



Gunther Breitenberger, BSc.

**Entwicklung des Rädersatzes eines dedizierten Hybridgetriebes
mit Hysterese-Motorbremse (AVL Dynoshift)**

Diplomarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

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

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Graz, Februar 2018

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. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit/Diplomarbeit identisch.

02.03.2018

Gunther Breitenberger

Sperrvermerk

Die vorliegende Diplomarbeit basiert auf internen, vertraulichen Daten und Informationen des Unternehmens AVL List GmbH. In diese Arbeit dürfen Dritte, mit Ausnahme von Begutachtenden und befugