starre Kupplungsarten [7]

3.1.1.2 Nachgiebige Kupplungen

Im Gegensatz zu den starren Ausführungen haben diese Einheiten die Aufgabe, Fluchtungs- und Lagefehler auszugleichen. Um zu verhindern, dass eine zuvor ausgewählte Kupplung für die auftretenden Wellenverlagerungen während des Betriebes nicht ausreichend dimensioniert ist, werden vom Kupplungshersteller zulässige Nachgiebigkeitswerte für die unterschiedlichen Versatzarten angegeben. Aufgrund des belastungsbehafteten Ausgleichs der Verlagerungen, entstehen unerwünschte Rückstellmomente und -kräfte, die sich negativ auf das Verhalten der Kupplung auswirken. [6]

Nachgiebige Kupplungen werden weiter unterteilt in:

- Drehstarre Kupplungen und
- Drehnachgiebige Kupplungen

Drehstarre Kupplungen leiten Drehmoment- bzw. Geschwindigkeitsstöße und auftretende Schwingungen ungedämpft weiter. Durch die vorwiegend zueinander wirkende Gleitverbindung der beiden Kupplungshälften ist eine Schmierung der Berührflächen vorzusehen, da dies sonst zu Verschleißerscheinung führen kann. [6]

drehstarre Kupplungsarten (siehe Abbildung 3-4):

-Klauenkupplung

-Kreuzscheibenkupplung

-Gleichlaufgelenkwelle

-Bogenzahnkupplung

Klauenkupplung (längsbeweglich): Klauen greifen stirnseitig in die jeweiligen Einsparungen der gegenüberliegenden Kupplungshälfte ein. Trennbare oder nicht trennbare (schaltbare) Ausführung.

Trennbar => Trennen der Kupplung immer möglich, die Verbindung der Kupplungshälften nur im Stillstand oder bei Synchronlauf möglich.

Schaltbar => Trennen und Verbinden immer möglich.

Kreuzscheibenkupplung (querbeweglich): Bekannter Vertreter ist die Oldham – Kupplung. Der Kreuzschieber ist als Scheibe mit zwei um 90° versetzten Stegen ausgeführt, die sich in die Quernuten der entsprechenden Verbindungspartner fügen.

Gleichlaufgelenke (winkelbeweglich): Gleichförmige Übertragung der Drehbewegung. Der Gleichlauf zwischen An- und Abtriebsseite setzt eine Bewegung der beiden Gelenkelemente, spiegelbildlich zur winkelhalbierenden Ebene, voraus.

Bogenzahnkupplung (winkelbeweglich): Arbeiten nach dem kardanischen Prinzip. Hohe Drehmomente und Drehzahlen übertragbar. Die bogenförmig und ballig ausgebildete Verzahnung der Kupplung greift winkelbeweglich und axial verschiebbar in die gerade Innenverzahnung des Gegenstückes. [6, 7]

Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes

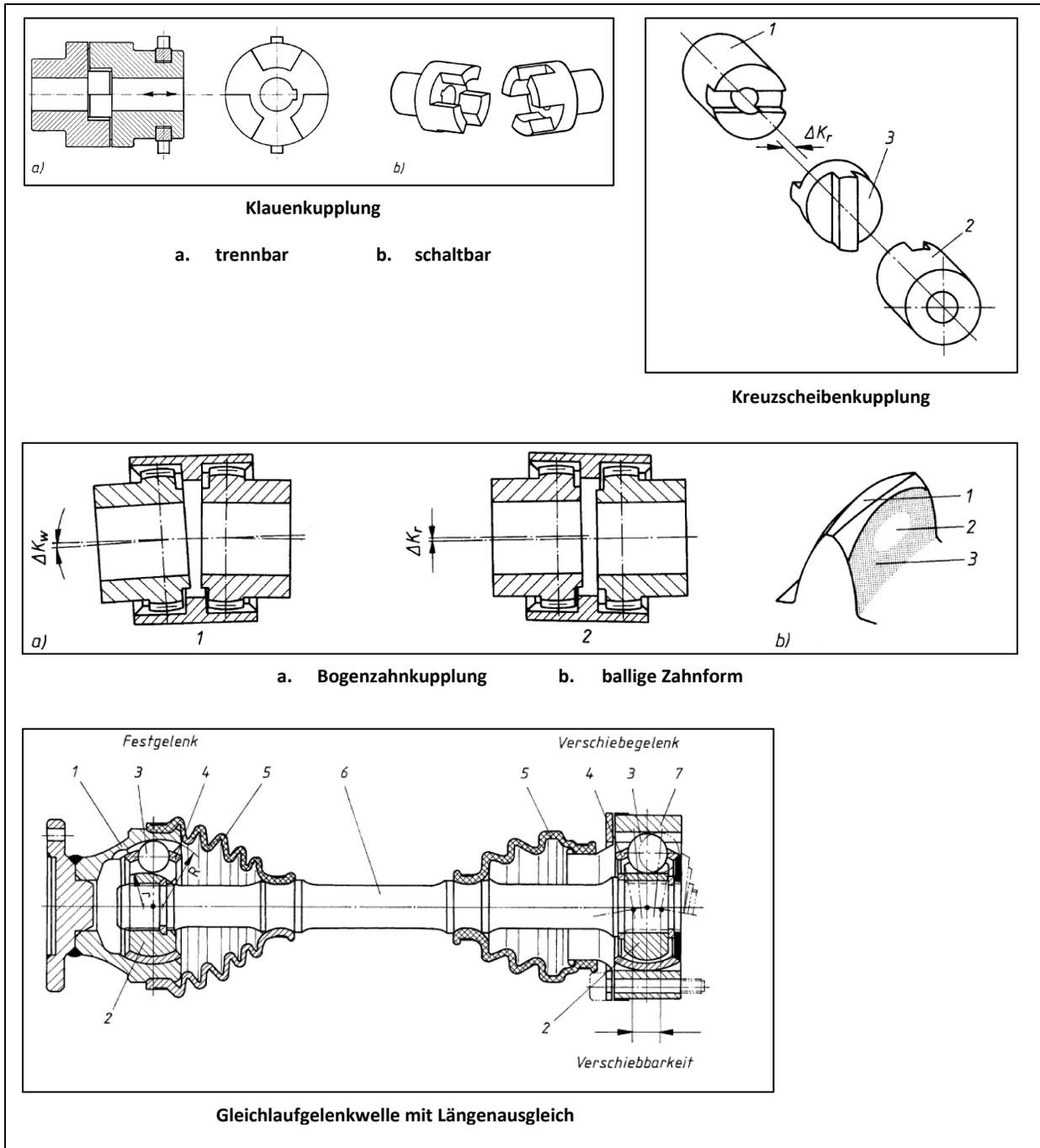


Abbildung 3-4: Drehstarre Kupplungsarten [7]

Drehnachgiebige Kupplungen haben die Aufgabe, Drehmoment – und Geschwindigkeitsstöße sowie die resultierenden Schwingungen zu minimieren bzw. zu dämpfen (siehe *Abbildung 3-5*), um ein Aufschaukeln der Schwingungen zu einer erhöhten Amplitude im Bereich der Resonanz zu verhindern. Der Resonanzfall tritt auf, wenn eine periodisch wirkende Anregungsfrequenz (Erregerfrequenz) mit der Resonanzfrequenz zusammenfällt. In diesem Fall wird immer mehr Energie im System gespeichert und es kann in weiterer Folge zu einer Resonanzkatastrophe kommen. [6, 8]

Der Resonanzfall tritt bei einem Frequenzverhältnis $\frac{\omega}{\omega_0} = 1$ auf. Wobei ω_0 der Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Schwingungssystems und ω der Erregerfrequenz entspricht. [8]

Mit einer dämpfenden Einheit (Hysterese) kann diesem Effekt entgegengewirkt werden, indem ein Teil der aufgenommenen Energie in Wärme umgewandelt und dem System abgeführt wird. Je geringer die Dämpfung ist, desto größer wird die Amplitude bei Resonanzfrequenz. [8]

In *Abbildung 3-6* ist die Vergrößerungsfunktion (Zusammenhang zwischen der Eingangs- und Ausgangsamplitude in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz ω) bei einer erzwungenen Schwingung in Abhängigkeit vom Frequenzverhältnis und dem Lehrschen Dämpfungsmaß D abgebildet. [9]

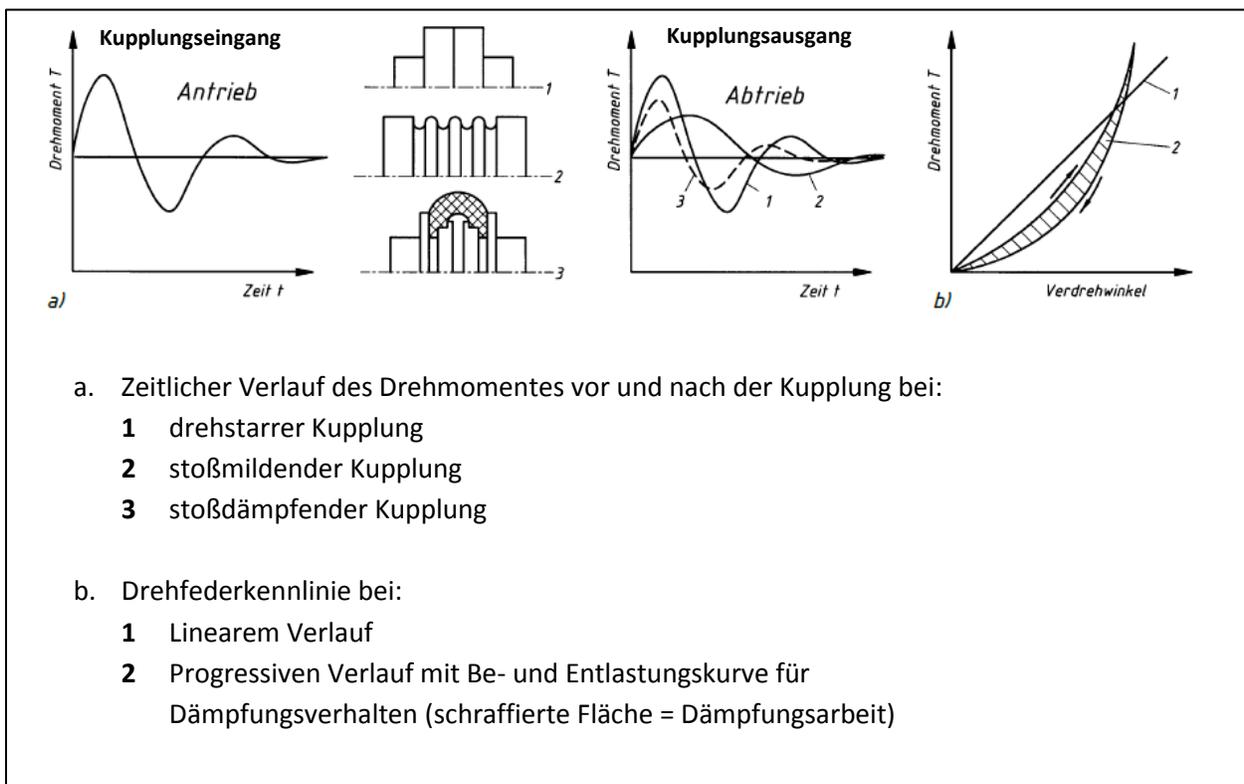


Abbildung 3-5: Drehnachgiebigkeit von Kupplungen [6]

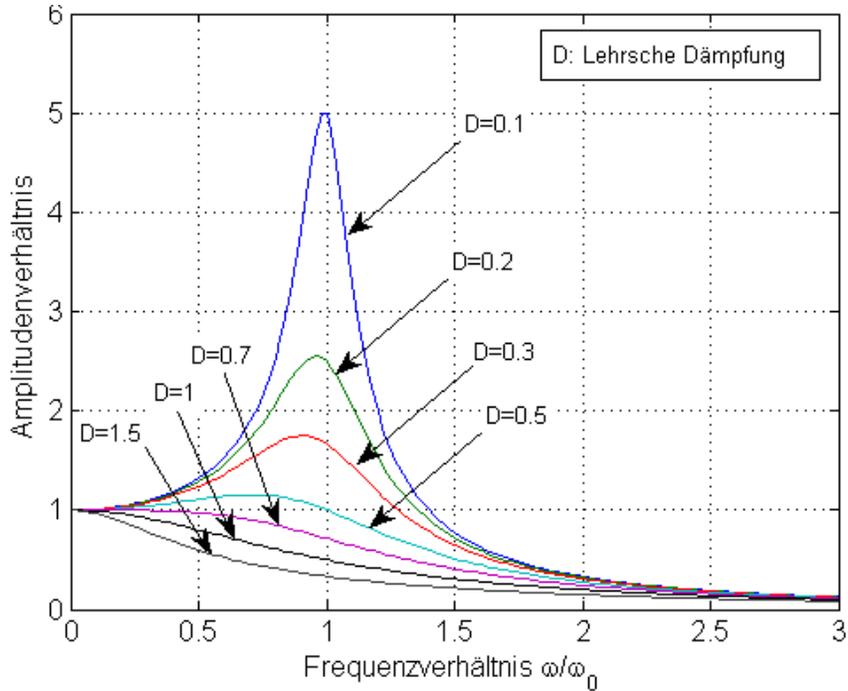


Abbildung 3-6: Vergrößerungsfunktion in Abhängigkeit vom Frequenzverhältnis [9]

Drehnachgiebige Kupplungsarten (siehe Abbildung 3-7):

-Metallelastische Kupplungen

-Gummielastische Kupplungen
mittlerer Elastizität

-Gummielastische Kupplungen
hoher Elastizität

Metallelastische Kupplung: Funktionsweise und Aufbau wird durch die verwendete Federeinheit bestimmt. Mögliche Ausführungen sind die Schlangenfeder- oder Schraubenfederkupplung. Bei der Federkennlinie wird meist ein progressiver Verlauf angestrebt, da bei geringerer Belastung die Federcharakteristik weicher eingestellt ist und bei härteren Stößen die Drehmomentaufnahme der Feder prozentual mit dem Verdrehwinkel φ ansteigt. [6]

Gummielastische Kupplung mittlerer Elastizität: Weisen eine geringe Dämpfungscharakteristik und einen kleinen Verdrehwinkel auf (elastische Klauen- oder Bolzenkupplung). [6]

Gummielastische Kupplung hoher Elastizität: Übertragung des Drehmoments mittels scheiben-, wulst- oder ringförmige Gummieinheiten. Diese Kupplungen werden primär in ungleichförmigen

Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes

Antriebssystemen eingesetzt, da durch die hochelastische Wirkung Drehmomentstöße effektiver gedämpft werden können. [6]

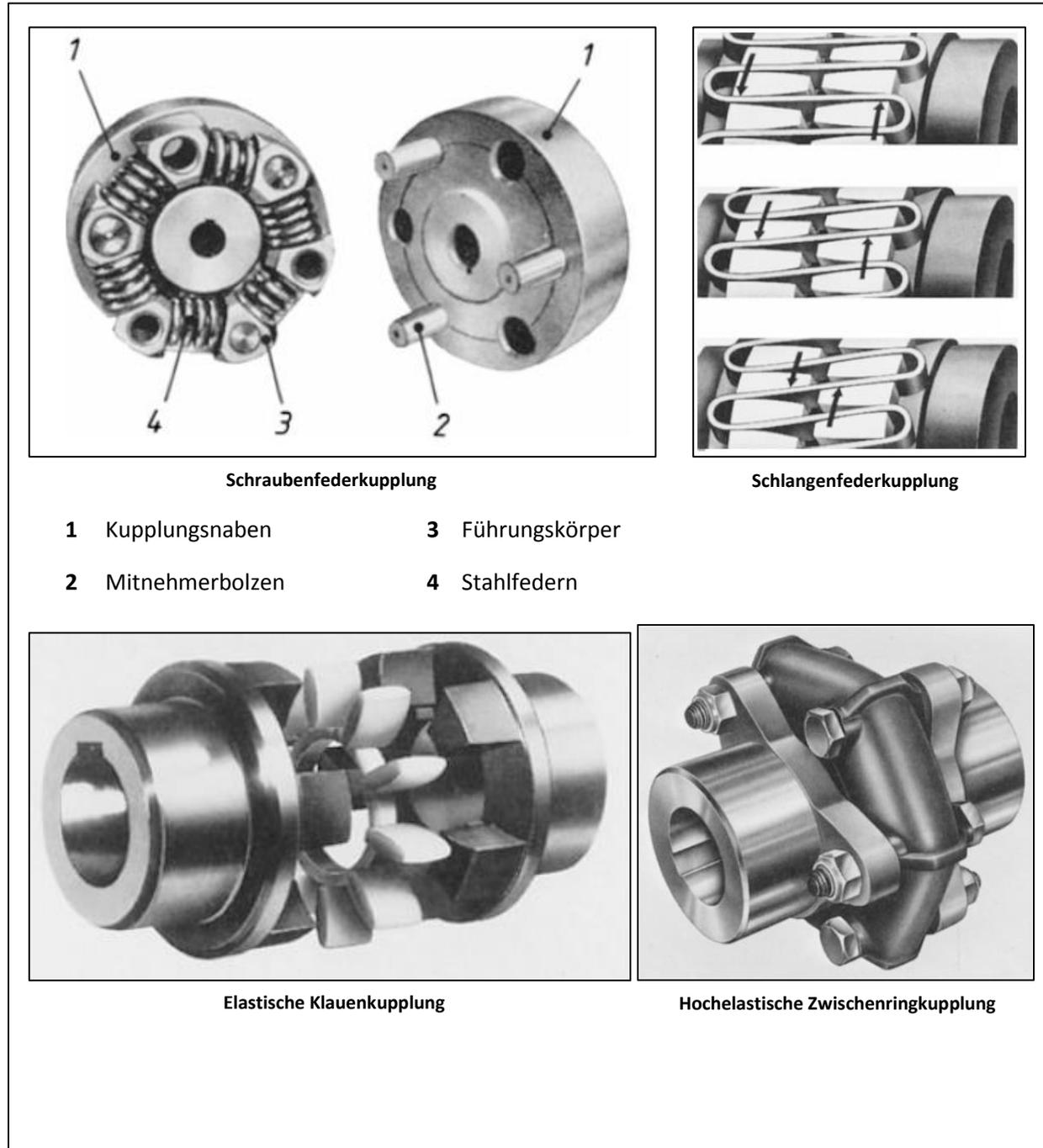


Abbildung 3-7: Drehnachgiebige Kupplungsarten [6]

3.1.2 Schaltbare Kupplungen

Schaltbare Kupplungen werden hauptsächlich für die betriebliche Verbindung und Trennung von Antriebskomponenten verwendet und werden nach folgenden Aspekten unterteilt:

- Nach Art der Betätigung: Fremdbetätigte Kupplungen (hydraulisch, pneumatisch, mechanisch oder elektromechanisch) und selbsttätig schaltende Kupplungen (moment-, drehzahl- oder richtungsbetätigte Ausführungen), die als Fliehkraft-, Sicherheits- oder Freilaufkupplungen ausgeführt sind.
- Nach Art der Kraftübertragung: Kraft- bzw. Reibschluss und Formschluss
- Nach Art der geometrischen Gestaltung: Klauen-, Zahn- und Lamellenkupplungen [6]

3.1.2.1 Fremdbetätigte Schaltkupplungen

Die Einteilung der fremdbetätigten Kupplungen erfolgt nach der Art der Kraftübertragung in form- und kraftschlüssige Konzepte.

Bei den formschlüssigen Varianten sind die Antriebseinheiten (Kupplungshälften) nur trennbar, d. h. sie lassen sich nur bei Gleichlauf bzw. bei Stillstand zusammenfügen. Eine typische Ausführung einer formschlüssigen trennbaren Kupplung ist die schaltbare Zahnkupplung (siehe *Abbildung 1-7*). Ein Entkuppeln unter Last ist nur dann möglich, wenn die durch das Drehmoment hervorgerufenen Reibkräfte ein Unterbrechen der Verbindung zulassen. [6]

Kraft- bzw. reibschlüssige Schaltkupplungen können ein Drehmoment nur dann übertragen, wenn eine entsprechende Anpresskraft (Normalkraft) auf die Reibpaarungen wirkt. Die gängigsten Vertreter von reibschlüssigen Kupplungen sind die Trocken- und Nasslauf lamellenkupplungen. Die Unterscheidung liegt am Zustand der Reibpaarungen während des Betriebes. Der Wortbedeutung nach, laufen bei nasslaufender Lamellenkupplung die eingebauten Reibpartner in einer Hydraulikflüssigkeit in Form von Schmier- und Kühllöl. Durch das beim Einschalten auftretende Durchrutschen der Reibpartner, entsteht eine Reibungswärme. Diese Wärmequelle kann bei einer Nasslaufkupplung effektiver nach außen abgelenkt werden. Bei der Trockenlaufkupplung steht der negative Aspekt des größeren Reibflächenverschleißes im Vordergrund. [6]

Abbildung 3-8 zeigt eine Lamellen-, Kegel- und Backenkupplung (unterschiedliche Form der Reibflächen).

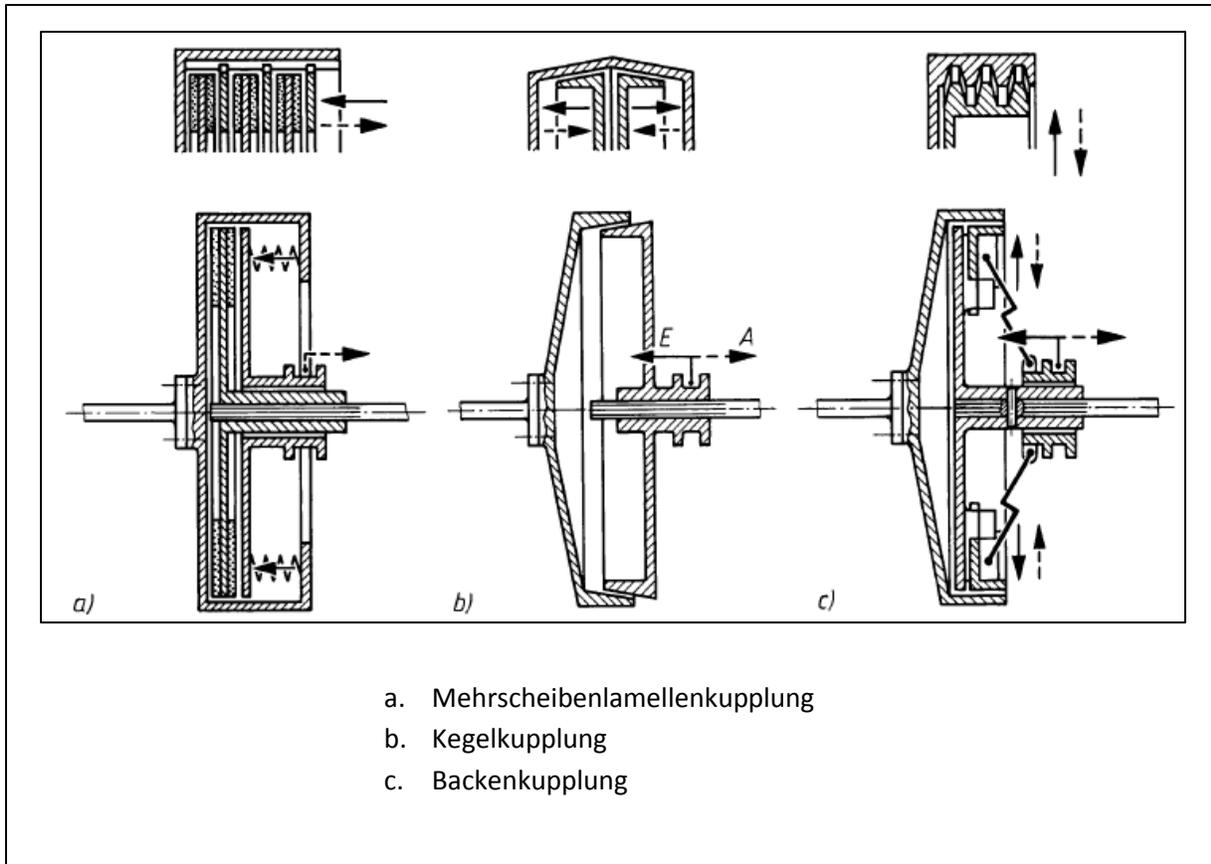


Abbildung 3-8: Reibschlüssige Schaltkupplungen nach der Form der Reibflächen [6]

3.1.2.2 Selbsttätig schaltende Kupplungen

- Momentbetätigte Kupplungen (Sicherheitskupplungen)

Bei Überschreiten des maximalen Drehmomentes, wird durch unterschiedliche Konzepte, der Antriebsstrang von der Kupplung getrennt. Eine gängige Variante ist die Klauen – Sicherheitskupplung, wie in *Abbildung 3-9* abgebildet. Tritt eine kurzfristige Überlast auf, werden die abgeschrägten Klauen auseinandergedrückt, der Ring axial verschoben und dadurch die Kugeln über die Schräge an der Nabe angehoben. Der Kraftfluss zwischen Nabe, Ring und Kupplungsflansches ist durch diese Aktion vollständig unterbrochen. [6]

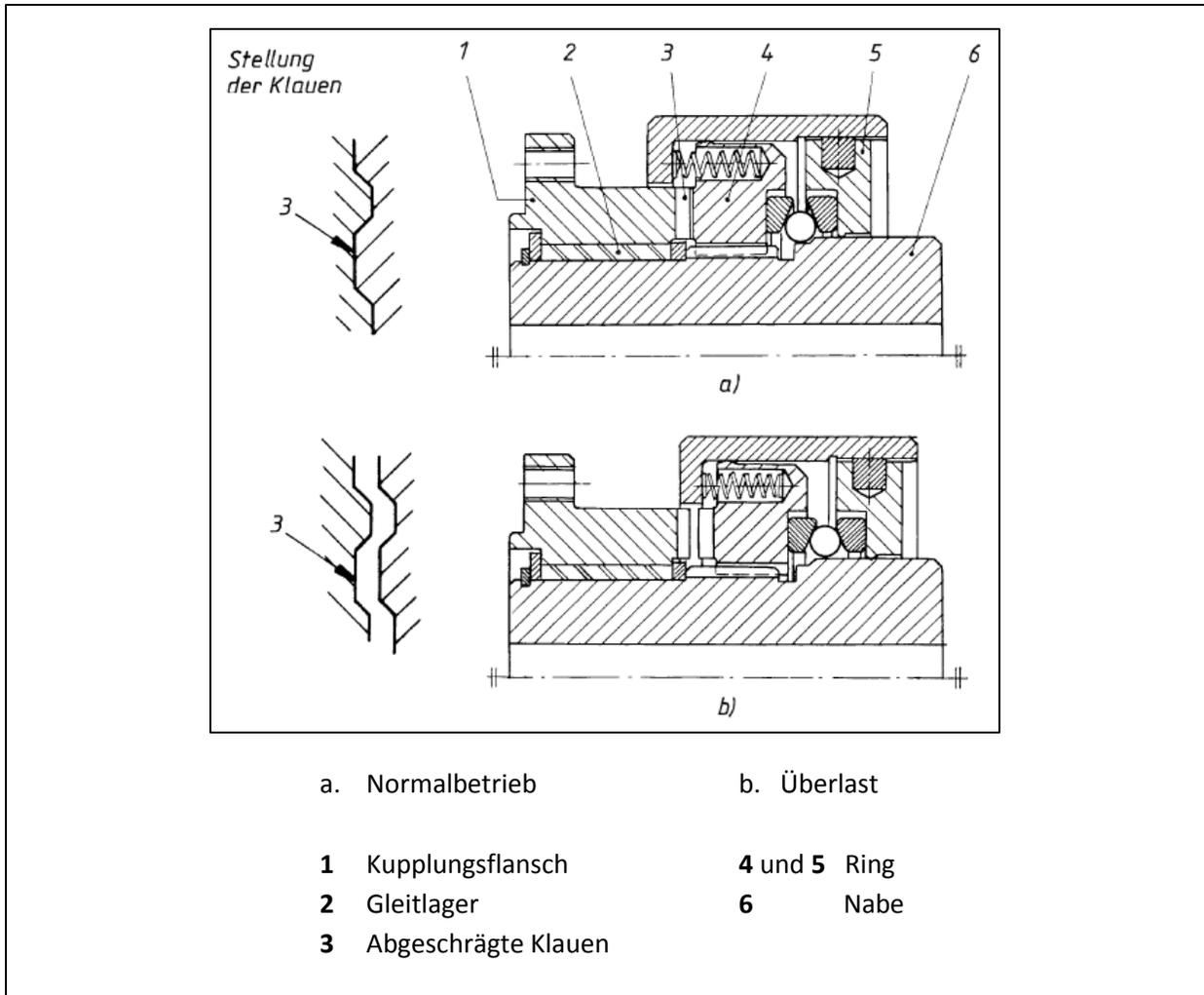


Abbildung 3-9: Klauen – Sicherheitskupplung [6]

- Drehzahlbetätigte Kupplungen (Fliehkraftkupplungen)

Hauptfunktion der drehzahlbetätigten Schaltkupplungen ist das Übertragen eines Drehmomentes durch den Einfluss des Fliehkrafteffektes. Auf der Antriebsseite sind radial bewegliche Fliehkraftkörper- bzw. massen angeordnet, welche ab einer bestimmten Drehzahl auf der Abtriebsseite, die zur reibschlüssigen Kraftübertragung erforderliche Anpresskraft, erzeugen. Für lastfreies Anlaufen der Antriebseinheiten, werden kostengünstige, robuste und schnelllaufende Drehstrommaschinen eingesetzt (Asynchron- oder Synchronmotoren). [6]

Sie finden meist bei Antrieben von Arbeitsmaschinen Anwendung, bei denen aufgrund großer Massenträgheiten ein hohes Anlaufdrehmoment erforderlich ist.

Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes

Die in *Abbildung 3-10* dargestellte drehzahlbetätigte Kupplung beschreibt eine Fliehkörpereinheit mit Servowirkung (Selbstverstärkung).

Am Umfang der Profilnabe angeordnete Fliehkörper werden radial durch eine Zugfeder – Belagbügel - Einheit zusammengehalten und in axialer Richtung mittels Anlaufscheiben gesichert. Wird die Antriebsseite in Rotation versetzt, beginnen sich die Fliehkörper zu verschieben. Bei genügend hoher Antriebsdrehzahl wird die Federkraft der Zugfedern überwunden und die Körper werden an das abtriebsseitige Gehäuse gepresst. Durch Variation der Federkraft kann die Drehzahl, bei der es zur Einleitung des Kraftflusses zwischen An- und Abtrieb kommt, beeinflusst werden. [6]

Durch Veränderung der Profilnabengeometrie kann die Anpresskraft der Fliehkörper an das Gehäuse (Servowirkung) erhöht werden. [6]

Ein Vergleich des Anlaufverhaltens einer Drehstromasynchronmaschine mit starrer Kupplung gegenüber einer Fliehkraftkupplung ist in *Abbildung 3-11* ersichtlich. In *Diagramm b* erfolgt die Kraftübertragung an die Lastseite nicht zu Beginn, wie bei der starren Ausführung (*Diagramm a*), sondern erst wenn die erforderliche Motordrehzahl für das Überwinden der Gegenkraft erreicht ist. Dadurch kommt es in diesem Bereich zu einem deutlichen Abfall des Drehstromverlaufs. [7]

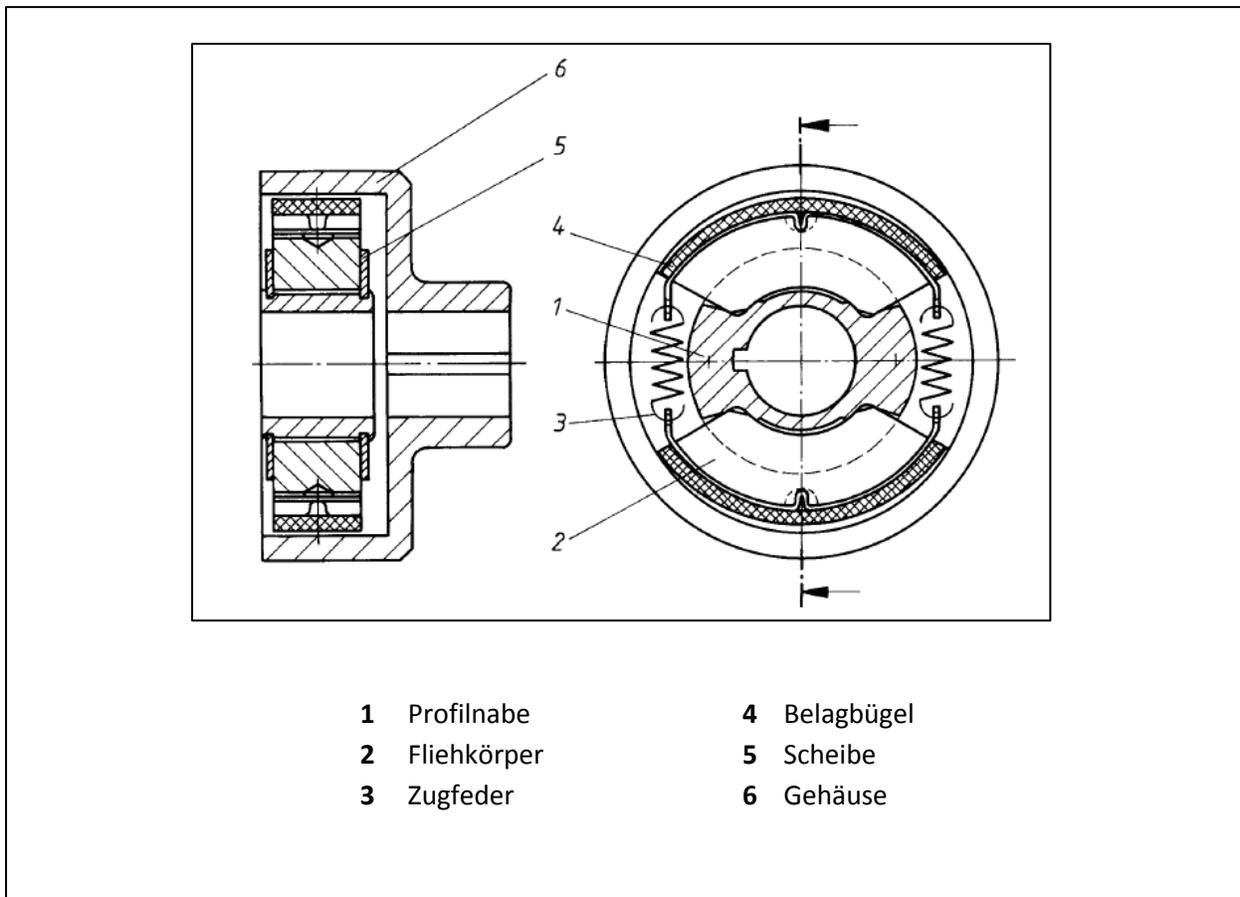


Abbildung 3-10: Fliehkörper – Kupplung [6]

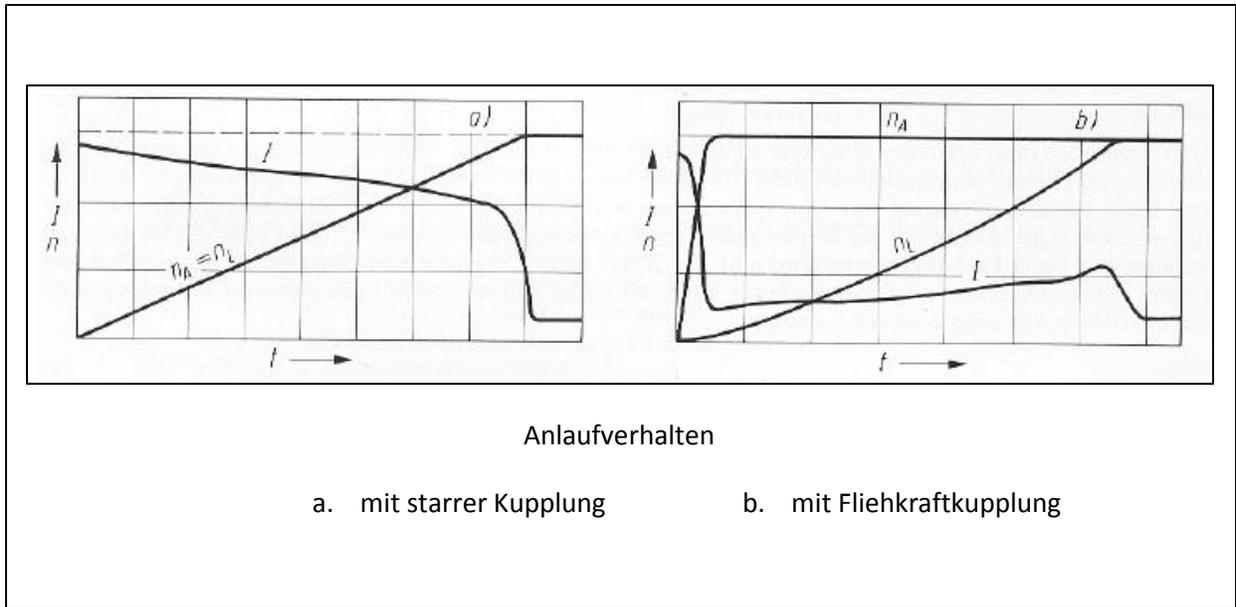


Abbildung 3-11: Anlaufverhalten einer Asynchronmaschine [7]

- Richtungsbetätigte Kupplungen (Freilaufkupplungen)

Freilaufkupplungen werden so ausgeführt, dass die An- und Abtriebsseiten in einer Drehbewegungsrichtung gekoppelt bzw. verbunden und in der anderen frei beweglich sind. Die Übertragung der Rotationsenergie kann entweder formschlüssig (z. B. Klinkenfreilauf) oder durch Reibschluss (z. B. Klemmrollen- oder Klemmkörperfreilauf) erfolgen (siehe *Abbildung 3-12*). [6]

Die Ausführungen mit Klinkenfreilauf werden vorzugsweise als Rücklaufsperre bei Pumpen verbaut. Um einen sicheren Eingriff der Klinke in eine Zahnücke zu gewährleisten, muss in erster Linie die Reibungskraft F_R überwunden werden und die Normalkraft F_N an der Zahnschnecke in einem Winkel $\alpha > \arctan \mu$ zur Klinkenkraft F stehen. [6]

Im Gegensatz zu Freilaufvarianten mit Rollen können bei Klemmkörperfreiläufen höhere Drehmomente übertragen werden, da zum einen die Hertz'sche Pressung aufgrund größer ausgeführter Krümmungshalbmesser kleiner gehalten wird und zum anderen mehr Klemmelemente pro Einheit zum Einsatz kommen. Für die Kraftübertragung, stellen die Klemmkörper bei Drehung des Außenringes im Uhrzeigersinn eine reibschlüssige Verbindung zwischen Innen- und Außenring her. Die auftretenden Belastungen F greifen aufgrund des Kräftegleichgewichts entlang der gleichen Wirkungslinie an den Berührungspunkten der An- und Abtriebsseite an. [6, 7]

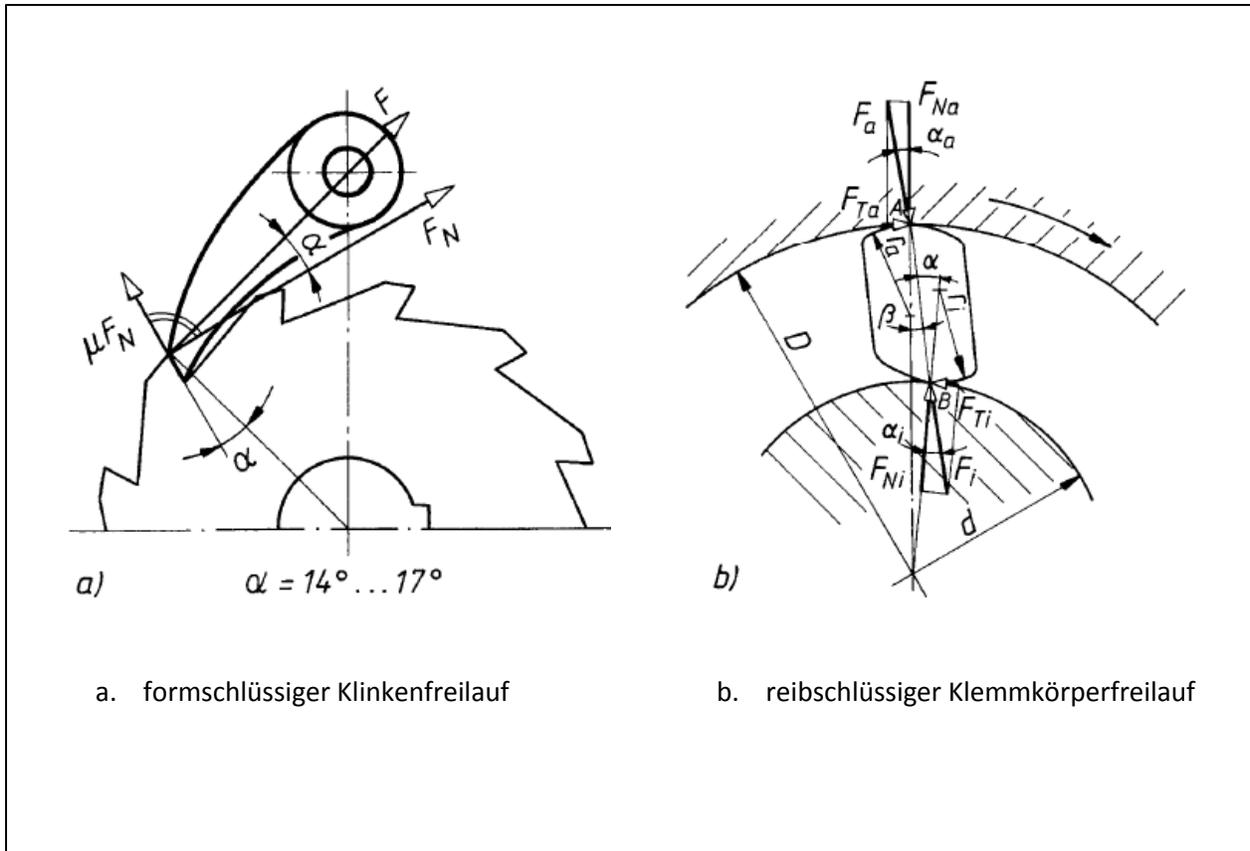


Abbildung 3-12: Richtungsbetätigte Kupplungsarten [6]

3.2 Doppelkupplungsgetriebe

Bei diesem automatisierten Getriebekonzept werden zwei Teilgetriebe zur Durchführung eines zugkraftfreien vollautomatischen Gangwechsels eingesetzt. Durch eine gewählte Aktuatorik (entweder hydraulische oder elektromechanische) können die in den jeweiligen Teilgetrieben sitzenden Kupplungen mittels hydraulischer oder elektromechanischer Einheiten betätigt werden. Die beiden Kupplungen werden vorzugsweise als nass- oder trockenlaufende Lamellenkupplungen ausgeführt und sorgen für den Kraftfluss zwischen Antriebs- und Abtriebsseite. [10]

Der Gesamtwirkungsgrad des Doppelkupplungsgetriebes setzt sich aus verschiedenen Parametern innerhalb des Triebstranges zusammen. Getriebeverluste, die durch Reibung innerhalb der Bauteile, Art der Schaltaktuatorik, Energiebedarf der Kupplungsart (trocken oder nass) und dem Schleppmoment des Motors hervorgerufen werden, wirken sich negativ auf die Effektivität des Triebstranges aus. [11]

In *Abbildung 3-13* sind der Aufbau und die Funktion eines Doppelkupplungsgetriebes ersichtlich.

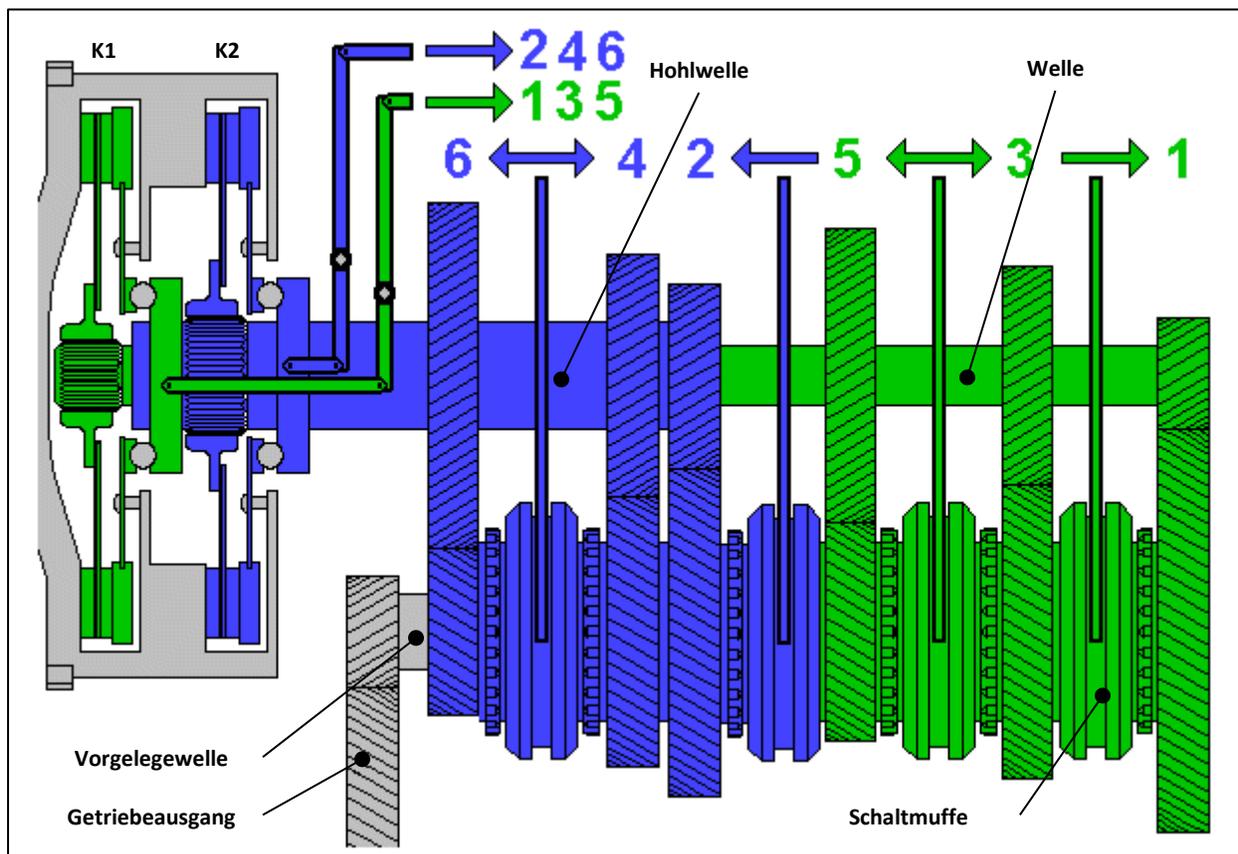


Abbildung 3-13: Aufbau Doppelkupplungsgetriebe [12]

Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes

Das erste Teilgetriebe (in *Abbildung 3-13* blau dargestellt) besteht aus einer Kupplung, einer Hohlwelle mit den drehfest gelagerten Zahnrädern für die geraden Gänge (2., 4. und 6. Gang) und einer Vorgelegewelle an der die lose angeordneten Zahnräder sind.

Analog ist der Aufbau für das zweite Teilgetriebe mit den ungeraden Gängen (in *Abbildung 3-13* grün dargestellt).

Um die Energie für die Kraftübertragung zu übermitteln, kommen Schaltmuffen mit hydraulischer oder elektromechanischer Betätigung zum Einsatz. Bevor die Kraftübertragung zwischen Motor und Getriebe stattfindet, ist im zweiten Teilgetriebe der erste Gang eingelegt und beim anderen Teilgetriebe bereits der zweite Gang vorgewählt. Somit muss beim Umschalten vom ersten in den zweiten Gang nur noch die eine Kupplung geöffnet und gleichzeitig die andere geschlossen werden. Bei diesem Schaltvorgang wird zugleich der dritte Gang mittels Synchronisierung zwischen Schaltmuffe und Zahnrad an der Vorgelegewelle voreingelegt.

Eine weitere Variante wäre die Aufteilung der Teilgetriebe auf zwei Vorgelegewellen und einem Getriebeausgang. *Abbildung 3-14* zeigt eine solche Ausführung mit dem Kraftflussverlauf des eingelegten ersten Ganges.

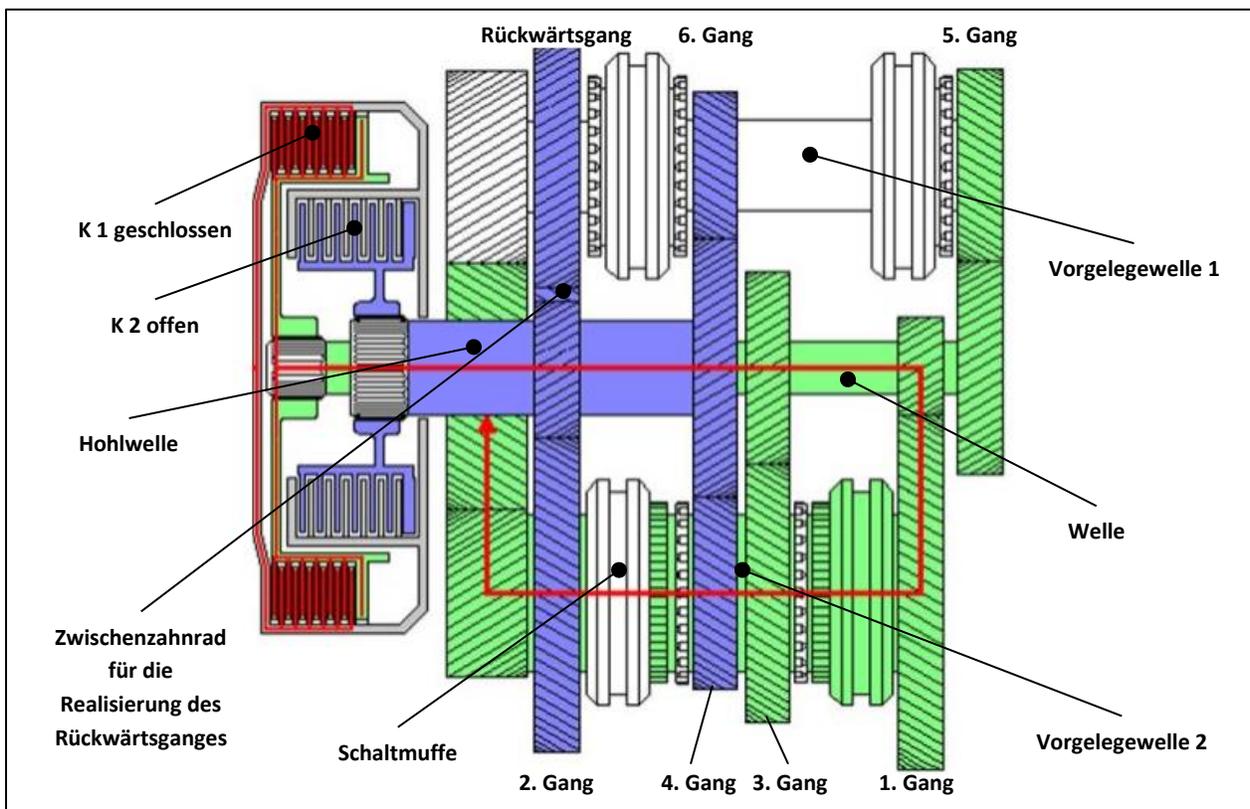


Abbildung 3-14: Doppelkupplungsprinzip mit zwei Vorgelegewellen [12]

Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes

Ein entscheidendes Kriterium bei einem Doppelkupplungsgetriebe ist die Auswahl einer geeigneten Kupplungsvariante.

Das Einsatzgebiet der gebräuchlichen Kupplungsarten wird wie folgt unterteilt:

- Trockenlaufende Kupplungen
- Nasslaufende Kupplungen

Trockene Ausführungen, wie z. B. Einscheibenkupplungen (siehe *Abbildung 3-15*), sind durch Ihre thermische Belastbarkeit begrenzt. Sie können nur bis zu einem gewissen Drehmomentbereich die auftretende Verlustwärme bei der Energieübertragung zwischen An- und Abtrieb abführen. Der hohe Verschleiß kann zu einem Rupfen (Schwingungen im System) der Kupplung führen. Gegenüber der nasslaufenden Mehrscheiben – Lamellenkupplung (siehe *Abbildung 3-16*) weist die Trockenkupplung einen besseren Getriebewirkungsgrad und einen geringeren Verbrauch auf. [10]

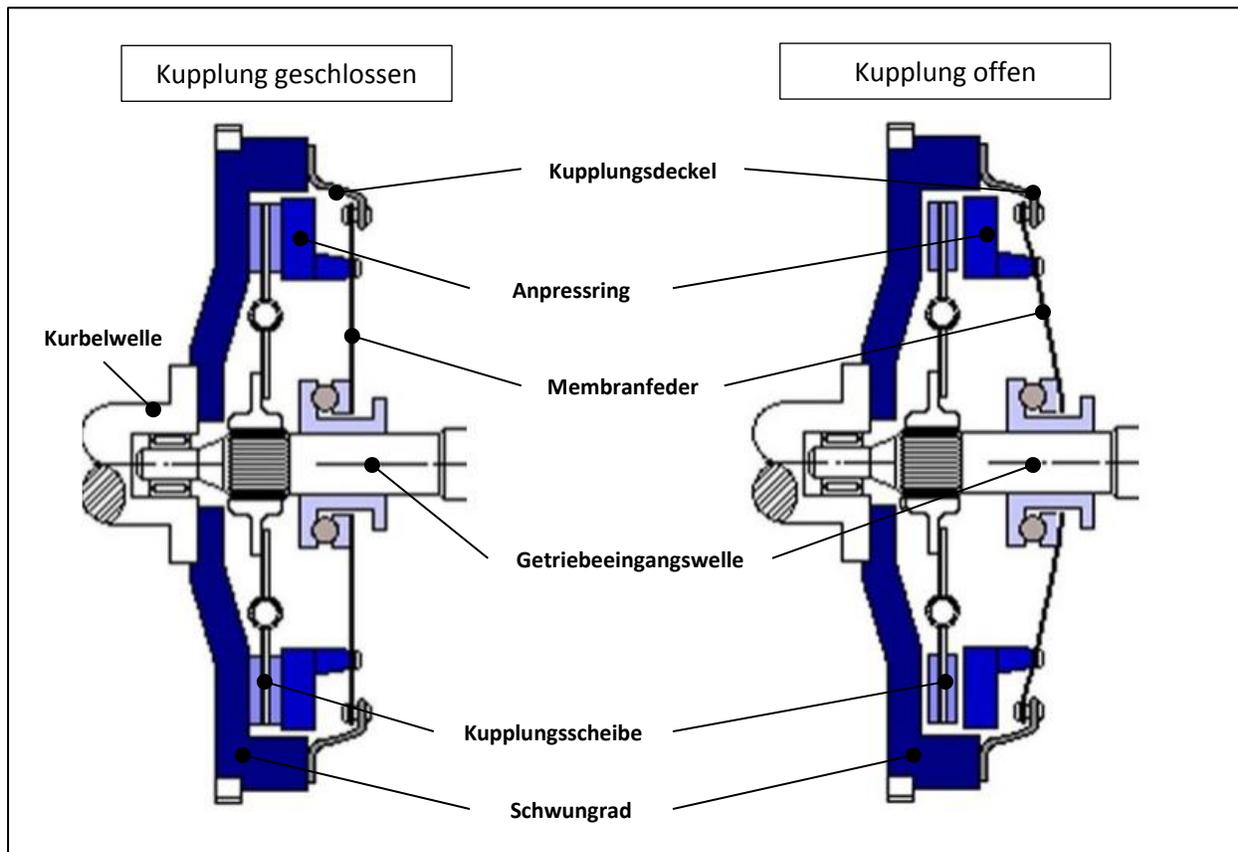


Abbildung 3-15: Einscheiben – Trockenkupplung [13]

Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes

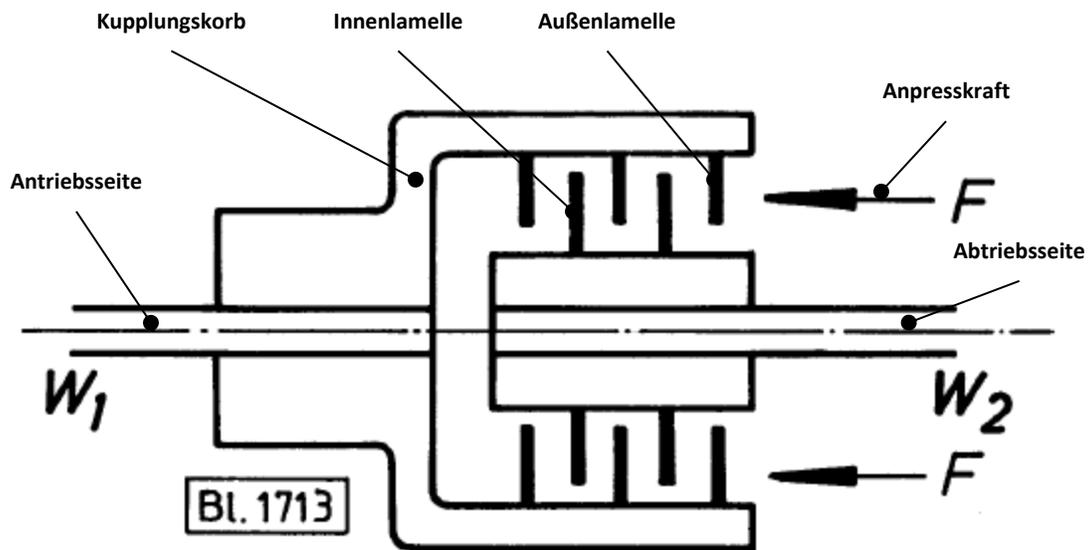


Abbildung 3-16: Mehrscheiben – Lamellenkupplung [3]

Bei der Nasskupplung werden die Reibpaarungen (Stahl/Stahl, Stahl/Sinterbelag, Stahl/Papier oder Stahl/organischer Reibbelag) durch Eintrag von Schmieröles gekühlt und verfügen dadurch über einen größeren Wärmeabtrag als eine Trockenkupplung. Dieser Ölzulauf führt jedoch bei geöffnetem Zustand der nasslaufenden Einheit, durch ein erhöhtes Leerlaufmoment des Motors und den Betrieb einer externen Hydraulik- bzw. Ölpumpe, zu erheblichen Getriebeverlusten. [10]

Die Vor- und Nachteile der beiden Kupplungsvarianten werden in der *Tabelle 3-1* gegenübergestellt.

Tabelle 3-1: Vergleich von nasslaufenden zu trockenlaufenden Doppelkupplungssystemen

	Nasslaufende Kupplung (hydraulische Ansteuerung)	Trockenkupplung (elektromechanische Ansteuerung)
Bauraum, Gewicht	+	-
Thermische Belastbarkeit	+	-
Wirkungsgrad, Verbrauch	-	+
Lebensdauer	+	+/-
Regelung der Ansteuerung/Schaltqualität	+	+
Kosten	-	+

3.2.1 Auslegung eines lastschaltbaren Doppelkupplungsgetriebes [11]

Bei der Auslegung eines Doppelkupplungsgetriebes ist es sinnvoll, das Gesamtsystem des Antriebsstranges in zwei Teilsysteme aufzuspalten.

Der Bereich des ersten Teilsystems streckt sich vom Motor bis hin zur Primärseite des vorhandenen Kupplungselementes, das zweite Teilsystem von der Sekundärseite der Kupplungseinheit zu den Rädern des Fahrzeuges (siehe *Abbildung 3-17*).

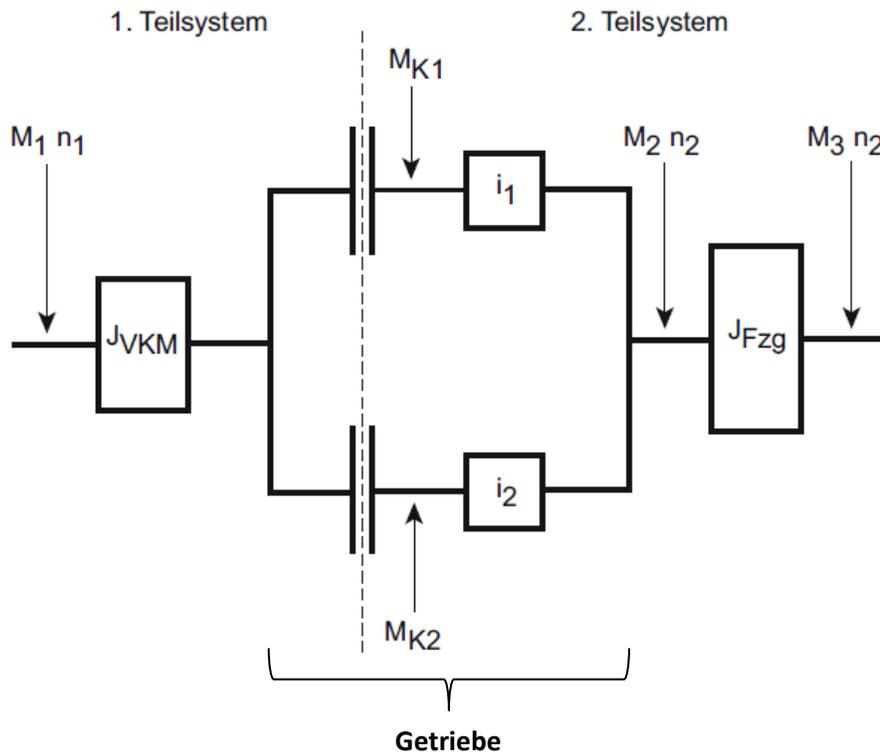


Abbildung 3-17: Modell eines Doppelkupplungsgetriebes [11]

Jedes Teilsystem besitzt Elemente die zur Energieübertragung notwendig sind (Ein- und Ausgangswelle, Kupplungen, Zahnradpaarungen für Getriebeübersetzungen, etc.). Jedes dieser Elemente weist unterschiedliche Massenträgheiten, sowie Steifigkeiten und Dämpfungen auf, die bei der Berechnung von Lastschaltungen berücksichtigt werden müssen.

Durch die Gleichgewichtszustände in den einzelnen Teilsystemen, können die im Antriebsstrang auftretenden Drehmomente der beiden Kupplungen wie folgt berechnet werden:

- Momentgleichgewicht im ersten Teilsystem:

$$M_1 - J_{VKM} * \dot{\omega}_1 - M_{K1} - M_{K2} = 0 \quad (5)$$

- Momentgleichgewicht im zweiten Teilsystem:

$$M_{K1} * i_1 + M_{K2} * i_2 - M_3 - J_{Fzg} * \dot{\omega}_{Fzg} = 0 \quad (6)$$

Bei der Regelung des Schaltablaufes, kann zwischen einer lastschaltenden Zughochschaltung mit oder ohne Motormomenteingriff separiert werden. Die wesentlichen Unterschiede der beiden Konzepte werden in den nächsten Kapiteln näher erläutert.

3.2.1.1 Lastschaltende Zughochschaltung ohne Motormomenteingriff

Der Schaltvorgang bei einem Doppelkupplungsprinzip kann in vier Phasen unterteilt werden. In *Abbildung 3-18* ist ein Hochschalten ohne Zugkraftunterbrechung und ohne Eingriff des Motormoments, in Kombination mit den vier Phasen, ersichtlich.

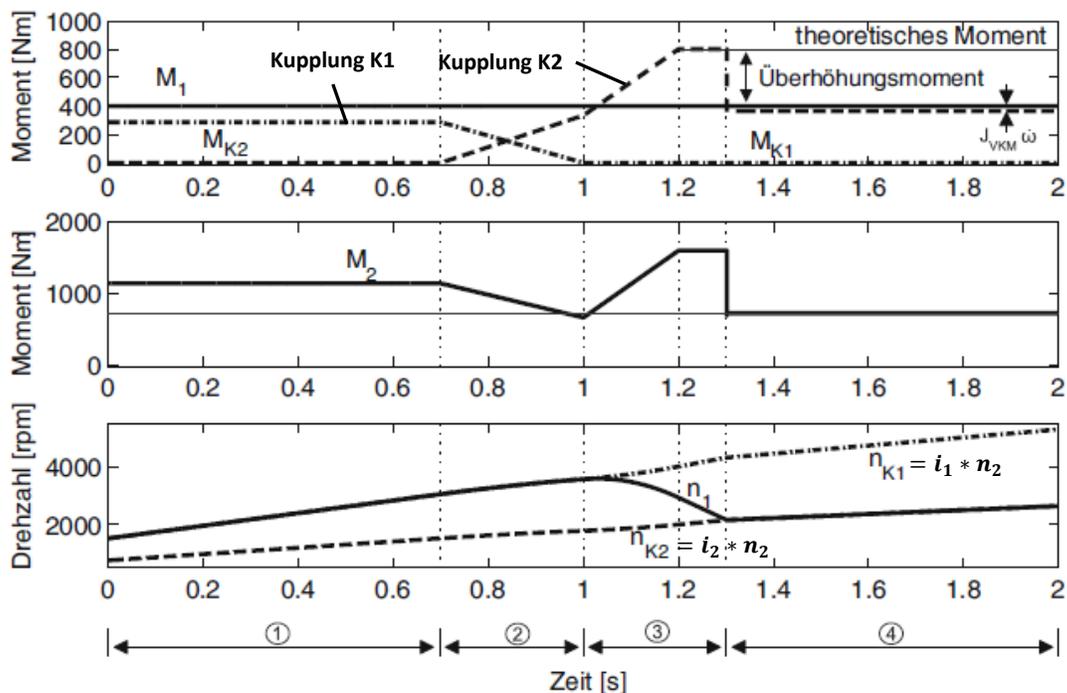


Abbildung 3-18: Hochschalten ohne Zugkraftunterbrechung und ohne Motormomenteingriff [11]

- **Phase 1 Vorbereitungsphase**

Zu Beginn des Schaltvorganges ist die Kupplung $K1$ geschlossen und die Kupplung $K2$ geöffnet. Dadurch läuft der gesamte Kraftfluss über die Kupplung $K1$ und das Kupplungsmoment M_{K2} ist gleich 0. Das Motormoment M_1 ist während des Umfangs der Schaltdauer konstant, da kein Motormomenteingriff erfolgt.

Mit den gegebenen Bedingungen ergibt sich das Getriebeausgangsmoment M_2 zu

$$M_2 = M_{K1} * i_1 \quad (7)$$

und das an der Kupplung 1 wirkende Moment M_{K1} wird aus Gleichung 5 wie folgt bestimmt:

$$M_{K1} = M_1 - J_{VKM} * \dot{\omega}_1 \quad (8)$$

Die Kupplungsdrehzahl n_{K1} und die Motordrehzahl n_1 sind in der Vorbereitungsphase gleich groß und steigen mit linearem Verlauf an.

- **Phase 2 Überschneidungsphase**

Zu diesem Zeitpunkt wird begonnen, eine Kraftübertragung über die Kupplung $K2$ herzustellen, d. h. $K2$ wird geschlossen und $K1$ beginnt sich zu öffnen. Die zuschaltende Kupplung $K2$ schlupft und die abschaltende Kupplung $K1$ haftet, um eine Zugkraftunterbrechung zu verhindern. Dies führt zu einem Zuwachs des Kupplungsmomentes M_{K2} und gleichzeitig zu einer Verringerung des Kupplungsmomentes M_{K1} .

Während der Momentübergabe muss gewährleistet sein, dass die Kupplung $K1$ immer haftet und das gesamte übertragbare Kupplungsmoment M_{K1} am Ende der Überschneidungsphase abgebaut ist ($M_{K1} = 0$).

Das neue Getriebeausgangsmoment M_2 ergibt sich mit der Übersetzung i_2 zu

$$M_2 = M_{K2} * i_2. \quad (9)$$

- **Phase 3: Synchronisationsphase**

Bei dieser Phase steht die Angleichung der Motordrehzahl n_1 mit der Kupplungsdrehzahl n_{K2} im Vordergrund. Um dies zu erreichen, wird mittels Druckeinstellungen das Kupplungsmoment M_{K2} über das Motormoment M_1 erhöht. Die zur Drehzahlenanpassung erforderliche Motordrehzahlverzögerung kann durch die Gleichung 5 ausgedrückt werden.

Verzögerung von n_1 :
$$\dot{\omega}_1 = \frac{M_1 - M_{K2}}{J_{VKM}} \quad (10)$$

Der Anstieg des Ausgangsmomentes M_2 in dieser Phase (siehe *Abbildung 3-18*) wird durch das Drosseln der Motordrehzahl (zusätzliches dynamisches Moment) erreicht. Sind die Drehzahlen angeglichen, fällt das Ausgangsmoment aufgrund der Druckreduzierung abrupt ab.

- **Phase 4: Abschlussphase**

Der Schaltvorgang ist abgeschlossen, die Kupplungsdrehzahl n_{K2} und die Motordrehzahl n_1 sind gleich groß und verlaufen linear ansteigend weiter und das Getriebeausgangsmoment M_2 bleibt konstant. Das Kupplungsmoment M_{K2} ist um den Term $J_{VKM} * \dot{\omega}_1$ (Drehmoment aufgrund der Massenträgheit und Winkelbeschleunigung des Motors) kleiner als das Motormoment M_1 .

Die Regelung bzw. Ansteuerung der Kupplungsdrücke in den jeweiligen Phasen des Schaltvorganges sind in *Abbildung 3-19* dargestellt.

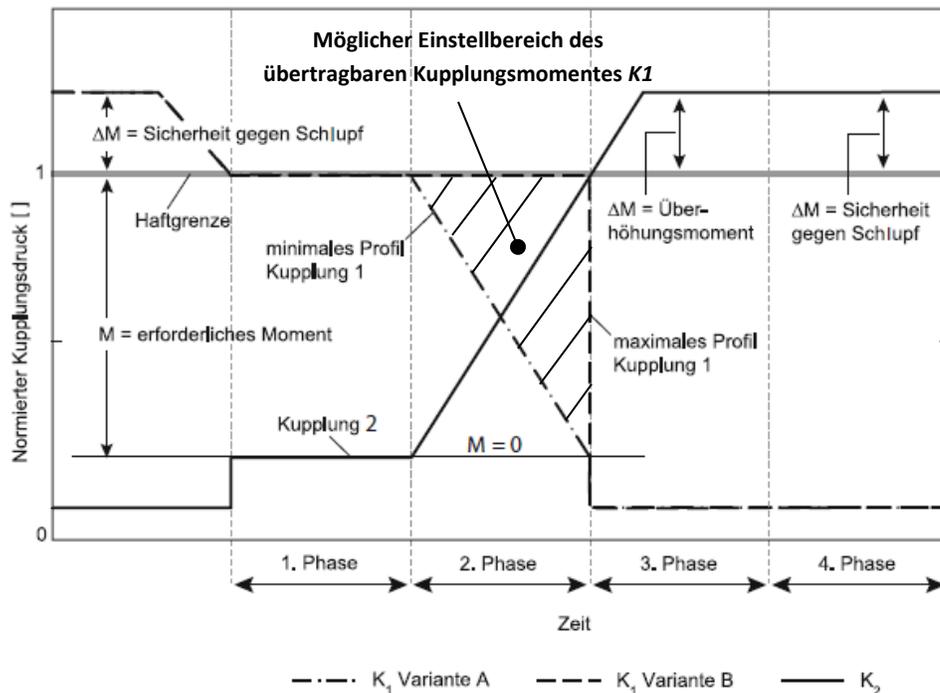


Abbildung 3-19: Schaltablaufsteuerung der Kupplungsdrücke [11]

Der Bereich vor der ersten Phase ist der Zustand der Kupplung im normalen Fahrbetrieb (Gang eingelegt, Kupplung 1 geschlossen und kein Schlupf vorhanden). Das eingestellte Kupplungsmoment $K1$ ist höher als das erforderliche Moment, um eine Sicherheit gegen ein Schlupfen zu erreichen. Vor der Überschneidungsphase wird der Druck der Kupplung $K1$ bereits bis auf die Haftgrenze (Kupplung haftet gerade noch) reduziert, um bei der späteren Momentübergabe an die Kupplung $K2$ sicherzustellen, dass das gesamte Moment der Kupplung $K1$ am Ende abgebaut ist. Das übertragbare Moment kann aufgrund des Haftzustandes der Kupplung $K1$ zwischen zwei Profilen (minimales oder maximales Profil von $K1$) beliebig eingestellt werden, solange es gleich oder größer als das erforderliche Moment ist. Am Ende der Überschneidungsphase muss der Druck der Kupplung $K1$ auf den Wert 0 gesunken sein.

3.2.1.2 Lastschaltende Zughochschaltung mit Motormomenteingriff

Durch die bei der Zughochschaltung ohne Motormomenteingriff auftretenden Schwingungen, die durch die Überhöhung und den abrupten Abfall des Ausgangsmomentes M_2 hervorgerufen werden, kommt es im Gesamtsystem zu Unförmigkeiten und in weiterer Folge zur Resonanzkatastrophe (Eigenfrequenz fällt mit der Erregungsfrequenz des Systems zusammen => Amplitudenerhöhung).

Um dies zu vermeiden, werden heutzutage Steuerungs- und Regelungsstrategien eingesetzt, die während des Schaltvorganges neben den Kupplungsmomenten auch das Motormoment beeinflussen. Der primäre Unterschied zu einer Zughochschaltung ohne Motormomenteingriff, ist das die Synchronisierung der Motor- und Kupplungsdrehzahl nicht durch eine Momentüberhöhung der Kupplung $K2$ erfolgt, sondern mittels Motormomentreduzierung.

Die Phasen einer Zughochschaltung mit Motormomenteingriff sind in *Abbildung 3-20* abgebildet.

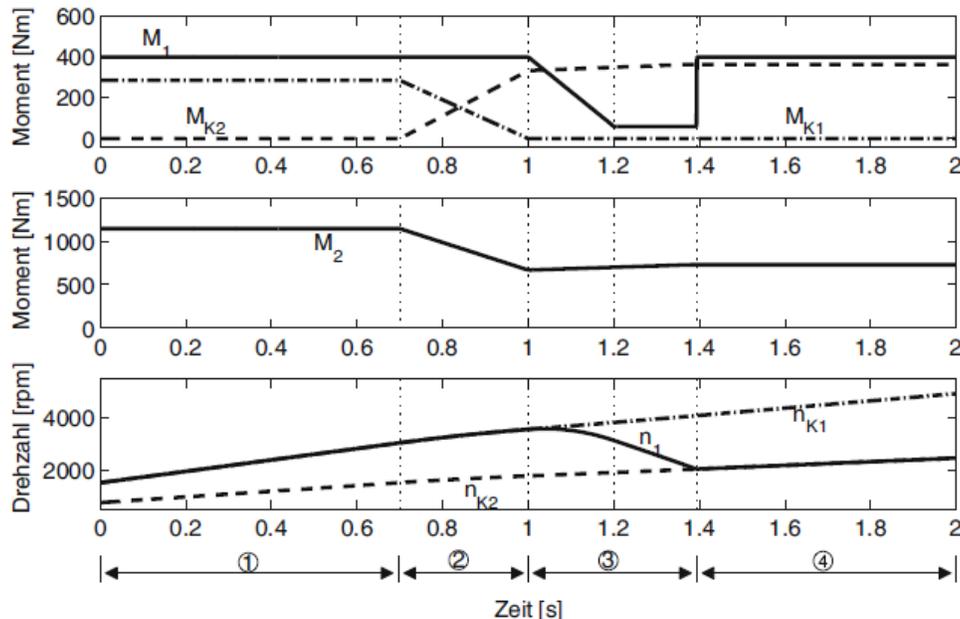


Abbildung 3-20: Hochschalten ohne Zugkraftunterbrechung mit Motormomenteingriff [11]

Der Verlauf der Vorbereitungs- und Überschneidungsphase ist dem der Zughochschaltung ohne Motormomenteingriff ident. Nach der Momentübergabe von Kupplung K_1 auf die Kupplung K_2 wird zu Beginn der Synchronisationsphase das Motormoment M_1 reduziert. Dadurch kommt es nach Gleichung (10) zu einer Verzögerung der Motordrehzahl. Um ein Haften der Kupplung K_2 am Ende dieser Phase zu garantieren, wird das Kupplungsmoment M_{K_2} leicht gesteigert, wodurch auch das Abtriebsmoment M_2 ansteigt.

Bei Angleichung der beiden Drehzahlen wird der Verlauf des Motormoments sprunghaft erhöht. Dieser plötzliche Anstieg des Motormoments lässt sich in der Realität sehr schwer nachbilden, da der Zeitpunkt der Momenterhöhung genau definiert sein muss, sodass sich keine sprunghafte Änderung des Abtriebsmoments M_2 ergibt. Eine Möglichkeit diese dynamische Abstimmung mit der Drucksteuerung im Getriebe zu realisieren, wäre eine Verstellung des Zündwinkels (Zündzeitpunkt => wird in °KW vor OT angegeben) im Verbrennungsmotor.

3.2.1.3 Lastschaltende Zugrückschaltung ohne Motormomenteingriff

Der primäre Unterschied zu einer Zughochschaltung ist, dass bei gleichem Schaltvorgang und der Verzögerung der Motorträgheiten (=> Reduzierung der Motordrehzahl) ein negatives Abtriebsmoment erzeugt wird. Dieses Abtriebsmoment führt zu einem Bremsen des Fahrzeuges. Um diesem Effekt entgegenzuwirken, wird bei der Zugrückschaltung der zeitliche Ablauf der Überschneidungs- und Synchronisationsphase umgekehrt.

Die Drehmoment,- und Drehzahlverläufe einer Zugrückschaltung unter Last sind in *Abbildung 3-21* zu sehen.

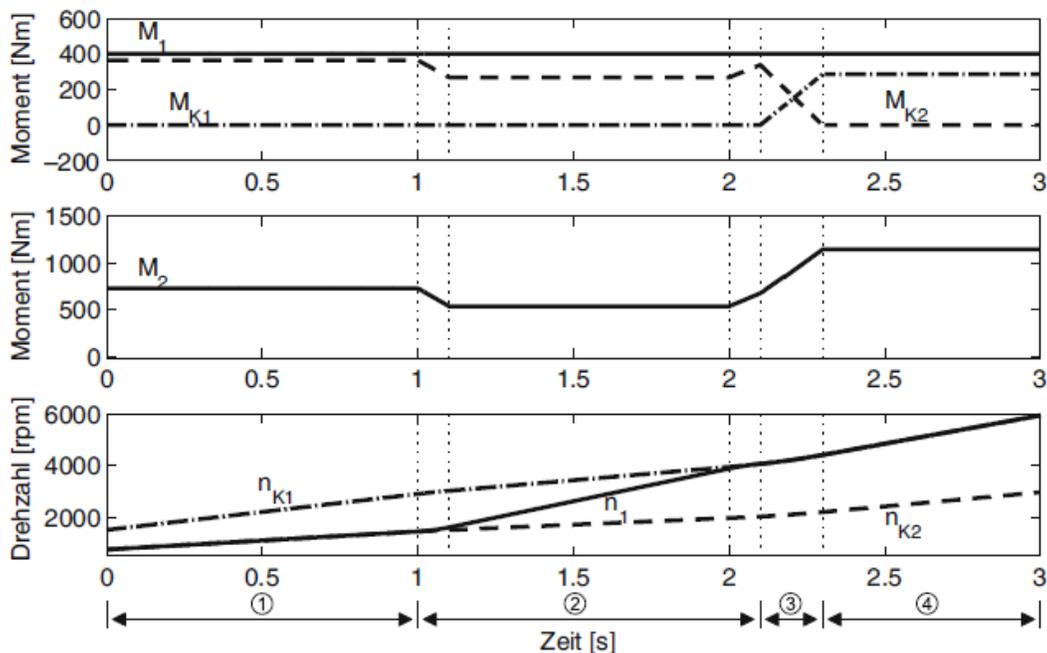


Abbildung 3-21: Rückschalten unter Last ohne Motormomenteingriff [11]

4 Konzeptentwicklung

Bei der Konzeptentwicklung werden, wie im Kapitel 3 bereits erwähnt, zwei verschiedene Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes behandelt. Zum einen wird die grobe Auslegung eines Doppelkupplungsgetriebes für die beiden Getriebestufen ECO und Normalbetrieb ausgearbeitet und zum anderen wird ein System entwickelt, dass ein Umschalten unter Last zwischen den beiden Modi mittels einer drehelastischen Einheit ermöglichen soll.

Bei dieser Arbeit werden somit zwei verschiedene Ansätze für die Realisierung eines lastschaltbaren Frontzapfwellengetriebes ermittelt, wobei die Überlegung eines Umschaltvorganges unter Verwendung von drehelastischen Elementen ausführlicher konzipiert bzw. durchgeführt wird, als das Prinzip einer Doppelkupplung.

Dieser wesentliche Schritt, den Fokus auf ein lastschaltbares FPTO – Getriebe anhand eines drehnachgiebigen Konzeptes zu legen, wurde zu Beginn dieser Masterarbeit mit dem betriebsinternen Betreuer besprochen und im Anschluss die zu erzielenden Fortschritte zeitlich festgelegt.

4.1 Prinzip Doppelkupplungsgetriebe

Die primäre Aufgabe eines Getriebes mit zwei separat angeordneten Kupplungen ist ein zugkraftunterbrechungsfreies Umschalten, d. h. ein Schalten unter Last, zu ermöglichen. Dadurch wird der Kraftflussverlauf von Antriebs- und Abtriebsseite im FPTO – Getriebe, durch ein exaktes Ansteuern der Kupplungsdrücke in der Drehmomentübergabephase, während des Betriebes nie unterbrochen.

Das bestehende Basiskonzept (siehe *Abbildung 4-1*) wird nun so umgewandelt, dass die bereits vorhandene Lamellenkupplung am Eingang des FPTO – Getriebes in das Doppelkupplungsprinzip mit einbezogen werden kann. Diese nasslaufende Mehrscheibenkupplung an der Eingangsseite wird zur Kraftübertragung zwischen Motor und FPTO – Getriebe eingesetzt. Die Kupplung ist so ausgelegt, dass ein maximales Moment am Getriebeeingang sicher übertragen werden kann.

Wie in *Tabelle 1-1* zu erkennen ist, liegt der Wert des übertragbaren Drehmomentes bei 1046 Nm bei einer Eingangsdrehzahl von etwa $1580 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ (ECONOMIC – Getriebestufe im Eingriff). Die vorliegende Reibpaarung des Lamellenpaketes besteht aus Stahl/Papier und weist im nasslaufenden Zustand ein gutes Reibwert- und Verschleißverhalten auf.

Konzeptentwicklung

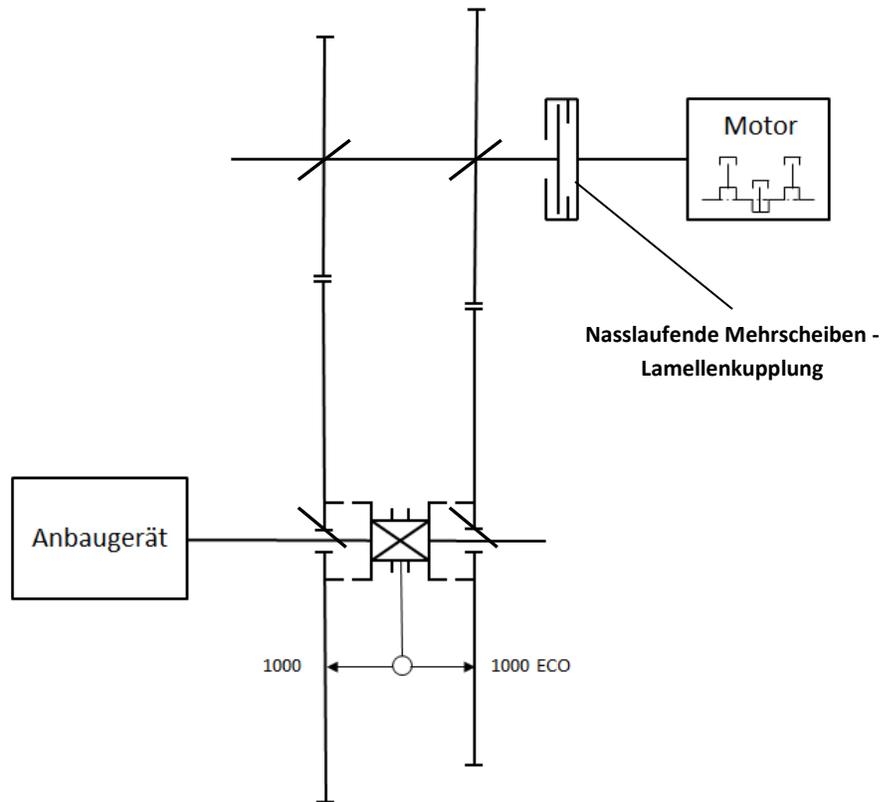


Abbildung 4-1: Bestehendes Ausgangskonzept FPTO – Getriebe

Der Aufbau, die Funktionsweise und der Verlauf des Kraftflusses bei haftender Kupplung sind in *Abbildung 4-2* dargestellt. Die Lamellenpakete (Reibflächenanzahl von Innen- und Außenlamelle) werden mittels hydraulischer Ansteuerung von Drucköl geschlossen und bei Reduzierung des Systemdruckes durch eine Rückholfeder wieder geöffnet. Das Öl zur Erzeugung des benötigten Anpressdruckes am Druckkolben und auch für die Schmierung des Getriebes, werden mittels Druckölansteuerung in die Ölversorgung befördert. Von dort wird das Öl durch Bohrungen in der Eingangswelle in Richtung Druckkolben transportiert. Hat der Druckkolben den richtigen Wert der Anpresskraft erreicht, erfolgt der Haftkontakt der Lamellenpakete und es entsteht eine Kraftübertragung von Motorwelle zu der FPTO – Getriebeeingangswelle. Die Kolbenfläche ist dem herrschenden Systemdruck im FPTO – Getriebe angepasst.

Soll der Kraftfluss getrennt werden, wird einfach der Druck gesenkt und eine vorgespannte Rückholfeder schiebt die Lamellenreibpaare wieder auseinander, sodass keine Verbindung zwischen den beiden Einheiten existiert.

Die Vor- und Nachteile einer nasslaufenden gegenüber einer trockenlaufenden Kupplung sind in Kapitel 3.2 in *Tabelle 3-1* aufgelistet.

Konzeptentwicklung

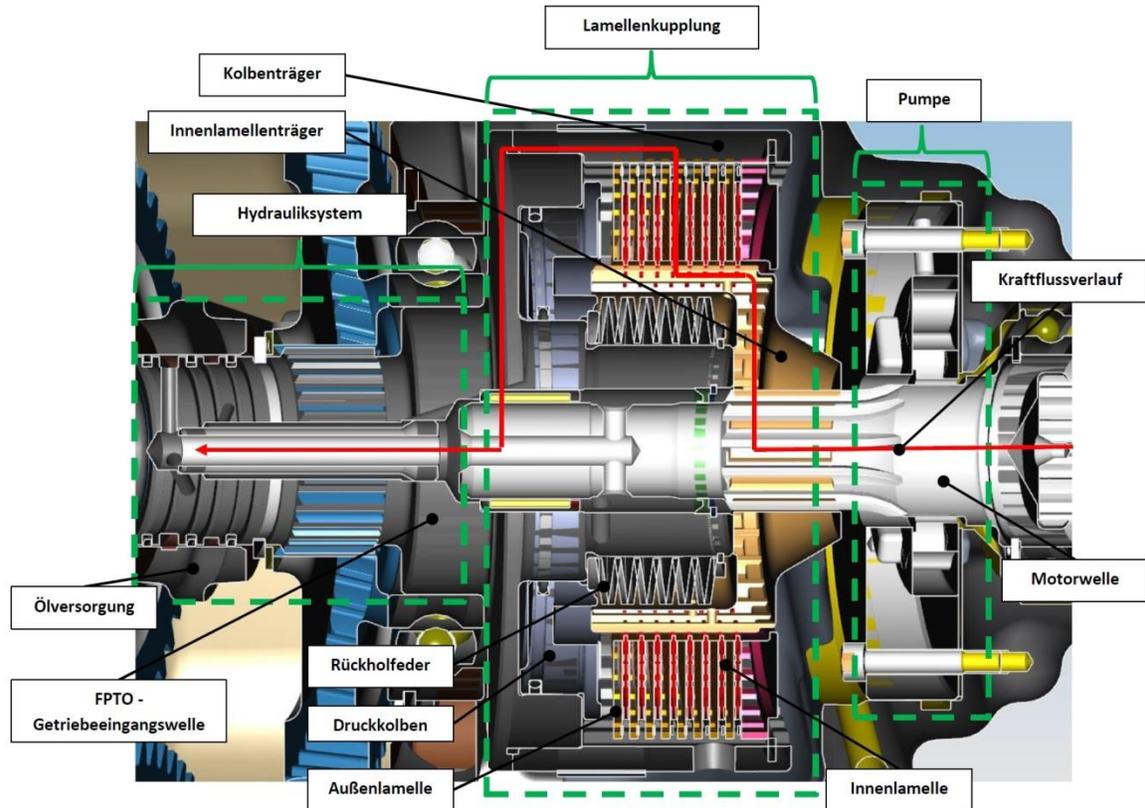


Abbildung 4-2: Aufbau Lamellenkupplung im FPTO - Getriebe [2]

Im nächsten Schritt wird ein Doppelkupplungskonzept entwickelt, bei dem jeweils eine nasslaufende Mehrscheiben – Lamellenkupplung für die Kraftübertragung einer Getriebestufe verantwortlich ist (siehe *Abbildung 4-3*). Die am Eingang vor dem Frontzapfwellengetriebe befindliche Kupplung $K1$ wird zwischen die beiden Zahnradstufen gesetzt, um den Kraftflussverlauf der Getriebestufe im Normalbetrieb ($i = 1,85$) zu steuern. Für die Regelung der Kraftübertragung im ECO – Betrieb, wird an der Ausgangswelle des Getriebes zwischen den Zahnradstufen eine zweite Lamellenkupplung $K2$ angeordnet.

Es existieren bei dieser Variante nur zwei mögliche Gangwechsel, d. h. eine Zughoch- und Zugückschaltung während des Betriebes. Befindet sich die Getriebestufe mit der Übersetzung $i = 1,58$ und einer Eingangsdrehzahl von $1580 \frac{U}{min}$ im Eingriff, kann bei einer unmittelbar auftretenden Überlast (im ECO – Modus kann das Getriebe nur bis zu einer bestimmten Leistung effektiv arbeiten, siehe *Tabelle 1-1*) einfach in die andere Getriebestufe mit $1850 \frac{U}{min}$ runtergeschaltet werden.

Muss während der Arbeit nicht das Maximum an Leistungsbedarf ausgeschöpft werden, kann wieder in den ECO – Modus hochgeschaltet werden.

Konzeptentwicklung

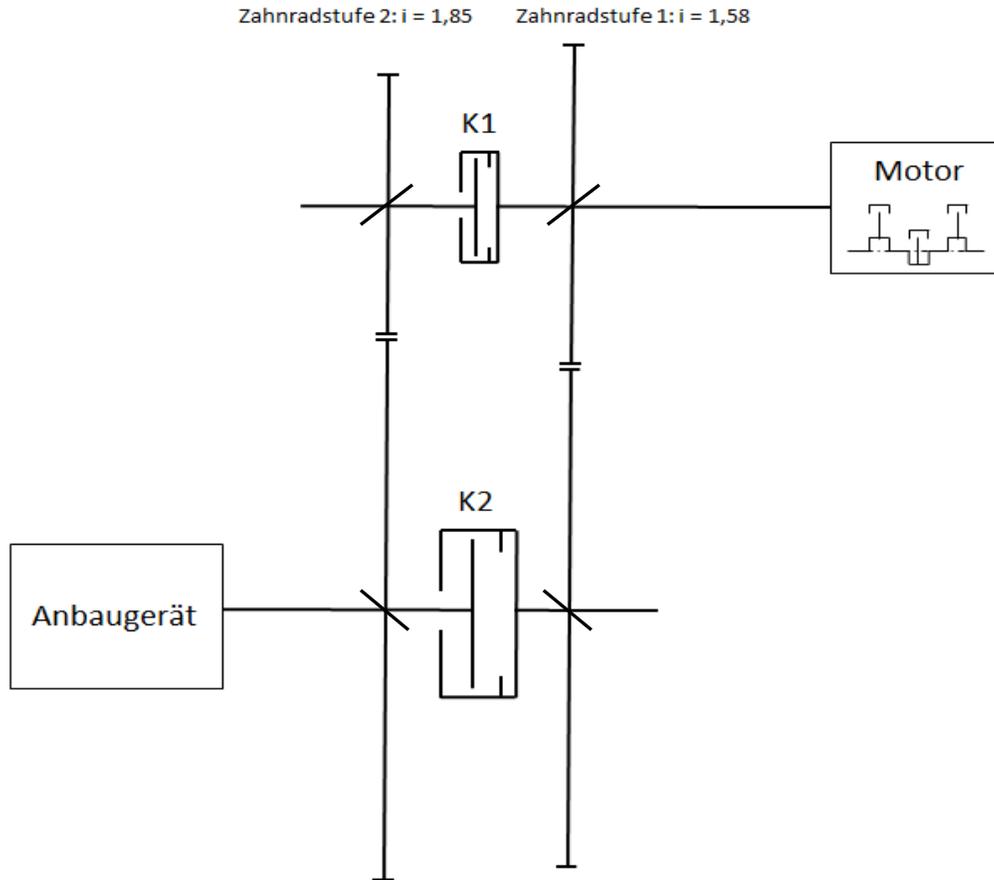


Abbildung 4-3: Schematik FPTO - Doppelkupplungsgetriebe

In den *Abbildungen 4-4 und 4-5* ist zu sehen, wie der Verlauf der Kraftübertragung innerhalb der beiden Getriebestufen über die entsprechenden Kupplungen von der Antriebsseite bis hin zum Anbaugerät führt.

Konzeptentwicklung

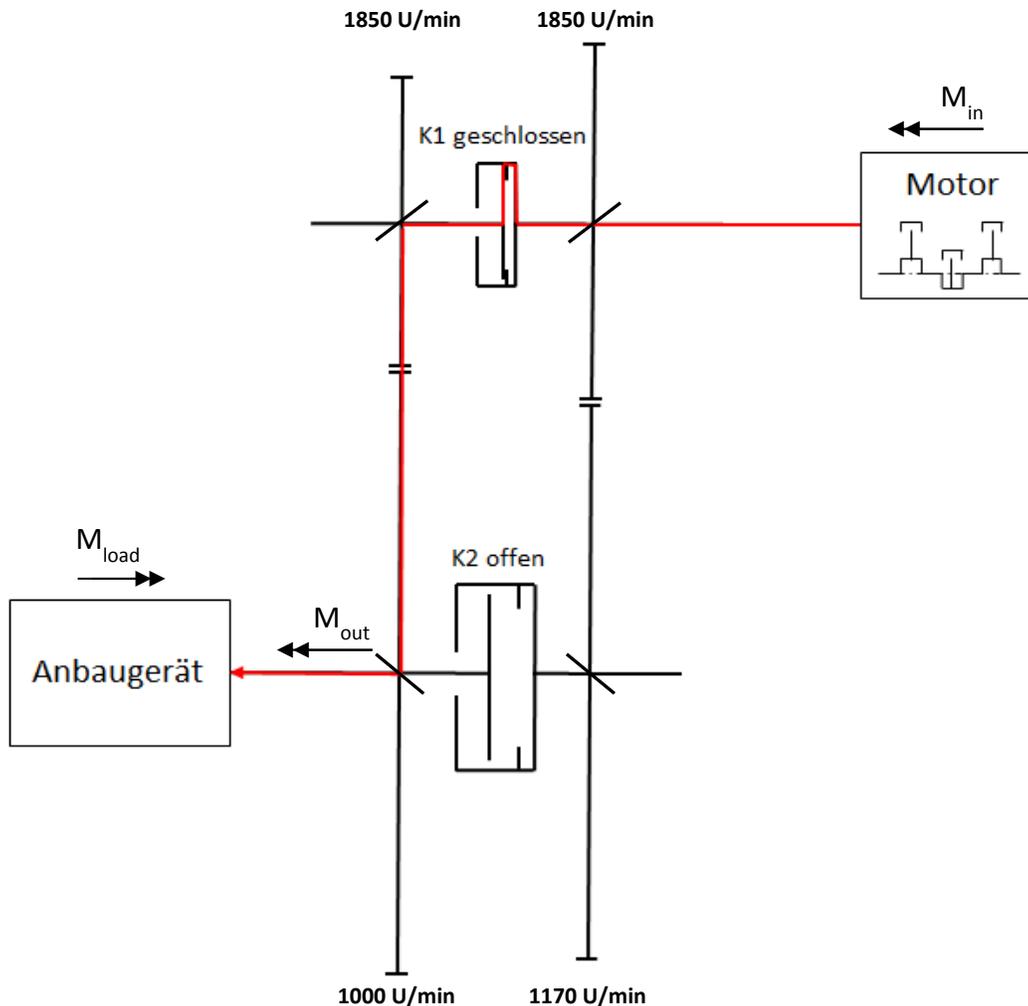


Abbildung 4-4: Kraftflussverlauf im Normalmodus

Kupplung K1 geschlossen/Kupplung K2 offen: Der Kraftfluss (in „Rot“ gekennzeichnet) verläuft vom Motor (Eingang) über die nasse Lamellenkupplung K1 weiter über die Zahnradstufe mit der Übersetzung $i = 1,85$ zum Ausgang auf das Anbaugerät der Frontzapfwelle.

Beim Umschalten vom Normalbetrieb in den ECO – Modus, d. h. wenn sich die Kupplung K1 beginnt zu öffnen und die Kupplung K2 schließt (Schlupfen), ist es vorteilhafter die Motordrehzahl in einen Bereich zwischen $1850 \frac{U}{min}$ und $1580 \frac{U}{min}$ zu senken, damit die Relativgeschwindigkeiten so gering wie möglich gehalten werden.

Konzeptentwicklung

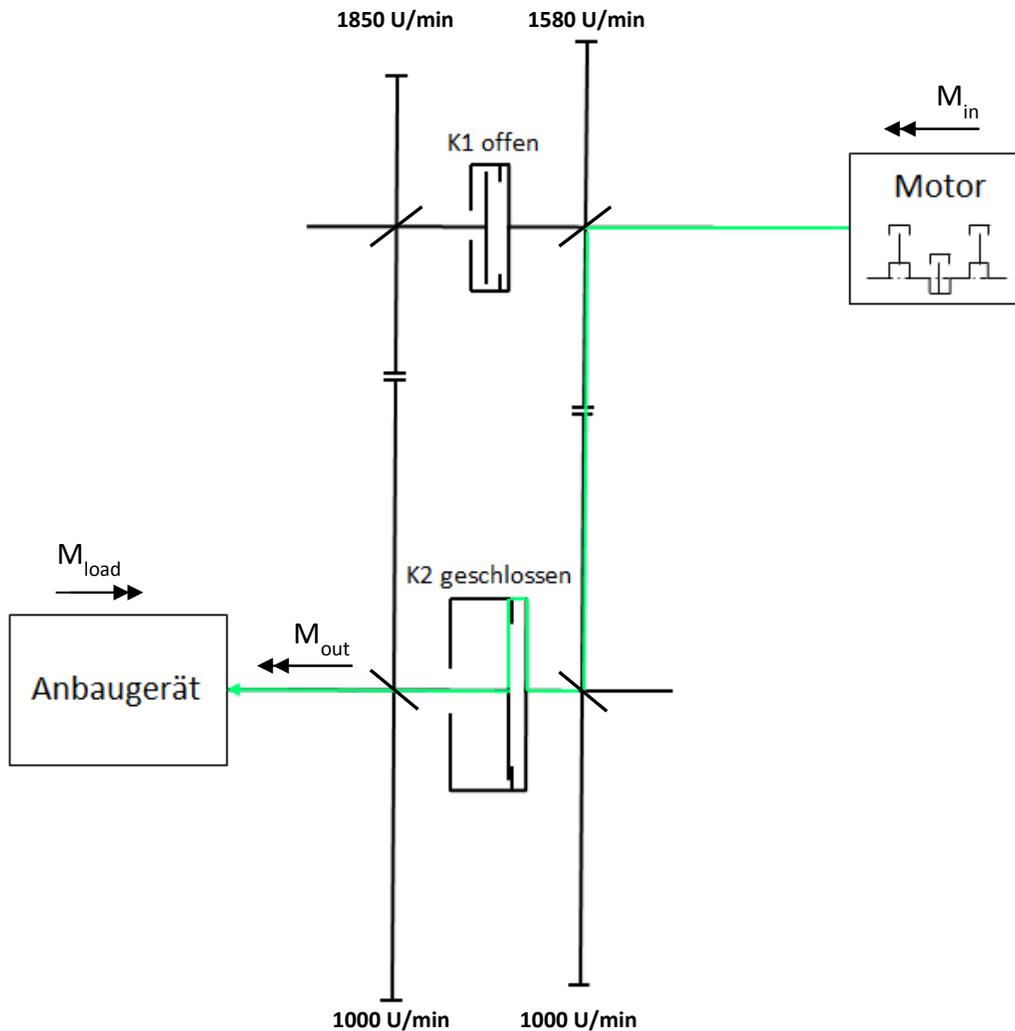


Abbildung 4-5: Kraftflussverlauf im ECO - Modus

Kupplung K1 offen/Kupplung K2 geschlossen: Der Kraftfluss (in „Grün“ gekennzeichnet) verläuft vom Motor (Eingang) über die Zahnradstufe mit der Getriebeübersetzung $i = 1,58$ weiter über die nasse Lamellenkupplung K2 zum Abtrieb auf das Anbaugerät.

Ähnliches gilt beim Umschaltvorgang vom ECO - Modus in den Normalbetrieb. Die Motordrehzahl soll in einen Bereich zwischen $1580 \frac{U}{min}$ und $1850 \frac{U}{min}$ nach oben bewegt werden, um eine günstige Momentübergabe zu gewährleisten.

Die bei der Umschaltphase öffnende Kupplung sollte während der Momentübergabe immer haften und am Ende das Drehmoment vollständig auf null reduziert sein, da sonst die Leistung an die Frontzapfwelle dissipieren würde, d. h. aufgrund von Reibungsvorgängen wird mechanische Energie in thermische Energie umgewandelt und steht nicht mehr zum Antrieb des Anbaugerätes zur Verfügung.

Die Ausführung bzw. Auslegung der am Ausgang sitzenden nasslaufenden Mehrscheibenkupplung K2 wird im nachfolgenden Kapitel durchgeführt.

4.1.1 Auslegung einer Mehrscheiben – Lamellenkupplung

Grundsätzlich kommt diese Art von Kupplungen bei der Übertragung von Drehmomenten zwischen zwei drehenden Bauteilen zum Einsatz. Für die Auslegung einer Lamellenkupplung spielt der in *Abbildung 4-6* dargestellte Funktionsaufbau mit den zugehörigen Abmaßen der Lamellenpakete (Innen- und Außenlamellen) eine wichtige Rolle. Er bestimmt die in weiterer Folge berechnete Baugröße der Kupplung. Das zu übertragende Kupplungsmoment kann durch Veränderung des Öldrucks $p_{\dot{O}}$, der Kolbenfläche A_K , der Lamellenanzahl z oder durch Variation der Lamellendurchmesser (d_i, d_a) beliebig eingestellt werden.

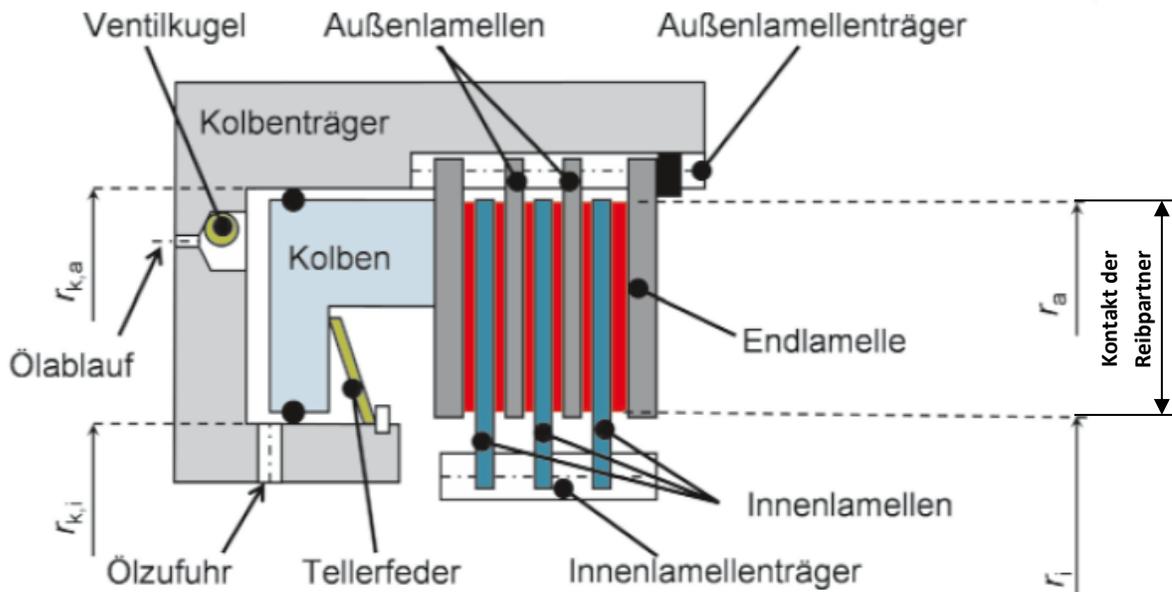


Abbildung 4-6: Aufbau Lamellenkupplung [14]

Da mit steigendem Öldruck die hydraulischen Verluste erhöht werden und sich durch Vergrößerung der Kolbenfläche bzw. der Lamellendurchmesser die Bauraumsituation erheblich verschlechtert, wird bevorzugt die Anzahl der Lamellen im System optimiert.

Konzeptentwicklung

Die Kupplung am Ausgang des FPTO – Getriebes wird nach dem maximal auftretenden Moment M_{Tmax} in der ECO - Stufe ausgelegt. In *Tabelle 1-1* sind die jeweiligen Eingangsdrehmomente der beiden Getriebestufen aufgelistet. Aus Gleichung 3 kann nun mit dem Übersetzungsverhältnis i das maximale Drehmoment am Ausgang M_{Tmax} wie folgt berechnet werden:

$$M_{Tmax} = M_{in_ECO} * i_{ECO} \quad (11)$$

$$M_{Tmax} = 1652,7 \text{ Nm}$$

Mit $M_{in_ECO} = 1046 \text{ Nm}$ und $i_{ECO} = 1,58$

Ein Sicherheitsfaktor gewährleistet eine einwandfreie Funktionsweise der Lamellenkupplung und das maximal übertragbare Moment der Kupplung liegt über dem auf den Ausgang bezogenen maximalen Motormoment.

Daraus folgt das maximal übertragbare statische Kupplungsmoment $M_{Tmax_Kupplung}$ zu

$$M_{Tmax_Kupplung} = 2974,9 \text{ Nm}.$$

Um die Abmaße der Lamellenkupplung berechnen bzw. bestimmen zu können, wird das Kupplungsmoment nach folgenden Parametern hergeleitet: [15]

- Infinitesimales Moment/Fläche

$$dM_T = r * p * \mu * z * dA \quad (12)$$

$$dA = r * d\varphi * dr \quad (13)$$

- Integration der Gl. 13 über den Winkel, mit den Grenzen 0 bis 2π

$$dA = 2\pi * r * dr \quad (14)$$

Konzeptentwicklung

- Einsetzen von Gl. 13 in Gl. 12 und über Radius mit den Grenzen r_i bis r_a integrieren

$$M_T = 2\pi * p * \mu * z * \int_{r_i}^{r_a} r^2 dr \quad (15)$$

- Moment in Abhängigkeit der Lamellenanzahl z , Flächenpressung p , Reibbeiwert μ und den Lamellenradien (r_i, r_a)

$$M_{T(z)} = \frac{2}{3} \pi * p * \mu * z * (r_a^3 - r_i^3) \quad (16)$$

oder mit $p = \frac{F_N}{A}$ und $A = (r_a^2 - r_i^2) * \pi$ auf

$$M_{T(z)} = \frac{2}{3} * F_N * \mu * z * \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} \quad (17)$$

umformen, wobei F_N die Anpresskraft und A die Anpressfläche der Lamellenpakete ist.

Aus Gleichung 16 lässt sich nun für eine nasslaufende Lamellenkupplung mit gegebenen maximal übertragbaren Kupplungsmoment $M_{Tmax_Kupplung}$, der maximalen Flächenpressung p_{zul} einer gewählten Reibpaarung von Stahl/Papier, dem Haftreibbeiwert $\mu_{c,0}$ der Reibpartner sowie den Innen- und Außenlamellenradien, die Anzahl der Lamellen berechnen.

- Lamellenanzahl z :

$$z = \frac{3 * M_{Tmax_Kupplung}}{2 * p_{zul} * \mu_{c,0} * \pi * (r_a^3 - r_i^3)} \quad (18)$$

Konzeptentwicklung

In *Tabelle 4-1* sind die Daten der maximal zulässigen Flächenpressung und der Reibbeiwerte nasslaufender Reibpaarungen zu entnehmen.

Tabelle 4-1: Daten nasslaufender Reibpaarungen [14]

Reibpaarung Kennwert	Sinterbronze / Stahl	Sintereisen / Stahl	Papier / Stahl	Stahl / Stahl
Gleitreibung μ_c	0,05–0,1	0,07–0,1	0,1–0,12	0,05–0,08
Haftreibung $\mu_{c,0}$	0,12–0,14	0,1–0,14	0,08–0,1	0,08–0,12
Verhältnis $\mu_c/\mu_{c,0}$	1,4–2,0	1,2–1,5	0,8–1,0	1,4–1,6
Max. Relativ- geschwindigkeit v_{rel} [m/sec]	40	20	30	20
Max. Flächenpressung p_{max} [MPa]	4	4	2	0,5
Zul. spezifischer Wärmeeintrag / Schaltung w_{max} [J/mm ²]	1,0–2,0	0,5–1,0	0,8–1,5	0,3–0,5
Zul. spezifische Wärmeleistung \dot{w} [W/mm ²]	1,5–2,5	0,7–1,2	1,0–2,0	0,4–0,8

Bei nasslaufenden Kupplungen tritt während des Betriebes Mischreibung auf. In der Tribologie führt das Schmieröl dazu, dass sich der Reibwertverlauf nach der Stribeck – Kurve (siehe *Abbildung 4-7*) ausbildet, d. h. der Reibbeiwert wird mit steigender Differenzdrehzahl im Bereich der Flüssigkeitsreibung (hydrodynamische Schmierung) der beiden Reibpartner größer.

Bei geringer Drehzahl ist der Reibbeiwert im Bereich der Grenzreibung (Haftgrenze) sehr hoch. Die Mischreibung ist der Übergangsbereich zwischen der Festkörper- und Flüssigkeitsreibung. Es bestehen Kontaktzonen zwischen den Reibpartnern an den Rauheitsspitzen und Zonen die durch den Schmierstoff getrennt werden.

Die äußere Reibung zwischen den Reibpartnern wird bei Flüssigkeitsreibung in eine reine innere Reibung der Moleküle des Schmierfilms umgewandelt.

Aus NVH – Gründen werden Kupplungssysteme dahingehend entwickelt, dass bei erhöhter Differenzdrehzahl, z. B. beim Anfahrvorgang, der Gleitreibbeiwert ansteigt. Ein mögliches NVH – Problem ist das selbsterregte Rupfen in Kupplungen.

Dieses Phänomen tritt dann auf, wenn der Gleitreibwert mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit abfällt.

Bei trockenen Kupplungen können zum Beispiel starke Temperaturbelastungen zum Rupfen führen. Bei Nasskupplungen führen meist verbrauchte Öle, deren „Friction Modifier“ sich zersetzt haben, ebenfalls zu unerwünschten Reibschwingungen, die sich nur durch Ölwechsel beheben lassen. [16]

Unter dem sogenannten „Friction Modifier“ versteht man reibungsmindernde Additive (Hilfs- bzw. Zusatzstoffe), die für den Bereich der Mischreibung entwickelt wurden. Diese Zusatzstoffe bilden auf den Oberflächen pelzartige Filme (physikalischer Vorgang), die Metalloberflächen voneinander trennen können. [17]

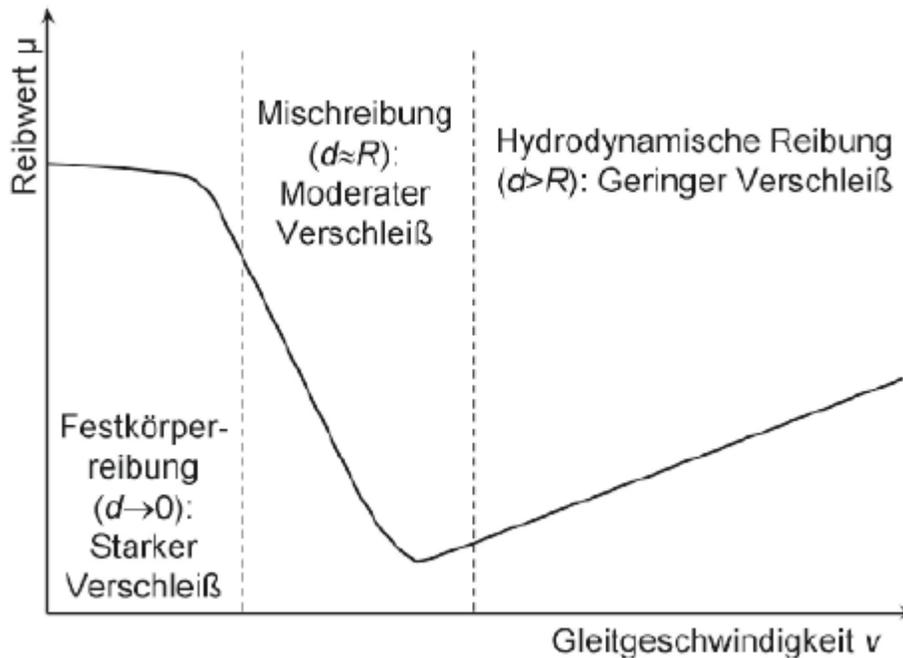


Abbildung 4-7: Charakteristische Stribeck – Kurve in Abhängigkeit vom Kontaktpartnerabstand d und der Rauigkeit R der Körper [14]

Der Reibwertverlauf ist neben der Gleitgeschwindigkeit auch von der Temperatur, der Flächenpressung und den Reibmaterialien abhängig. [11]

In *Abbildung 4-8* ist die Charakteristik der Reibstoffe über die Relativgeschwindigkeit bei gleichem Schmieröl aufgetragen. Es zeigt, dass Papier im Vergleich zu Sinterbronze als Reibpartner bereits bei geringer Relativgeschwindigkeit einen hohen Reibbeiwert aufweist und anschließend annähernd konstant bleibt.

Daraus folgt, dass die Reibpaarung Papier/Stahl über ein gutes Verschleißverhalten bei hohen Gleitgeschwindigkeiten verfügt.

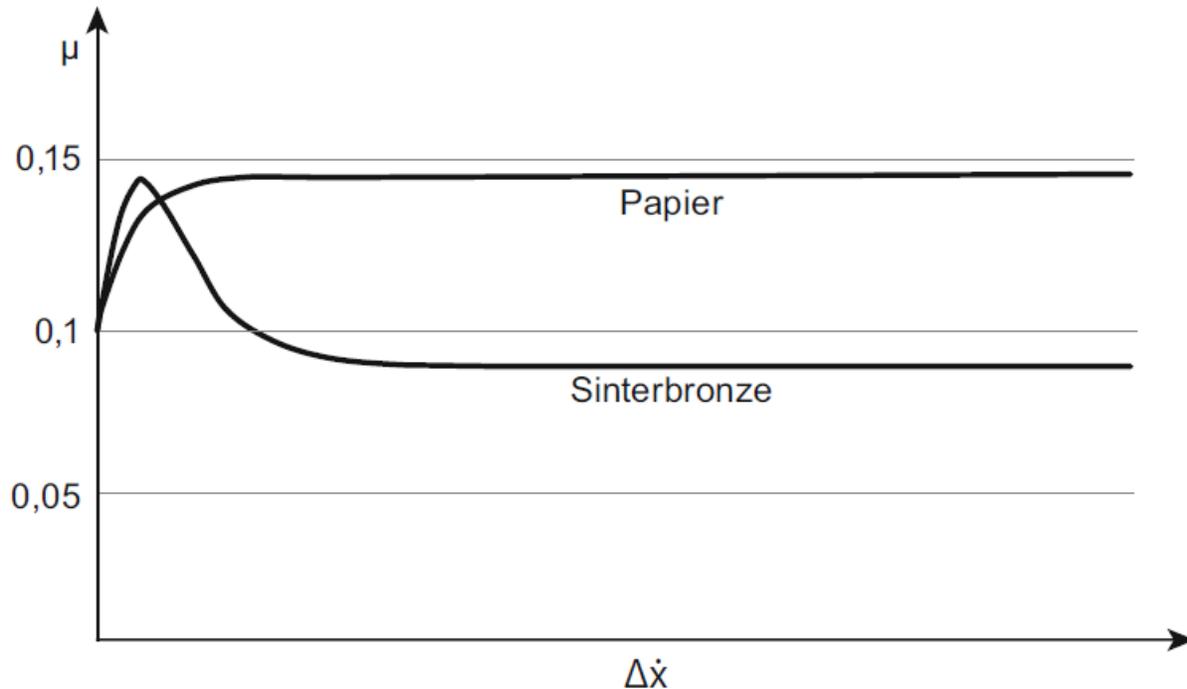


Abbildung 4-8: Reibwertverlauf über die Relativgeschwindigkeit $\Delta \dot{x}$ bei unterschiedlichen Materialien [11]

4.1.2 Mögliche Kupplungsmodelle

Bei der Auswahl der Lamellenkupplung am Ausgang werden zwei Varianten in Betracht gezogen. Zum einen das bestehende Modell wie in *Abbildung 4-2* und *Abbildung 4-9* dargestellt, bei der die Innenlamellen auf einem mit der Welle drehfest verbundenen Träger sitzen (Konzept 1) und zum anderen ein Konzept, bei dem die Innenlamellen direkt auf der Ausgangswelle angeordnet sind (Konzept 2, siehe *Abbildung 4-10*).

Die Kupplung *K1* am Eingang des FPTO – Getriebes ist auf das maximale Motormoment inklusive Sicherheitsfaktor ausgelegt und kann für das Doppelkupplungsprinzip übernommen werden. Antriebsseitig muss das Zahnrad im ECO – Modus an die Motorwelle und das Zahnrad im Normal – Modus mit der Getriebeeingangswelle fest gekoppelt sein. Dazwischen liegt die Kupplung die beide Wellen für die Übertragung des Drehmomentes miteinander verbindet (siehe *Abb. 4-9*).

Konzeptentwicklung

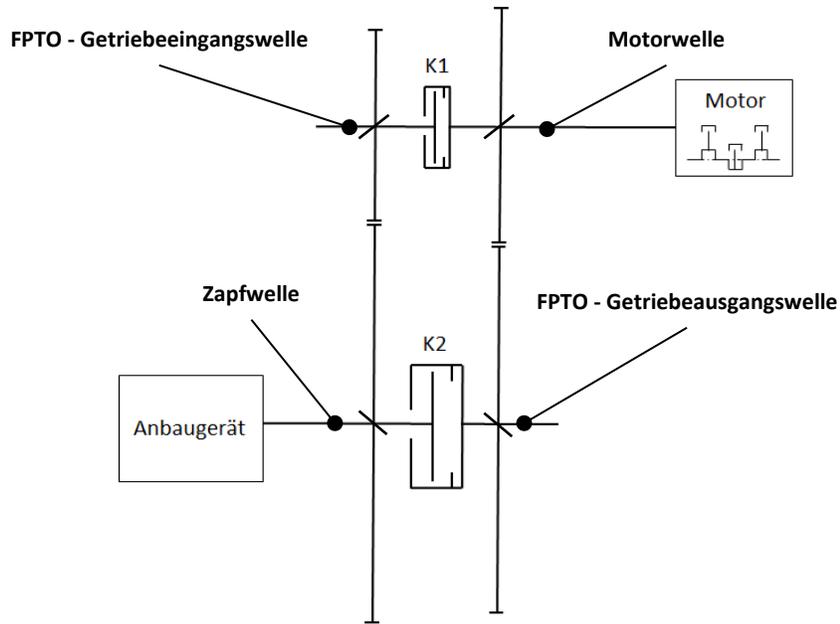


Abbildung 4-9: Konzept mit Anordnung der Innenlamelle auf Träger

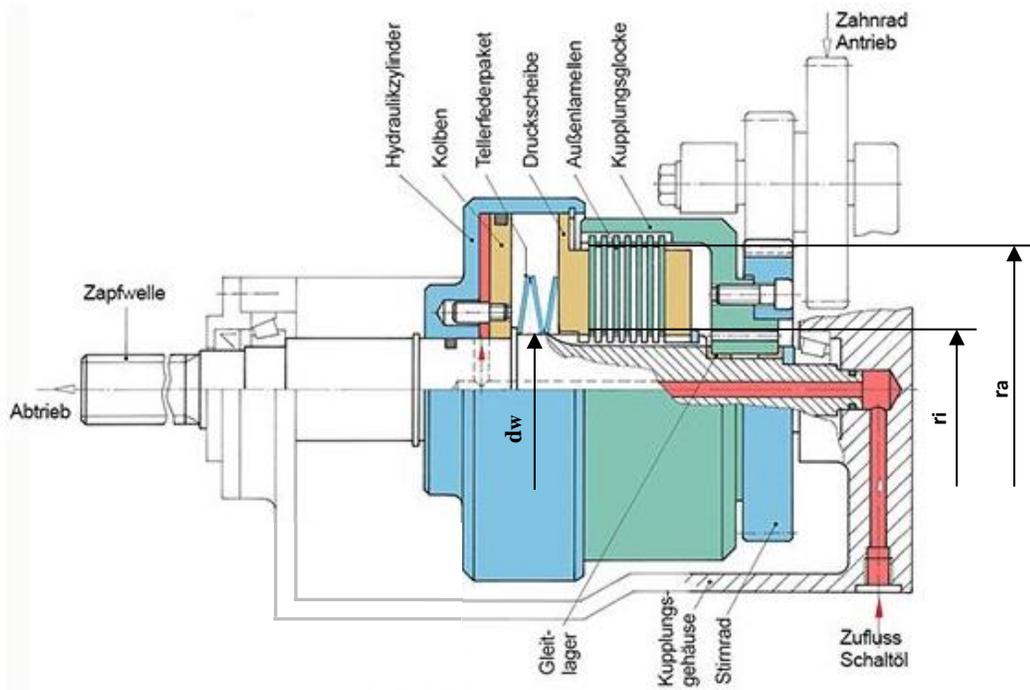


Abbildung 4-10: Konzept mit Anordnung der Innenlamellen direkt an Ausgangswelle [18]

Konzeptentwicklung

Aus Gleichung 18 kann nun mit Hilfe der beiden Varianten der Lamellenausführung (Innen- und Außenlamellendurchmesser) und den gegebenen Kenngrößen aus *Tabelle 4-1* die erforderliche Lamellenanzahl der Kupplung ermittelt werden.

- Konzept 1: Innenlamellen sitzen auf einem mit der Ausgangswelle drehfest verbundenen Träger (siehe *Abb. 4-9* und *Abb. 4-2*)

Die am Ausgang sitzenden Zahnräder werden nicht als Losräder ausgeführt, sie sind fest mit der zweiteiligen Ausgangswelle durch Zahnwellen,- Keilwellen- oder Passfederverbindung gekoppelt. In der ECO – Stufe befindet sich die Getriebeausgangswelle und in der Normal – Stufe die Zapfwelle.

$$z = 18,2 \Rightarrow 19 \text{ Reibflächenpaare}$$

Mit $r_i = 0,0495 \text{ m}$, $r_a = 0,08 \text{ m}$, $M_{Tmax_Kupplung} = 2974,9 \text{ Nm}$, $\mu_{c,0} = 0,1$ und $p_{max} = 2 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

Daraus folgt, dass bei dieser Variante die Lamellenkupplung aus jeweils 10 Innenlamellen und 10 Außenlamellen besteht. Der Bereich zwischen r_i und r_a entspricht dem effektiven Kontakt der beiden Reibpartner (siehe *Abb. 4-6*). Bei dieser Variante wird der Wert von r_i durch die Größe des Innenlamellenträgers und r_a (beide Kenngrößen sind variabel) durch den Kolbenträger bzw. dem Kupplungskorb bestimmt.

- Konzept 2: Innenlamellen sitzen direkt auf der Ausgangswelle (siehe *Abb. 4-10*)

Die antriebsseitigen Zahnräder treiben über das aufgeschraubte Stirnrad am Ausgang die Kupplungsglocke (Kupplungskorb) an. Am Kupplungskorb sitzen die Außenlamellen die zusammen mit den an der Zapfwelle angeordneten Innenlamellen den Kraftfluss zwischen An- und Abtrieb herstellen. Wird in den Druckkölleitungen kein Druck erzeugt, werden die Lamellenpakete mittels Tellerfederkraft zusammengedrückt und die Zapfwelle läuft mit. Die Ausgangswelle ist in diesem Konzept einteilig ausgeführt. Der mit dem Antrieb verbundene Kupplungskorb gleitet mittels Gleitlagers auf der Ausgangswelle.

Zum Lösen der Drehverbindung wird die Kupplung mit Druck beaufschlagt. Der Hydraulikzylinder bewegt sich nach links und nimmt die zwischen Tellerfedern und Lamellenpakete liegende Druckscheibe mit. Dadurch wird der Kontakt zwischen den Innen- und Außenlamellen getrennt und in weiterer Folge die Kraftübertragung unterbrochen.

$$\text{Lamellenanzahl } z = 14,5 \Rightarrow 15 \text{ Reibflächenpaare}$$

Mit $r_i = 0,0275 \text{ m}$, $r_a = 0,08 \text{ m}$, $M_{Tmax_Kupplung} = 2974,9 \text{ Nm}$, $\mu_{c,0} = 0,1$ und $p_{max} = 2 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

Bei gleichem Wert des Außendurchmessers d_a der Innenlamelle, besitzt die Kupplung 8 Innenlamellen und 8 Außenlamellen. D. h. bei Variante 2 ist das Lamellenpaket in axialer Richtung geringer ausgeführt, jedoch sind die Tellerfedern direkt an die Druckscheibe angeordnet. Dabei wird die Kenngröße r_i von der Form der FPTO – Ausgangswelle (Durchmesser d_w der Zapfwelle beträgt in diesem Bereich 55 mm) und r_a von der Kupplungsglockenausführung beeinflusst.

Konzeptentwicklung

Da der Innendurchmesser r_i kleiner ausgeführt ist, vergrößert sich die wirksame Reibfläche der Reibpartner. Der Kontakt des Lamellenpaketes sollte nicht zu groß ausgeführt werden, da sonst die mögliche Kraftübertragung zwischen An- und Abtrieb stetig absinkt.

Die Anzahl der Reiblamellen wird in der Praxis auf bis zu ca. 20 Scheiben begrenzt, da sich während des Einkuppelvorganges die Reiblamellen zusammenschieben und sich dadurch die Lage der Lamellen gegenüber ihrer Aufnahme verändert. Dabei wird ein Teil der Betätigungskraft nicht an die benachbarte Reiblamelle übertragen, sondern vom Lamellenträger aufgenommen. Das Reibmoment fällt dadurch in Krafteinleitungsrichtung von der ersten zur letzten Lamelle degressiv ab.

Die Variante 1 weist mehr Reibflächenpaare auf, führt im Gegensatz zum anderen Konzept die Rückholfeder an einem kleineren Durchmesser unterhalb des Lamellenpaketes.

Der Außendurchmesser r_a des Reibbelags kann, soweit es der Durchmesserbereich des Getriebes zulässt und die Effektivität der wirksamen Reibfläche zwischen den einzelnen Lamellenpaare nicht verloren geht, so variiert werden, dass die Anzahl der Lamellen in der Kupplung geringer wird.

Die Anzahl und Größe der wechselsinnigen Tellerfedersäulen (Reihenschaltung einzelner Tellerfedern nach DIN 2093) im System sind von der erforderlichen Federkraft bzw. vom Anpressdruck abhängig. Bei Konzept 1 muss die Federkraft F_{Feder} so ausgelegt sein, dass das Lamellenpaket bei erforderlicher Anpresskraft F_N unter dem Systemöldruck $p_{öl}$ schließt und bei Reduzierung des Druckes öffnet. Diese Kraft wird nach Gleichung 19 ermittelt.

$$F_{Feder} = p_{öl} * A_K - F_N \quad (19)$$

Durch Umformen der Gleichung 17 kann auf die benötigte Anpresskraft geschlossen werden.

$$F_N = \frac{3 * M_{TmaxKupplung} * (r_a^2 - r_i^2)}{2 * \mu_{c,0} * z * (r_a^3 - r_i^3)} \quad (20)$$

Bei Konzept 2 wird das Lamellenpaket durch die Federkraft der wechselsinnig angeordneten Tellerfedern geschlossen. D. h. die Federkraft F_{Feder} entspricht der benötigten Anpresskraft F_N in der Kupplung. Um die Kraftübertragung zu unterbrechen, wird Öldruck im Druckkolben aufgebracht und dadurch die erforderliche Kolbenkraft F_K zum Öffnen des Systems bestimmt.

$$F_K = p_{öl} * A_K - F_{Feder} \text{ wobei } F_{Feder} > F_N$$

Da die Federkraft vom Systemdruck und der Kolbenfläche beeinflusst wird, können diese Kenngrößen modifiziert werden. Der Systemdruck $p_{öl}$ im aktuellen FPTO – Getriebe ist vorgegeben.

Da der axiale Bauraum im FPTO – Getriebe am Ausgang begrenzt ist, kann nun anhand der beiden Modelle entschieden werden, welches Konzept besser für die nasslaufende Lamellenkupplung am FPTO – Getriebeausgang geeignet ist.

4.2 Prinzip drehnachgiebige Kupplung

Wie in Kapitel 3-1 bereits erwähnt, wird ein bestehendes FPTO – Konzept (siehe *Abb. 1-1*) so abgeändert bzw. modifiziert, dass ein Umschalten zwischen den beiden Getriebestufen ECO- und Normalmodus unter Last realisierbar ist.

Um dies zu ermöglichen, wird in den nachstehenden Kapiteln ein Konzept ausgearbeitet, bei dem eine drehelastische Kupplung als Fundament im Umschaltvorgang dienen soll. Auf Basis dieser drehnachgiebigen Kupplung kann das auftretende Stoßmoment zwischen den beiden Kupplungshälften, abhängig von der Differenzdrehzahl und der Massenträgheit, rechnerisch ermittelt werden.

Mit Hilfe des berechneten Stoßmomentes werden die für das Projekt konstruierten mechanischen Bauteile auf Dauerfestigkeit ausgelegt und übernommene Komponenten auf ihre Lebensdauer überprüft.

Da ein Umschalten zwischen den Getriebestufen nur dann stattfindet, wenn z. B. im ECO – Betrieb eine Überlast auftritt und die Leistung für diese kurzzeitig erhöhte Zusatzbelastung nicht mehr zur Verfügung steht und der Schaltablauf wenige zehntel Sekunden andauert, kann von einem annähernd quasistatischen Zustand im System ausgegangen werden.

Die im Gesamtsystem hervorgerufenen Torsionsschwingungen können sich negativ auf die Funktionalität des FPTO – Getriebes auswirken. Um eine Resonanz zwischen den einzelnen Bauteilen im Nennbetrieb zu verhindern, muss mittels einer Schwingungsanalyse die Eigenfrequenz ermittelt werden. Ein Resonanzverhalten tritt auf, wenn die Erregerfrequenz mit der Eigenfrequenz des Systems zusammenfällt (siehe *Abb. 3-6*).

Das entwickelte Gesamtkonzept des FPTO – Getriebes wurde mit dem Zeichenprogramm „Creo Parametric“ konstruktiv erstellt und ist in *Abbildung 4-11* dargestellt.

Eine Zusammenstellungszeichnung des generierten FPTO – Getriebes am Ausgang mit der drehelastischen Kupplung, sowie die jeweiligen Anzugsdrehmomente der verwendeten Schraubenverbindungen, sind in *Abbildung 4-12* ersichtlich. Diese technische Zeichnung dient dem Monteur in erster Linie als Information, nach welchen Aspekten der Getriebeaufbau erfolgen soll bzw. als Montageanleitung für die Montage- und Demontagerihenfolge der einzelnen Bauteile.

Konzeptentwicklung

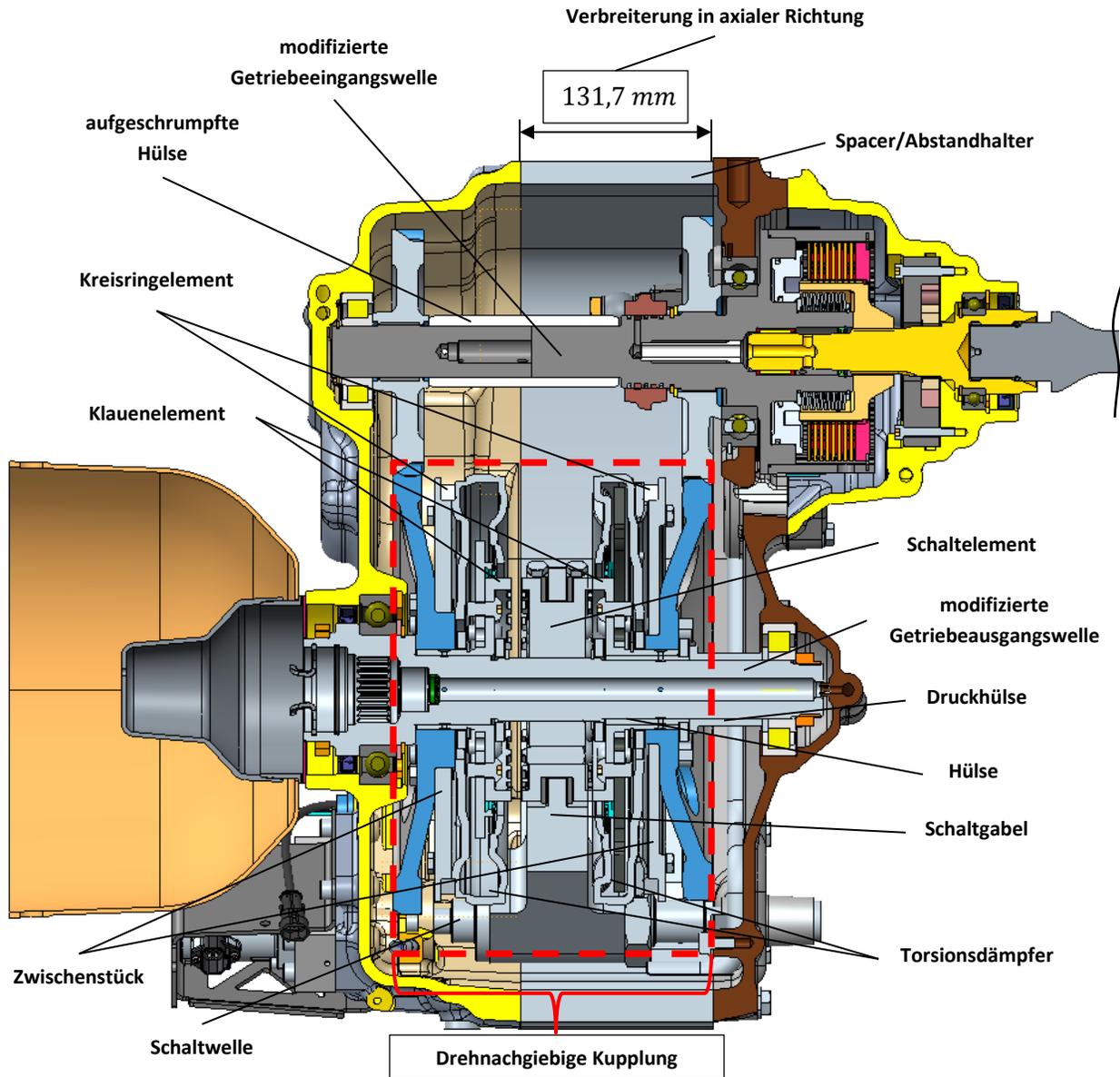


Abbildung 4-11: Entwickeltes FPTO – Getriebe im Schnitt

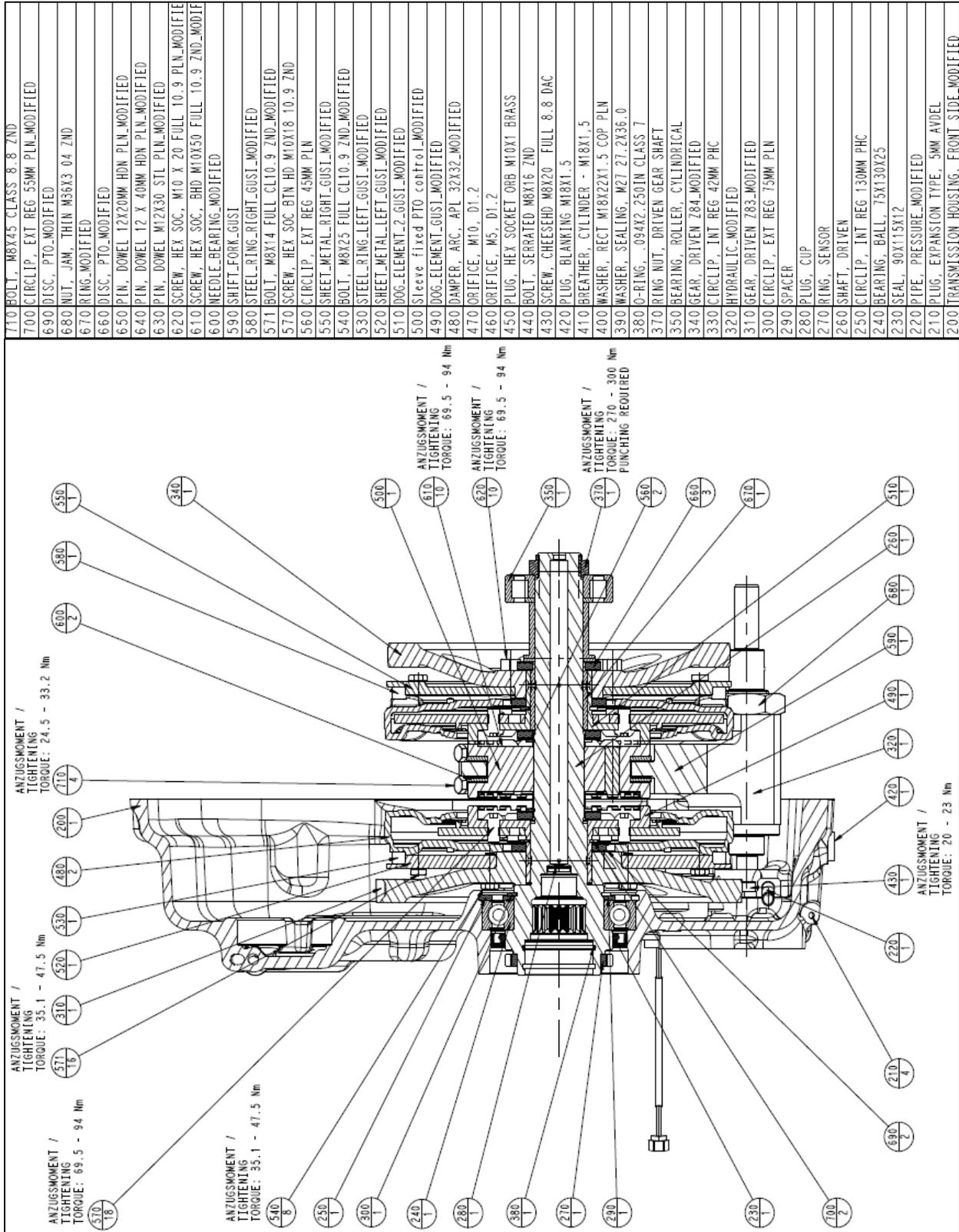


Abbildung 4-12: Zusammenstellung PFTO - Getriebeausgang

4.2.1 Auslegung des drehelastischen Kupplungsmodells

Bei der Auslegung der drehelastischen Kupplung wurden in erster Linie bereits bestehende Einheiten verwendet und zusätzlich neu entworfene Bauteile mit eingebracht. Das Zusammenspiel dieser Art von Neuentwicklung ist in der ersten Phase, z. B. bei der Herstellung bzw. Erprobung eines Prototypen am produktivsten. Man erhält nachstehend die Erkenntnis, durch die verschiedenen Ergebnisse des Testdurchlaufs, um im weiteren Schritt das Konzept zu verbessern und anschließend den Istzustand zu validieren.

Dieser Kreislauf, bestehend aus „Entwurfentwicklung“, „Berechnung/Auslegung“, „Implementierung/Konstruktion“, „Validierung“ und „Analyse“ ist in der Entwicklung eines Prototypen unumgänglich (siehe *Abbildung 4-13*).

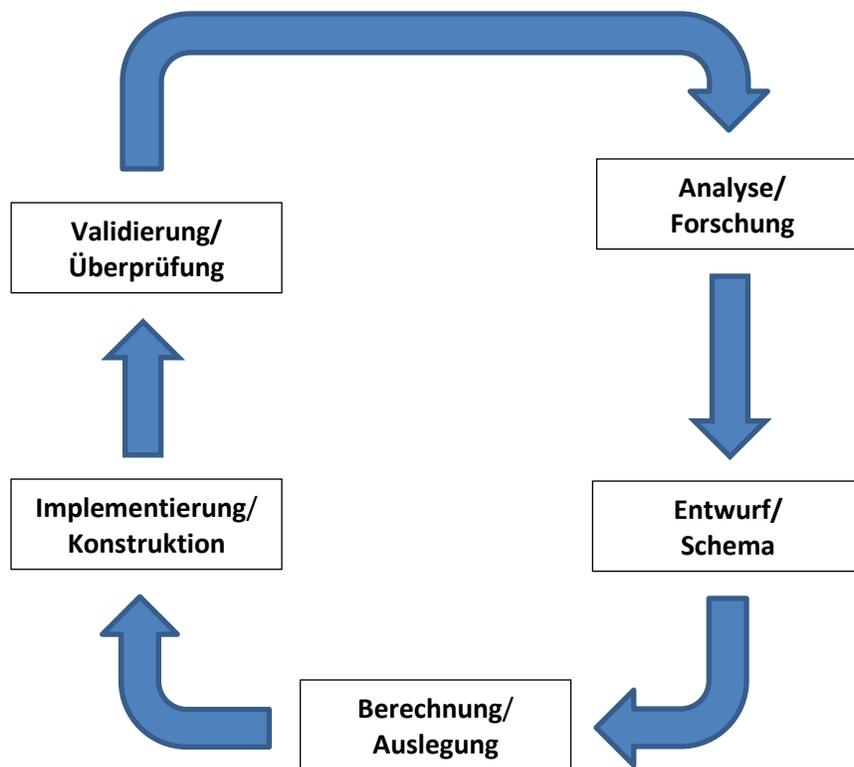


Abbildung 4-13: Entwicklungszyklus für einen Prototypen

In *Abbildung 4-14* ist die schematische Darstellung des neu entwickelten FPTO - Getriebes inklusive Kupplungskonzept am Ausgang ersichtlich.

Die drehelastische Einheit besteht aus jeweils zwei Kupplungshälften für die Kraftübertragung zwischen An- und Abtrieb in den beiden Betriebsmodi.

Konzeptentwicklung

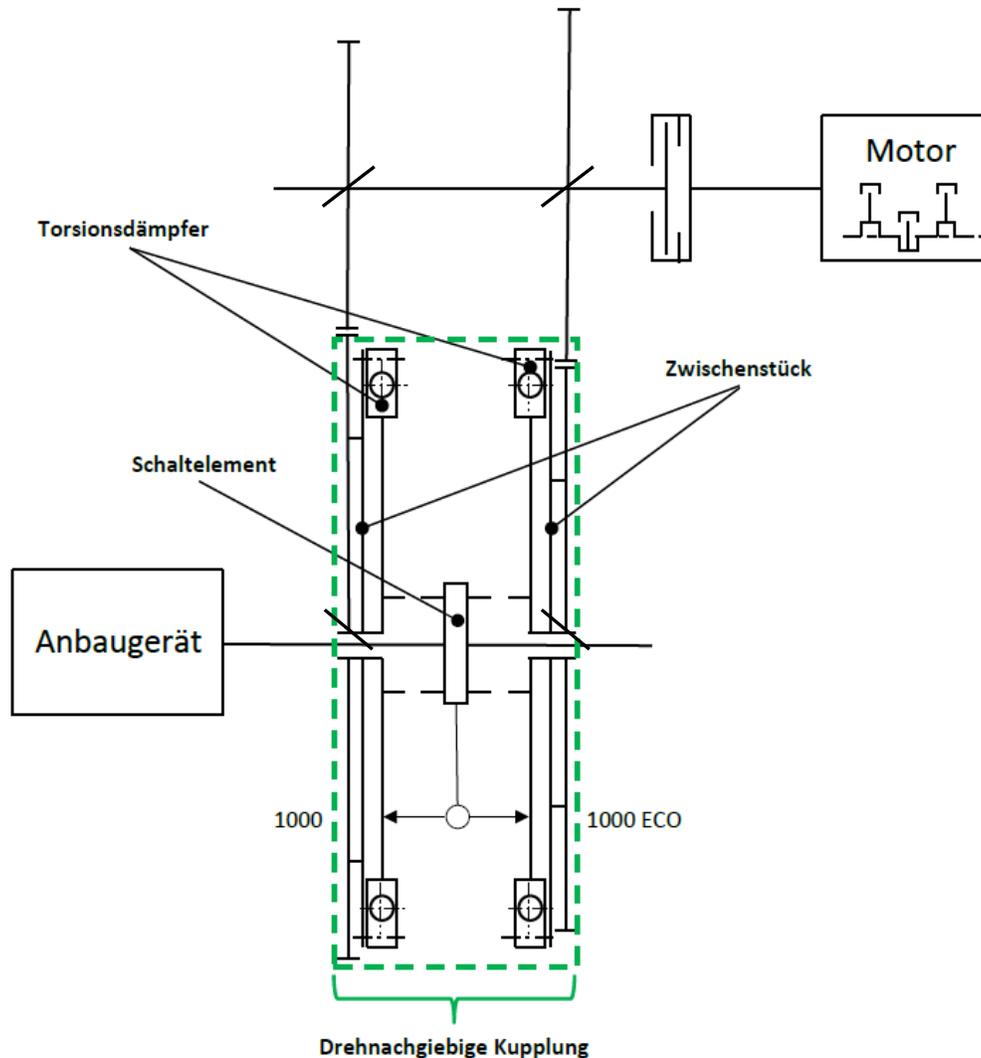


Abbildung 4-14: Schematik FPTO – Getriebe mit drehelastischer Kupplung

Das Design der drehnachgiebigen Kupplung besteht aus nachfolgend beschriebenen Elementen:

- Schaltelement: siehe *Abbildung 4-15*

Dieses zweiteilige Bauteil ist drehfest durch eine Zahnwellenverbindung mit der Ausgangswelle verbunden und wird mittels Hydraulikzylinder und einer Schaltgabel durch Druckbeaufschlagung, beim Schaltvorgang zwischen den beiden Getriebestufenpositionen ECO/Normal hin- und zurückbewegt. Für den Eingriff mit der anderen Kupplungshälfte sorgen am Umfang angebrachte Klauenelemente, die während des Betriebes auf Flächenpressung und Abscherung beansprucht werden.

Konzeptentwicklung

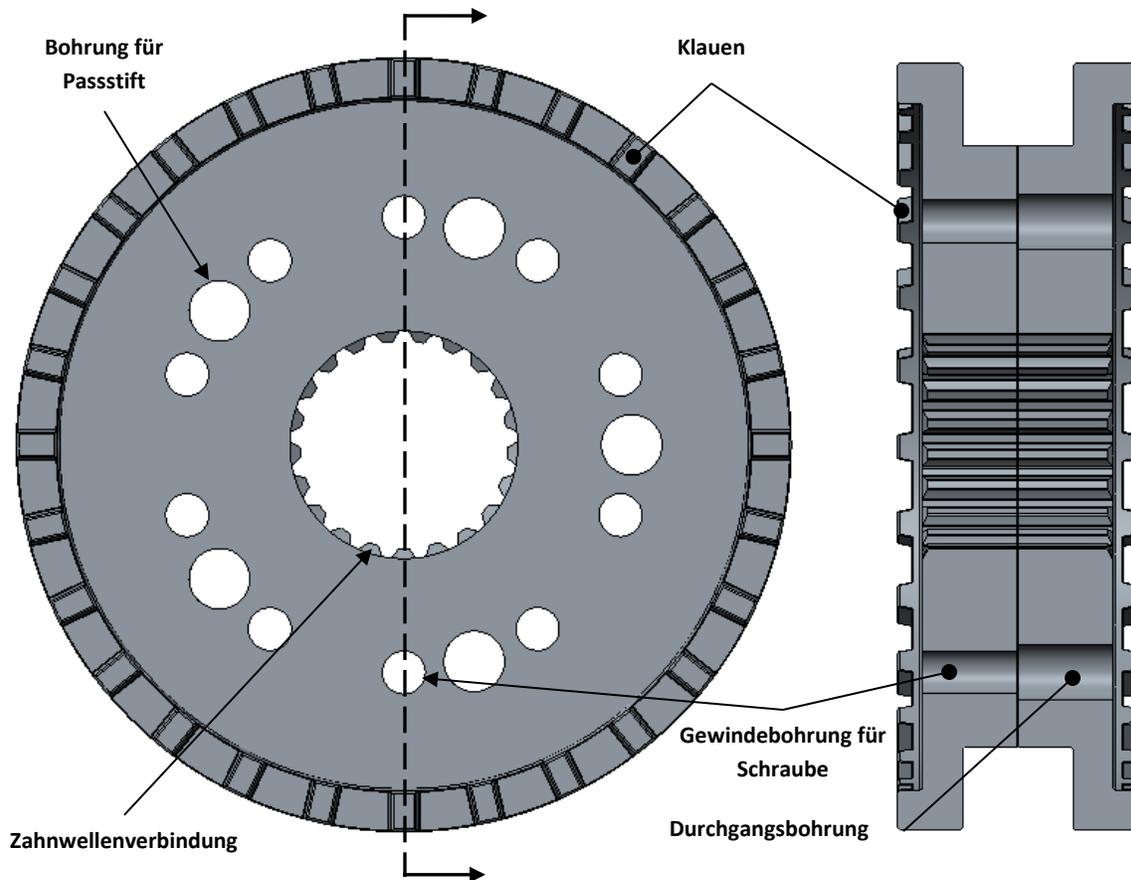


Abbildung 4-15: Schaltelement

Die beiden Bauteilhälften werden mit Vollgewindeschrauben fixiert und zusätzlich mit Passtiften zentriert. Alle Bauteile im generierten FPTO – Konzept mit der Verwendung von Passtiften, weisen in der benötigten Bohrung eine Übermaßpassung auf.

Die Schrauben im gesamten FPTO – System weisen eine reibschlüssige Flanschverbindung zwischen den zu verschraubenden Komponenten auf und müssen so ausgelegt werden, dass sich die Schrauben bei einer gegebenen maximalen Vorspannkraft, beim Auftreten des maximalen Stoßmomentes im Umschaltvorgang, nicht lösen. Der Einsatz von gehärteten Passtiften hilft zum einen bei der Zentrierung der zu verbauenden Elemente und zum anderen nehmen sie einen Teil des zu übertragenden Drehmomentes auf, um die Schrauben zu entlasten. Dadurch können kleinere metrische Schraubendimensionen verwendet werden. Diese Anordnung wird häufig verwendet, um bei äußerst knappem Bauraum und/oder geringem Wirkdurchmesser genügend Drehmoment übertragen zu können. Die Pass- bzw. Zylinderstifte werden auf Abscherung beansprucht.

Die Festigkeitsberechnung der Schrauben- und Passtiftverbindungen im entwickelten FPTO – Konzept wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit durchgeführt.

- Torsionsdämpfer:

Als drehelastische Einheit in der Kupplung wird ein Torsionsdämpfer verwendet. Diese Art von Dämpfer ist bereits im aktuellen Antriebsstrang des Fahrzeuges verbaut. Er sitzt zwischen Motor und CVT – Getriebe und hat primär die Aufgabe motor- als auch getriebeseitige Schwingungen, d. h. auftretende Drehmomentspitzen abzufangen bzw. zu isolieren. Der Torsionsschwingungsdämpfer besteht im Wesentlichen aus einem Innen- und Außenteil sowie den dazugehörigen Schraubenfedern (Bogenfeder) und Ölen für die Neutralisierung der Drehmomentspitzen (siehe *Abbildung 4-16*).

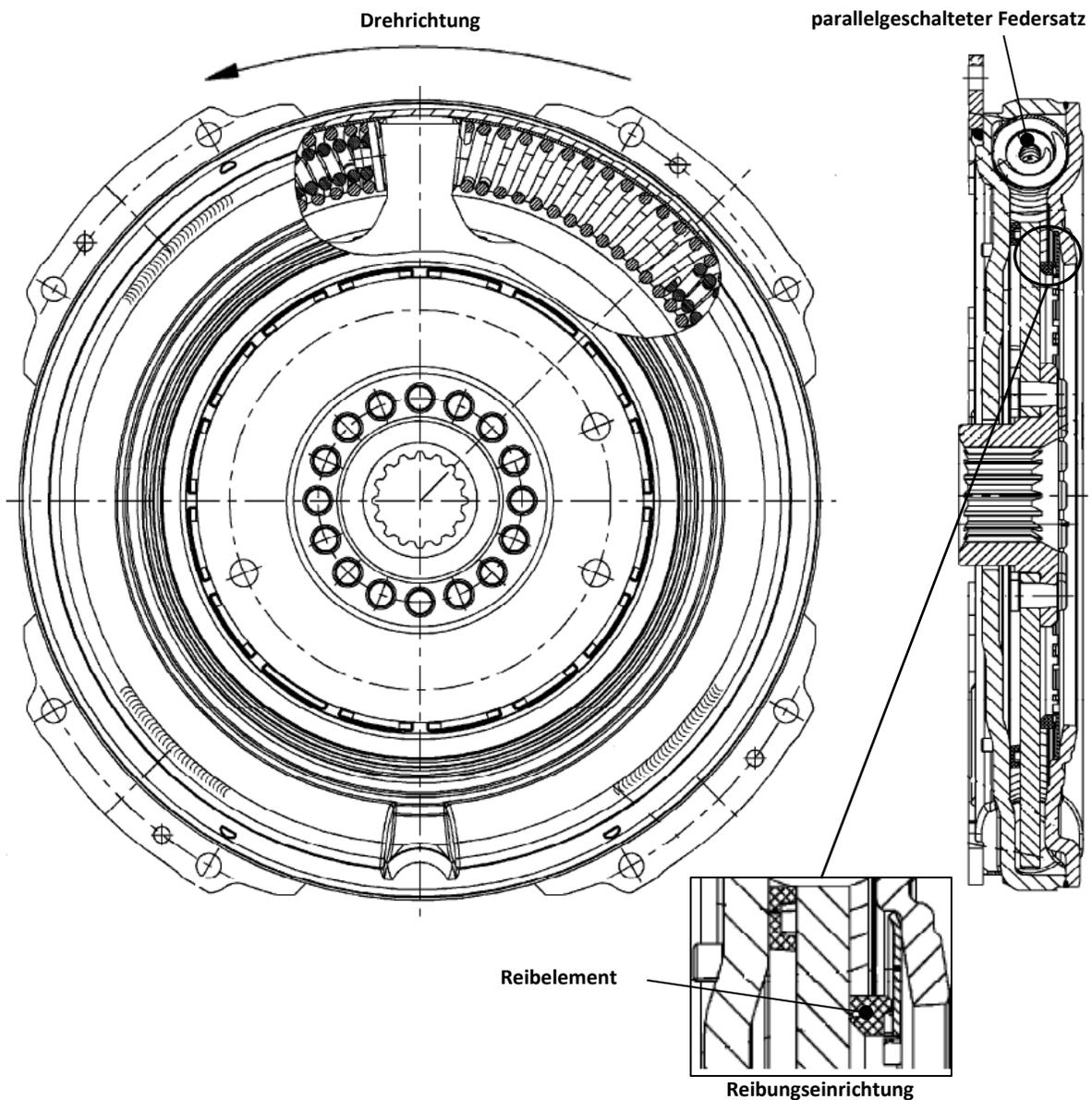


Abbildung 4-16: Torsionsschwingungsdämpfer [19]

Konzeptentwicklung

Zwischen der Primär- und Sekundärseite des Dämpfers ist eine dauerfeste Reibereinrichtung angeordnet, die eine stabile Reibungsdämpfung/Hysterese bewirkt. Das Hystereseverhalten in einem Torsionsdämpfer beschreibt also die dämpfende Wirkung durch Reibung, bei Verdrehung des Außenteiles gegenüber dem Innenteil, was im Zusammenhang mit einer niedrigen Federsteifigkeit am effektivsten bei der Umwandlung einer ungleichförmigen in eine gleichförmige Bewegung ist.

Die Primärseite des Dämpfers besteht aus dem gesamten Gehäuse inklusive Befestigungslaschen für die Anbindung des Schwungrads. Die Sekundärseite setzt sich aus der Sekundärscheibe und einem Flansch mit Zahnwellenverbindung an die Getriebewelle zusammen. Die beiden Komponenten werden mittels Nietverbindung gekoppelt.

Für die Verwendung des Torsionsdämpfers in Form einer drehelastischen Einheit, muss das bestehende Modell abgeändert bzw. bearbeitet werden. *Abbildungen 4-17 und 4-18* zeigen das aktuelle und überarbeitete Konzept des Torsionsdämpfers.

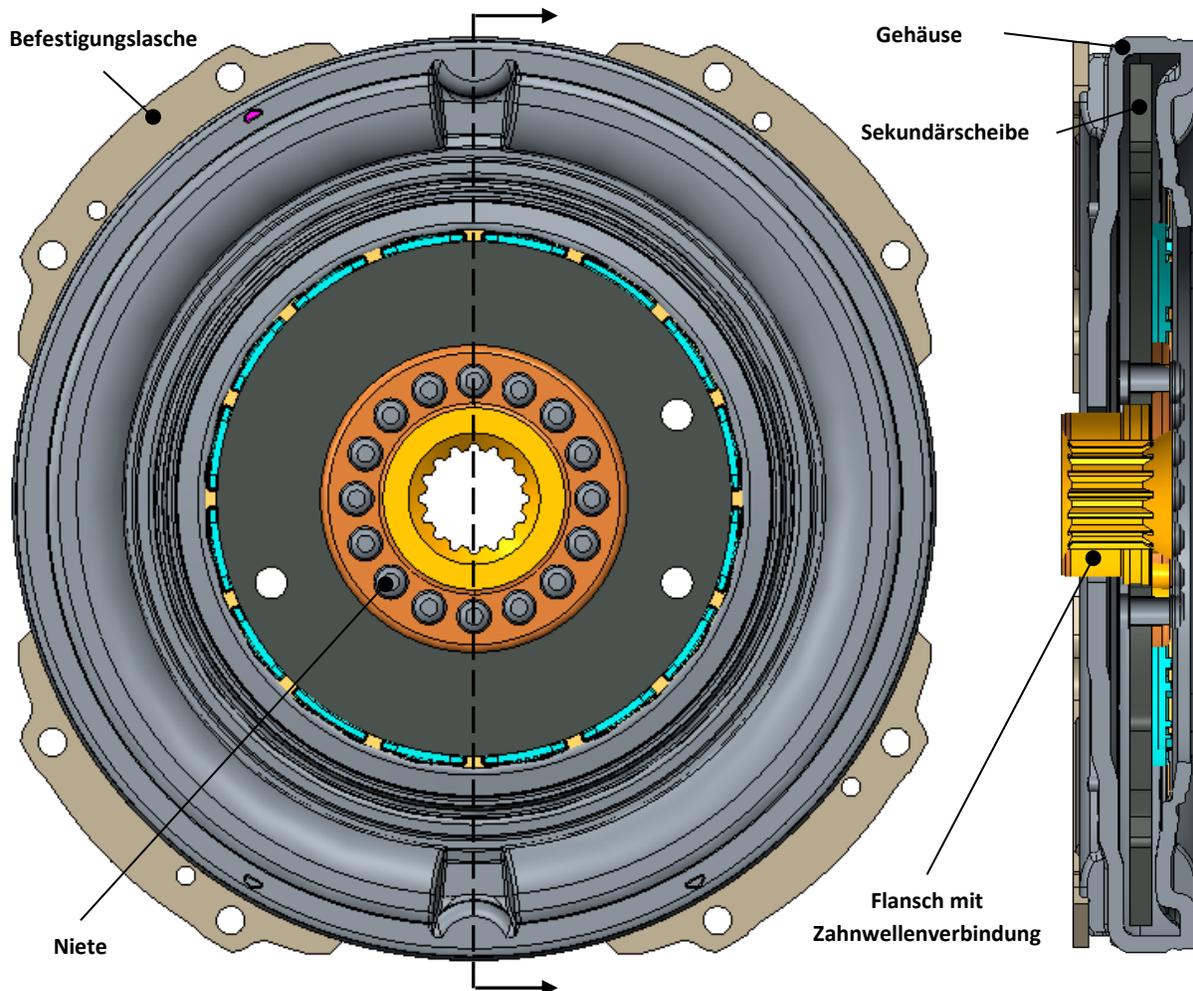


Abbildung 4-17: Istzustand des Torsionsdämpfers

Konzeptentwicklung

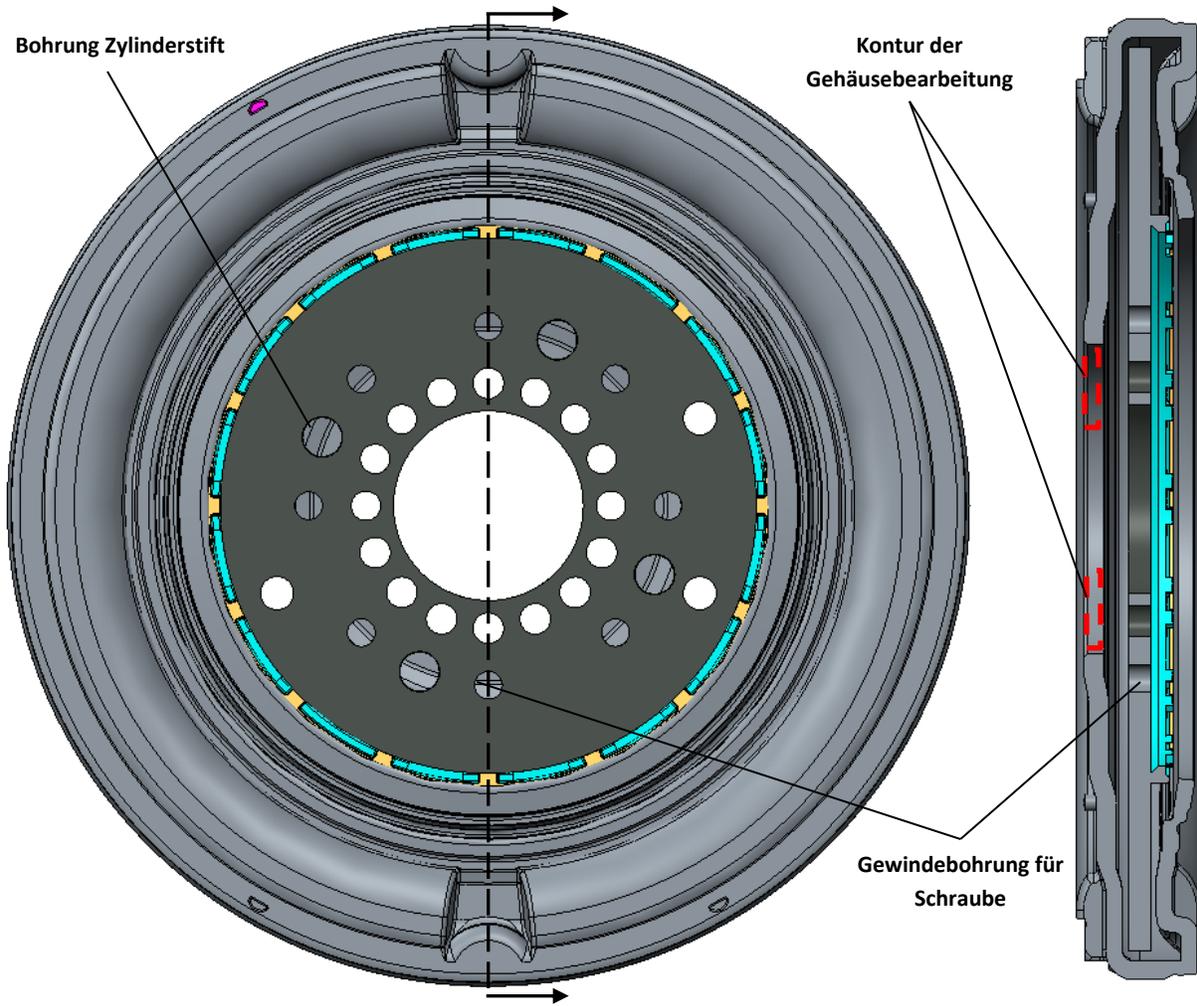


Abbildung 4-18: Torsionsdämpfer nach Bearbeitung

Konzeptentwicklung

Die Federschaltung ist als parallelgeschalteter Druckfedersatz mit zwei zylindrischen Schraubenfedern unterschiedlichen Durchmessers und unterschiedlich großen Ausgangslängen ausgeführt. Bei dieser Variante ist die längere Bogenfeder außen und die kürzere innen angeordnet. Mit dieser Anordnung lässt sich eine progressive Federkennlinie mit nahezu parabelförmigen Verlauf erzielen. [20]

Da Schraubenfedern unterschiedlicher Federsteifigkeit (c_{T1} und c_{T2}) zum Einsatz kommen, spricht man von einem zweistufigen Torsionsdämpfer. Der Verlauf im Zugbetrieb (positive Koordinaten in x- und y – Richtung) und bei Schubetrieb (negative Koordinaten in x- und y – Richtung) ist ident.

Der funktionale Zusammenhang zwischen Drehmoment M und Verdrehwinkel φ des Torsionsdämpfers ist in *Abbildung 4-19* zu sehen.

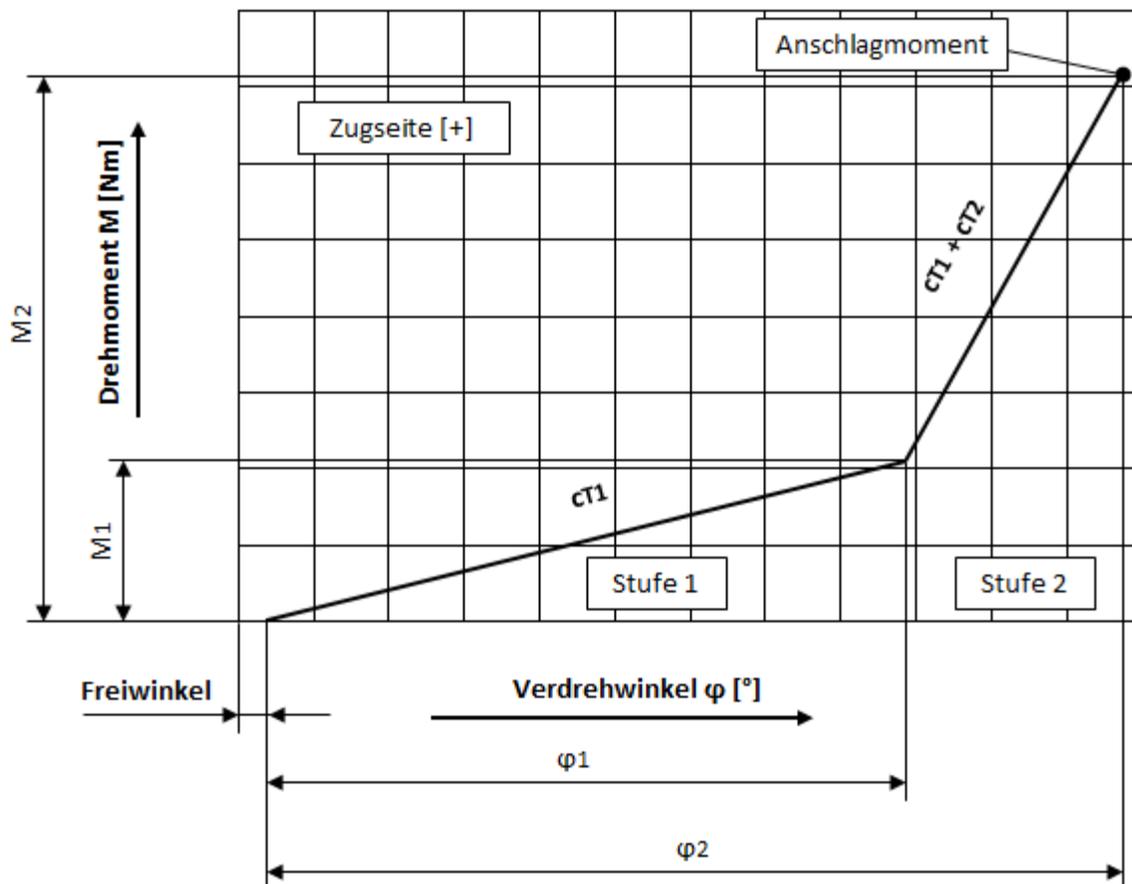


Abbildung 4-19: Zweistufige Federkennlinie Torsionsdämpfer [19]

Konzeptentwicklung

Der Torsionsdämpfer hat einen Freiwinkel zwischen Sekundärscheibe und Bogenfedersatz. Der Freiwinkel bezeichnet den Winkel (Verdrehspiel), um den sich die Primär- und Sekundärmasse gegeneinander verdrehen können, bis die Federkraft der Bogenfedern einsetzt.

Bei parallelgeschalteten Federsätzen werden die Verdrehfederraten c_{T1} und c_{T2} in der zweiten Stufe aufsummiert.

Die für die Funktion des Federsatzes wichtigen Bogenfedermomente M_1 und M_2 ergeben sich aus den intervallabhängigen Verdrehfederraten und dem Verdrehwinkel in der jeweiligen Stufe zu

$$M_1 = c_{T1} * \varphi_1 \qquad 0 \leq \varphi \leq \varphi_1 \qquad (21)$$

und

$$M_2 = M_1 + (c_{T1} + c_{T2}) * (\varphi_2 - \varphi_1). \qquad \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2 \qquad (22)$$

Im Bereich der ersten Stufe wird somit nur die äußere Schraubenfeder mit der kleineren Federsteifigkeit beansprucht. Dieses Verhalten wirkt sich während des Umschaltvorganges günstig auf den Klaueneingriff der zu kuppelnden Partner (Schalt- und Klauenelement) aus.

Die weiche Federstufe hat zur Folge, dass nahezu alle Klauenelemente der beiden Komponenten eine kraft- und formschlüssige Verbindung für die Kraftübertragung aufweisen.

Aus den Gleichungen 21 und 22 können mit den gegebenen Kenngrößen die beiden Momente ermittelt werden.

$$M_1 = 210 \text{ Nm}$$

Mit c_{T1} und φ_1 .

$$M_2 \approx 725 \text{ Nm} \triangleq \text{Anschlagmoment}$$

Mit c_{T2} und φ_2 .

- Klauenelement/Gegenstück zu Schaltelelement:

Das Klauenelement bildet das Gegenstück zum Schaltelelement und wird somit der anderen Kupplungshälfte zugeordnet. Es wird kraftschlüssig an der Sekundärscheibe des Torsionsdämpfers mittels Schrauben- und Passtiftverbindung befestigt und bilden zusammen die Sekundärmasse des Dämpfers. Während des Eingriffs der Schalt- und Klaueneinheit beim Umschaltvorgang, wird die Sekundärmasse soweit verdreht, bis der Federsatz des Dämpfers auf Anschlag geht. In dieser Phase entsteht ein Stoßmoment im System, das die mechanischen Bauteile im Zeitraum einer zehntel Sekunde aufnehmen müssen. Dies wird zu leichten Verschiebungen der Materialstruktur in den betroffenen Bauteilen bzw. zu geringen Veränderungen im Gefüge führen.

Die Klauenelemente der beiden Getriebestufen ECO- und Normalmodus sind nur geringfügig unterschiedlich ausgeführt. Die Montage der Klaueneinheit mit dem Schwingungsdämpfer zu einer gemeinsamen Baugruppe in den entsprechenden Getriebestufen ist in der *Abbildung 4-20* angeführt.

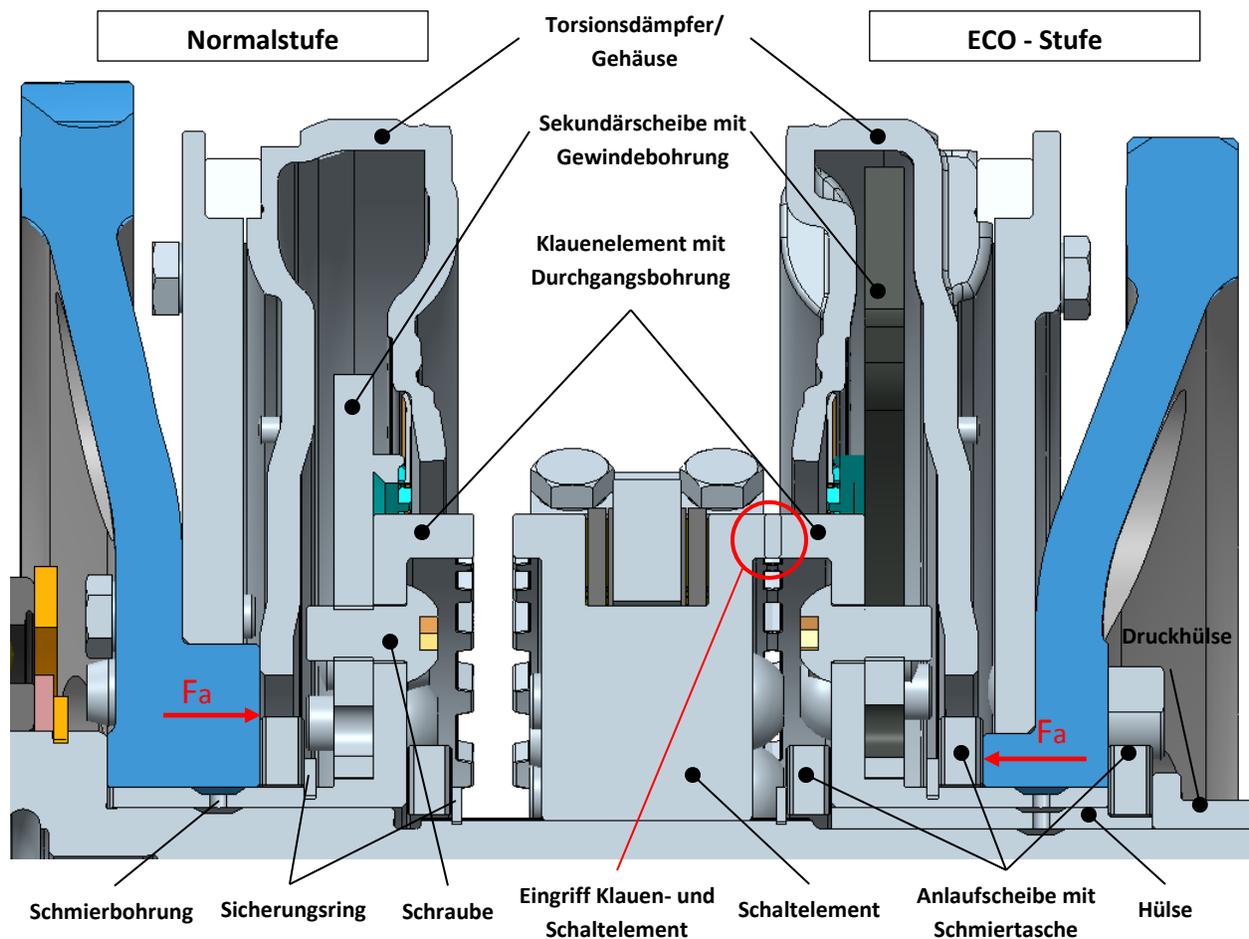


Abbildung 4-20: Einbauposition Klauenelement

Konzeptentwicklung

Das Klauenelement an der ECO – Seite läuft auf einer Hülse, die frei beweglich auf der Ausgangswelle sitzt. Da es zwischen den Kontaktpaarungen Klauenelement/Hülse und Zahnrad/Klauenelement zu Relativ- bzw. Gleitgeschwindigkeiten im Schaltvorgang kommt, müssen Schmierbohrungen in den betroffenen Bauteilen vorgesehen werden, um einen permanenten hydrodynamischen Schmierfilm zwischen den Reibpartnern zu gewährleisten. Die Anlaufscheiben mit Schmieraschen schützen die Bauteile zusätzlich in axialer Richtung bei auftretenden Relativgeschwindigkeiten vor Verschleiß.

Der grundlegende Unterschied zwischen dem hydrodynamischen und hydrostatischen Schmierfilm liegt darin, dass die Schmierung nicht durch eine Pumpe in den Schmierpalt gefördert wird, sondern durch Relativbewegung der Komponenten erzeugt wird (siehe *Abbildung 4-21*). Der Vorteil gegenüber der hydrostatischen Ausführung ist die einfache und günstige Bauweise. Nachteilig ist, dass beim Anlauf eine Mischreibung auftritt.

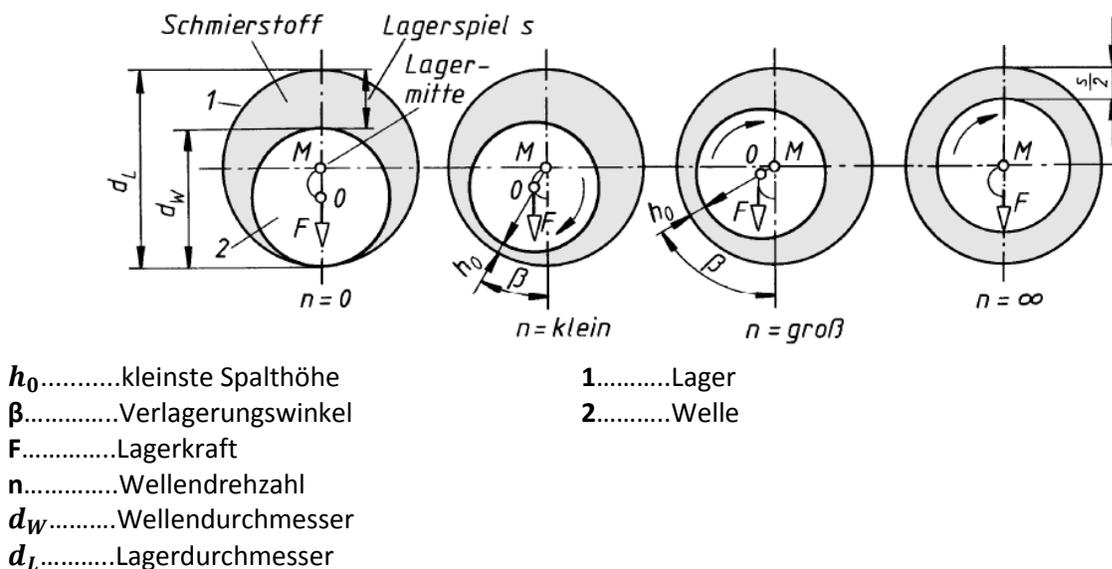


Abbildung 4-21: Hydrodynamischer Schmierfilm [6]

Im Normalbetrieb hingegen läuft das Klauenelement lose auf der Ausgangswelle. Das Zahnrad und das Klauenelement sind jeweils bei der Auflage am Wellenabsatz mit Schmieraschen versehen.

Die Kupplungseinheit (zweite Kupplungshälfte neben dem Schaltelement) bestehend aus Klauenelement, Torsionsdämpfer, Kreisringelementen, Zwischenstück und Zahnrad, muss an der Ausgangswelle in axialer Richtung fixiert werden. Im ECONOMIC – Betrieb kommt hierfür eine Kombination aus Druckhülse und Sicherungsring zum Einsatz. Im Normalbetrieb wird die Einheit in einer Richtung vom Wellenabsatz und in der anderen durch einen Sicherungsring gehalten.

Die Zahnradpaarungen in den beiden Getriebestufen sind schrägverzahnte Ausführungen und würden durch die während des Betriebes auftretende Axialzahnkraft das Gehäuse des Torsionsdämpfers verschieben. Durch diese Belastung würde sich die Reibeinrichtung (siehe *Abb. 4-16*) lösen und die Reibungsdämpfung somit entfallen.

Um diese axiale Verschiebung zu unterbinden, werden die lose laufenden Zahnräder am Ausgang durch die Platzierung von Anlaufscheiben und Sicherungsrings an den Klauenelementen gesichert.

- Einheit/Baugruppe bestehend aus Kreisringsegmenten, Zwischenstück und Zahnrad:

Diese Komponenten bilden, zusammen mit dem Gehäuse des Torsionsdämpfers, die Primärmasse. Gemeinsam mit der Sekundärmasse (Klauenelement + Sekundärscheibe) ergibt sich die konträre Kupplungshälfte zu dem Schaltelement.

Der Torsionsdämpfer wird in beiden Getriebestufe mit vier gleich großen Kreisringsegmenten an das Zwischenstück mittels Schweiß- und Schraubverbindung angebracht (siehe *Abbildung 4-22*).

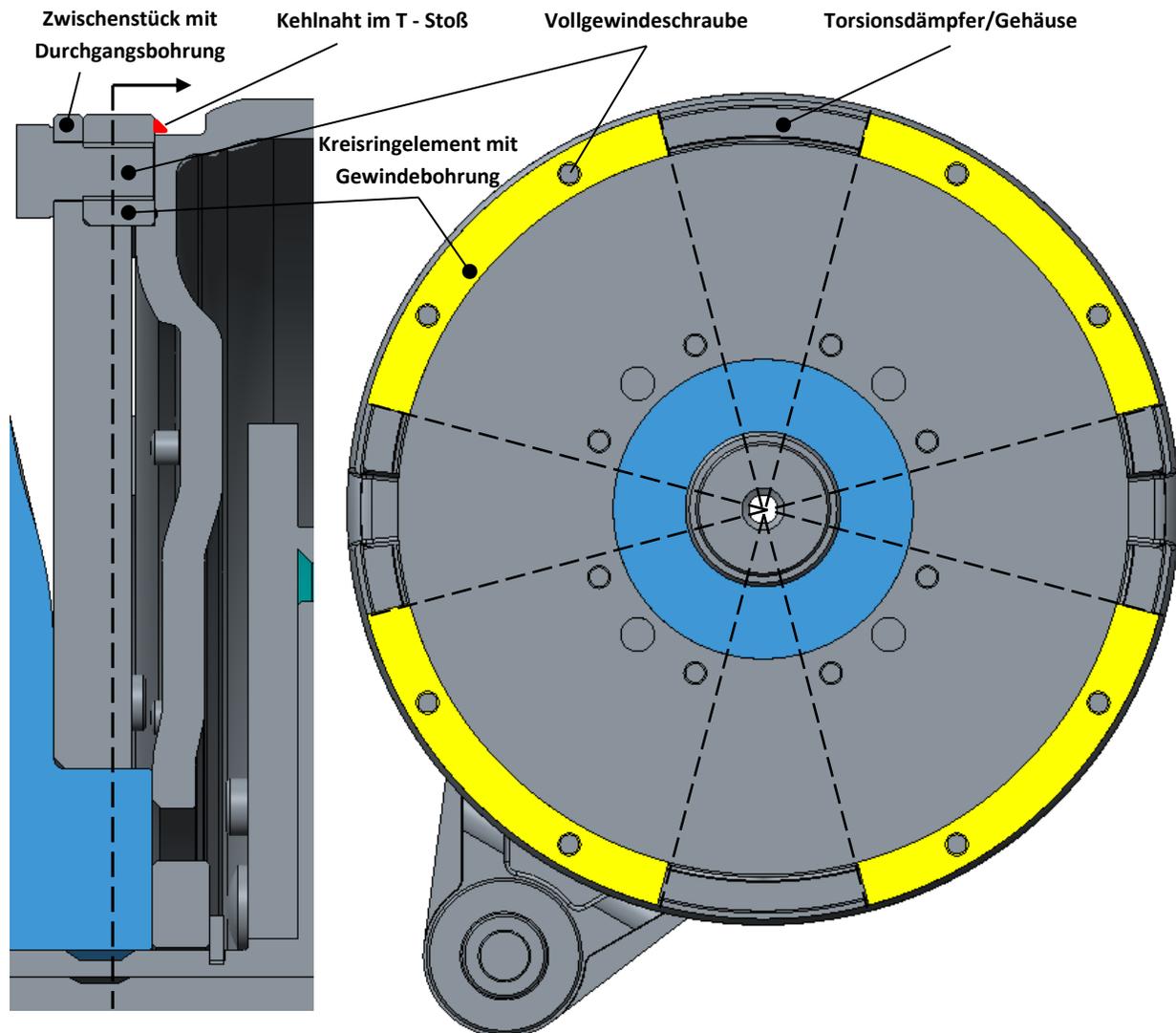


Abbildung 4-22: Verbindung Zwischenstück - Torsionsdämpfer

Konzeptentwicklung

Um eine Kraftübertragung von der Antriebsseite des FPTO – Getriebes bis hin zum Anbaugerät an der Zapfwelle zu ermöglichen, muss das am Ausgang lose drehende Zahnrad mit dem Zwischenstück verbunden werden. Dies geschieht analog der Verbindung Sekundärscheibe – Klauenelement mit einer Schraubenverknüpfung und zusätzlich angeordneten Zylinderstiften.

Die *Abbildungen 4-23* und *4-24* zeigen die Koppelung der beiden Komponenten im entsprechenden Getriebemodus.

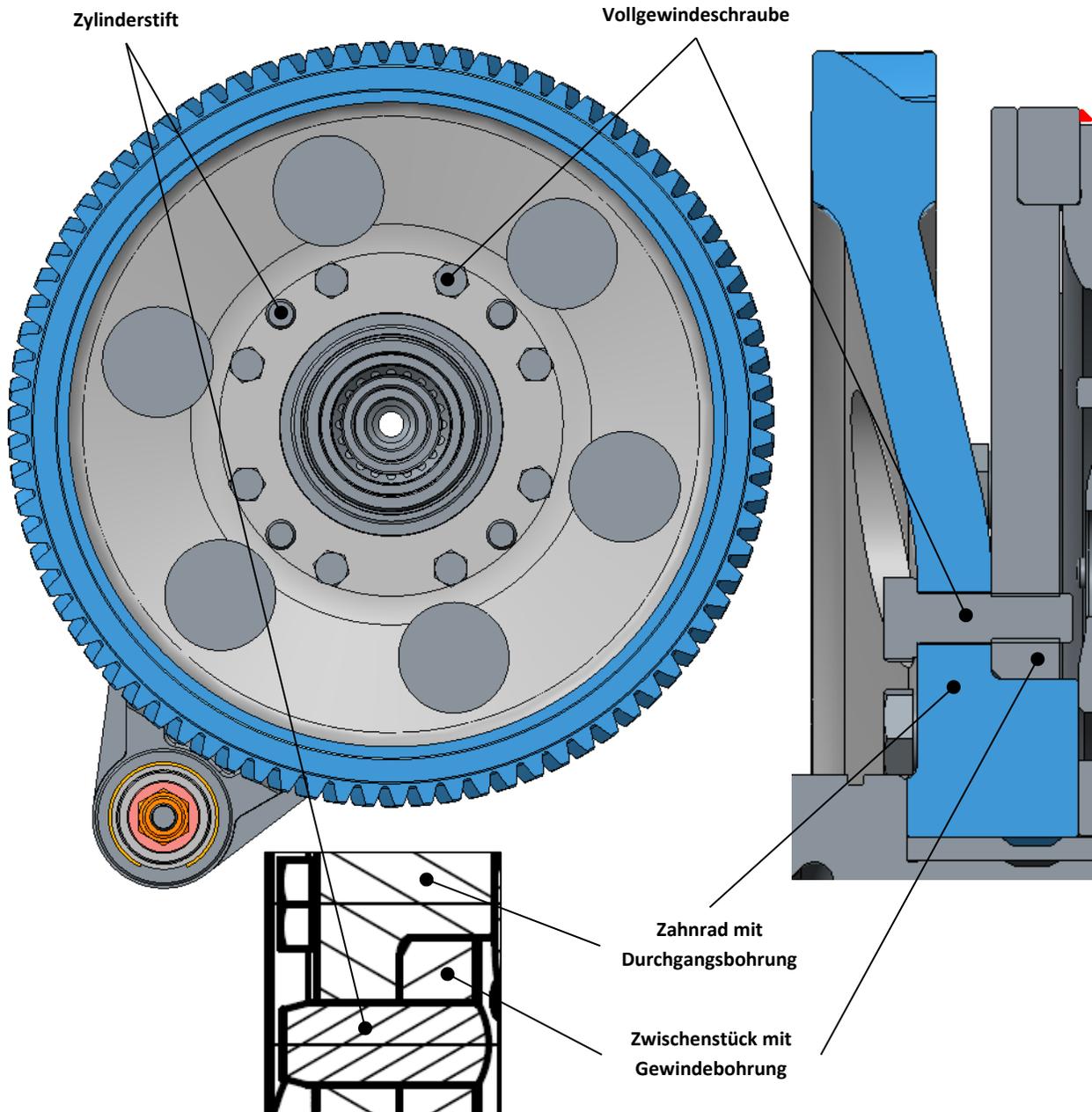


Abbildung 4-23: Verbindung Zwischenstück - Zahnrad im Normalmodus

Konzeptentwicklung

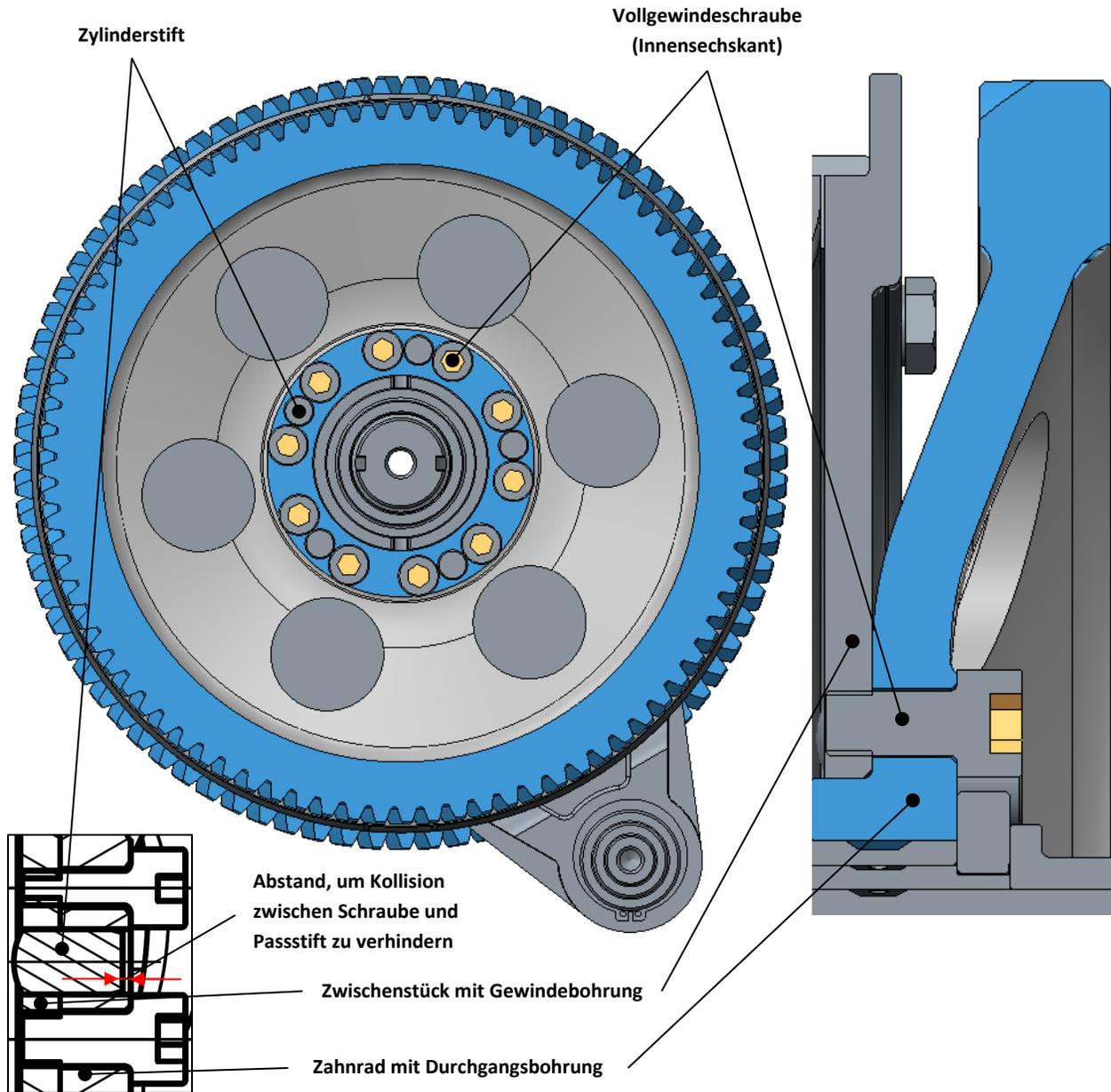


Abbildung 4-24: Verbindung Zwischenstück - Zahnrad im ECO - Modus

Somit ergibt sich der gesamte Aufbau der drehnachgiebigen, schaltbaren Kupplung im FPTO – Konzept. Der im Schaltvorgang auftretende Kraftfluss führt vom Antrieb über die Getriebeübersetzung, weiter von der Primärmasse auf die an der Ausgangswelle geführte Sekundärmasse, bis hin zum Anbaugerät des Frontzapfwellengetriebes (siehe *Abbildung 4-25*).

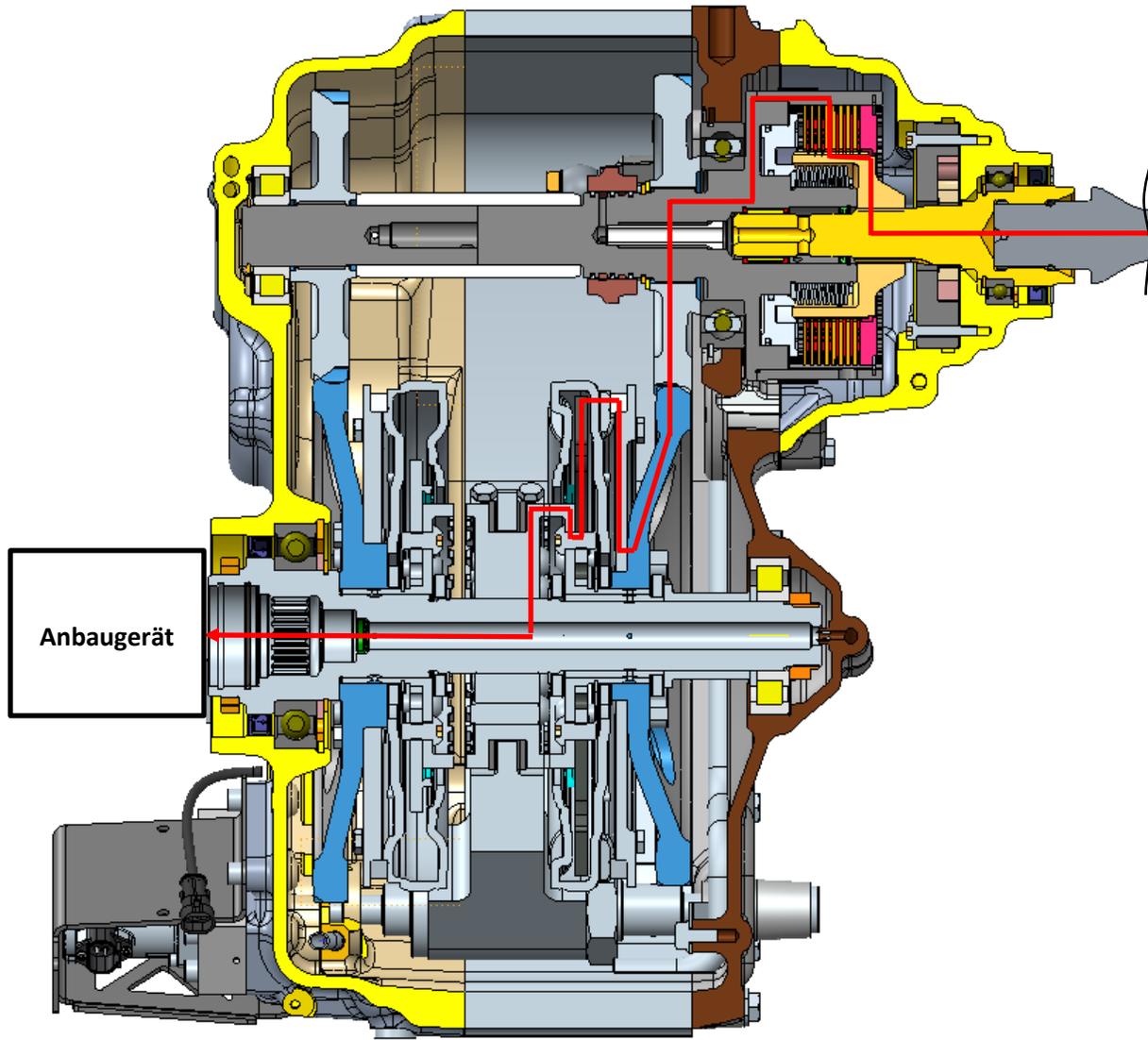


Abbildung 4-25: Kraftflussverlauf im ECONOMIC - Modus

4.3 Berechnung des Stoßmomentes

Für die Auslegung der benötigten mechanischen Bauteile im FPTO – Konzept, muss das während des Schaltvorganges maximal auftretende Stoßmoment in der drehelastischen Kupplung ermittelt werden.

Der Geschwindigkeitsstoß in der Phase des Umschaltens zwischen den beiden Getriebestufen ECO- und Normalmodus, ist von den Massenträgheiten (J_1, J_2) und Winkelgeschwindigkeiten (ω_1, ω_2) der eingreifenden Einheiten, sowie von der Verdrehfederrate c_T der Kupplung, abhängig.

Der Geschwindigkeitsstoß entsteht, wenn die Kreisfrequenzen ω_1 und ω_2 der zu kuppelnden Drehmassen unterschiedlich groß sind (Relativgeschwindigkeit). Um diesen Stoß so gering wie möglich zu halten, wird eine drehspielfreie Kupplung mit hoher Elastizität und guter Dämpfung eingesetzt.

Aus der Relativgeschwindigkeit folgt nach der Impulssatzgleichung das Stoßmoment zu:

$$\int_t M * dt = J_1 * \omega_1 - J_2 * \omega_2 \quad (23)$$

Die beiden Kupplungshälften haben vor dem Stoß die Winkelgeschwindigkeiten ω_1 bzw. ω_2 und nach dem Stoß eine gemeinsame Winkelgeschwindigkeit ω . Aus der Impulsgleichung für den unelastischen Stoß (Schema unelastischer Stoß, siehe *Abbildung 4-26*) folgt:

$$J_1 * \omega_1 + J_2 * \omega_2 = (J_1 + J_2) * \omega \quad (24)$$

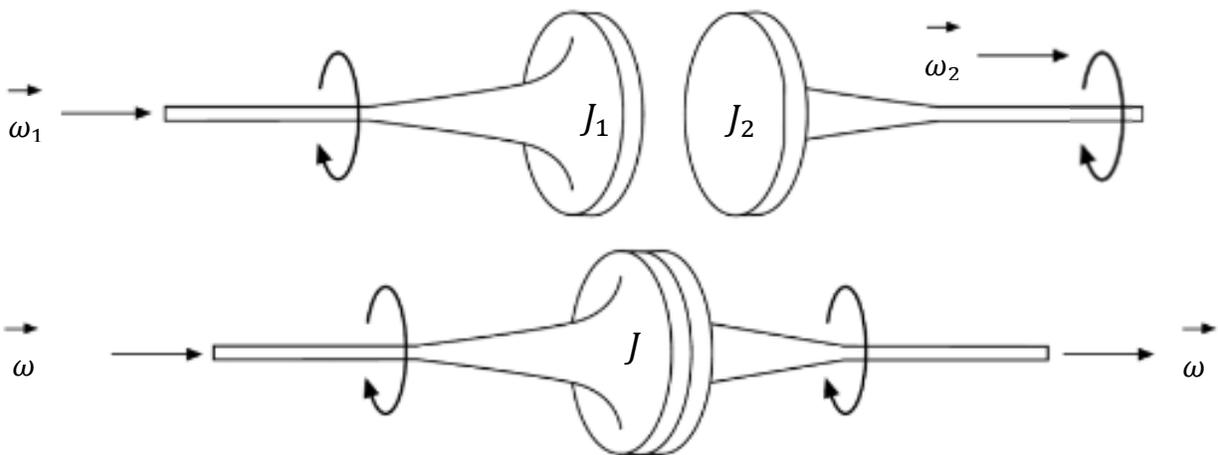


Abbildung 4-26: Schematik unelastischer Stoß [21]

Konzeptentwicklung

Während des Stoßes wird im System Energie gespeichert. Diese Energie wird in der Kupplung als elastische Formänderungsenergie aufgenommen. Aus der Bewegungsgleichung bzw. der kinematischen Energiebilanz folgt:

$$\Delta W = W_{vorher} - W_{nachher} = \frac{(J_1 * \omega_1^2 + J_2 * \omega_2^2)}{2} - \frac{(J_1 + J_2) * \omega^2}{2} \quad (25)$$

Setzt man die elastische Formänderungsenergie

$$W_{elastisch} = \frac{M_{Stoß} * \varphi}{2} \quad (26)$$

für einen linearen Federkennlinienverlauf mit der gespeicherten Energie ΔW unter Annahme der Verdrehfederrate $c_T = \frac{M_{Stoß}}{\varphi}$ gleich, erhält man das Stoßmoment zu

$$M_{Stoß} = \sqrt{c_T * \frac{J_1 * J_2}{(J_1 + J_2)} * (\omega_1 - \omega_2)^2}. \quad (27)$$

Die Massenträgheitsmomente der einzelnen Komponenten lassen sich nach der Gleichung (28) bestimmen.

$$J = \int r^2 * dm \quad (28)$$

Mit $dm = \rho * dV$ und $dV = 2 * \pi * r * l * dr$ für Komponenten mit Kreisquerschnitt folgt:

$$J = 2 * \pi * l * \rho * \int_0^r r^3 * dr \quad (29)$$

Das Integral nach den Grenzen 0 bis r aufgelöst, ergibt letztendlich das Massenträgheitsmoment zu

$$J = \underbrace{r^2 * \pi * l * \rho}_m * \frac{r^2}{2}. \quad (30)$$

Konzeptentwicklung

Da die drehelastische Kupplung an der Ausgangswelle sitzt, müssen für die Berechnung des Stoßmomentes, die Trägheitsmomente (Abb. 4-27) auf die Abtriebsseite reduziert werden.

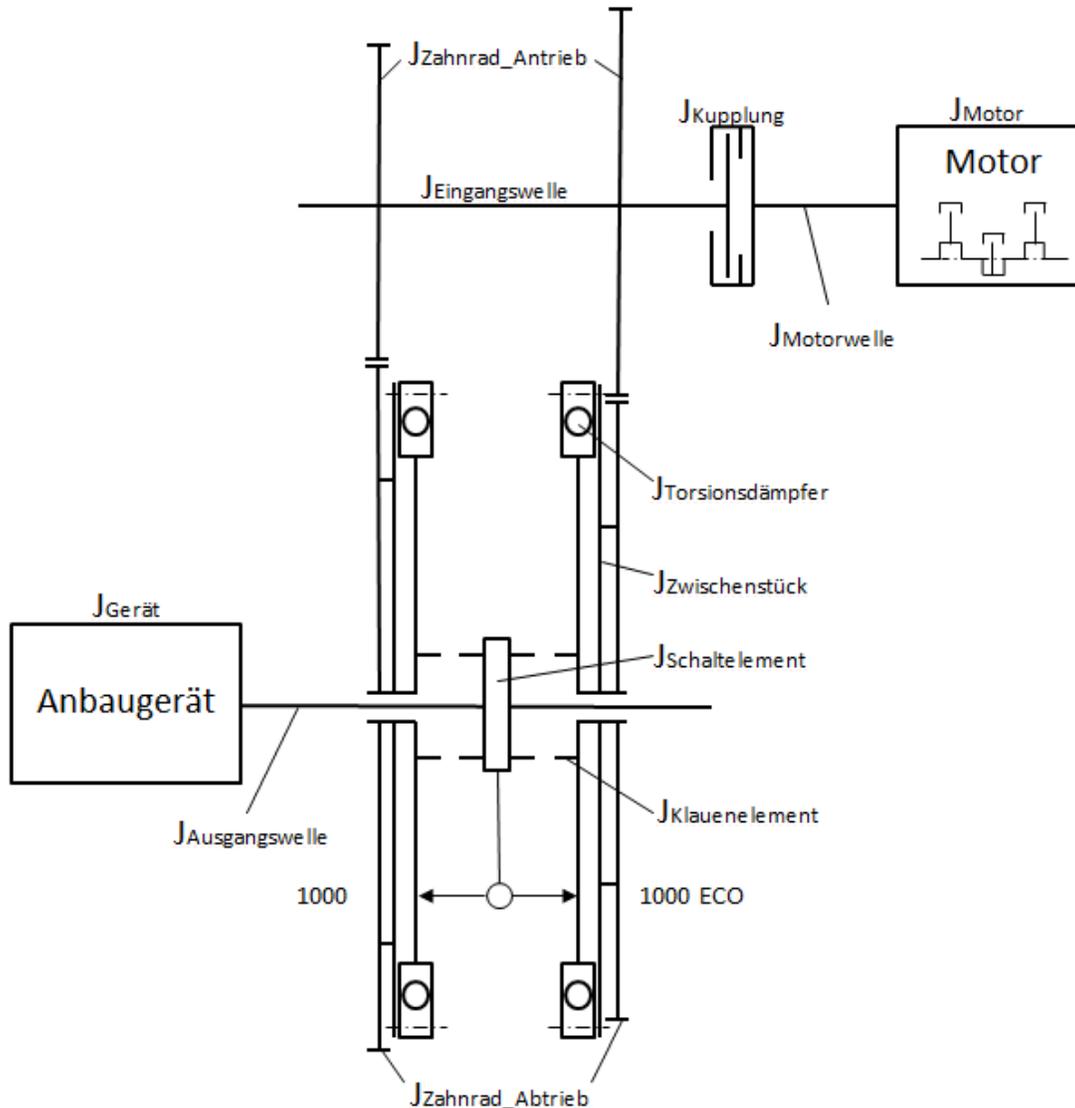


Abbildung 4-27: Massenträgheiten J der verbauten Komponenten

Wird das reduzierte Trägheitsmoment auf eine niedrigere Winkelgeschwindigkeit bezogen, wie in diesem Fall, im ECO – Modus von $1580 \frac{U}{min}$ auf $1000 \frac{U}{min}$ und im Normalbetrieb von $1850 \frac{U}{min}$ auf $1000 \frac{U}{min}$, so wird es mit der Übersetzung i quadratisch größer (siehe Gleichung 33).

Konzeptentwicklung

Aus der kinetischen Energie der Drehmassen

$$W = \frac{J_{Antrieb} * \omega_{Antrieb}^2}{2} = \frac{J_{red} * \omega_{Abtrieb}^2}{2} \quad (31)$$

kann nun die Antriebsträgheit wie folgt auf den Abtrieb reduziert werden:

$$J_{red} = J_{Antrieb} * \left(\frac{\omega_{Antrieb}}{\omega_{Abtrieb}}\right)^2 \quad (32)$$

Daraus ergibt sich die gesamte reduzierte Massenträgheit am Ausgang zu

$$J_2 = J_{Abtrieb} + J_{Antrieb} * i^2 \quad (33)$$

mit $J_{Antrieb_ECO} = J_{Motor} + J_{Motorwelle} + J_{Kupplung} + J_{Welle_Antrieb} + J_{Zahnrad_Antrieb_ECO}$

bzw. $J_{Antrieb_Normal} = J_{Motor} + J_{Motorwelle} + J_{Kupplung} + J_{Welle_Antrieb} + J_{Zahnrad_Antrieb_Normal}$

und $J_{Abtrieb_ECO} = J_{Torsionsdämpfer} + J_{Zwischenstück_ECO} + J_{Klauenelement_ECO} + J_{Zahnrad_Abtrieb_ECO}$

bzw. $J_{Abtrieb_NB} = J_{Torsionsdämpfer} + J_{Zwischenstück_NB} + J_{Klauenelement_NB} + J_{Zahnrad_Abtrieb_NB}$

Konzeptentwicklung

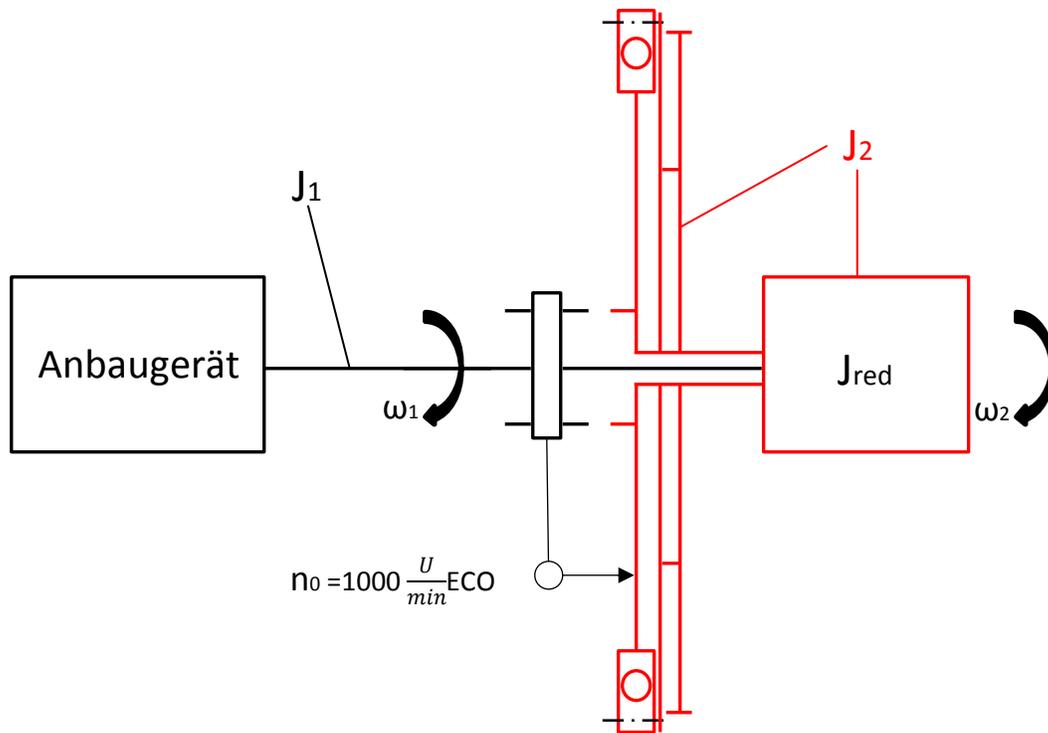


Abbildung 4-28: Wirksames auf die Abtriebsseite bezogenes Massenträgheitsmoment in der ECO - Stufe

Die für das Stoßmoment benötigten Massenträgheitsmomente J_1 und J_2 sowie die Winkelgeschwindigkeiten ω_1 und ω_2 der beiden Kupplungshälften, wie in *Abbildung 4-28* dargestellt, können mithilfe der Gleichung 33 ermittelt werden.

$$J_1 = J_{\text{Gerät}} + J_{\text{Ausgangswelle}} + J_{\text{Schaltelement}} \quad (34)$$

$$J_{2_ECO} = J_{\text{Torsionsdämpfer}} + J_{\text{Zwischenstück_ECO}} + J_{\text{Klauenelement_ECO}} + J_{\text{Zahnrad_Abtrieb_ECO}} + \underbrace{(J_{\text{Motor}} + J_{\text{Motorwelle}} + J_{\text{Kupplung}} + J_{\text{Eingangswelle}} + J_{\text{Zahnrad_Antrieb_ECO}}) * i_{ECO}^2}_{J_{\text{red_ECO}}} \quad (35)$$

$$J_{2_NB} = J_{\text{Torsionsdämpfer}} + J_{\text{Zwischenstück_NB}} + J_{\text{Klauenelement_NB}} + J_{\text{Zahnrad_Abtrieb_NB}} + \underbrace{(J_{\text{Motor}} + J_{\text{Motorwelle}} + J_{\text{Kupplung}} + J_{\text{Eingangswelle}} + J_{\text{Zahnrad_Antrieb_NB}}) * i_{NB}^2}_{J_{\text{red_NB}}} \quad (36)$$

Konzeptentwicklung

Anhand der Gleichung 30 können die rotierenden Massenträgheiten der einzelnen Elemente bestimmt und die Ergebnisse in *Tabelle 4-2* dargestellt werden.

Tabelle 4-2: Kennwerte der Massenträgheitsmomente

	Massenträgheitsmomente in [kgm^2]	Masse in [kg]
<i>J</i> _{Ausgangswelle}	0,00149	4,26
<i>J</i> _{Schaltelement}	0,00977	3,6
<i>J</i> _{Torsionsdämpfer}	0,25	10,1
<i>J</i> _{Zwischenstück ECO}	0,0359	3,65
<i>J</i> _{Zwischenstück NB}	0,0375	4,12
<i>J</i> _{Klauenelement ECO}	0,00320	1,21
<i>J</i> _{Klauenelement NB}	0,00327	1,24
<i>J</i> _{Zahnrad Antrieb ECO}	0,0135	3,4
<i>J</i> _{Zahnrad Abtrieb ECO}	0,0656	6,51
<i>J</i> _{Zahnrad Antrieb NB}	0,00971	2,9
<i>J</i> _{Zahnrad Abtrieb NB}	0,0903	7,87
<i>J</i> _{Eingangswelle}	0,00442	14,13
<i>J</i> _{Motorwelle}	0,0003	2,65
<i>J</i> _{Motor}	1,6	-
<i>J</i> _{Kupplung}	0,0238	7,14
<i>J</i> _{Gerät}	30/20/10/5	-

Die Kenngröße des Motormassenträgheitsmomentes wurde aus firmeninternen Spezifikationen entnommen und die Massenträgheit des Anbaugerätes variiert je nach Anwendung und Größe der Maschine. [2]

Mit den ermittelten Einzelträgheiten ergeben sich, die im Stoßmoment enthaltenen Massenträgheitsmomente J_1 und J_2 , aus den Gleichungen 34-36 zu

$$J_1 = J_{Gerät} + 0,00149 + 0,00977 = 30,0113/20,0113/10,0113/5,0113 \text{ } kgm^2,$$

$$J_{2_ECO} = 0,25 + 0,0359 + 0,00320 + 0,0656 + (1,6 + 0,0003 + 0,0238 + 0,00442 + 0,0135) * 1,58^2 \\ = 4,4539 \text{ } kgm^2 \text{ und}$$

$$J_{2_NB} = 0,25 + 0,0375 + 0,00327 + 0,0903 + (1,6 + 0,0003 + 0,0238 + 0,00442 + 0,00971) \\ * 1,85^2 = 5,9879 \text{ } kgm^2.$$

4.3.1 Fall1: Schaltvorgang ECO \Rightarrow Normal

Die beim Umschalten auftretende Relativwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$ bei gleicher Drehrichtung der zu kuppelnden Hälften wird primär vom Lastmoment und der Schaltdauer Δt beeinflusst. Das Lastmoment entspricht, bei vernachlässigbarem Wirkungsgrad innerhalb des Getriebes, dem maximalen Leistungsbedarf des Motors und wird mit der Leistungsformel $P = M * \omega$ bestimmt.

Wenn im ECO-Betrieb die maximal übertragbare Leistung erreicht ist, kommt es in weiterer Folge zu einer Motordrehzahlreduzierung. Bei einem abrupten Abfall der Drehzahl um $200 \frac{U}{min}$ erfolgt der Schaltvorgang. Daraus folgt, dass sich der Wert der Drehzahl am Ausgang n_0 , beim Umschalten von der ECO – Stufe auf die Normal – Stufe, von $1000 \frac{U}{min}$ auf $873 \frac{U}{min}$ ändert.

Da das Federsystem im Torsionsschwingungsdämpfer auf ein Anschlagmoment von $725 Nm$ ausgelegt ist, muss das maximale Lastmoment am Ausgang so festgelegt sein, dass unter Berücksichtigung eines Sicherheitsfaktors S , die Federwindungen während des Betriebes durch die Last nicht permanent auf Block gehen.

Aus der Leistungsformel folgt somit eine maximale Motorleistung von

$$P = M * \omega_0 = \frac{M * n_0 * \pi}{30 * S} \approx 44 kW.$$

Die Änderung des Drehimpulssatzes $\sum_i M_i = J * \ddot{\varphi}$ eines Körpers ist gleich dem Momentenstoß des resultierenden Drehmomentes, während des betrachteten Zeitabschnittes. Somit wird die Winkelgeschwindigkeit ω_1 aus der Gleichung 37, durch das Lastmoment M_{Last} und der Schaltdauer Δt bis zum Eingriff mit der anderen Kupplungshälfte mit der Winkelgeschwindigkeit ω_2 , abfallen.

$$M_{Last} = J_1 * \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = J_1 * \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t} \quad (37)$$

Mit $\omega_0 = \frac{n_0 * \pi}{30}$ bei gleichförmig verzögerter Bewegung resultiert

$$M_{Last} = \frac{P}{\omega_0} = 481,4 Nm.$$

Da während den Arbeiten mit der Frontzapfwelle unterschiedlich schwere Anbaugeräte verwendet werden, weisen die Ausführungen jeweils andere Massenträgheitsmomente $J_{Gerät}$ auf. Dadurch ändert sich auch die Massenträgheit J_1 aus Gleichung 34.

Konzeptentwicklung

Der Drehzahlabfall $\omega_1 = -\left(\frac{M_{Last}}{J_1} * \Delta t\right) + \omega_0$ bei einer Schaltdauer Δt mit unterschiedlichen Massenträgheiten der Anbaugeräte ist in *Tabelle 4-3* aufgelistet.

Tabelle 4-3: Drehzahlabfall von ω_1 beim Schaltvorgang ECO \Rightarrow Normal

	Massenträgheitsmomente der Anbaugeräte in [kgm^2]			
	30	20	10	5
Winkelgeschwindigkeit ω_1 in [$\frac{rad}{s}$]	89,8	89	86,6	81,8

Man kann erkennen, dass die Reduzierung der Drehzahl beim Umschalten mit einem Massenträgheitsmoment von $5\ kgm^2$, der Ausgangsdrehzahl ω_0 und unter dem Lastmoment M_L am größten ist. Das liegt daran, dass eine geringere Massenträgheit eine höhere Winkelbeschleunigung bzw. Verzögerung $\ddot{\varphi} = \alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$ aufweist.

Die konstante Drehzahl n_2 an der Abtriebsseite der Normalstufe beträgt in der Umschaltphase $746\frac{U}{min}$. Dies entspricht einer Winkelgeschwindigkeit ω_2 von $78,1\frac{rad}{s}$.

Mit Hilfe der ermittelten Kenngrößen

- Verdrehfederrate (c_{T1}, c_{T2}),
- Massenträgheitsmoment (J_1, J_2), sowie der
- Winkelgeschwindigkeit (ω_1, ω_2)

der beiden Kupplungshälften, kann nun das Stoßmoment aus Gleichung 27 ermittelt werden.

Tabelle 4-4 zeigt das berechnete Stoßmoment in Abhängigkeit von der variablen Massenträgheit des Anbaugerätes.

Konzeptentwicklung

Tabelle 4-4: Stoßmoment $M_{Stoß_gesamt}$ im Fall 1

$J_{Gerät}$	[kgm ²]	5	10	20	30
J_1	[kgm ²]	5,0113	10,0113	20,0113	30,0113
J_{2_NB}	[kgm ²]	5,9879	5,9879	5,9879	5,9879
Umschaltzeit Δt	[s]	0,1	0,1	0,1	0,1
c_{T1}	$\left[\frac{Nm}{rad}\right]$	286,6	286,6	286,6	286,6
$c_{T1} + c_{T2}$	$\left[\frac{Nm}{rad}\right]$	1845,1	1845,1	1845,1	1845,1
ω_1	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	81,8	86,6	89	89,8
ω_2	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	78,1	78,1	78,1	78,1
$M_{Stoß_weich}$	[Nm]	104,51	279,68	397,51	444,01
$M_{Stoß_hart}$	[Nm]	265,2	709,6	1008,6	1126,6
$M_{Stoß_gesamt}$	[Nm]	369,7	989,3	1406,1	1570,6

Das gesamte an der Kupplung wirkende Stoßmoment $M_{Stoß_gesamt}$ setzt sich aus den beiden Anteilen der weichen und harten Zugstufe des Bogenfedersystems zusammen. In der ersten Stufe (weiche Stufe) wird die drehnachgiebige Kupplung bei einer Verdrehfederrate c_{T1} des Torsionsdämpfers belastet und erfährt dabei das Stoßmoment $M_{Stoß_weich}$.

$$M_{Stoß_weich} = \sqrt{c_{T1} * \frac{J_1 * J_{2_NB}}{(J_1 + J_{2_NB})} * (\omega_1 - \omega_2)^2} \quad (38)$$

Im weiteren Verlauf stellt sich die Summe aus den Verdrehfederraten c_{T1} und c_{T2} ein, die als zweite Stufe (harte Stufe) bezeichnet wird. Die Kupplungseinheit wird mit dem Stoßmoment $M_{Stoß_hart}$ belastet.

$$M_{Stoß_hart} = \sqrt{(c_{T1} + c_{T2}) * \frac{J_1 * J_{2_NB}}{(J_1 + J_{2_NB})} * (\omega_1 - \omega_2)^2} \quad (39)$$

4.3.2 Fall 2: Schaltvorgang Normal \Rightarrow ECO

Wenn der maximale Leistungsbedarf im Normalbetrieb für die Arbeiten mit der Frontzapfwelle nicht mehr benötigt wird, kann wieder in den Kraftstoffsparmodus (ECONOMIC – Betriebsbereich) geschaltet werden.

Dabei ist es von Bedeutung, die Relativgeschwindigkeit $\Delta\omega$ so gering wie möglich zu halten. Um dies zu ermöglichen wird der Motor von $1850 \frac{U}{min}$ auf $1715 \frac{U}{min}$ gedrosselt, sodass die Drehzahldifferenz beim Schalteingriff in die ECO – Stufe geringer ausfällt. Die Zapfwelldrehzahl n_0 ändert sich somit von $1000 \frac{U}{min}$ auf $927 \frac{U}{min}$.

Mit den oben erwähnten Parametern folgt ein Lastmoment von

$$M_{Last} = \frac{P}{\omega_0} = 453,6 Nm$$

mit $\omega_0 = \frac{n \cdot \pi}{30}$.

Die Drehzahlreduzierungen von ω_1 wurden analog zu *Tabelle 4-3*, anhand der Gleichung 37 berechnet und können aus *Tabelle 4-5* entnommen werden.

Tabelle 4-5: Drehzahlabfall von ω_1 beim Schaltvorgang Normal \Rightarrow ECO

	Massenträgheitsmomente der Anbaugeräte in $[kgm^2]$			
	30	20	10	5
Winkelgeschwindigkeit ω_1 in $[\frac{rad}{s}]$	95,5	94,8	92,5	88

Die konstante Drehzahl n_2 am Ausgang der ECO - Stufe beträgt während der Umschaltphase $1085,4 \frac{U}{min}$ und somit einer Winkelgeschwindigkeit ω_2 von $113,6 \frac{rad}{s}$.

Mit den Kenngrößen in *Tabelle 4-6* wird das auftretende Stoßmoment $M_{Sto\beta_gesamt}$ an der drehelastischen Kupplung im Fall 2, bestehend aus den Stoßmomentanteilen $M_{Sto\beta_weich}$ und $M_{Sto\beta_hart}$ der beiden Zugstufen, bestimmt.

Konzeptentwicklung

$$M_{Sto\beta_weich} = \sqrt{c_{T1} * \frac{J_1 * J_{2_ECO}}{(J_1 + J_{2_ECO})} * (\omega_1 - \omega_2)^2} \quad (40)$$

$$M_{Sto\beta_hart} = \sqrt{(c_{T1} + c_{T2}) * \frac{J_1 * J_{2_ECO}}{(J_1 + J_{2_ECO})} * (\omega_1 - \omega_2)^2} \quad (41)$$

Tabelle 4-6: Stoßmoment $M_{Sto\beta_gesamt}$ im Fall 2

$J_{Gerät}$	[kgm ²]	5	10	20	30
J_1	[kgm ²]	5,0113	10,0113	20,0113	30,0113
J_{2_ECO}	[kgm ²]	4,4539	4,4539	4,4539	4,4539
Umschaltzeit Δt	[s]	0,1	0,1	0,1	0,1
c_{T1}	$[\frac{Nm}{rad}]$	286,6	286,6	286,6	286,6
$c_{T1} + c_{T2}$	$[\frac{Nm}{rad}]$	1845,1	1845,1	1845,1	1845,1
ω_1	$[\frac{rad}{s}]$	88	92,5	94,8	95,5
ω_2	$[\frac{rad}{s}]$	113,6	113,6	113,6	113,6
$M_{Sto\beta_weich}$	[Nm]	666,32	627,49	609,02	603,2
$M_{Sto\beta_hart}$	[Nm]	1690,61	1592,09	1545,22	1530,5
$M_{Sto\beta_gesamt}$	[Nm]	2356,9	2219,6	2154,2	2133,7

Konzeptentwicklung

Für die Festigkeitsauslegung der verbauten Komponenten bzw. Schrauben- und Passstiftverbindungen in den beiden Umschaltvorgängen Fall 1 und Fall 2, wird der jeweilige Maximalwert des Stoßmomentes $M_{Stoß_gesamt}$ herangezogen und mit dem momentan wirkenden Lastmoment M_{Last} zu

$$M_{Kupplung} = M_{Stoß_gesamt_max} + M_{Last} \quad (42)$$

aufsummiert.

- **Fall 1:**

$$M_{Last_Fall\ 1} = \frac{P}{\omega} = 500,6\ Nm$$

mit der konstanten Leistung $P = 44\ kW$ und $\omega = \frac{J_1 * \omega_1 + J_{2_NB} * \omega_2}{(J_1 + J_{2_NB})}$

Daraus folgt:

$$M_{Kupplung_Fall\ 1} = 1570,6\ Nm + 500,6\ Nm = 2071,2\ Nm$$

- **Fall 2:**

$$M_{Last_Fall\ 2} = \frac{P}{\omega} = 440\ Nm$$

mit der konstanten Leistung $P = 44\ kW$ und $\omega = \frac{J_1 * \omega_1 + J_{2_ECO} * \omega_2}{(J_1 + J_{2_ECO})}$

Daraus folgt:

$$M_{Kupplung_Fall\ 2} = 2356,9\ Nm + 440\ Nm = 2796,9\ Nm$$

Mit den ermittelten Werten $M_{Kupplung_Fall\ 1}$ und $M_{Kupplung_Fall\ 2}$ erfolgt nun die Auslegung der mechanischen Bauteile sowie einer Überprüfung der Komponenten auf deren Lebensdauer mittels Festigkeitsnachweis.

Die *Abbildungen 4-29* und *4-30* zeigen die Momentenverläufe im jeweiligen Schaltfall in Abhängigkeit von der Massenträgheit des Anbaugerätes.

Konzeptentwicklung

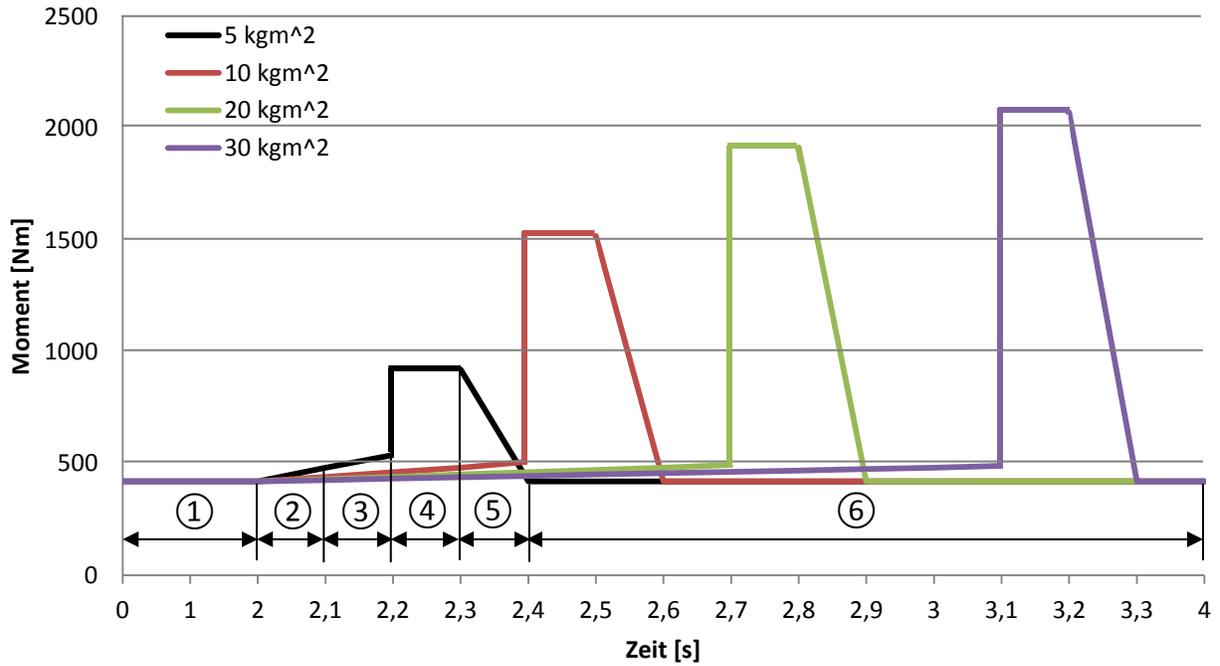


Abbildung 4-29: Momentenverläufe im Fall 1

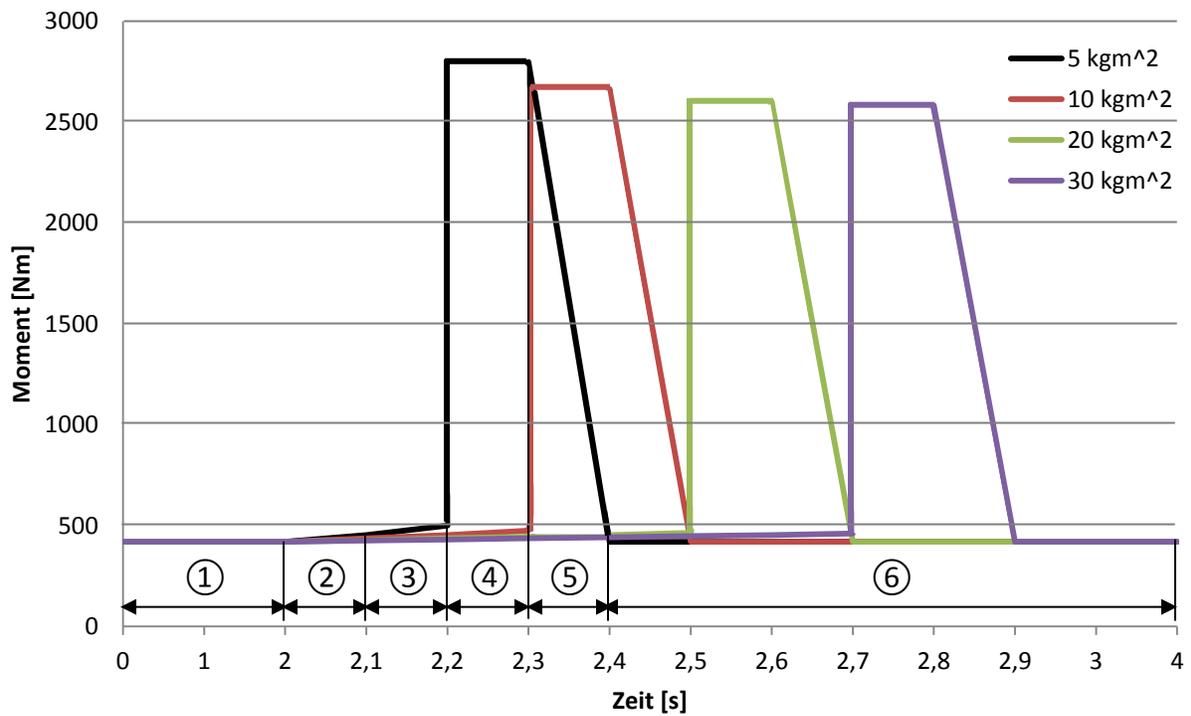


Abbildung 4-30: Momentenverläufe im Fall 2

Wie in den beiden Diagrammen ersichtlich, kann der Verlauf der wirkenden Momente im FPTO – Getriebeausgang in 6 Bereiche unterteilt werden:

- **Bereich 1:**
Lastmoment M_{Last} bei einer konstanten Leistung von 44 kW und einer Ausgangsdrehzahl von $1000\frac{U}{min}$.
- **Bereich 2:**
In diesem Bereich fällt die Zapfwelldrehzahl aufgrund einer Überlast (Fall 1) bzw. einer gewünschten Drosselung (Fall 2) ab und es kommt zu einer Erhöhung des Lastmomentes.
- **Bereich 3:**
Hier erfolgt die Umschaltphase bzw. der Schaltvorgang zwischen den beiden Getriebestufen. In dieser Phase baut sich im System das Kupplungsmoment $M_{Kupplung}$ sprunghaft auf.
- **Bereich 4:**
Für eine zehntel Sekunde muss das System die auftretende Stoßbelastung aufnehmen.
- **Bereich 5:**
Danach flacht der Momentenverlauf wieder ab, bis sich ein Lastmoment bei einer Zapfwelldrehzahl von $1000\frac{U}{min}$ einstellt.
- **Bereich 6:**
Bereich des Nennbetriebes der Zapfwelle bei $1000\frac{U}{min}$.

Das maximale auftretende Stoßmoment beim Umschaltvorgang wird von den verbauten Komponenten des FPTO - Systems (Wellen, Zahnräder, etc.) aufgenommen. Durch diese Belastung in der Umschaltphase, kann es bei längerem Betrieb des Frontzapfwellengetriebes zu Schwächungen bzw. zu einem möglichen Gebrechen einzelner Einheiten führen.

Eine mögliche Lösung, diese kritischen Getriebebeanspruchungen zu unterbinden, wäre der Anbau einer Rutschkupplung am Ausgang des Frontzapfwellengetriebes. Die Auslegung der Rutschkupplung muss so erfolgen, dass diese beim Anschlagmoment der Bogenfedern in der Torsionsdämpfereinheit zu rutschen beginnt und so das überschüssige Überlastmoment (Stoßmoment) in der drehelastischen Kupplung durch Schlupfen der Reibpartner, zur Gänze abbaut (Energie wird in Wärme umgewandelt).

4.4 Schaltsystematik

Da es sich um eine schaltbare, längsbewegliche Kupplung handelt, kommt als Schalttechnik eine Kombination aus einem doppelwirkenden Hydraulikzylinder und einer Schaltgabel zum Einsatz. Die auf der Schaltwelle axial fixierte Schaltgabel greift an der Aussparung am Schaltelement ein und wird beim Umschalten durch einen Druckaufbau am Kolben, zwischen den beiden Getriebestufen hin- und her bewegt.

In *Abbildung 4-31* ist die bestehende Schaltsystematik im FPTO – Getriebe zu sehen. Mit einem Systemdruck von ca. 20 bar wird der Druckkolben beim Schaltvorgang an der Anströmfläche mit Öl beaufschlagt, um die Schaltgabel in die richtige Position zu bringen. Eine geregelte Wegeventilsteuering „pilot head“ überprüft die Stellung der Schaltwelle und steuert beim Umschalten den Volumenstrom in den jeweiligen Druckölkammern. Befindet sich die Schaltgabel in der vorgesehenen Position, kann der Druck abgebaut werden, da die Verzahnungen der Eingriffspartner hinterhohlet sind und dadurch ein sicherer Zusammenhalt garantiert ist.

Für die Dichtung des Hydrauliksystems sorgen O – Ring – Einheiten am Druckkolben und an der Zylinderabdeckung. Das Verhalten eines O – Ringes bei Druckbeaufschlagung ist in *Abbildung 4-32* dargestellt. Ist der Dichtspalt für einen O – Ring mit bestimmter Schnurstärke zu groß ausgeführt, wird der Ring in den Spalt gezogen (Spaltextrusion) und die Dichtfunktion im weiteren Verlauf stark beeinträchtigt.

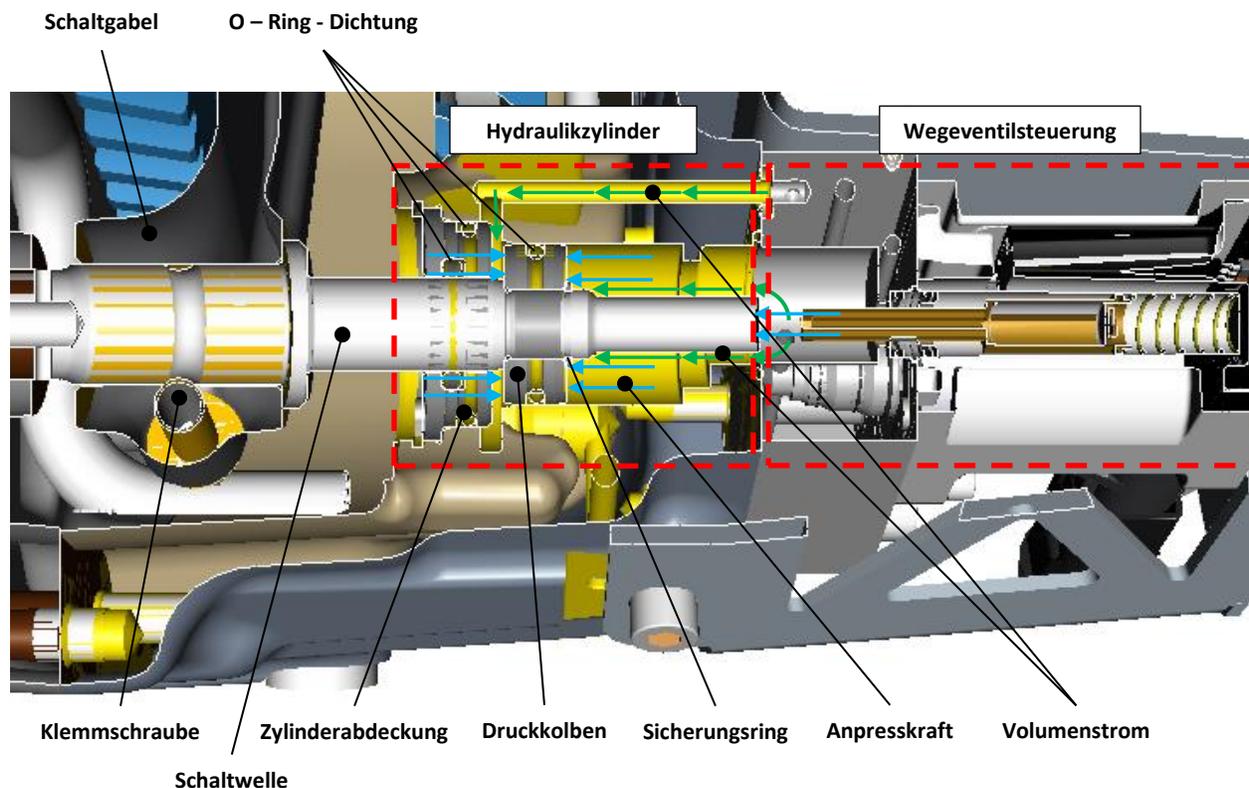


Abbildung 4-31: Aktuelle Schaltsystematik

Konzeptentwicklung

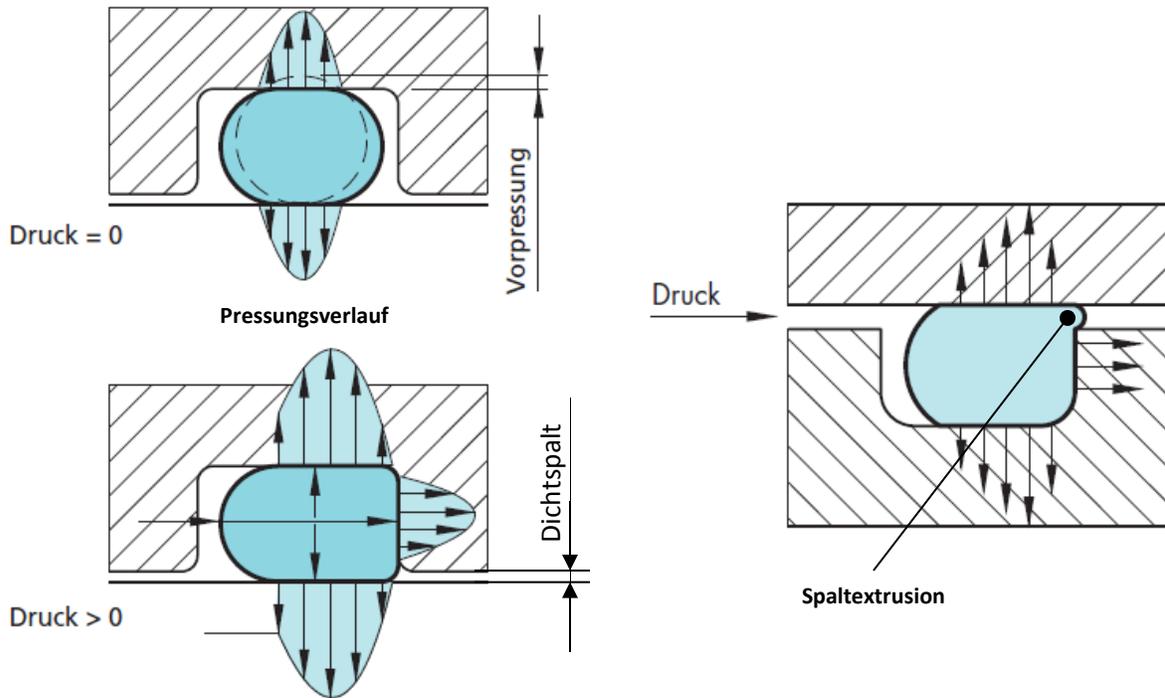


Abbildung 4-32: Dichtungs- und Spaltextrusion am O – Ring [22]

Bei der modifizierten Schalthydraulik (siehe *Abbildung 4-33*) wird ein höherer Anpressdruck benötigt, um zu gewährleisten, dass die Klauen während des Eingriffs permanent eine formschlüssige Verbindung aufweisen und sich durch die auftretende Axialkraft F_{axial} resultierend aus dem Kupplungsmoment $M_{Kupplung}$ nicht lösen. Wenn der Schaltvorgang abgeschlossen ist und die beiden Kupplungshälften eine gemeinsame Winkelgeschwindigkeit ω besitzen, wird der Anpressdruck auf das momentan wirkende Lastmoment reguliert. Der notwendige Anpressdruck wird im nachfolgenden Kapitel 4.5.2 ermittelt.

Die Klemmschraubenausführung als axiale Fixierung der Schaltgabel mit der Schaltwelle im Fall 1, wird aufgrund des erhöhten Systemdruckes in der Schaltphase durch die Anbringung einer Schraubenmutter am Wellenabsatz ersetzt. Da sich die Schraubenmutter während des Betriebes bei ständigem Druckaufbau zu lösen beginnt, muss die Mutter mit zwei gegenüberliegenden Gewindestiften bzw. Wurmschrauben (*Abbildung 4-34*) an der Schaltwelle axial festgehalten werden. Gewindestifte werden als Feststellschrauben bezeichnet und dienen zur Fixierung von Montageelementen. Die axiale Fixierung des Druckkolbens übernimmt ebenfalls eine Schraubenmutter, anstelle des bisherigen Sicherungsringes.

Im Fall 2 findet die Druckbeaufschlagung an der anderen Anströmfläche des Kolbens statt und die Schaltgabel wird durch den Wellenabsatz axial gesichert.

Die O – Ring – Dichtungen im bestehenden Hydraulikkonzept sind für diesen hohen Druckbereich nicht ausgelegt. Man könnte einerseits O – Ringe mit zusätzlichem Stützring verwenden, um die Gefahr einer Spaltextrusion zu verhindern und andererseits Dualseal – Dichtelemente als alternative Lösung benutzen. Die Vorteile der einteiligen Dualseal – Dichtungsvariante liegen in der Verdrillsicherheit, der

Konzeptentwicklung

Unempfindlichkeit gegenüber der Druckpulsation, den erhöhten Standzeiten und in der einfachen Montage.

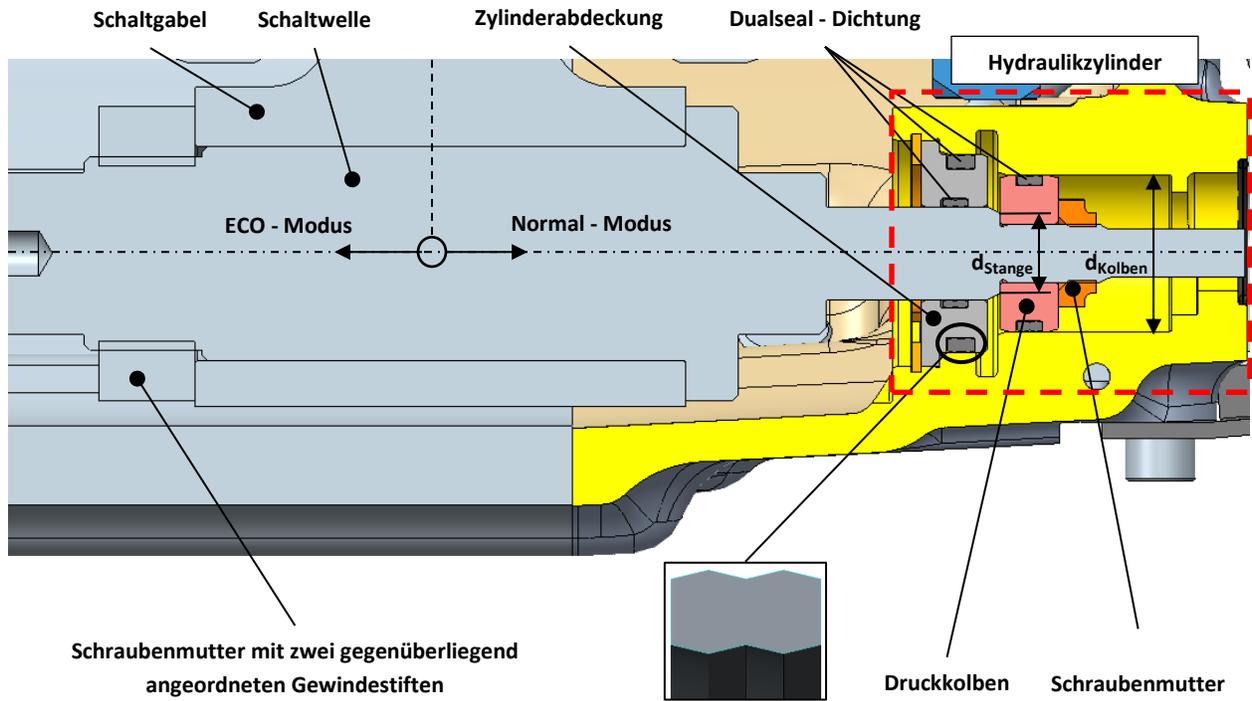


Abbildung 4-33: Modifizierte Schaltsystematik

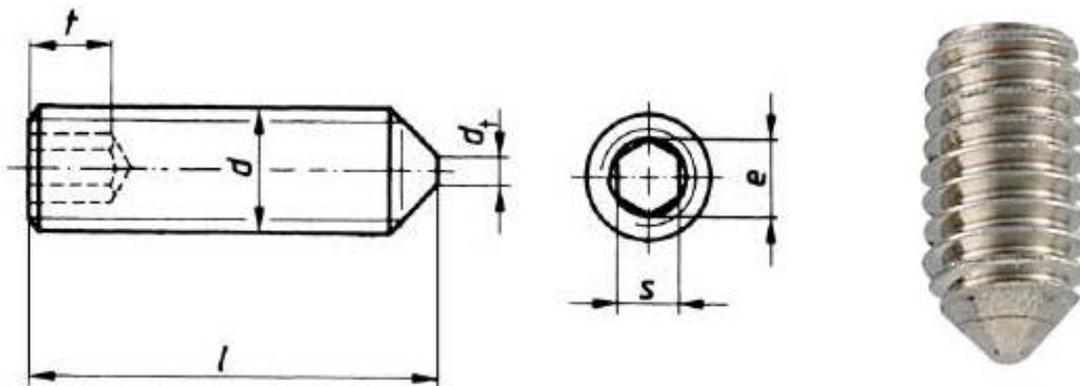


Abbildung 4-34: Gewindestift/Wurmschraube mit Innensechskant [23]

4.5 Festigkeitsberechnung der FPTO - Komponenten

Die verbauten mechanischen Bauteile im neu entwickelten FPTO – Konzept müssen auf ihre Lebensdauer bzw. Dauerfestigkeit überprüft werden. Dies wird anhand einer Festigkeitsberechnung mit den beiden Kupplungsmomenten $M_{Kupplung_Fall\ 1}$ und $M_{Kupplung_Fall\ 2}$ im jeweiligen Betriebsmodi (Fall 1 und Fall 2) durchgeführt.

Der Festigkeitsnachweis unterschiedlicher Verbindungen kann unterteilt werden in:

- Flächenpressung p_G
- Scherspannung τ_S bzw. Querkraftschub τ_{zy}
- Biegespannung σ_b
- erforderliche Querkraftaufnahme der Schraubenverbindung F_{K_erf}
- Wälzlagerberechnung

4.5.1 Flächenpressung p_G an den Klauen

Die während des Eingriffes wirkende Klauenkraft F_{Klaue} verursacht in der Kontaktfläche zwischen den Berührungspartnern bzw. Festkörper eine Normallastverteilung. Die Geometrie der Klaue ist in *Abbildung 4-35* ersichtlich.

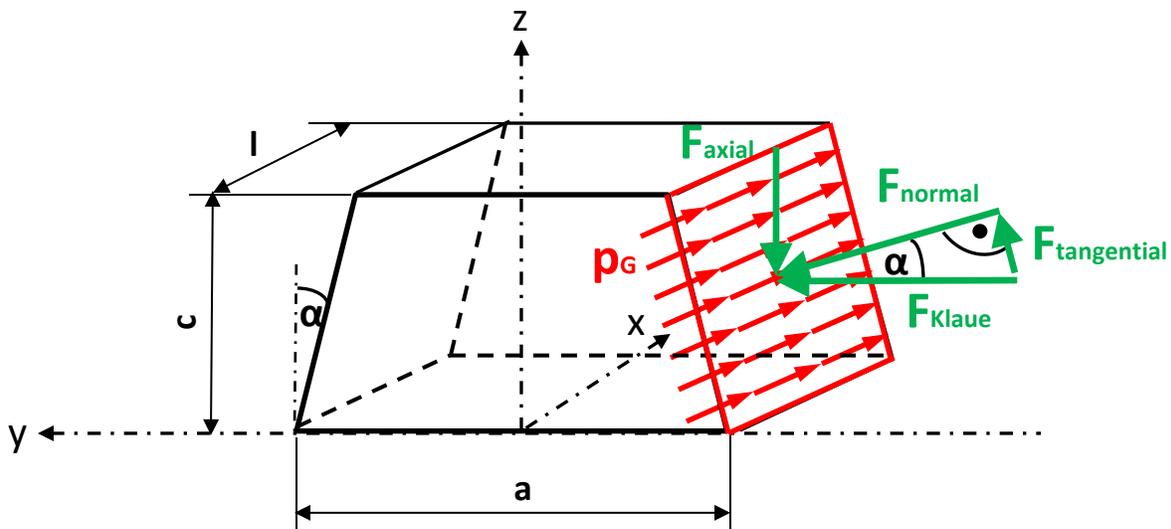


Abbildung 4-35: Klauengeometrie

Konzeptentwicklung

Die maximal auftretende Kraft wird aus dem maximalen Kupplungsmoment $M_{Kupplung_Fall\ 2}$ und dem Wirkradius r (Abbildung 4-36) bestimmt.

$$F_{Klaue_max} = \frac{M_{Kupplung_Fall\ 2}}{r} \quad (43)$$

$$F_{Klaue_max} = 38577,9\ N$$

Mit $M_{Kupplung_Fall\ 2} = 2796,9\ Nm$.

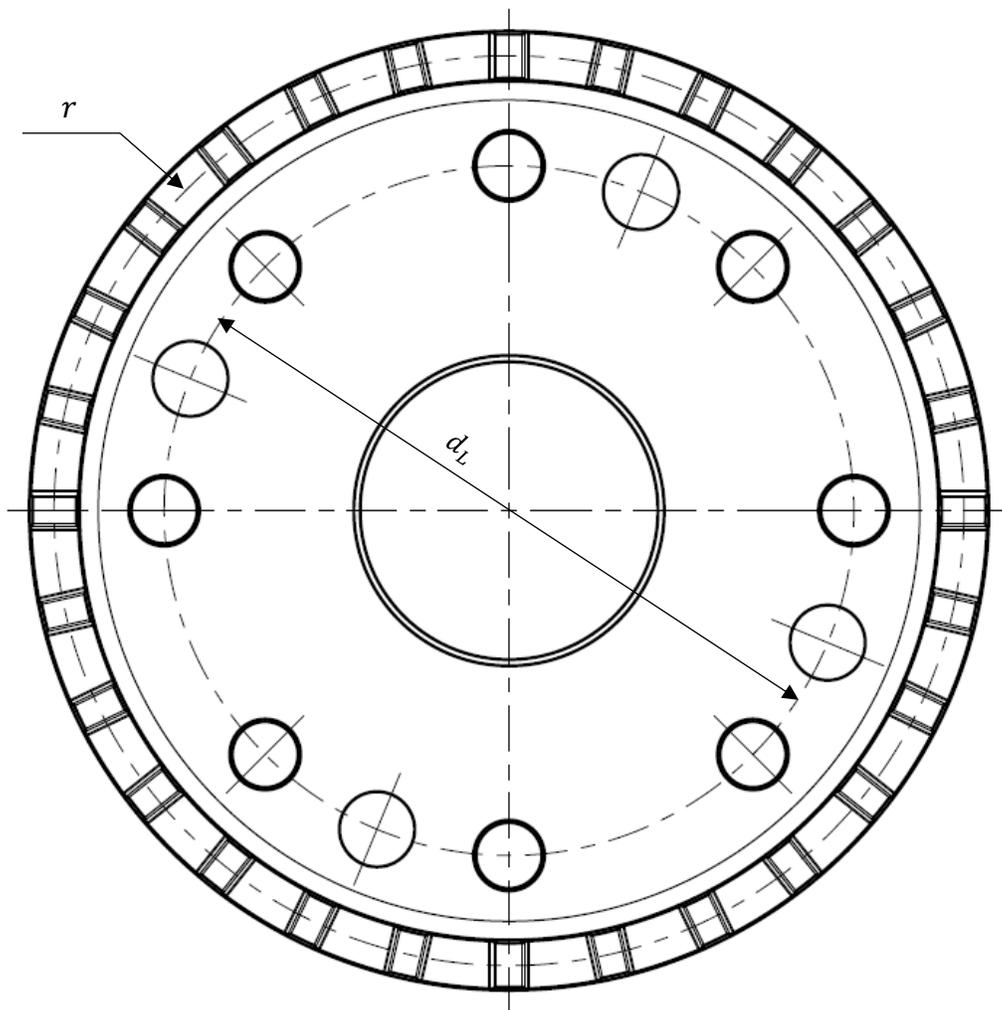


Abbildung 4-36: Wirkradius r am Klauenelement

Konzeptentwicklung

Aus der maximalen Klauenkraft ergeben sich die Reaktionskräfte zu

$$F_{normal} = F_{Klaue_max} * \cos \alpha \quad (44)$$

$$F_{tangential} = F_{Klaue_max} * \sin \alpha \quad (45)$$

$$F_{axial} = F_{tangential} * \cos \alpha \quad (46)$$

Am Umfang des Klauen- und Schaltelementes sind die Klauen angeordnet. Bei der Annahme, dass während des Schaltvorganges alle Klauen einen vollkommenen Formschluss besitzen, können die Reaktionskräfte mit den gegebenen Abmessungen wie folgt bestimmt werden:

$$F_{normal/Klaue} = 1377,8 \text{ N}$$

$$F_{tangential/Klaue} = 286,5 \text{ N}$$

$$F_{axial/Klaue} = 280,2 \text{ N}$$

Die Flächenpressung p_G beim Eingriff der Klauenpaarungen kann mit Gleichung 47 ermittelt werden.

Es muss stets die Bedingung $p_G \leq p_{G_zul}$ erfüllt sein, d. h. die maximale Flächenpressung zwischen den Körpern muss kleiner oder gleich der zulässigen Flächenpressung sein.

$$p_G = \frac{F_{normal/Klaue}}{A} \quad (47)$$

$$p_G = 56,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Mit der Kontaktfläche $A = \frac{c}{\cos \alpha} * l$

Konzeptentwicklung

Die zulässige Flächenpressung ergibt sich aus der Streckgrenze R_{eN} des verwendeten Werkstoffes, dem technologischen Größeneinflussfaktor K_t und dem Faktor ν für die Stoßbelastung in der Umschaltphase.

$$p_{G_zul} = \frac{R_{eN} * K_t}{\nu} \quad (48)$$

$$p_{G_zul} = 187 \frac{N}{mm^2}$$

Mit $\nu = 2,5$ für Stoßbeanspruchungen, $K_t = 0,55$ und der Streckgrenze R_{eN} des verwendeten Werkstoffes. [6]

Dies entspricht einer Sicherheit von

$$S = \frac{p_{G_zul}}{p_G}. \quad (49)$$

$$S \approx 3,3$$

Da die Klauen- und Schaltelemente einsatzgehärtet werden, steigt die Streckgrenze des Werkstoffes an. Dadurch wird eine höhere Sicherheit erreicht und die Klauen neigen während des auftretenden Stoßmomentes nicht zum Bruch. Während des Eingriffes kann es passieren, dass nicht alle Klauenpaarungen einen hundertprozentigen Formschluss aufweisen. Durch die Erhöhung der Festigkeit in der Randschicht ist es möglich, auch bei geringerer Anzahl an formschlüssigen Verbindungen zwischen den Klauen, einem Verschleißverhalten entgegenzuwirken.

Das Einsatzhärten zählt zur Gruppe der Oberflächen- bzw. Randschichthärtung und wird in folgende Arbeitsschritte unterteilt: [24]

- Aufkohlen
- Härten/Abschrecken
- Anlassen

Konzeptentwicklung

Primärziel beim Einsatzhärten eines Stahles ist einerseits ein geringer Kohlenstoffgehalt im Kern für eine hohe Zähigkeit bei dynamischer Belastung und andererseits ein hoher Kohlenstoffgehalt in der Oberflächenrandschicht, um eine hohe Festigkeit zu erreichen.

Im Aufkohlungsvorgang wird ein kohlenstoffarmer Stahl mit maximal 0,2 % Kohlenstoff in eine kohlenstoffhaltige Umgebung eingesetzt. Der Kohlenstoff im Gefüge diffundiert in die Randschicht ein und führt dort zu einer Anreicherung des Kohlenstoffgehaltes, während im Kern der Kohlenstoff geringfügig vorhanden ist. Die Kohlenstoffanreicherung kann mit einem flüssigen oder gashaltigen Medium erfolgen.

Das Prinzip des Aufkohlens ist in *Abbildung 4-37* dargestellt.

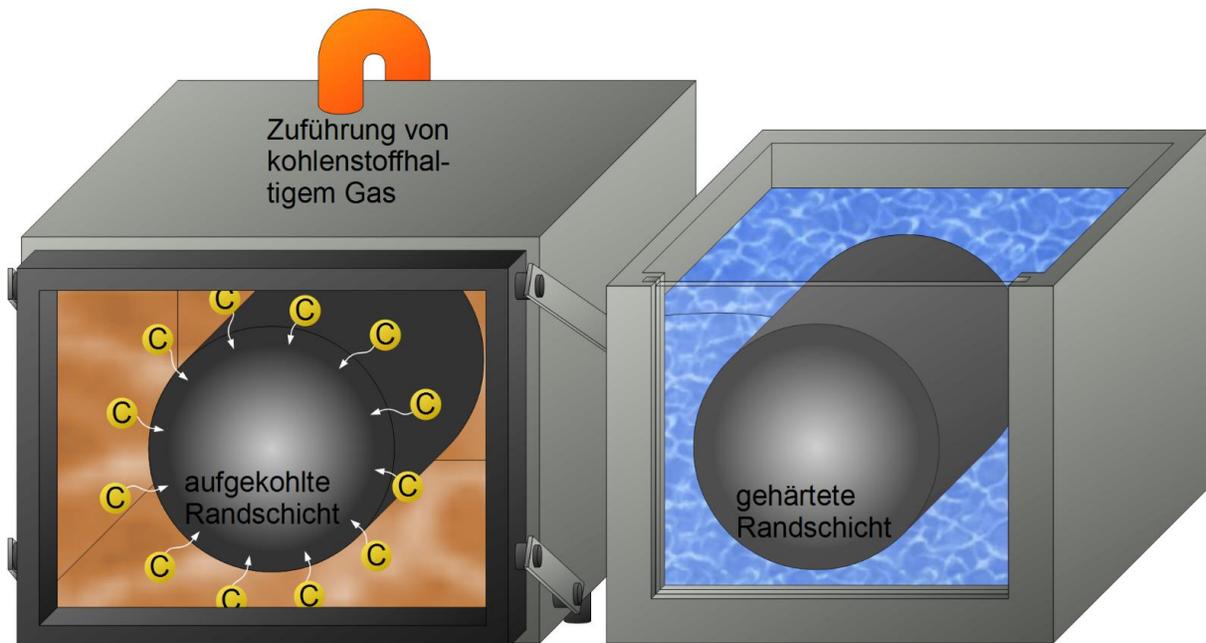


Abbildung 4-37: Aufkohlungsvorgang [24]

Nachdem die Randschicht des Bauteiles auf ein härgbares Maß gebracht wurde (etwa 0,8 % C – Gehalt), beginnt der eigentliche Härteablauf (siehe *Abbildung 4-38*). Dabei wird der Stahl nach der Kohlenstoffhöhung an der Oberfläche langsam abgekühlt, um im weiteren Verlauf nochmals erwärmt zu werden. Dies führt zu Austenit γ – Ferrit α – Umwandlungen und dadurch zu einer Kornverfeinerung im Gefüge. Die erforderliche Temperatur beim Härten ist aufgrund der aufgekohlten Oberfläche für eine vollständige Austenitisierung geringer als im kohlenstoffarmen Kernbereich.

Aus dem austenitierten Zustand wird anschließend mit genügend hoher Abkühlgeschwindigkeit abgeschreckt und das Gefüge wird diffusionslos in Martensit umgeklappt. Der Kern des Materials wird hingegen durch die geringe Randhärte-temperatur nicht vollständig austenitisiert, sodass im Kern kein vollständiges Martensitgefüge entstehen kann.

Konzeptentwicklung

Die Härtetemperatur beim Einsatzhärten wird vorzugsweise nach den gewünschten Eigenschaften der Randschicht angepasst, um die gewünschten Anforderungen zu erzielen.

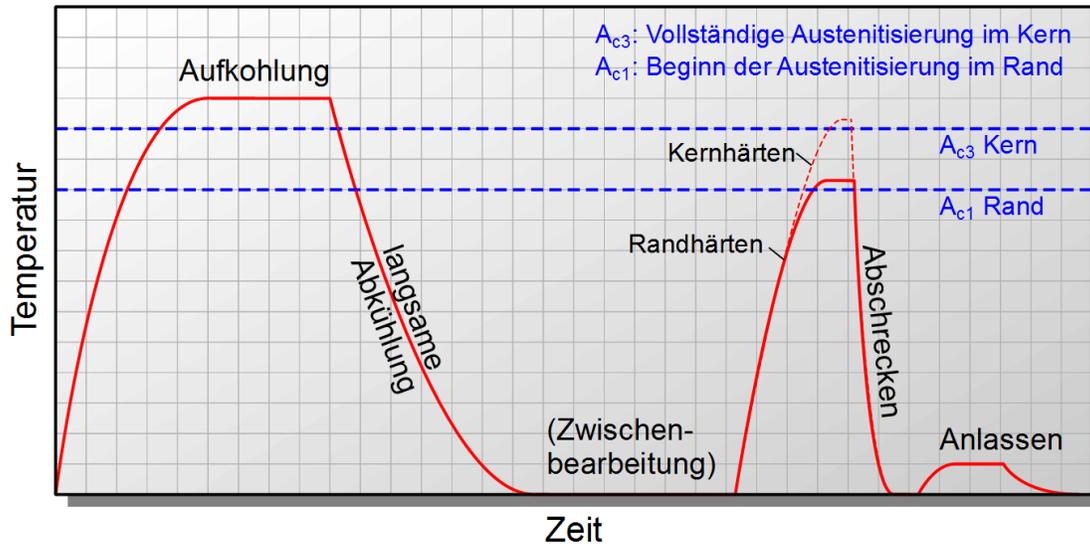


Abbildung 4-38: Härtevorgang [24]

Der verwendete Einsatzstahl wird in den Datenblättern [6] im blind gehärteten Zustand angegeben. Hierbei handelt es sich um das Härten nicht aufgekohlter Bauteile.

Beim Blindhärtungsvorgang werden die Bereiche des Bauteils, die nicht gehärtet werden sollen, von der kohlenstoffreichen Randschicht spanend befreit. Nach dem Härten bleiben die zuvor bearbeiteten Bereiche entsprechend weich und geben so Aufschluss darüber, welche Härte der Kernwerkstoff beim anschließenden Einsatzhärten aufweist.

4.5.2 Berechnung des erforderlichen Druckes p im Hydrauliksystem (Abb.: 4-33)

Bei der Auslegung des doppelt wirkenden Hydraulikzylinders muss darauf geachtet werden, dass im System ausreichend Druck beim Umschalten vorhanden ist. Die auftretende Axialkraft F_{axial} versucht das mit dem Klauenelement im Eingriff befindliche Schaltelement hinauszudrücken. Um dieser Kraft entgegenzuwirken, muss eine Rückhaltekraft bzw. ein Gegendruck aufgebracht werden.

Beim Eingriff der Klauen treten im Kontaktpunkt die durch die Klauenkraft F_{Klaue} hervorgerufenen Aktions- und Reaktionskräfte F_{axial} , F_{normal} und $F_{tangential}$ auf (siehe Abbildung 4-39).

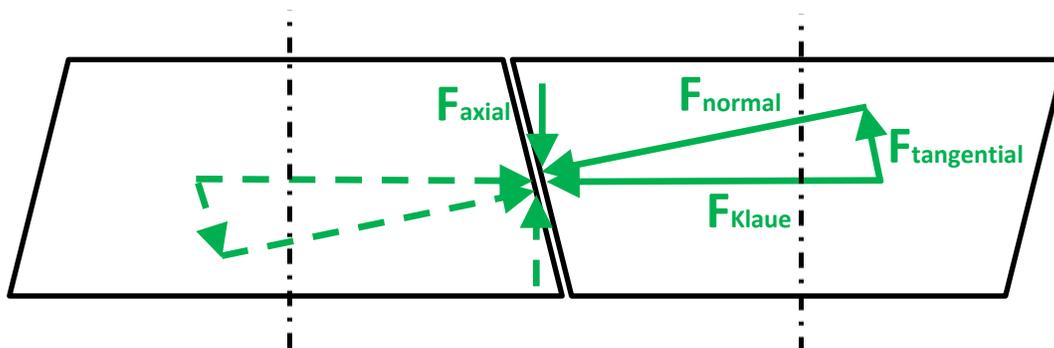


Abbildung 4-39: Wechselwirkungsprinzip im Eingriff

Der erforderliche Druck p muss in den beiden Fällen für die jeweiligen Maximalwerte $M_{Kupplung_Fall\ 1}$ und $M_{Kupplung_Fall\ 2}$ ausgelegt werden.

- **Fall 1:**

Im Schaltvorgang zwischen ECO- und Normalmodus ist der Druck von der gesamten auftretenden Axialkraft, zusätzlich eines Sicherheitsfaktors und der Anström- bzw. Kolbenfläche A_{Kolben} abhängig.

$$p = \frac{F_{axial} \text{ in } N}{A_{Kolben} \text{ in } m^2} * 10^{-5} \text{ [bar]} \quad (50)$$

$$A_{Kolben} = \frac{(d_{Kolben}^2 - d_{Stange}^2) * \pi}{4} \quad (51)$$

Konzeptentwicklung

Bei einem maximalen Kolbenweg bzw. Hub s und einer Umschaltzeit t kann die Schaltgeschwindigkeit v mit der gleichförmigen Bewegung wie folgt bestimmt werden:

$$v = \frac{s}{t} = \textit{konstant} \quad (52)$$

$$v = 0,1 \frac{m}{s}$$

Aus der ermittelten Schaltgeschwindigkeit kann nun auf den Volumenstrom \dot{V} des Hydraulikmediums geschlossen werden. Die Fördermenge des Druckmediums wird vom Wegeventil gesteuert.

$$\dot{V} = A_{\text{Kolben}} \textit{in } m^2 * v \textit{ in } \frac{m}{s} * 10^3 * 60 \left[\frac{l}{min} \right] \quad (53)$$

In *Tabelle 4-7* sind die Kennwerte für die Bestimmung des Druckes im Hydraulikzylinder und der vorhandene bzw. eingestellte Volumenstrom aufgelistet.

Tabelle 4-7: Fall 1 \Rightarrow Erforderlicher Druck p im Hydrauliksystem

$M_{\text{Kupplung_Fall 1}}$	[Nm]	2071,2	
F_{Klaue}	[N]	28568,3	vgl. Gleichung 43
$F_{\text{tangential}}$	[N]	5939,7	vgl. Gleichung 45
$F_{\text{axial mit 1,5-facher Sicherheit}}$	[N]	8714,9	vgl. Gleichung 46
A_{Kolben}	[m ²]	-	
d_{Kolben}	[m]	-	
d_{Stange}	[m]	-	
Volumenstrom \dot{V}	$\left[\frac{l}{min} \right]$	2,96	
Druck p	[bar]	176,8	

Konzeptentwicklung

- **Fall 2:**

In der Umschaltphase von der Normalstufe auf die ECO – Stufe ändert sich, im Vergleich zu Fall 1 für die Ermittlung des Schaltdrucks, nur die Anströmfläche. Der Bereich in dem der Volumenstrom den Kolben anströmt, streckt sich über den gesamten Kolbendurchmesser d_{Kolben} .

Der nachfolgend in *Tabelle 4-8* angeführte Druck p wurde nach Gleichung 50 mit der Kolbenfläche

$$A_{Kolben} = \frac{d_{Kolben}^2 * \pi}{4} \quad (54)$$

berechnet.

Tabelle 4-8: Fall 2 \Rightarrow Erforderlicher Druck p im Hydrauliksystem

$M_{Kupplung_Fall\ 2}$	[Nm]	2796,9	
F_{Klaue}	[N]	38577,9	vgl. Gleichung 43
$F_{tangential}$	[N]	8020,8	vgl. Gleichung 45
F_{axial} mit 1,5-facher Sicherheit	[N]	11768,3	vgl. Gleichung 46
A_{Kolben}	[m ²]	-	
d_{Kolben}	[m]	-	
Volumenstrom \dot{V}	[$\frac{l}{min}$]	4	
Druck p	[bar]	175,9	

Da die beiden Schaltdrücke einen ähnlich großen Wert aufweisen, wird die Annahme getroffen, die Drücke auf 180 bar festzulegen.

Somit ergibt sich für die Schaltvorgänge ein Systemdruck innerhalb des Hydraulikmodells von

$$p_{Fall\ 1/Fall\ 2} = 180\ bar$$

4.5.3 Scherspannung τ_S bzw. Querkraftschub τ_{zy} an den Klauen

In der Phase des Stoßmomentes treten aufgrund der Klauenkraft F_{Klaue} im Material Scherspannungen τ_S auf, die in weiterem Verlauf zu einer Abscherung der Klauen führen können. Um dies zu unterbinden, muss eine Festigkeitsberechnung auf Querkraftschub τ_{zy} (Abbildung 4-40) und als näherungsweise Lösung auf die mittlere Scherspannung τ_{Sm} (Abbildung 4-42) zwischen den Klaueneinheiten durchgeführt werden.

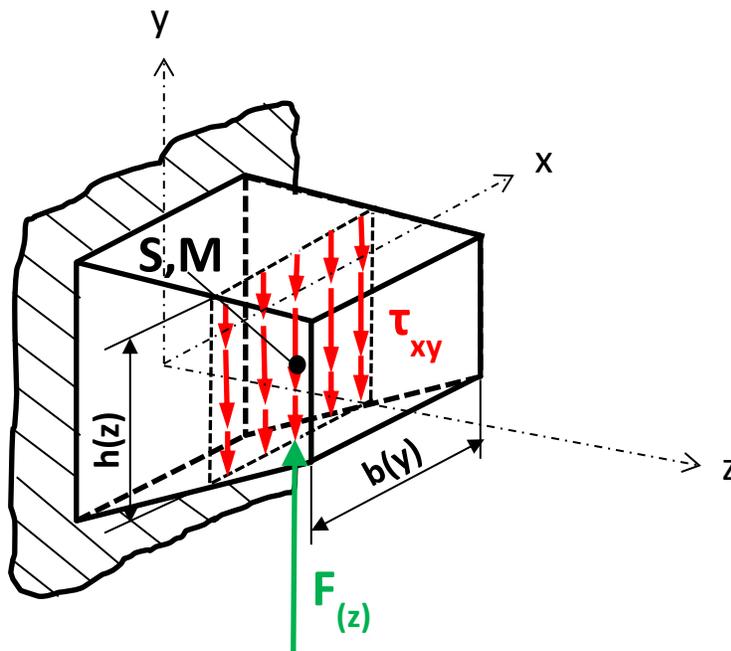


Abbildung 4-40: Querkraftschubspannung

Die Schubspannungen τ_{zy} werden in Profilen durch die angreifenden Querkräfte hervorgerufen.

$$\tau_{zy} = -\frac{F_{(z)} * S_{x(y)}}{b_{(y)} * I_{xx}} \quad (55)$$

Mit dem statischen Moment

$$S_{x(y)} = \int_A y * dA = \int_{\frac{h(z)}{2}}^y \bar{y} * b_{(y)} * d\bar{y} = -\frac{b_{(y)}}{2} * \left(\frac{h_{(z)}^2}{4} - y^2\right) \quad (56)$$

und dem Flächenträgheitsmoment um die x - Achse

$$I_{xx} = \frac{b_{(y)} * h_{(z)}^3}{12}. \quad (57)$$

Durch Einsetzen der zuvor festgelegten Parameter kann die Schubspannungsverteilung in *Abbildung 4-41* für einen rechteckigen Querschnitt mit konstanter Breite $b_{(y)} = b = konst$ und der Höhe $h_{(z)}$, wie folgt ermittelt werden:

$$\tau_{zy} = \frac{3}{2} * \frac{F_{(z)}}{b * h_{(z)}} * \left[1 - 4 * \left(\frac{y}{h_{(z)}} \right)^2 \right]$$

Am oberen und unteren Rand des Rechteckquerschnittes, bei $y = \pm \frac{h_{(z)}}{2}$, ist der Wert der Schubspannung τ_{zy} gleich 0.

Im Bereich $y = 0$ erreicht die Schubspannung das Maximum $\tau_{zy_{max}}$ und entspricht bei $z = 0$ dem 1,5-fachen Wert der mittleren Schubspannung τ_{Sm} .

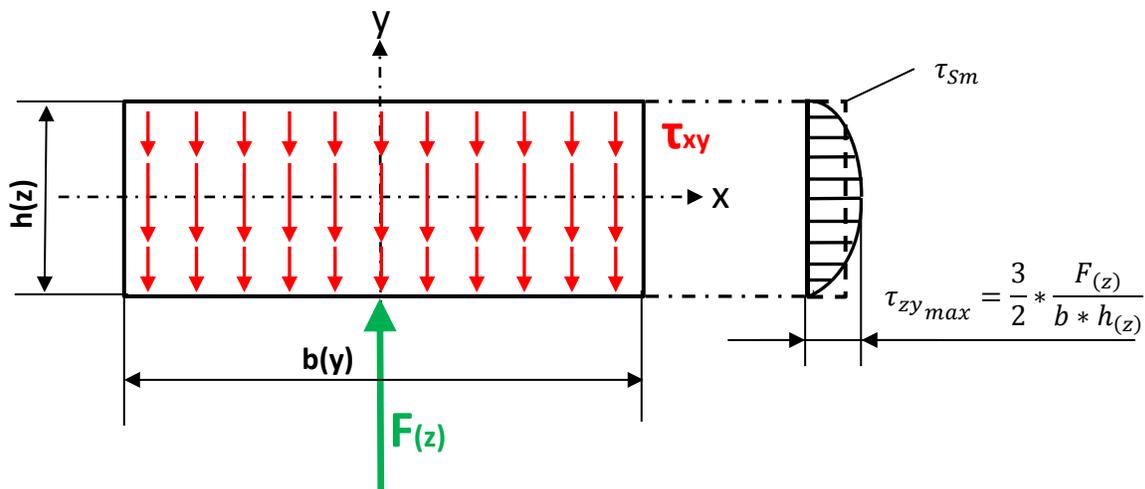


Abbildung 4-41: Parabolische Schubspannungsverteilung bezüglich y

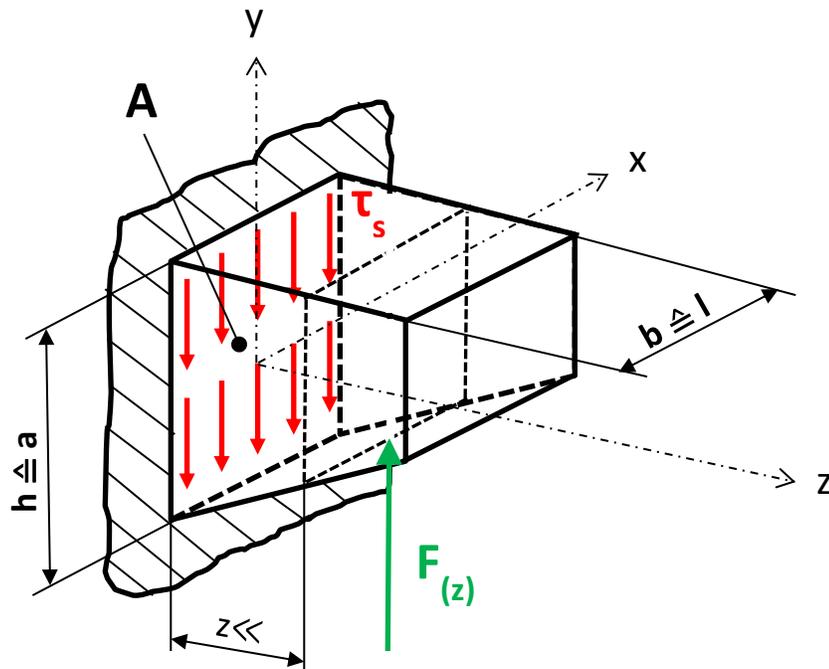


Abbildung 4-42: Mittlere Scherspannung

Eine näherungsweise Lösung ist die Berechnung der mittleren Scherspannung τ_{Sm} . Der Kraftangriffspunkt wird im Schwerpunkt und entlang des Wirkradius r des Klauenprofils angenommen.

$$\tau_{Sm} = \frac{F_{(z)}}{A} \quad (58)$$

$$\tau_{Sm} = 28,7 \frac{N}{mm^2}$$

Mit $A = b * h$ bei $z = 0$ und $F_{(z)} = \frac{F_{Klaue\ max}}{\text{Anzahl Klauen}}$

Um die Sicherheit gegenüber tangentialen Scherkräften festlegen zu können, muss die mittlere Scherspannung mit der Scherfestigkeit τ_{SB} und der Scherfließgrenze τ_{SF} des Bauteiles verglichen werden. Die Scherfestigkeit und die Scherfließgrenze bilden den Widerstand eines Festkörpers gegen die auftretenden Scherkräfte.

$$\tau_{SB} = f_{\tau} * R_{mN} * K_t = 382,8 \frac{N}{mm^2} \quad (59)$$

Konzeptentwicklung

$$\tau_{sF} = f_{\tau} * R_{eN} * K_t = 271,2 \frac{N}{mm^2} \quad (60)$$

Gerechnet wird mit dem Faktor $f_{\tau} = 0,58$ für den gewählten Werkstoff und der dazugehörigen Zugfestigkeit R_{mN} und Streckgrenze R_{eN} . Der Faktor $K_t = 0,55$ berücksichtigt den technologisch bedingten Festigkeitsabfall mit zunehmender Bauteilgröße. [6]

Daraus folgen die Bauteilsicherheiten bei Scherbeanspruchung gegen Bruch und Verformung von

$$S_B = \frac{\tau_{sB}}{1,5 * \tau_{sm}} \approx 9 \quad (61)$$

und

$$S_F = \frac{\tau_{sF}}{1,5 * \tau_{sm}} \approx 6. \quad (62)$$

Ein Versagen bzw. Bruch der Klauen durch Scherbelastungen, kann aufgrund der ausreichenden Sicherheit S_B ausgeschlossen werden.

4.5.4 Biegespannung σ_b an der Schaltwelle

Durch die beim Umschalten wirkende maximale Axialkraft F_{axial} aus *Tabelle 4-8* kommt es in der Schaltsystematik, bestehend aus Schaltwelle und Schaltgabel, zu Biegespannungen σ_b . Über die Schaltgabel entsteht ein Kipp- bzw. Biegemoment M_b (siehe *Abbildung 4-43*) an der Schaltwelle, hervorgerufen durch die beim Eingriff auftretende Axialkraft und dem Abstand in y - Richtung.

$$M_b = F_{axial} * y \quad (63)$$

$$M_b = 2257,2 \text{ Nm}$$

Der Zusammenhang zwischen dem Biegemoment M_b und dem Widerstandsmoment W_b ergibt die Biegespannung σ_b und wird nach Gleichung 64 bestimmt.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (64)$$

Das axiale Widerstandsmoment für den Wellenquerschnitt kann mit dem Durchmesser d im gefährdeten Querschnitt ermittelt werden. Dieser setzt sich aus dem Durchmesser der Welle d_{Welle} und der Breite der Schaltgabelaufnahme b_{Gabel} an der Schaltwelle zusammen, da die Aufnahme der Biegung entgegenwirkt.

$$d = d_{Welle} + 2 * b_{Gabel} = 0,0573 \text{ m} \quad (65)$$

Somit kann das axiale Widerstandsmoment W_b des Schaltwellenquerschnittes und in weiterer Folge die wirkende Biegespannung σ_b im Wellenabschnitt ermittelt werden.

$$W_b = \frac{d^3 * \pi}{32} = 18,5 * 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (66)$$

$$\sigma_b = 122,01 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Konzeptentwicklung

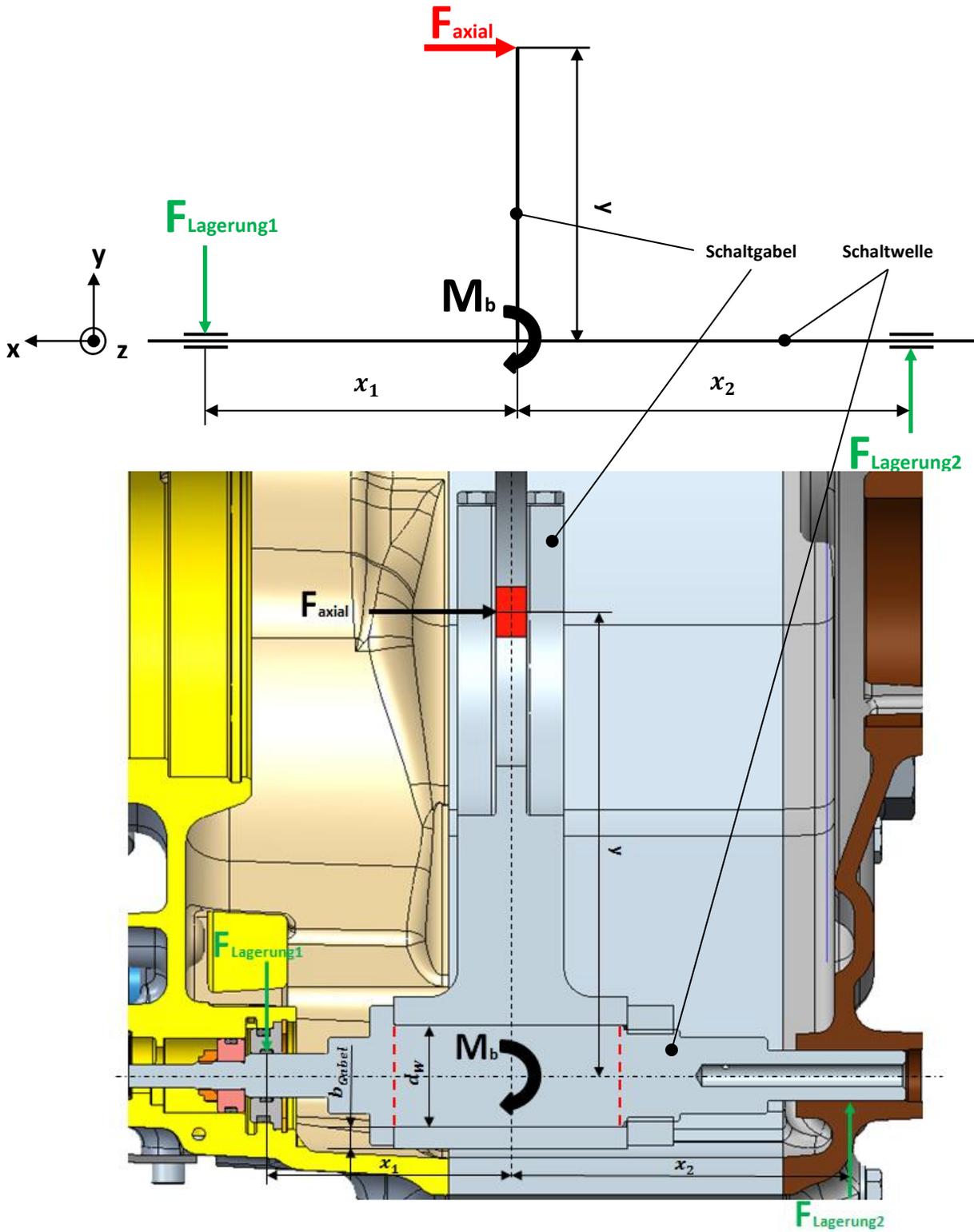


Abbildung 4-43: Auftretendes Biegemoment M_b beim Schaltvorgang

Konzeptentwicklung

Die ermittelte Biegespannung σ_b kann nun der Grenzspannung des verwendeten Stahls der Schaltwelle gegenübergestellt werden. Da die Kräfte nur in eine Richtung wirken und unmittelbar nach dem Stoßvorgang geringer werden, spricht man von einer näherungsweise schwellenden Belastung. Die Spannungsreserve zwischen Biege σ_b - und Grenzspannung σ_{bSchN} , im Zusammenhang mit dem Größeneinflussfaktor K_t , wird als Sicherheit bezeichnet und wie folgt berechnet: [6]

$$S_b = \frac{\sigma_{bSchN} * K_t}{\sigma_b} \approx 3,7 \quad (67)$$

4.5.4.1 Bestimmung des Biegemoment $M_{b(x)}$ - und Querkraftverlaufs $Q_{(x)}$

Bei den Schnittreaktionen handelt es sich um die inneren Kräfte in einem Bauteil, wenn dieser durch äußere Kräfte bzw. Momente belastet wird. Schneidet man das Gesamtsystem frei, so entstehen jeweils beim Schnitt Teilsysteme. Die im statischen Teilsystem wirkenden Kräfte (innere und äußere Belastungen) liegen zueinander im Gleichgewicht.

Die auftretenden Schnittreaktionen oder innere Kräfte/Momente können wie folgt unterteilt werden:

- Normalkraft $N_{(x)}$: Verläuft entlang der Wellenachse und kann als Zug- oder Druckkraft wirken
- Querkraft $Q_{(x)}$: Verläuft normal zur Wellenachse und wirkt als Schubkraft
- Biegemoment $M_{b(x)}$: Verläuft um den Schwerpunkt der Schnittstelle

Zuerst müssen die Lagerkräfte $F_{Lagerung 1}$ und $F_{Lagerung 2}$ im System aus der statischen Gleichgewichtsbedingung bestimmt werden.

$$\sum M_2 = 0 = -M_b + F_{Lagerung 1} * (x_1 + x_2) \quad (68)$$

$$\sum M_1 = 0 = -M_b + F_{Lagerung 2} * (x_1 + x_2) \quad (69)$$

Daraus folgen die Lagerkräfte zu

$$F_{Lagerung 1} = F_{Lagerung 2} = \frac{M_b}{(x_1 + x_2)} = 9826,7 \text{ N}$$

mit den Abständen x_1 und x_2 .

Konzeptentwicklung

Nun können die Schnittreaktionen des Systems durch die Aufteilung in zwei Teilsysteme definiert werden.

Da die Schaltwelle keine äußere Belastung entlang der Wellenachse erfährt, tritt in den beiden Teilsystemen keine Normalkraft $N_{(x)}$ auf.

Schnittreaktionen im Bereich 1: siehe *Abbildung 4-44*

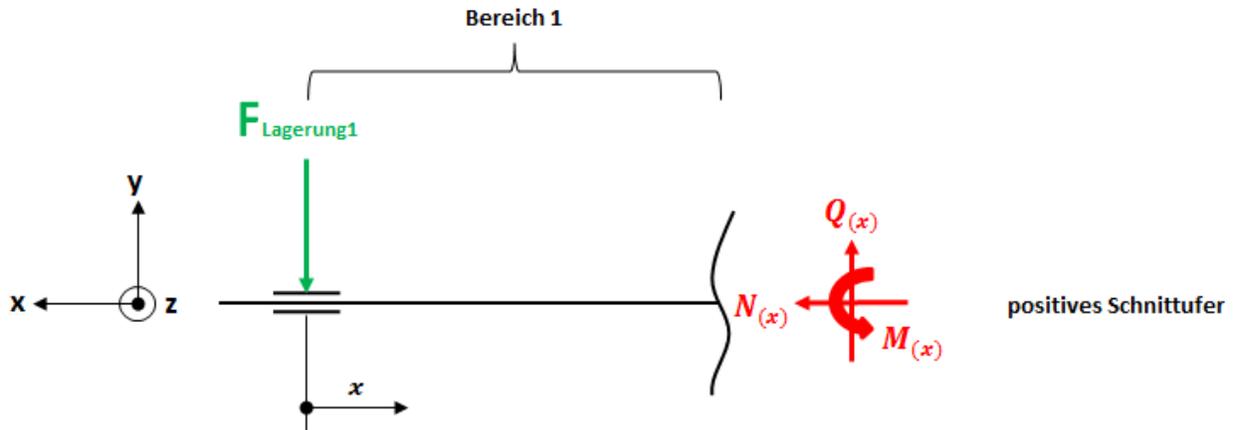


Abbildung 4-44: Schnittreaktionen im Bereich 1

Normalkraft: $N_{(x)} = 0$ $0 \leq x \leq x_1$ (70)

Querkraft: $\sum F_y = 0 = Q_{(x)} - F_{Lagerung\ 1}$ $0 \leq x \leq x_1$ (71)

$$Q_{(x)} = F_{Lagerung\ 1} = 9826,7\ N$$

Biegemoment: $\sum M_z = 0 = M_{b(x)} + F_{Lagerung\ 1} * x$ $0 \leq x \leq x_1$ (72)

$$M_{b(x)} = -F_{Lagerung\ 1} * x = -944,3\ Nm$$

für $x = x_1$

$$M_{b(x)} = 0$$

Konzeptentwicklung

Die ermittelten Werte führen nun zu den Querkraft- und Biegemomentverläufen (siehe *Abbildungen 4-46* und *4-47*) innerhalb des Gesamtsystems abhängig von der Laufvariable x .

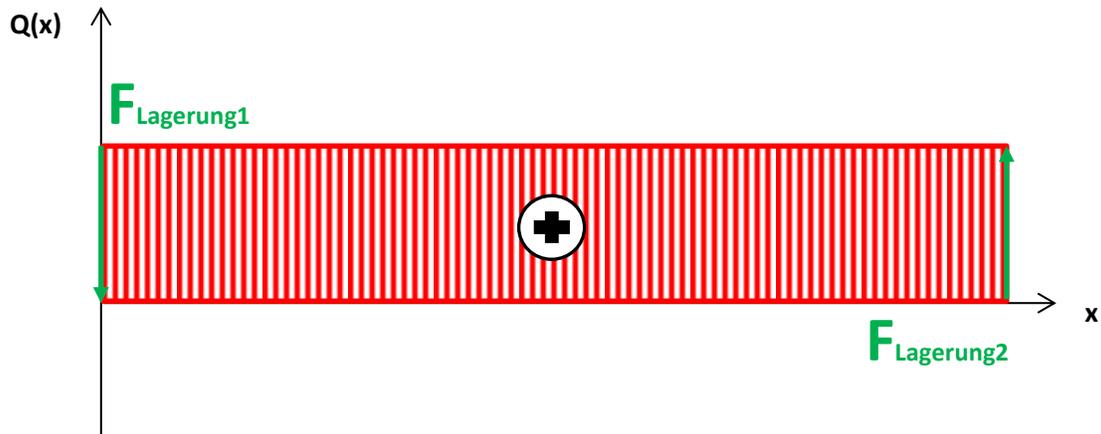


Abbildung 4-46: Querkraftverlauf

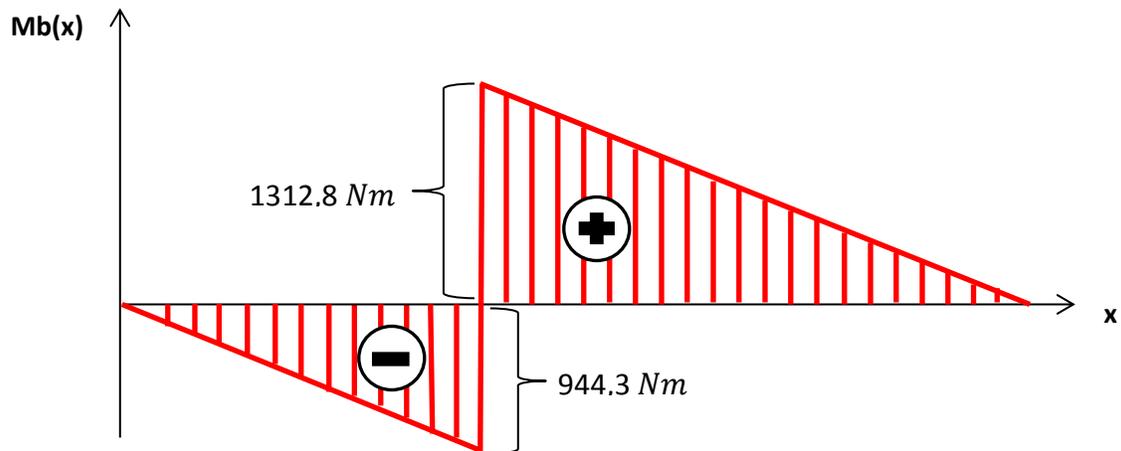


Abbildung 4-47: Biegemomentenverlauf

4.5.5 Flächenpressung Zahnwellenverbindung nach DIN 5480

Bei der Zahnwellenverbindung zwischen Schaltelement und Ausgangswelle (in *Tabelle 4-9*) kommt es während des Geschwindigkeitsstoßes zu einer Pressung in den Evolventenzahnprofilen der beiden Komponenten.

Um die Gefahr einer Beschädigung zu unterbinden, muss ein Festigkeitsnachweis an der Zahnwellenverbindung nach Gleichung 76 durchgeführt werden.

$$p = \frac{2 * M_{Kupplung_Fall\ 2}}{d_m * h * z * l_{tr} * \cos \alpha * \varphi} \leq p_{F_zul} \quad (76)$$

Mit den Kenngrößen

- $M_{Kupplung_Fall\ 2}$ maximal wirkendes Torsionsmoment im Fall 2 [*Nmm*]
- $d_m = d_5$ mittlerer Profildurchmesser entspricht dem Teilkreisdurchmesser [*mm*]
- $h = 0,5 * [d_3 - (d_2 + 0,16 * m)]$ Zahnhöhe [*mm*], wobei d_{a1} der Kopfkreisdurchmesser der Welle, d_{a2} der Kopfkreisdurchmesser der Nabe und m der Modul ist
- l_{tr} tragende Länge der Verbindung [*mm*]
- z Zähnezahl
- α Eingriffswinkel der Verzahnung [°]
- φ Tragfaktor $\varphi = 0,9$ für flankenzentrierte Evolventenverzahnung [-]
- p_{F_zul} zulässige Flächenpressung des schwächsten Werkstoffes [$\frac{N}{mm^2}$]

Konzeptentwicklung

Tabelle 4-9: Evolventenverzahnung nach DIN 5480 [25]

Bezugs- durchmesser	Zähne- zahl <i>z</i>	Modul <i>m</i>	Teil- kreis <i>d_s</i>	Welle		Nabe	
				<i>d₃</i>	<i>d₄</i>	<i>d₂</i>	<i>d₁</i>
20	12	1,5	18,0	19,7	16,7	17	20
22	13	1,5	19,5	21,7	18,7	19	22
25	15	1,5	22,5	24,7	21,7	22	25
26	16	1,5	24,0	25,7	22,7	23	26
28	14	1,75	24,5	27,65	24,15	24,5	28
30	16	1,75	28,0	29,65	26,15	25,5	30
32	17	1,75	29,75	31,65	28,15	28,5	32
35	16	2	32	34,6	30,6	31	35
37	17	2	34	36,6	32,6	33	37
40	18	2	36	39,6	35,6	36	40
42	20	2	40	41,6	37,6	38	42
45	21	2	42	44,6	40,6	41	45
48	22	2	44	47,6	43,6	44	48
50	24	2	48	49,6	45,6	46	50

Aus den Kennwerten der *Tabelle 4-9* für die Evolventenzahnprofile der Welle (Ausgangswelle) DIN 5480 W45 – 2 – 21 und Nabe (Schaltelement) DIN 5480 N45 – 2 – 21, erfolgt die Berechnung der Flächenpressung innerhalb der Verbindung zu

$$p = 130,6 \frac{N}{mm^2}$$

Da die mechanischen Eigenschaften der verwendeten Werkstoffe für die Welle und der Nabe mit ähnlich bzw. annähernd ident sind, kann als Vergleichswert für die auftretende Flächenpressung eine zulässige Fugenpressung

$$p_{F_zul} = \frac{R_{eN} * K_t}{\nu} = 255 \frac{N}{mm^2} \quad (77)$$

mit der Streckgrenze R_{eN} , dem Größeneinflussfaktor $K_t = 0,75$ und dem Stoßfaktor $\nu = 2,5$, angenommen werden. [6]

Daraus ergibt sich eine Zahnwellensicherheit von

$$S_{ZW} = \frac{p_{F_zul}}{p} \approx 2. \quad (78)$$

4.5.6 Erforderliche Klemmkraft $F_{K_{erf}}$ der Schraubverbindung

Die Querkräfte werden mittels Reibschluss in der Kontaktzone der verschraubten Bauteile übertragen und resultieren aus den jeweiligen Kupplungsmomenten $M_{Kupplung_Fall\ 1}$ und $M_{Kupplung_Fall\ 2}$ in den beiden Schaltvorgängen.

Die erforderliche Klemmkraft bei den auftretenden Querkräften wird wie folgt bestimmt:

$$F_{K_{erf}} = \frac{2 * M_{Kupplung}}{n * \mu_T * i * d_L} \quad (79)$$

Mit den folgenden Parametern:

nAnzahl der Schrauben

μ_TReibbeiwert in den Trennfugen

iAnzahl der Trennfugen

d_LLochkreisdurchmesser [mm]

$M_{Kupplung}$Kupplungsmoment [Nmm]

4.5.6.1 Schraubverbindungen im Fall 1

Die Schraub- und Passstiftverbindungen werden während des Schaltvorganges für einen kurzen Zeitraum mit dem maximal übertragbaren Kupplungsmoment $M_{Kupplung_Fall\ 1}$ belastet. Diese Beanspruchung während des Umschaltvorgangs, entspricht einer näherungsweise schwellenden Belastung der Schrauben und Zylinderstifte.

Passstifte werden auf Scherung τ_{Sm} und Lochleibung bzw. Pressung p beansprucht. Der Einbau von Passstiften wird vorwiegend für die Aufnahme eines Drehmomentanteils des maximalen Kupplungsmomentes eingesetzt.

Die verwendeten Zylinderstifte müssen so ausgelegt werden, dass diese während des Stoßes nicht brechen.

$$\tau_{Sm} = \frac{K_A * F_{Passstift}}{A_S} \quad (80)$$

$$p = \frac{K_A * F_{Passstift}}{A_{proj}} \quad (81)$$

Konzeptentwicklung

Um ein selbstständiges Lösen der Schrauben zu verhindern, wird die erforderliche Klemmkraft F_{K_erf} der einzelnen Schraubverbindungen im Fall 1 ermittelt. Die ermittelten Daten sind in *Tabelle 4-10* aufgelistet.

Für ein sicheres Halten einer Schraubverbindung, muss die Bedingung $F_{Vmax} \geq F_{K_erf}$ immer erfüllt sein.

$$F_{Q_ges} = \frac{2 * M_{Kupplung_Fall\ 1}}{d_L} \quad (82)$$

$$F_{Q\ bei\ F_{V_max}} = F_{V_max} * \mu_T * n \quad (83)$$

$$F_{Schraube_ges} = \frac{F_{Q_ges}}{(n + k)} * n \quad (84)$$

$$\Delta F_{Passstift_ges} = F_{Q_ges} - F_{Schraube_ges} \quad (85)$$

$$F_{K_erf/Schraube} = \frac{F_{Schraube_ges}}{n * \mu_T * i} \quad (86)$$

Tabelle 4-10: Kenngrößen für die Ermittlung von $F_{K_erf/Schraube}$ im Fall 1

Schraubverbindungen		Zahnrad/ Zwischen- stück	Klauen- element/ Sekundär- scheibe	Schalt- element	Zwischen- stück/ Kreisring- segment
Metrische Schraube		1	2	3	4
$M_{Kupplung_Fall\ 1}$	[Nm]	2071,2			
d_L	[m]	-	-	-	-
μ_T	[-]	0,1			
i	[-]	1			
n	[-]	-	-	-	-
maximale Vorspannkraft F_{Vmax} pro Schraube	[N]	28000	44500	44500	28000
Gesamtquerkraft F_{Q_ges}	[N]	32976	37661	46030,2	15168
Querkraftaufnahme aller Schrauben bei max. Vorspannkraft F_Q bei F_{Vmax}	[N]	22400	35600	44500	22400
wirkende Querkraft $F_{Schraube_ges}$ auf	[N]	21984	25107,4	30686,8	15168

Konzeptentwicklung

alle Schrauben				
Kraftaufnahme der Passstifte <i>$\Delta F_{Passstift_ges}$</i>	[N]	10992	12553,6	15343,4
F_{K_erf} pro Schraube	[N]	27480,1	31384,2	30686,8

Die in Gleichung 87 angegebene Sicherheit bei der wirkenden Scherbeanspruchung an den Zylinderstiften, gibt die mögliche Kraftreserve der Stifte an, d. h. wie viel Belastung der Passstift noch aufnehmen könnte.

Die Sicherheit bei Scherbelastung ergibt sich aus der zulässigen Scherspannung τ_{S_zul} bei schwellender Belastung und der größten Schubspannung im Stiftquerschnitt τ_{Sm} zu

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{S_zul}}{\tau_{Sm}}. \quad (87)$$

Mit $\tau_{S_zul} = 0,15 * R_{mN} * K_t$ für den Stiftwerkstoff [6]

Da der Durchmesser d des Zylinderstiftes kleiner als der Durchmesser d_N der Normabmessung im Tabellenbuch [6] ist, entspricht der Wert des Größeneinflussfaktors K_t am Stift gleich 1.

Der Festigkeitsnachweis bei Lochleibungsdruck bzw. der mittleren vorhandenen Flächenpressung p , muss aufgrund des möglichen Verschleißes der Passstifte bzw. der Bauteile durchgeführt werden. Das Verhältnis der zulässigen zu der momentan wirkenden Flächenpressung wird als Sicherheit gegen Bauteilverschleiß bezeichnet und wird nach Gleichung 88 bestimmt.

$$S_p = \frac{p_{zul}}{p} \quad (88)$$

Mit $p_{zul} = 0,25 * R_{mN} * K_t$ für den jeweils schwächeren Werkstoff der Verbindung.

Da die Passstifte zwischen zwei zu verschraubenden Komponenten angeordnet sind, muss die Flächenpressung p auf die projizierte Fläche A_{proj} , sprich auf die Kontaktfläche der einzelnen Komponenten mit den Stiften., bezogen werden.

$$F_{Passstift} = \frac{\Delta F_{Passstift_ges}}{k} \quad (89)$$

$$A_{proj} = d * b \quad (90)$$

Konzeptentwicklung

Die Sicherheitskenngrößen gegen Abscherung und dem Lochleibungsdruck können der *Tabelle 4-11* entnommen werden.

Tabelle 4-11: Kennwerte für die Bestimmung der Sicherheiten S_τ und S_p im Fall 1

Passstiftverbindungen		Zahnrad/ Zwischen- stück	Klauen- element/ Sekundär- scheibe	Schalt- element
Werkstoff		1		
Mindestzugfestigkeit R_{mN}	$[\frac{N}{mm^2}]$	-		
Größeneinflussfaktor K_t im Durchmesserbereich der jeweiligen Stiftverbindung	$[-]$	0,58	0,6	0,64
$\Delta F_{Passstift_ges}$	$[N]$	10992	12553,6	15343,4
Stiftanzahl k	$[-]$	4	4	5
$F_{Passstift}$	$[N]$	2748	3138,4	3068,7
Betriebsfaktor K_A	$[-]$	2,5		
Stiftdurchmesser d	$[mm]$	12		
Stiftquerschnitt A_S	$[mm^2]$	113,04		
τ_{Sm}	$[\frac{N}{mm^2}]$	60,8	69,4	67,9
τ_{S_zul}	$[\frac{N}{mm^2}]$	150		
S_τ	$[-]$	2,5	2,2	2,2
Breite der Kontaktfläche b_1	$[mm]$	12	7	17
Breite der Kontaktfläche b_2	$[mm]$	11	6	17
A_{proj_1}	$[mm^2]$	144	84	204
A_{proj_2}	$[mm^2]$	132	72	204
Lochleibungsdruck p_1	$[\frac{N}{mm^2}]$	47,7	93,4	37,6
Lochleibungsdruck p_2	$[\frac{N}{mm^2}]$	52,1	109	37,6
p_{zul} für Bauteilwerkstoff	$[\frac{N}{mm^2}]$	174	180	192
S_{p1}	$[-]$	3,6	1,9	5,1
S_{p2}	$[-]$	3,3	1,7	5,1

4.5.6.2 Schraubverbindungen im Fall 2

Die Berechnung der erforderlichen Klemmkräfte, sowie der Sicherheiten bezüglich Flächenpressung und Scherung an den Zylinderstiften für die unterschiedlichen Schraub- und Passstiftverbindungen im Fall 2, erfolgt analog dem Kapitel 4.5.6.1 und ist in den *Tabellen 4-13* und *4-13* angeführt.

Tabelle 4-12: Kenngrößen für die Ermittlung von $F_{K,erf}/Schraube$ im Fall 2

Schraubverbindungen		Zahnrad/ Zwischen- stück	Klauen- element/ Sekundär- scheibe	Schalt- element	Zwischen- stück/ Kreisring- segment
Metrische Schraube		1	2	3	4
$M_{Kupplung_Fall\ 2}$	[Nm]	2796,9			
d_L	[m]	-	-	-	-
μ_T	[-]	0,1			
i	[-]	1			
n	[-]	-	-	-	-
maximale Vorspannkraft $F_{V,max}$ pro Schraube	[N]	44500	44500	44500	28000
Gesamtquerkraft $F_{Q,ges}$	[N]	60985,6	50850	62150,1	20479,7
Querkraftaufnahme aller Schrauben bei max. Vorspannkraft F_Q bei $F_{V,max}$	[N]	44500	44500	44500	22400
wirkende Querkraft $F_{Schraube_ges}$ auf alle Schrauben	[N]	40657,1	33900	41433,4	20479,7
Kraftaufnahme der Passstifte $\Delta F_{Passstift_ges}$	[N]	20328,5	16950	20716,7	0
$F_{K,erf}$ pro Schraube	[N]	40657,1	33900	41433,4	25599,6

Konzeptentwicklung

Tabelle 4-13: Kennwerte für die Bestimmung der Sicherheiten S_τ und S_p im Fall 2

Passtiftverbindungen		Zahnrad/ Zwischen- stück	Klauen- element/ Sekundär- scheibe	Schalt- element
<i>Werkstoff</i>		1		
<i>Mindestzugfestigkeit R_{mN}</i>	$[\frac{N}{mm^2}]$	-		
<i>Größeneinflussfaktor K_t im Durchmesserbereich der jeweiligen Stiftverbindung</i>	[-]	0,63	0,6	0,64
$\Delta F_{Passtift_ges}$	[N]	20328,5	16950	20716,7
<i>Stiftanzahl k</i>	[-]	5	5	5
$F_{Passtift}$	[N]	4065,7	3390	4143,3
<i>Betriebsfaktor K_A</i>	[-]	2,5		
<i>Stiftdurchmesser d</i>	[mm]	12		
<i>Stiftquerschnitt A_S</i>	[mm ²]	113,04		
τ_{Sm}	$[\frac{N}{mm^2}]$	89,9	75	91,6
τ_{S_zul}	$[\frac{N}{mm^2}]$	150		
S_τ	[-]	1,67	2	1,64
<i>Breite der Kontaktfläche b_1</i>	[mm]	9	7	17
<i>Breite der Kontaktfläche b_2</i>	[mm]	7	6	17
A_{proj_1}	[mm ²]	108	84	204
A_{proj_2}	[mm ²]	84	72	204
<i>Lochleibungsdruck p_1</i>	$[\frac{N}{mm^2}]$	94,1	100,9	50,8
<i>Lochleibungsdruck p_2</i>	$[\frac{N}{mm^2}]$	121	117,7	50,8
<i>p_{zul} für Bauteilwerkstoff</i>	$[\frac{N}{mm^2}]$	189	180	192
S_{p1}	[-]	2	1,8	3,8
S_{p2}	[-]	1,6	1,5	3,8

Zusätzlich können die Schraubenverbindungen durch die Verwendung von LOCTITE Schraubensicherungen unterstützt werden. Diese verhindern den Verlust der Vorspannkraft und sichern Schraubverbindungen gegen selbständiges Lösen durch Vibrations- und/oder Stoßbelastungen. Loctite Schraubensicherungen sind flüssige Klebstoffe die bei Raumtemperatur zwischen den Stahlflächen zu einem stabilen Duroplast aushärten und so die Zwischenräume im Gewinde vollkommen ausfüllen. [26]

4.5.7 Lagerberechnung Axial – Nadelkranz

Damit die Schaltgabel während des Betriebes kein Verschleißverhalten durch die auftretende Relativgeschwindigkeit zwischen Schaltelement und Gabel aufweist, kommen wie in *Abbildung 4-48* zu sehen ist, zwei Axial – Nadelkränze mit jeweils einer Axiallagerscheibe zum Einsatz.

Die Wälzkörper (Nadelrollen) stützen sich zum einen auf der Lagerscheibe ab und auf der gegenüberliegenden Seite an der Anlageschulter des Schaltelementes. Die Laufbahn der Schulter muss dieselbe Eigenschaft bzw. Beschaffenheit wie die Axiallagerscheibe besitzen, d. h. eine feinbearbeitete und verschleißfeste Ausführung.

Die Laufbahnen müssen gehärtet werden und einen bestimmten Rauigkeitswert aufweisen. [27]

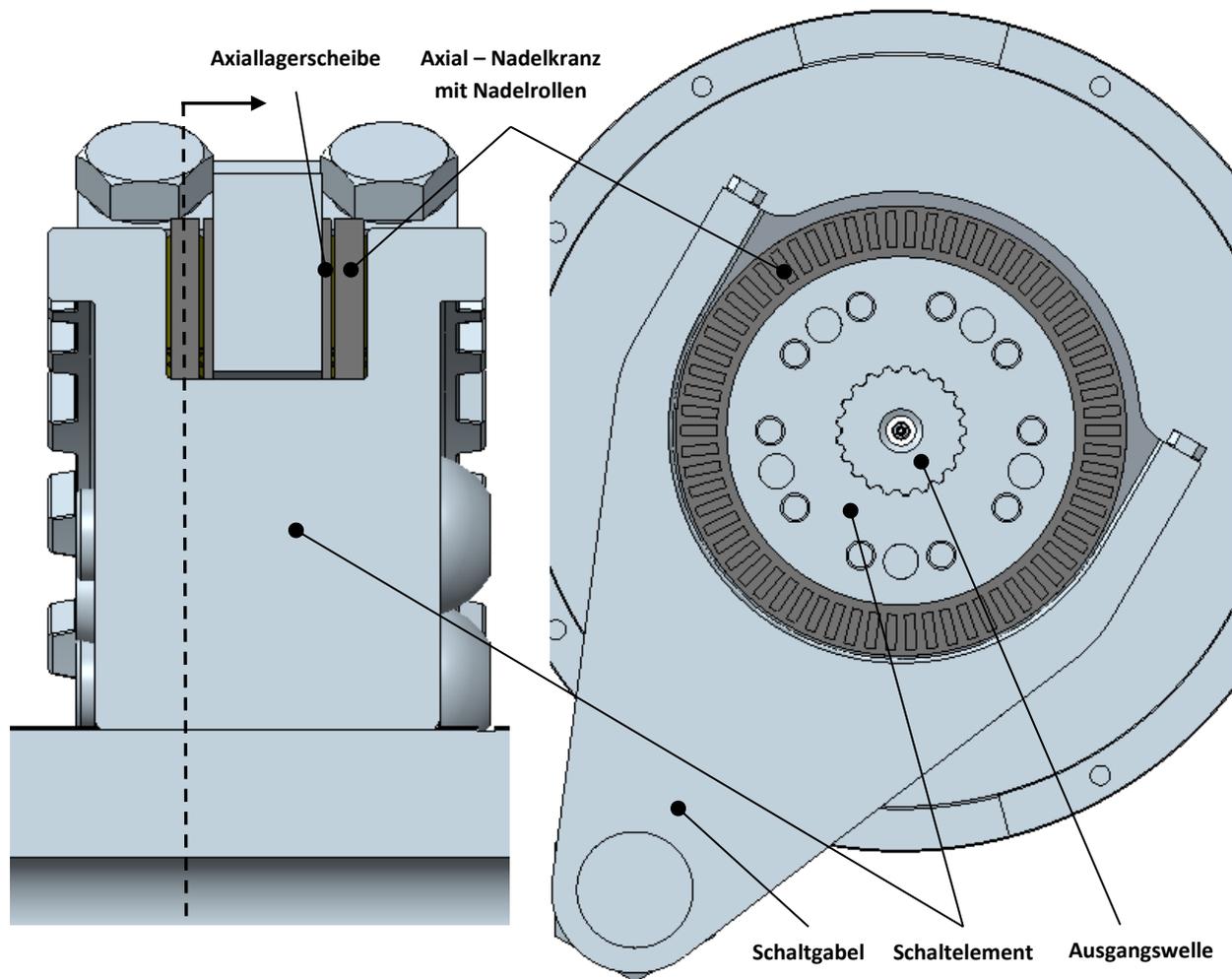


Abbildung 4-48: Einbauposition Axial – Nadelkränze mit Axiallagerscheiben

Konzeptentwicklung

Axial – Nadelkränze haben eine geringe axiale Bauhöhe und nehmen hohe axiale Kräfte in einer Richtung auf. Der Nadelkranz muss auf die maximal auftretende Axialkraft im System ausgelegt werden.

Aus *Tabelle 4-8* werden der Wert der maximalen Axialkraft F_{axial} entnommen und die nominelle Lebensdauer sowie die Mindestlagerbelastung berechnet.

- Axiale Mindestlagerbelastung F_{a_min} :

$$F_{a_min} = 0,005 * C_0 + k_a * \left(\frac{C_0 * n}{10^8} \right)^2 = 478,7 \text{ N} \quad (91)$$

Gerechnet mit der statischen Tragzahl C_0 , dem Beiwert k_a und der Betriebsdrehzahl $n = 1000 \frac{\text{U}}{\text{min}}$.

Daraus folgt:

$$F_{a_min} < F_{axial}$$

- Nominelle Lebensdauer L_{10h} nach ISO 281:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ in } 10^6 \text{ Umdrehungen} \quad (92)$$

Gerechnet mit der dynamischen Tragzahl C , der äquivalenten Lagerbelastung $P = F_{axial}$ und dem Lebensdauerexponenten $p = \frac{10}{3}$ für Rollenlager.

Bei konstanter Drehzahl $n = konst$, kann die Lebensdauer mit Gleichung 92 in Betriebsstunden umgerechnet werden.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} = 16000 \text{ h} \quad (93)$$

Die empfohlene Lebensdauer L_{hanz} im Bereich von Landmaschinen für Nadellager entspricht

$$2000 - 5000 \text{ h [28].}$$

Damit ergibt sich die nachfolgend angeführte Bedingung:

$$L_{10h} \geq L_{hanz} \Rightarrow \text{ausreichende Lagerauslegung } \checkmark$$

5 FEM/FEA an der Schaltgabel

Die Finite Elemente Analyse bzw. Methode ist eine computerunterstützte Simulation von entwickelten 3D – CAD – Modellen, mit deren Hilfe Untersuchungen zu mechanischen Belastungen und Verformungen möglich sind. [in Anlehnung an 29]

Die Ergebnisse einer Finiten Elemente Analyse geben Auskunft über die Verformungen und Festigkeitseigenschaften des realen Bauteils und es können dadurch Schwachstellen bzw. Konstruktionsfehler frühzeitig in der Entwicklungsphase erkannt und in weiterer Folge behoben werden.

Die Finite Elemente Analyse besteht grundsätzlich aus folgenden 7 Schritten:

3D – CAD - Modell erstellen (Schaltgabel)

Definition von Materialkennwerten

Definition von Randbedingungen (Einspannungen, Lager, Kontakte, Lasten)

Erstellung eines Netzes

Durchführung der Analyse (Solver)

Auswertung der Ergebnisse

Validierung und gegebenenfalls Verbesserung der Konstruktion

Schritt 1:

Da an der Schaltgabel während des Umschaltprozesses axiale Belastungen wirken, treten innerhalb des Bauteiles Spannungen und Verformungen auf. Diese Beanspruchungen an das Bauteil, werden mittels einer FEM überprüft und anschließend ausgewertet.

Die FEM des bestehenden CAD – Modells wird mit Hilfe des Simulationsprogrammes „Creo Simulate“ durchgeführt. Der erste Schritt einer FEA ist zu Zuweisung eines Materials für das Bauteil. Die Schaltgabel wird aus dem isotropen Material Stahl gefertigt.

Im nächsten Schritt werden die erforderlichen Randbedingungen im System festgelegt. Dazu gehören die Bestimmung der statischen Lagerung des Modells, sowie die auftretenden Belastungen (Kräfte, Momente, Temperaturen, etc.). Die Schaltgabel ist am Eingriff mit dem Schaltelement um die x – Achse (Rotationsachse) verdrehsicher gelagert und längs der Achse an der Schaltwelle in beiden Richtungen axial gesichert. Daraus folgt eine statisch bestimmte Lagerung des Modells.

Die Belastung erfolgt durch die maximal wirkende Axialkraft F_{axial} aus *Tabelle 4-8* im Schaltvorgang vom Normalmodus auf den ECO – Modus.

Die statisch bestimmte Lagerung und die auftretende Axialbelastung an der Schaltgabel sind in *Abbildung 5-1* dargestellt.

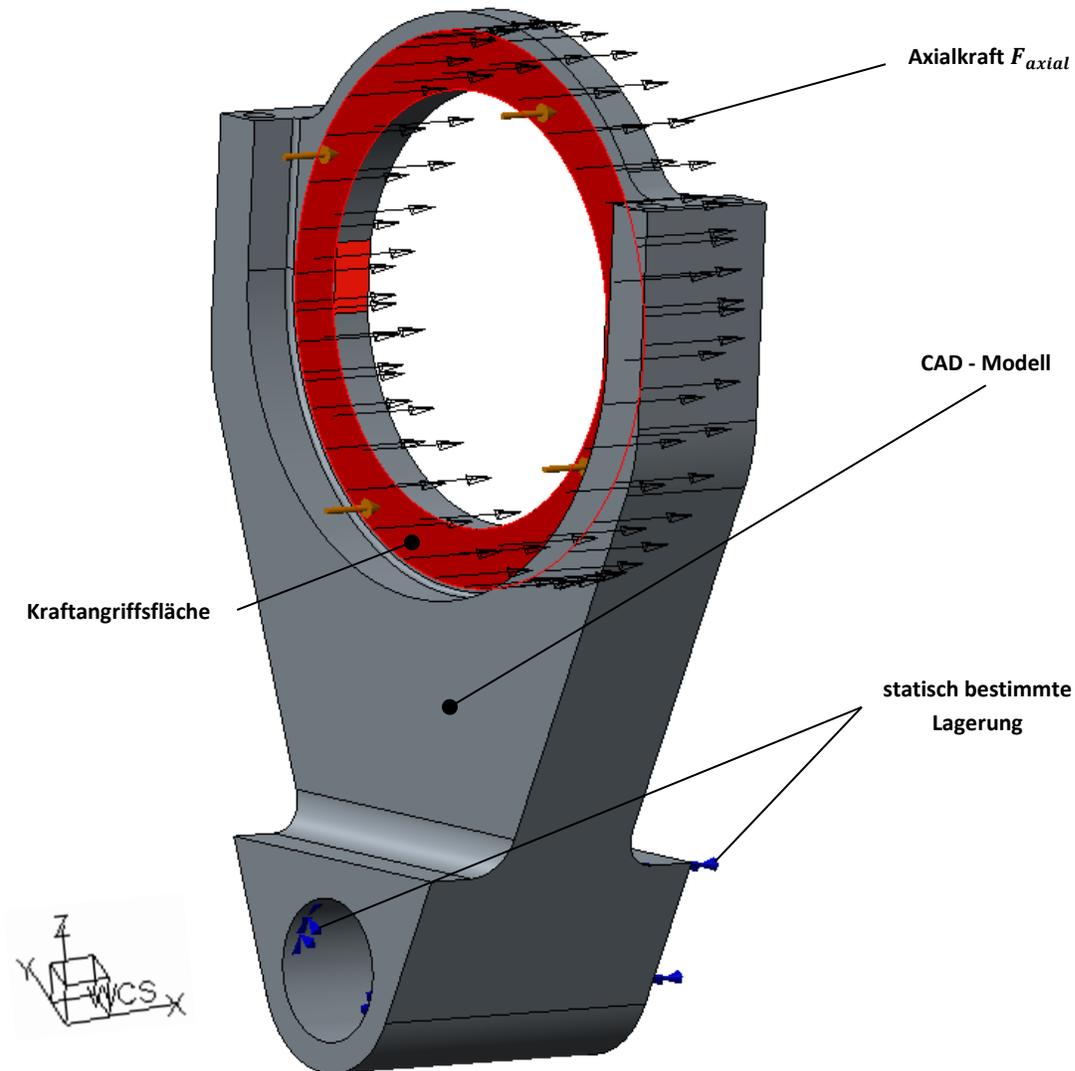


Abbildung 5-1: Modell mit Axialbelastung und statischer Einspannung

Um eine reproduzierbare Analyse durchführen zu können, muss das Modell sinnvoll vernetzt werden. Auf Basis des vorhandenen CAD – Modells wird ein Netz aus Finite Elementen (Volumenkörpervernetzung mit Tetraeder - Elementen) und Knotenpunkten erstellt. Das Netz kann automatisch oder manuell erzeugt werden, wobei darauf zu achten ist, dass die Vernetzung möglichst fein und exakt durchgeführt wird. In kritischen Bereichen des Modells, wie Kanten oder Übergänge, ist

eine feine Vernetzung von Vorteil. Bei der automatischen Erstellung eines Netzes kann eine vorgegebene maximale Elementgröße im Programm eingestellt werden. Um genauere bzw. aussagekräftigere Ergebnisse zu erhalten, können bei der Vernetzung anstatt der Tetraeder - Elemente Hexaeder - Elemente verwendet werden. Diese Elemente sind elastischer (nicht so steif wie Tetraederform) und können dadurch bessere Daten liefern.

Die maximale Elementgröße bei der Vernetzung der Schaltgabel wurde mit 15 mm festgelegt (siehe *Abbildung 5-2*).

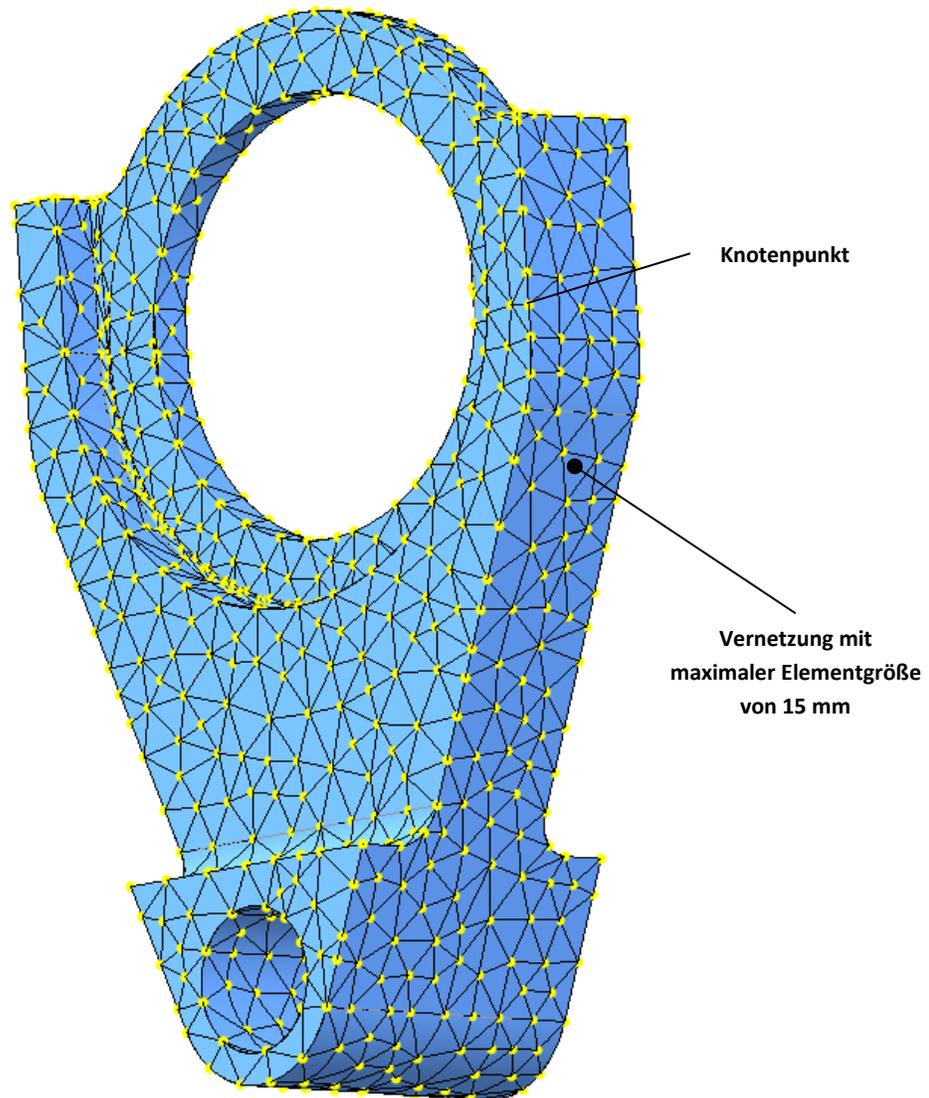


Abbildung 5-2: Vernetztes Modell

Schritt 2:

In dieser Phase beginnt die eigentliche FEA, mit der Überprüfung der festgesetzten Randbedingungen, Materialkennwerte und der Vernetzung. Fehlende Bedingungen oder eine grobe Vernetzung führen zu einem Abbruch des Rechendurchlaufes. Die Dauer eines Rechendurchlaufes bestimmt der Polynomgrad in der Ansatzfunktion der FE – Berechnung bzw. die Elementgröße des Modells. Je höher der Polynomgrad der Berechnung, desto länger dauert der gesamte Arbeitsgang. Diese Methode wird auch p – Methode genannt.

Eine weitere Möglichkeit ist die h – Methode, bei der die Fehler der Näherung durch die Verfeinerung des Netzes verkleinert werden. Dabei wird die Anzahl der Elemente bei jedem neuen Durchlauf erhöht, die Größe und die Ansatzfunktion des Elementes bleiben jedoch unverändert.

Die FEA ist abgeschlossen, wenn eine akzeptable Konvergenz der Ergebnisse erreicht ist, d. h. wenn sich das Ergebnis des letzten Durchlaufes nur geringfügig vom vorherigen unterscheidet, beendet das Programm den Rechengang.

```

Convergence Loop Log: (12:40:51)
>> Pass 1 <<-----
  Calculating Element Equations (12:40:52)
    Total Number of Equations: 112551
    Maximum Edge Order: 3
  Solving Equations (12:40:52)
  Post-Processing Solution (12:40:57)
  Checking Convergence (12:40:59)
  Resource Check (12:41:00)
    Elapsed Time (sec): 14.25
    CPU Time (sec): 22.99
    Memory Usage (kb): 787405
    Wrk Dir Dsk Usage (kb): 139264

>> Pass 2 <<-----
  Calculating Element Equations (12:41:02)
    Total Number of Equations: 120003
    Maximum Edge Order: 5
  Solving Equations (12:41:04)
  Post-Processing Solution (12:41:08)
  Checking Convergence (12:41:10)
  Calculating Disp and Stress Results (12:41:11)

RMS Stress Error Estimates:
Load Set      Stress Error  % of Max Prin Str
-----
LoadSet1     8.26e+00    3.1% of 2.63e+02
  
```

Beginn des Rechengangs

Durchlauf 1

Durchlauf 2

Höchster Polynomgrad

Ende des Rechengangs

Fehler bei Konvergenz des Ergebnisses (im allgemeinen <10%)

Abbildung 5-3: Ergebnis des Rechendurchlaufes

Schritt 3:

Die Ergebnisse werden in Form von Verschiebungen und Spannungen im CAD – Modell, siehe *Abbildungen 5-5* und *5-6*, ausgewertet und dienen als Vergleichswerte für den Festigkeitsnachweis.

Der Spannungszustand kann durch eine skalare Größe in Form von Vergleichsspannungen beschrieben werden. Diese Vergleichsspannung wird auch von Mises – Spannung genannt und stellt eine einachsige Spannungsgröße dar. Diese Spannung unterliegt den gleichen Materialbeanspruchungen im Bauteil wie ein realer, mehrachsiger Spannungszustand. Somit kann der mehrachsige Belastungszustand, bestehend aus Schub- und Normalspannungen in den drei Hauptachsrichtungen (x, y, z), mit den Kenngrößen aus dem einachsigen durchgeführten Zugversuch verglichen werden (siehe *Abb. 5-4*).

Die von Mises – Vergleichsspannung im allgemeinen Spannungszustand wird nach Gleichung 94 bestimmt.

$$\sigma_{v,M} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x * \sigma_y - \sigma_x * \sigma_z - \sigma_y * \sigma_z + 3 * (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} \quad (94)$$

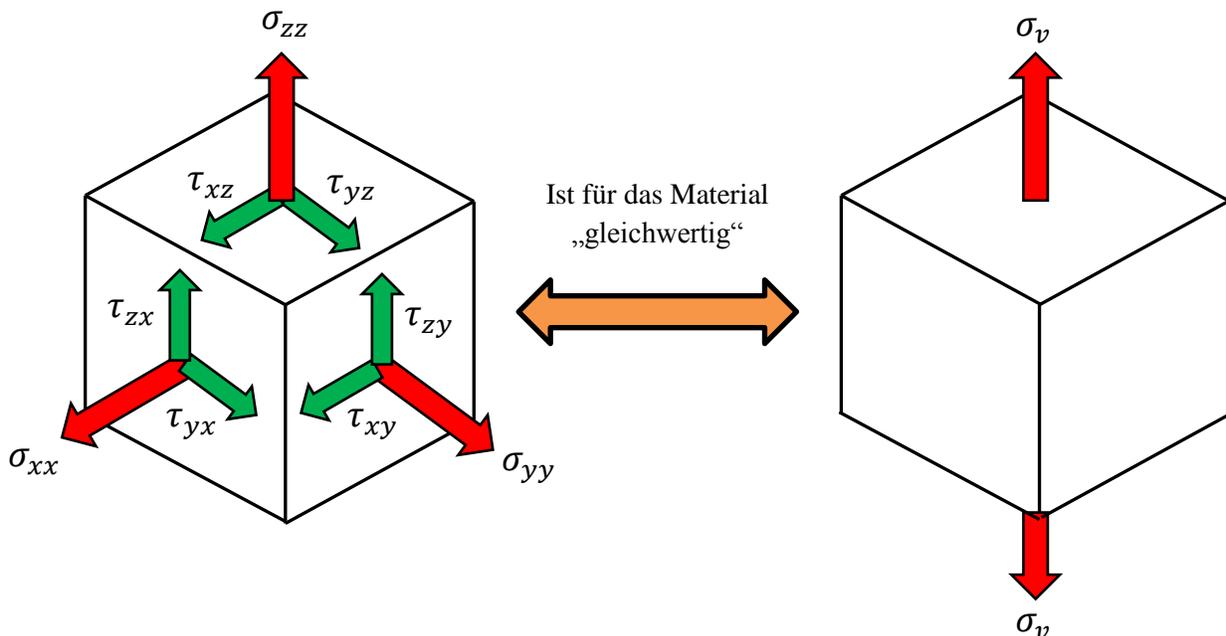


Abbildung 5-4: Vergleichsspannung σ_v

FEM/FEA an der Schaltgabel

Um sicherzustellen, dass sich die Schaltgabel durch die auftretenden Spannungsspitzen während des Schaltvorganges nicht verformt, muss die Bedingung

$$\sigma_{Schaltgabel_max} < R_e$$

immer erfüllt sein.

Damit wird eine Sicherheit gegen Verformung im Bereich der maximalen Spannung im Modell gewährleistet.

$$S_{Schaltgabel} = \frac{R_e}{\sigma_{Schaltgabel_max}} \approx 2,8 \quad (95)$$

Werkstoffkennwerte: Streckgrenze R_e für den gewählten Werkstoff und der maximalen Spannung $\sigma_{Schaltgabel_max}$ aus der FEM - Berechnung.

Das Schaltelement in Kombination mit dem Axial – Nadellager stützt gleichzeitig die Schaltgabel bei der Krafteinwirkung ab und verringert dadurch die Verschiebungen am Bauteil. Die maximale Verschiebung an der Schaltgabel beträgt 0,63 mm.

FEM/FEA an der Schaltgabel

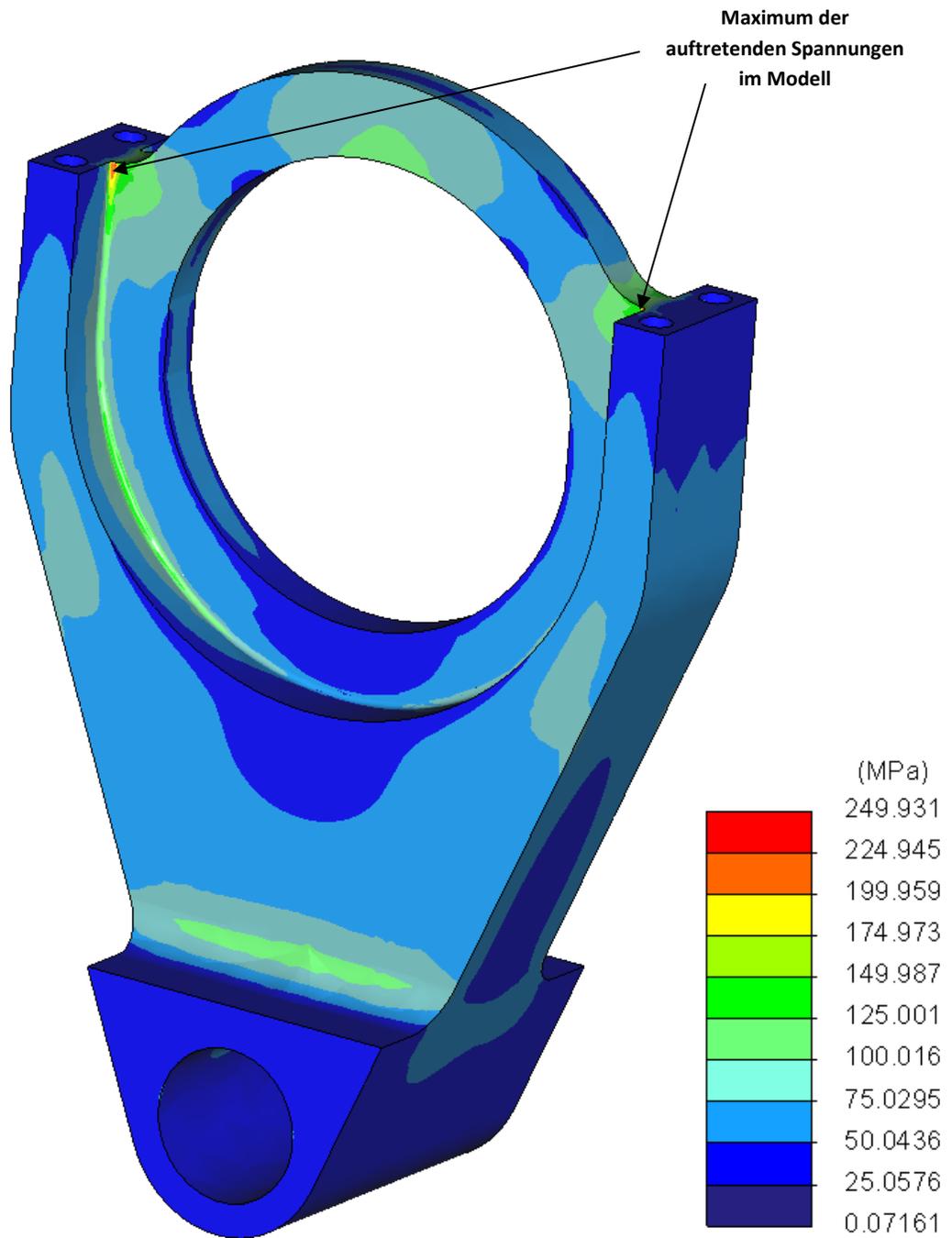


Abbildung 5-5: Auftretende „von Mises“ - Spannungen im Modell als Farbflächenplot

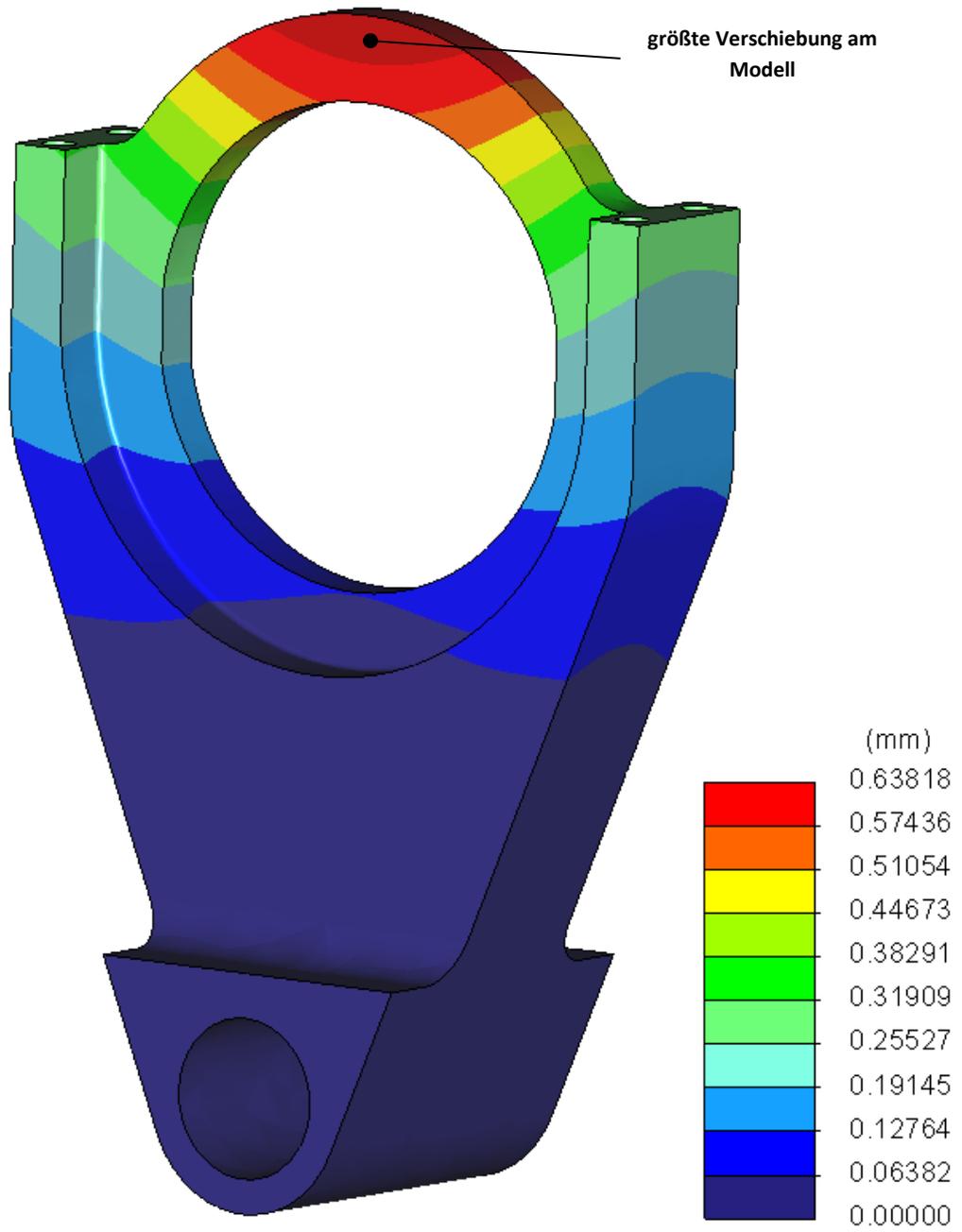


Abbildung 5-6: Verschiebungen am Modell als Farbflächenplot

6 Schwingungsanalyse

6.1 Einmassenschwinger [30]

Das gesamte generierte FPTO – Konzept ist ein schwingungsfähiges Torsionssystem und wird hinsichtlich der betreffenden Randbedingung, dass die erste Eigenform deutlich von der Trägheit des Anbaugerätes dominiert wird, als gefesselter Einmassenschwinger angesehen. Dadurch ergibt sich die Vereinfachung, dass das Anbaugerät gegen eine Einspannung (Motor) schwingt. Der Motor wird als unendlich steif angenommen.

Gefesselte Systeme haben die Charakteristik, dass die Bewegung des Schwingungssystems an einem Ende vorgegeben ist, d.h. eine beliebige Starrkörperdrehung des Systems ohne elastische Verformung nicht möglich ist. Die in Antriebssträngen bzw. Getriebe dominierenden Schwingungen sind die Torsionsschwingungen.

Um auf die Eigenkreisfrequenzen ω_E schließen zu können, muss das freie ungedämpfte Schwingungssystem in *Abbildung 6-1*, mit der Drehmasse $J_{Anbaugerät}$ und einer dazwischenliegenden Drehfeder (Verdrehfederraten c_{T1} und c_{T2} der drehelastischen Kupplung und der Zapfwelle $c_{Zapfwelle}$) freigeschnitten werden.

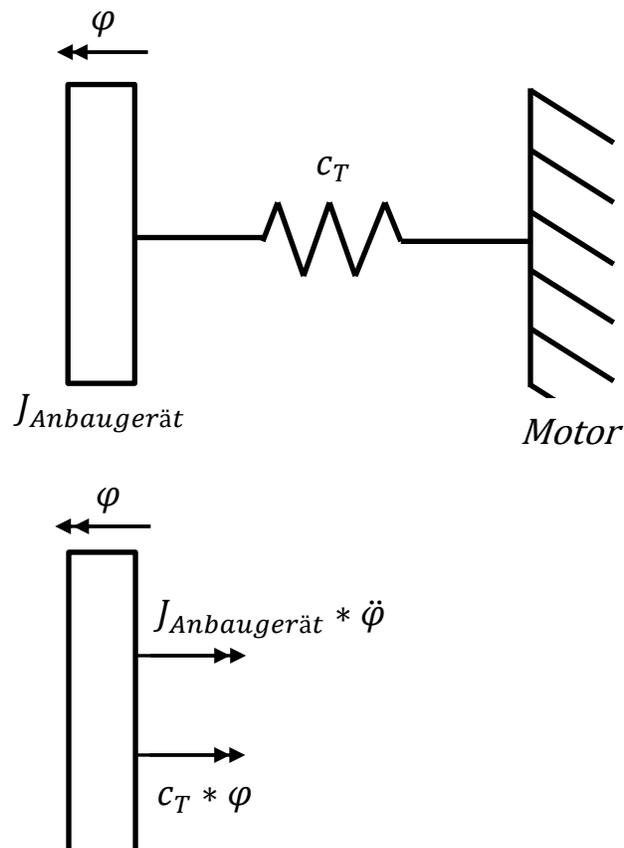


Abbildung 6-1: Torsionsschwingungssystem und Freischnitt eines Einmassenschwingers

Schwingungsanalyse

Somit ergibt sich die Bewegungsgleichung aus dem Drallsatz

$$J_{Anbaugerät} * \ddot{\varphi} = -c_T * \varphi \quad (96)$$

und daraus die eindimensionale homogene Differentialgleichung

$$\ddot{\varphi} + \frac{c_T}{J_{Anbaugerät}} * \varphi = 0. \quad (97)$$

Den Lösungsansatz für die Differentialgleichung

$$\varphi(t) = \varphi_0 * \sin(\omega_E * t - \alpha) \quad (98)$$

zu

$$\ddot{\varphi}(t) = -\varphi_0 * \sin(\omega_E * t - \alpha) * \omega_E^2 \quad (99)$$

aufintegrieren und beide Terme in die Gleichung 97 einsetzen. Durch Umformen erhält man die größte Eigenkreisfrequenz ω_E im System zu

$$\omega_E = 2 * \pi * f = \sqrt{\frac{c_T}{J_{Anbaugerät}}} = 17,6 \frac{1}{s} \Rightarrow 1. \text{Eigenkreisfrequenz}, \quad (100)$$

mit $c_T = \frac{1}{\frac{1}{(c_{T1}+c_{T2})} + \frac{1}{c_{Zapfwelle}} + \frac{1}{c_{Motorwelle_red}}} = 1555,6 \frac{Nm}{rad}$ und $J_{Anbaugerät} = 5 \text{ kgm}^2$.

Wobei sich die Verdrehfederrate der Zapfwelle $c_{Zapfwelle}$ und die von der Motorwelle auf den Ausgang reduzierte Steifigkeit $c_{Motorwelle_red}$ wie folgt zusammensetzen:

$$c_{Zapfwelle} = \frac{I_{p_Zapfwelle} * G}{l_{Zapfwelle}} = 13900 \frac{Nm}{rad} \quad (101)$$

$$c_{Motorwelle_red} = \frac{I_{p_Motorwelle} * G}{l_{Motorwelle}} * i_{NB}^2 = 34588 \frac{Nm}{rad} \quad (102)$$

Schwingungsanalyse

Mit den polaren Flächenträgheitsmomenten $I_{p_Zapfwelle} = \frac{r^4 * \pi}{2} = 2,5 * 10^{-7} m^4$, $I_{p_Motorwelle} = \frac{r^4 * \pi}{2} = 6,9 * 10^{-8} m^4$, dem Schubmodul für Stahl $G = 83 * 10^9 \frac{N}{m^2}$ und den Wellenlängen $l_{Zapfwelle}$, $l_{Motorwelle}$.

Dies entspricht einer Drehzahl n bei der Eigenfrequenz f von

$$n = \underbrace{\frac{\omega_E}{2 * \pi}}_{f \text{ in [Hz]}} * 60 = 168,4 \frac{U}{min}. \quad (103)$$

Die Eigenform entspricht in diesem Fall der Rotation der trägen Masse des Anbaugerätes um die Drehachse. Da der Wert der Drehzahl bei Eigenfrequenzverhalten weit unterhalb des Nennbereiches liegt $n_{Nennbetrieb} = 1000 \frac{U}{min}$ besteht keine Gefahr der Resonanz.

6.2 Dreimassenschwinger [30]

Das System wird ohne die getroffenen Annahmen als ungedämpfter Dreimassenschwinger, wie in *Abbildung 5-7* dargestellt, angesehen. Dieser besteht aus drei Drehmassen (J_1, J_2, J_3) und den dazwischenliegenden Verdrehfederraten (c_1 und c_2). Ein ungedämpftes bzw. freies System beschreibt eine freie Starrkörperdrehung. Jede beliebige Starrkörperdrehung stellt eine Lösung der Bewegungsgleichungen (Gl. 104 – 106) dar.

$$J_1 * \ddot{\varphi}_1 = -c_1 * (\varphi_1 - \varphi_2) \quad (104)$$

$$J_2 * \ddot{\varphi}_2 = -c_2 * (\varphi_2 - \varphi_3) + c_1 * (\varphi_1 - \varphi_2) \quad (105)$$

$$J_3 * \ddot{\varphi}_3 = c_2 * (\varphi_2 - \varphi_3) \quad (106)$$

Die Bewegungsgleichung in die Matrixschreibweise übergeführt ergibt

$$\underbrace{\begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 \end{bmatrix}}_{\text{Massematrix } \mathbf{M}} * \underbrace{\begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix}}_{\text{Steifigkeitsmatrix } \mathbf{K}} + \underbrace{\begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 \\ 0 & -c_2 & c_2 \end{bmatrix}}_{\text{Verdrehungsvektor } \mathbf{u}} * \underbrace{\begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{bmatrix}}_{\text{Verdrehungsvektor } \mathbf{u}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (107)$$

Schwingungsanalyse

Bei einem ungefesselten System muss die Steifigkeitsmatrix singulär sein, d. h. die Determinante der Steifigkeitsmatrix muss gleich 0 sein.

$$\det(\mathbf{K}) = 0 \Leftrightarrow \mathbf{K} \text{ singulär} \quad (108)$$

Die Eigenwerte bzw. Eigenkreisfrequenzen ω_E eines Dreimassenschwingers ergeben sich aus dem charakteristischen Polynom

$$\det(\mathbf{K} - \omega_E^2 * \mathbf{M}) = 0. \quad (109)$$

$$\det \begin{bmatrix} c_1 - J_1 * \omega_E^2 & -c_1 & 0 \\ -c_1 & (c_1 + c_2) - J_2 * \omega_E^2 & -c_2 \\ 0 & -c_2 & c_2 - J_3 * \omega_E^2 \end{bmatrix} = 0$$

Daraus folgt die biquadratische Gleichung 110, die mit Hilfe der Substitution $x = \omega_E^2$ zu einer quadratischen Gleichung 111 umgewandelt wird.

$$\omega_E^4 - \omega_E^2 * \left[c_1 * \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 * J_2} \right) + c_2 * \left(\frac{J_2 + J_3}{J_2 * J_3} \right) \right] + c_1 * c_2 * \left[\frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 * J_2 * J_3} \right] = 0 \quad (110)$$

$$x^2 - x * p + q = 0 \quad (111)$$

Diese quadratische Gleichung kann nun nach der PQ – Formel gelöst werden.

$$x_{2,3} = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{p}{2}\right)^2 - q} \quad (112)$$

Durch Rückeinsetzen der berechneten Werte für x_2 und x_3 in die Substitutionsgleichung, resultieren die Eigenwerte $\omega_{E1,2,3}$ für das Dreimassensystem. Die Eigenkreisfrequenz $\omega_{E1} = 0$ bildet die Starrkörperbewegung, d.h. die Komponenten v_{11} , v_{21} und v_{31} des Rechtseigenvektors v_1 besitzen jeweils den gleichen Wert. Die Rechtseigenvektoren (v_1, v_2, v_3) geben die Eigenformen der Torsionsschwingungen an.

Schwingungsanalyse

$$\omega_{E2} = \sqrt{\frac{A}{2} - \sqrt{\frac{A^2}{4} - B}} \quad (113)$$

$$\omega_{E3} = \sqrt{\frac{A}{2} + \sqrt{\frac{A^2}{4} - B}} \quad (114)$$

Mit $A = c_1 * \left(\frac{J_1+J_2}{J_1*J_2}\right) + c_2 * \left(\frac{J_2+J_3}{J_2*J_3}\right)$ und $B = c_1 * c_2 * \left[\frac{J_1+J_2+J_3}{J_1*J_2*J_3}\right]$.

Die Drehmassen (J_1, J_2, J_3) und die Verdrehfederraten (c_1 und c_2) für die Ermittlung der Eigenfrequenzen werden wie folgt bestimmt:

$$J_1 = J_{Motor} * i_{NB}^2 = 5,476 \text{ kgm}^2 \quad (115)$$

$$J_2 = (J_{Kupplung} + J_{Zahnrad_Antrieb_Normal}) * i_{NB}^2 + J_{Abtrieb_{NB}} = 0,496 \text{ kgm}^2 \quad (116)$$

$$J_3 = J_{Anbaugerät} = 5/10/20/30 \text{ kgm}^2 \quad (117)$$

$$c_1 = c_{Motorwelle_red} = 34588 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (118)$$

$$c_2 = \frac{1}{\frac{1}{(c_{T1} + c_{T2})} + \frac{1}{c_{Zapfwelle}}} = 1628,8 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (119)$$

Schwingungsanalyse

Die maximalen Eigenfrequenzen im Schwingungssystem entstehen bei einer Trägheit des Anbaugerätes $J_{\text{Anbaugerät}}$ von 5 kgm^2 und ergeben sich mit den gegebenen Parametern zu

$$\omega_{E2} = 24 \frac{1}{\text{s}} \triangleq 229 \frac{\text{U}}{\text{min}} \Rightarrow 1. \text{ Eigenkreisfrequenz}$$

und

$$\omega_{E3} = 281,2 \frac{1}{\text{s}} \triangleq 2685 \frac{\text{U}}{\text{min}} \Rightarrow \text{Höhere Schwingung.}$$

Die beiden Drehzahlen liegen nicht im Bereich der Betriebsdrehzahl $n_{\text{Nennbetrieb}} = 1000 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ des FPTO – Getriebes. Dadurch kommt es zu keinen Ungleichförmigkeiten bzw. hohen Amplitudenausschlägen innerhalb des Schwingungssystems.

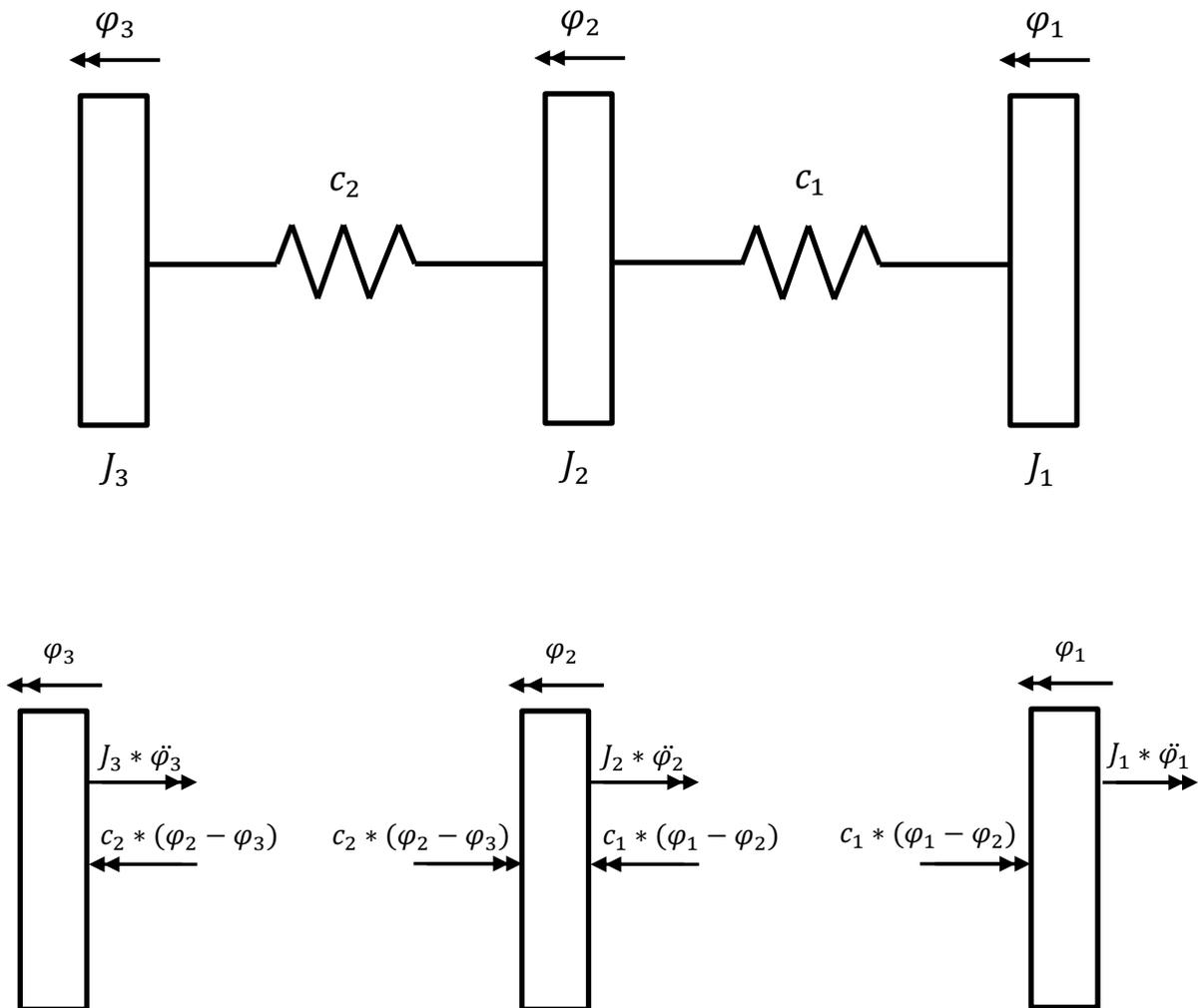


Abbildung 6-2: Torsionsschwingungssystem und Freischnitt eines Dreimassenschwingers

7 FPTO – Prüfstands Aufbau

Der FPTO – Prüfstand in der Versuchsabteilung der Firma CNH dient in erster Linie der Dauererprobung der vorhandenen FPTO – Systeme. Die FPTO – Konzepte können unabhängig von Wettereinflüssen innerhalb des Testbereiches 24 Stunden pro Tag dauerhaft, ohne Aufsicht eines Mitarbeiters, durchgeführt werden. Belastungen an der Frontzapfwelle bzw. am Ausgang des Getriebes, die bei den unterschiedlichen Arbeiten am Feld anfallen, können in der Testzelle nachgefahren und gegebenenfalls simuliert werden. Somit besteht die Möglichkeit nachvollziehbare und reproduzierbare Ergebnisse in Hinsicht zu realen Arbeiten zu erhalten und sie anschließend miteinander vergleichen zu können.

Der Prüfablauf bzw. die eigentliche Prüfschematik ist in *Abbildung 7-1* ersichtlich. Die Antriebs- und Bremseinheit, bestehend aus jeweils einer Asynchronmaschine, bilden den elektrischen Verspannungsprüfstand. Dazwischen wird das FPTO – Getriebe eingespeist und mittels Antriebswellenstrang und Gelenkwelle drehfest mit den beiden Einheiten verbunden.

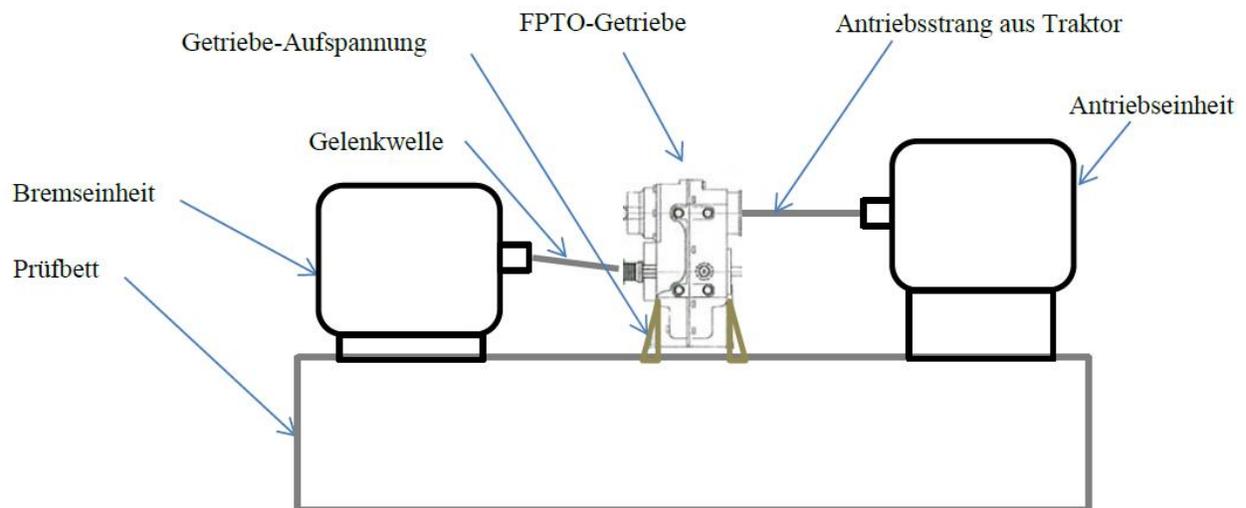


Abbildung 7-1: Prüfschematik eines FPTO – Getriebes [31]

Der aktuelle Prüfstandsbetrieb für die Durchführung der Frontzapfwellentests ist in *Abbildung 7-2* zu sehen. Die beiden Maschinen (An- und Abtriebsmodelle) sind auf höhenverstellbaren Gestellen montiert. Da die Antriebsseite des Getriebes in der Höhe nahezu konstant bleibt, werden bei einem möglichen auftretenden Höhenunterschied Platten als Unterlage eingesetzt. Bei einer elektrischen Verspannung muss die Bremseinheit den unterschiedlichen Achsabständen im FPTO – Getriebe angepasst werden.

Um dies zu realisieren, wird die Asynchronmaschine am Ausgang des Getriebes auf einem Scherenhubtisch angebracht. Dabei kann der Hubtisch an die geforderten Zapfwellenstummelhöhen des Fahrzeuges angepasst und nach Bedarf zusätzlich der Winkel der Gelenkwelle eingestellt werden.

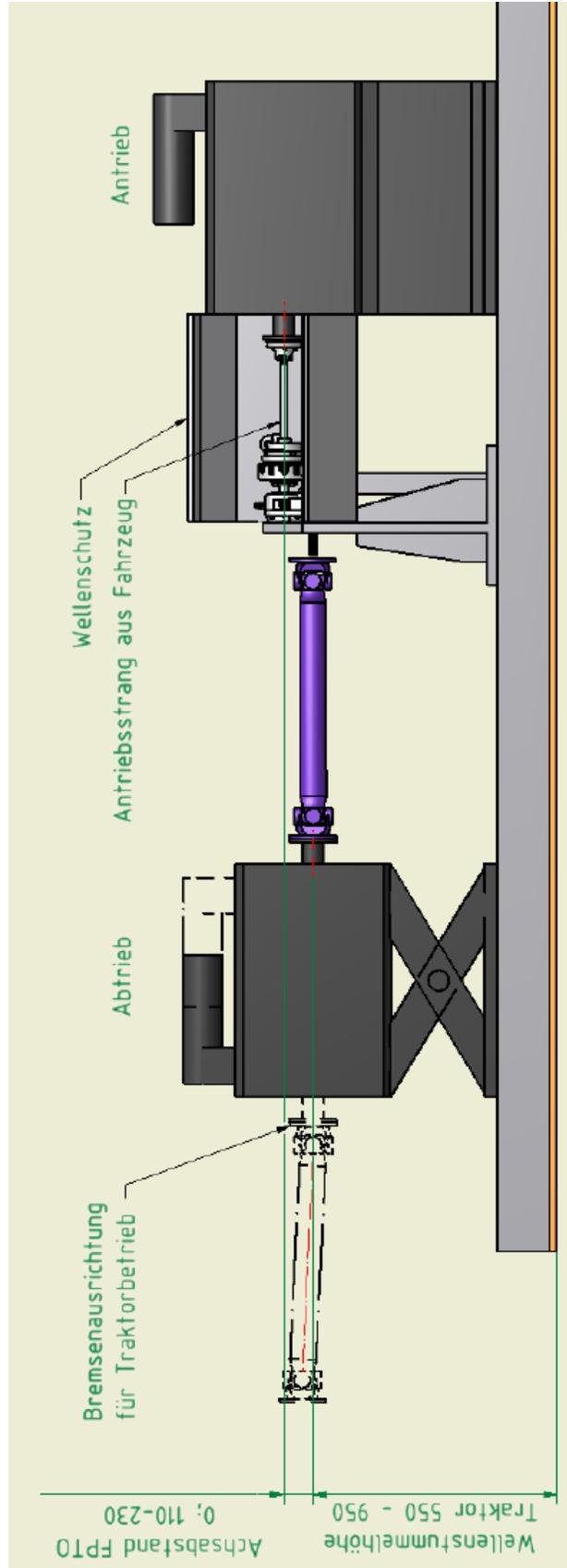


Abbildung 7-2: FPTO – Prüfstand [31]

Um die während des Betriebes auftretende Reibungswärme abzuführen, befindet sich ein Axiallüfter in der Prüfhalle, der das eingespannte FPTO – Getriebe mit Luft umströmt. Die notwendige Leistung des Axiallüfters $\dot{Q}_{Axiallüfter}$ für den konvektiven Wärmetransport des Getriebes, ergibt sich durch die Reibungswärme $\dot{Q}_{Reibung}$ abzüglich der Strahlungswärme $\dot{Q}_{Strahlung}$.

$$\dot{Q}_{Axiallüfter} = \dot{Q}_{Reibung} - \dot{Q}_{Strahlung} \text{ in } [W] \quad (120)$$

Die Reibungswärme $\dot{Q}_{Reibung}$ errechnet sich aus der Getriebeeingangsleistung P_{in} und dem Wirkungsgrad innerhalb des Getriebes η_{FPTO} , der mit 98% angenommen wird.

$$\dot{Q}_{Reibung} = P_{in} * (1 - \eta_{FPTO}) \text{ in } [W] \quad (121)$$

Die Ermittlung der Strahlungswärme $\dot{Q}_{Strahlung}$ erfolgt auf Grundlage der Strahlung kleiner umschlossener Körper.

$$\dot{Q}_{Strahlung} = c_{12} * A_1 * [T_1^4 - T_2^4] \text{ in } [W] \quad (122)$$

Mit $c_{12} = c_S * \varepsilon_1$ in $[\frac{W}{m^2 * K^4}]$ für $A_1 \ll A_2$; c_S Strahlungskonstante des schwarzen Strahlers (Gehäuseoberfläche des Getriebes) in $[\frac{W}{m^2 * K^4}]$; εEmissionsgrad in [-]; A_1abstrahlende Fläche in $[m^2]$; T_1 Gehäusetemperatur in $[Kelvin]$; T_2 Umgebungstemperatur in $[Kelvin]$. [32]

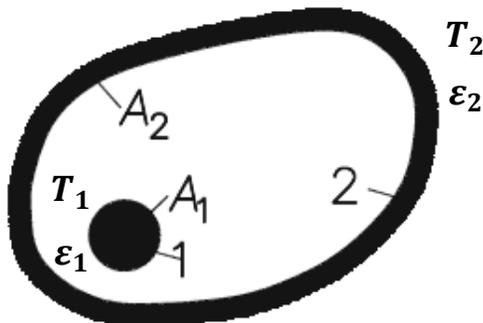


Abbildung 7-3: Wärmestrahlung umschlossener Körper [32]

Die Fläche A_2 umschließt die Fläche A_1 vollkommen (Sichtfaktor $F_{12} = 1$). Mit der Randbedingung, dass die Oberfläche A_2 sehr viel größer als A_1 ist ($A_2 \gg A_1$) erhält man für die Strahlungsaustauschzahl ε_{12} zwischen den Körpern 1 und 2

$$\frac{1}{\varepsilon_{12}} = \frac{1}{F_{12}} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1 + \frac{A_1}{A_2} * \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \Rightarrow \varepsilon_{12} = \varepsilon_1. \quad (123)$$

Daraus lässt sich schließen, dass die Strahlungseigenschaften einer großen Umhüllungsfläche A_2 keine Rolle für den Wärmestrom $\dot{Q}_{Strahlung}$ spielen (siehe Gleichung 122). [32]

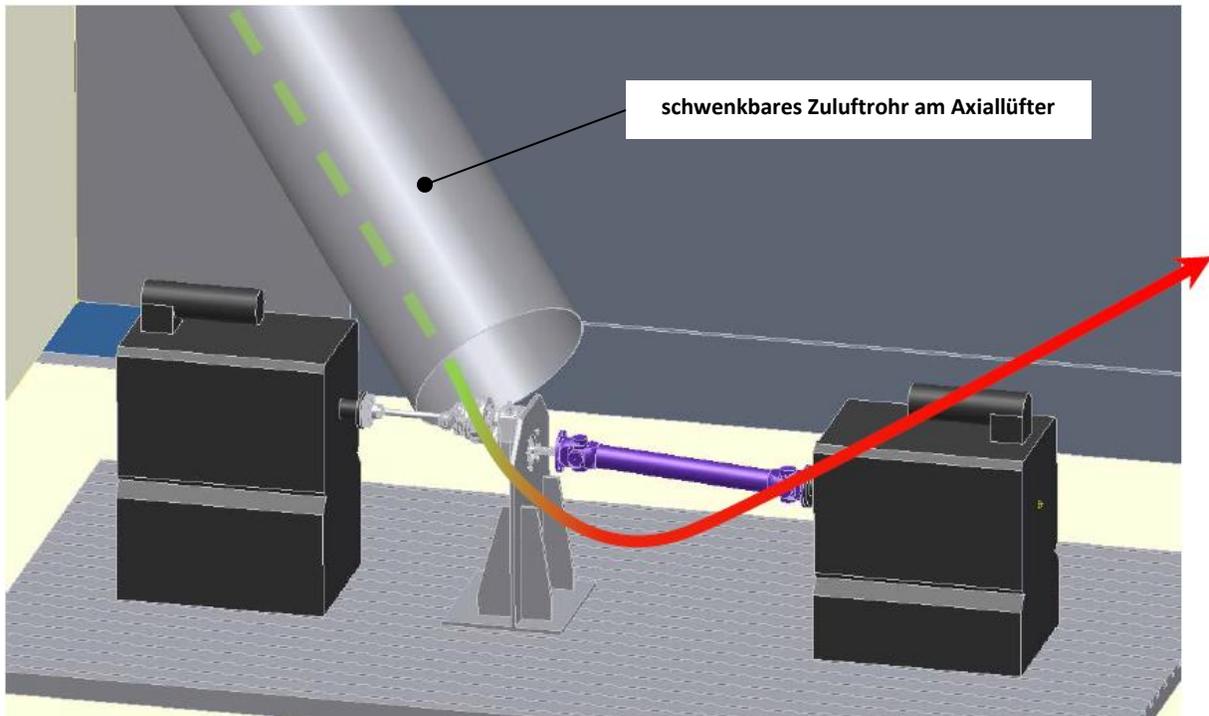


Abbildung 7-4: Wärmetransport bei der Getriebekühlung [31]

Abbildung 7-4 zeigt den Wärmetransport von der Getriebeoberfläche zu der umströmenden Umgebungsluft. Über das schwenkbare Zuluftrohr kann die angesaugte Umgebungsluft direkt zur Getriebeoberfläche geführt werden und dadurch die auftretende Reibungswärme absorbieren.

Ziel des Prüfprogrammes am Zapfwellenprüfstand ist es, ein aussagekräftiges Ergebnis über die Funktionalität des generierten FPTO - Getriebes während des Betriebes, zu erhalten. Die Asynchronmaschine am Eingang des Getriebes sorgt für die Antriebsleistung und die

Asynchronmaschine am Ausgang liefert das während des Betriebes auftretende Lastmoment. Die beiden Parameter Eingangsleistung bzw. Eingangsdrehmoment (Motormoment) und Lastmoment sind variabel einstellbar. Der Ausgangsparameter ist die Zapfwellennormdrehzahl von $1000 \frac{U}{min}$.

Primär soll während der Testdurchläufe darauf geachtet werden, wie sich die FPTO - Komponenten im Getriebe in den Umschaltvorgängen zwischen der ECO- und Normalstufe verhalten. Tritt ein Gebrechen in den Schwachstellen bzw. im kritischen Bereich der Bauteile auf, muss das Ergebnis evaluiert und analysiert werden, um anschließend mögliche Änderungen für nachfolgende Entwicklungen im Bereich des Frontzapfwellengetriebes vornehmen zu können.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Das Primärziel dieser Arbeit war es, ein Konzept zu entwickeln, dass ein Umschalten bei einer zuvor festgelegten Belastung am Anbaugerät des FPTO – Getriebes während des Betriebes ermöglichen soll. Es wurden zwei Konzepte durchgearbeitet, durch dessen Einsatz ein lastschaltbares Getriebe umgesetzt werden kann: Ein Konzept anhand des Doppelkupplungsprinzips und ein Modell mit Verwendung einer drehelastischen bzw. drehnachgiebigen Kupplung am Ausgang des Getriebes. Hauptaugenmerk wurde in der vorliegenden Arbeit auf das Konzept mit der drehelastischen Kupplungseinheit gelegt.

Hierbei wurden zunächst Varianten konzipiert, wie ein mögliches Prototypmodell erstellt werden kann, um Schaltvorgänge zwischen den beiden Getriebestufen ECO- und Normalbetrieb zu ermöglichen. Die neu entwickelten bzw. vorhandenen Bauteile für das Kupplungskonzept wurden mittels unterschiedlicher Festigkeitsberechnungen auf ihre Lebensdauer überprüft und gegebenenfalls neu ausgelegt.

Das maximale wirkende Stoßmoment beim Umschaltvorgang innerhalb der Kupplung muss für den kurzen Zeitraum von einigen zehntel Sekunden von den Komponenten des FPTO – Getriebes aufgenommen werden. Dies kann bei längerem Betrieb des Frontzapfwellengetriebes zu einer Schwächung bzw. in weiterem Verlauf zu einem möglichen Gebrechen einzelner Bauteile führen; da auf Grund der stoßartigen Belastungen Gefügeveränderungen zu erwarten sind.

Um diesem Phänomen entgegenzuwirken, würde der Anbau einer Rutschkupplung im FPTO – Getriebe Abhilfe schaffen. Diese Rutschkupplung muss so ausgelegt werden, dass diese beim Anschlagmoment der Bogenfedern des Torsionsdämpfers in der drehelastischen Kupplung zu rutschen beginnt und dadurch das überschüssige Überlastmoment (Stoßmoment) in der Umschaltphase zur Gänze abbaut.

Anschließend an den Prototypenbau sollte durch eine Überprüfung des entwickelten Prototyps am Prüfstand die Funktionalität eines lastschaltbaren FPTO – Getriebekonzeptes getestet werden und nachfolgende Schwachstellen bzw. Beschädigungen evaluiert werden. Aus den Erkenntnissen der im Rahmen der vorliegenden Arbeit erstellten ersten Prototypengeneration können nach Abschluss der Prüfstandsversuche die Anforderungen für weiterführende Entwicklungsschritte definiert werden.

Diese Masterarbeit soll der Firma in Zukunft für weitere Überlegungen im Bereich eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes als Grundlage bzw. Vergleichsmaterial dienen. Durch die innovative Neuentwicklung eines bereits am Markt befindlichen Frontzapfwellensystems, kann in Bezug auf Effizienz und Wirtschaftlichkeit, die Mobilität im Traktorenbereich zukünftig nachhaltiger und umweltschonender betrieben werden.

9 Literaturverzeichnis

- [1] **CNH Industrial** *Unternehmensprofil*
URL: <http://www.cnhindustrial.com/en-us/Pages/homepage.aspx>
[30.01.2017]
- [2] **CNH Group** *Technische Informationen zu CNH-Frontzapfwellensystemen*
Ansprechpartner: Hr. D. I. Mayr, CNH test department, St. Valentin, 2017
- [3] **Ortlinghaus** *Technische Grundlagen Lamellenkupplung*
URL: http://ortlinghaus.at/pdf/prod_neu/de_techn_grundlagen.pdf
[10.10.2016]
- [4] **Maschinenbauforum
UNI Karlsruhe** *Synchronisationseinheit eines Getriebes*
URL: <http://www.maschbau-forum.de>
[15.10.2016]
- [5] **Boechat S.** *Agri-Ecodrive.ch - Leistungs- und Drehmomentkurven eines Traktors*
URL:
http://www.agri-ecodrive.ch/fileadmin/Liens-Pdf/1-D-43_45_LT_Boechat_Choix_tracteur-D.pdf
[15.10.2016]
- [6] **Muhs D.
Wittel H.
Jannasch D.
Voßiek J.** *Roloff/Matek Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung und Tabellen*
17. Auflage, Vieweg-Verlag Wiesbaden, 2005
- [7] **Reichle M.** *Kupplungen*
URL:
http://www.lehre.dhbw-stuttgart.de/~reichle/3.%20Semester/Skripte/III_%20Kupplungen.pdf
[30.10.2016]
- [8] **Magnus K.
Popp K.
Sextro W.** *Schwingungen – Physikalische Grundlagen und mathematische Behandlung von Schwingungen*
10. Auflage, Vieweg-Verlag Wiesbaden, 2016
- [9] **Wikipedia** *Vergrößerungsfunktion*
URL:
<https://de.wikipedia.org/wiki/Vergr%C3%B6%C3%9Ferungsfunktion>
[30.10.2016]
- [10] **Wikipedia** *Doppelkupplungsprinzip*
URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Doppelkupplungsgetriebe>
[2.11.2016]

Literaturverzeichnis

- [11] **Fischer R.
Kücükay F.
Jürgens G.
Pollak B.** *Das Getriebebuch*
2. Auflage, Vieweg-Verlag Wiesbaden, 2016
- [12] **Kfz-Tech** *Kfz-Tech.de - Doppelpkupplungsgetriebe*
URL: <http://www.kfz-tech.de/Biblio/Getriebe/DoppKupplGetriebe.htm>
[5.11.2016]
- [13] **Kfz-Tech** *Kfz-Tech.de - Reibungskupplung*
URL: <http://www.kfz-tech.de/Biblio/Kupplung/Reibungskupplung.htm>
[5.11.2016]
- [14] **Kirchner E.** *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben*
1. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- [15] **Sauer B.** *Konstruktionselemente des Maschinenbaus - Übungsbuch*
Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011
- [16] **Schaeffler AG** *Schaeffler.com – Die Kupplung, das Herz des Doppelkupplungsgetriebes*
URL:
http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/technicalpresentation/downloads_20/luk_dr_reik.pdf
[10.11.2016]
- [17] **Setral GmbH** *Hochleistungsschmierstoffe*
URL: <http://www.setral.net/de/schmierstoff-abc.html>
[10.11.2016]
- [18] **Lehrerfreund** *Lehrerfreund.de - Lamellenkupplungen*
URL: <http://www.lehrerfreund.de/technik/1s/kupplungen/3213>
[12.11.2016]
- [19] **Luk GmbH & Co. KG** *Luk – Torsionsdämpfer*
Spezifikationen zu Torsionsdämpfersystemen im Traktorenbereich
- [20] **Meissner M.** *Metallfedern – Grundlagen, Werkstoffe, Berechnung, Gestaltung und Rechnereinsatz*
3. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015
- [21] **Hahn U.** *Physik für Ingenieure*
Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH München, 2007

Literaturverzeichnis

- [22] **Trelleborg AB** *O-Ringe und Stützringe*
URL: https://tss-static.com/remotemedia/media/germany/documents_de/o_ring_de.pdf
[16.11.2016]
- [23] **Edelstahl-Schrauben** *Edelstahl-Schrauben.com – Gewindestifte bzw. Madenschrauben*
URL: <https://www.edelstahl-schrauben.com/Gewindestifte:::288.html>
[18.11.2016]
- [24] **Höfler A.** *Maschinenbau & Physik - Einsatzhärten*
URL: <http://www.ahoefler.de/maschinenbau/werkstoffkunde/waermebehandlung-von-staehlen/114-einsatzhaerten.html>
[18.11.2016]
- [25] **Haberhauer H.
Bodenstein F.** *Maschinenelemente – Gestaltung, Berechnung, Anwendung*
12. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003
- [26] **LOCTITE** *Loctite.at - Schraubensicherungen*
URL: <http://www.loctite.at/schraubensicherung-29955.htm>
[9.12.2016]
- [27] **Schaeffler AG
Lenhart & Hasenöhrl
GmbH** *FAG-INA.at – Axial-Nadellager*
URL: <http://www.fag-ina.at/explorer/download/waelzlager/22-Axial-Nadellager.pdf>
[25.11.2016]
- [28] **Schaeffler AG** *Schaeffler.com – Tragfähigkeit und Lebensdauer Wälzlager*
URL: http://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_1020274_03
[25.11.2016]
- [29] **Von der Laake J.** *Fem-Praxis.de – Finite Elemente Analyse*
URL: <http://www.fem-praxis.de>
[15.12.2016]
- [30] **Heimann B.
Popp K.** *Uni-Hannover.de – Vorlesungsmanuskript Maschinendynamik*
Institutsverbund für Mechanik der Universität Hannover
URL: https://www.ids.uni-hannover.de/fileadmin/IDS/ids_lehre/MD/Vorlesung/MD_Vorlesung_Vorlesungsmanuskript_V2.3.pdf
[17.12.2016]

Literaturverzeichnis

- [31] **CNH Group** *Diplomarbeit FPTO - Prüfstandsauslegung*
Verfasser: Zoettl M.
Firma CNH Industrial St. Valentin, 2014
- [32] **Baehr H. D.** *Wärme- und Stoffübertragung*
Stephan K. 9. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2016

10 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Variante 1 des FPTO – Getriebes [2]	2
Abbildung 1-2: Variante 2 des FPTO – Getriebes [2]	3
Abbildung 1-3: Variante 3 des FPTO – Getriebes [2]	4
Abbildung 1-4: Einbauposition des FPTO – Getriebes [2]	5
Abbildung 1-5: FPTO – Schematik/Kraftflussverlauf bei ECO - Betrieb	7
Abbildung 1-6: FPTO – Schematik/Kraftflussverlauf bei Normalbetrieb	7
Abbildung 1-7: Aufbau/Kraftflussverlauf einer Synchronisierungseinheit [4].....	8
Abbildung 1-8: Schalteinheit am FPTO – Getriebeausgang [2].....	9
Abbildung 1-9: Verzahnungsgeometrie [2].....	10
Abbildung 1-10: Typische Drehmoment- und Leistungskurve über die Motordrehzahl [2].....	11
Abbildung 2-1: Ein- und ausgangsseitige Belastungen am FPTO – Getriebe [2]	17
Abbildung 3-1: Versatzarten der Kupplungshälften bei nachgiebigen Kupplungen [6]	18
Abbildung 3-2: Systematische Einteilung der Kupplungen [6].....	19
Abbildung 3-3: Starre Kupplungsarten [7]	21
Abbildung 3-4: Drehstarre Kupplungsarten [7]	23
Abbildung 3-5: Drehnachgiebigkeit von Kupplungen [6]	24
Abbildung 3-6: Vergrößerungsfunktion in Abhängigkeit vom Frequenzverhältnis [9].....	25
Abbildung 3-7: Drehnachgiebige Kupplungsarten [6].....	26
Abbildung 3-8: Reibschlüssige Schaltkupplungen nach der Form der Reibflächen [6]	28
Abbildung 3-9: Klauen – Sicherheitskupplung [6].....	29
Abbildung 3-10: Fliehkörper – Kupplung [6].....	30
Abbildung 3-11: Anlaufverhalten einer Asynchronmaschine [7].....	31
Abbildung 3-12: Richtungsbetätigte Kupplungsarten [6]	32
Abbildung 3-13: Aufbau Doppelkupplungsgetriebe [12]	33
Abbildung 3-14: Doppelkupplungsprinzip mit zwei Vorgelegewellen [12].....	34
Abbildung 3-15: Einscheiben – Trockenkupplung [13]	35

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 3-16: Mehrscheiben – Lamellenkupplung [3].....	36
Abbildung 3-17: Modell eines Doppelkupplungsgetriebes [11]	37
Abbildung 3-18: Hochschalten ohne Zugkraftunterbrechung und ohne Motormomenteingriff [11].....	38
Abbildung 3-19: Schaltablaufsteuerung der Kupplungsdrücke [11]	40
Abbildung 3-20: Hochschalten ohne Zugkraftunterbrechung mit Motormomenteingriff [11].....	41
Abbildung 3-21: Rückschalten unter Last ohne Motormomenteingriff [11]	42
Abbildung 4-1: Bestehendes Ausgangskonzept FPTO – Getriebe	44
Abbildung 4-2: Aufbau Lamellenkupplung im FPTO - Getriebe[2]	45
Abbildung 4-3: Schematik FPTO - Doppelkupplungsgetriebe.....	46
Abbildung 4-4: Kraftflussverlauf im Normalmodus	47
Abbildung 4-5: Kraftflussverlauf im ECO - Modus	48
Abbildung 4-6: Aufbau Lamellenkupplung [14]	49
Abbildung 4-7: Charakteristische Stribeck – Kurve in Abhängigkeit vom Kontaktpartnerabstand d und der Rauigkeit R der Körper [14].....	53
Abbildung 4-8: Reibwertverlauf über die Relativgeschwindigkeit Δx bei unterschiedlichen Materialien [11].....	54
Abbildung 4-9: Konzept mit Anordnung der Innenlamelle auf Träger	55
Abbildung 4-10: Konzept mit Anordnung der Innenlamellen direkt an Ausgangswelle [18]	55
Abbildung 4-11: Entwickeltes FPTO – Getriebe im Schnitt.....	59
Abbildung 4-12: Zusammenstellung FPTO - Getriebeausgang	60
Abbildung 4-13: Entwicklungszyklus für einen Prototypen	61
Abbildung 4-14: Schematik FPTO – Getriebe mit drehelastischer Kupplung	62
Abbildung 4-15: Schaltelement.....	63
Abbildung 4-16: Torsionsschwingungsdämpfer [19]	64
Abbildung 4-17: Istzustand des Torsionsdämpfers.....	65
Abbildung 4-18: Torsionsdämpfer nach Bearbeitung.....	66
Abbildung 4-19: Zweistufige Federkennlinie Torsionsdämpfer [19]	67
Abbildung 4-20: Einbauposition Klauenelement	69

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 4-21: Hydrodynamischer Schmierfilm [6].....	70
Abbildung 4-22: Verbindung Zwischenstück - Torsionsdämpfer	71
Abbildung 4-23: Verbindung Zwischenstück - Zahnrad im Normalmodus	72
Abbildung 4-24: Verbindung Zwischenstück - Zahnrad im ECO - Modus	73
Abbildung 4-25: Kraftflussverlauf im ECONOMIC - Modus.....	74
Abbildung 4-26: Schematik unelastischer Stoß [21]	75
Abbildung 4-27: Massenträgheiten J der verbauten Komponenten	77
Abbildung 4-28: Wirksames auf die Abtriebsseite bezogenes Massenträgheitsmoment in der ECO - Stufe	79
Abbildung 4-29: Momentenverläufe im Fall 1	87
Abbildung 4-30: Momentenverläufe im Fall 2	87
Abbildung 4-31: Aktuelle Schaltsystematik	89
Abbildung 4-32: Dichtpressungsverlauf und Spaltextrusion am O – Ring [22].....	90
Abbildung 4-33: Modifizierte Schaltsystematik	91
Abbildung 4-34: Gewindestift/Wurmschraube mit Innensechskant [23].....	91
Abbildung 4-35: Klauengeometrie	92
Abbildung 4-36: Wirkradius r am Klauenelement.....	93
Abbildung 4-37: Aufkohlungsvorgang [24]	96
Abbildung 4-38: Härtevorgang [24]	97
Abbildung 4-39: Wechselwirkungsprinzip im Eingriff.....	98
Abbildung 4-40: Querkraftschubspannung.....	101
Abbildung 4-41: Parabolische Schubspannungsverteilung bezüglich y	102
Abbildung 4-42: Mittlere Scherspannung.....	103
Abbildung 4-43: Auftretendes Biegemoment M_b beim Schaltvorgang	106
Abbildung 4-44: Schnittreaktionen im Bereich 1.....	108
Abbildung 4-45: Schnittreaktionen im Bereich 2.....	109
Abbildung 4-46: Querkraftverlauf.....	110
Abbildung 4-47: Biegemomentenverlauf.....	110

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 4-48: Einbauposition Axial – Nadelkränze mit Axiallagerscheiben	119
Abbildung 5-1: Modell mit Axialbelastung und statischer Einspannung	122
Abbildung 5-2: Vernetztes Modell	123
Abbildung 5-3: Ergebnis des Rechendurchlaufes.....	124
Abbildung 5-4: Vergleichsspannung σ_v	125
Abbildung 5-5: Auftretende „von Mises“ - Spannungen im Modell als Farbflächenplot	127
Abbildung 5-6: Verschiebungen am Modell als Farbflächenplot.....	128
Abbildung 6-1: Torsionsschwingungssystem und Freischnitt eines Einmassenschwingers	129
Abbildung 6-2: Torsionsschwingungssystem und Freischnitt eines Dreimassenschwingers	134
Abbildung 7-1: Prüfschematik eines FPTO – Getriebes [31].....	135
Abbildung 7-2: FPTO – Prüfstand [31]	136
Abbildung 7-3: Wärmestrahlung umschlossener Körper [32]	137
Abbildung 7-4: Wärmetransport bei der Getriebekühlung [31]	138

11 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Kenndaten Motor und Zapfwelle [2]	6
Tabelle 1-2: Beurteilung der Drehmomentreserve im Betrieb [5]	12
Tabelle 1-3: Varianten zur Realisierung eines lastschaltbaren FPTO – Getriebes	13
Tabelle 1-4: Projektplan	14
Tabelle 2-1: Motorkenndaten [2]	15
Tabelle 3-1: Vergleich von nasslaufenden zu trockenlaufenden Doppelkupplungssystemen	36
Tabelle 4-1: Daten nasslaufender Reibpaarungen [14]	52
Tabelle 4-2: Kennwerte der Massenträgheitsmomente	80
Tabelle 4-3: Drehzahlabfall von ω_1 beim Schaltvorgang ECO \Rightarrow Normal	82
Tabelle 4-4: Stoßmoment $M_{Stoß_gesamt}$ im Fall 1	83
Tabelle 4-5: Drehzahlabfall von ω_1 beim Schaltvorgang Normal \Rightarrow ECO	84
Tabelle 4-6: Stoßmoment $M_{Stoß_gesamt}$ im Fall 2	85
Tabelle 4-7: Fall 1 \Rightarrow Erforderlicher Druck p im Hydrauliksystem	99
Tabelle 4-8: Fall 2 \Rightarrow Erforderlicher Druck p im Hydrauliksystem	100
Tabelle 4-9: Evolventenverzahnung nach DIN 5480 [25]	112
Tabelle 4-10: Kenngrößen für die Ermittlung von $FK_{erf}/Schraube$ im Fall 1	114
Tabelle 4-11: Kennwerte für die Bestimmung der Sicherheiten S_τ und S_p im Fall 1	116
Tabelle 4-12: Kenngrößen für die Ermittlung von $FK_{erf}/Schraube$ im Fall 2	117
Tabelle 4-13: Kennwerte für die Bestimmung der Sicherheiten S_τ und S_p im Fall 2	118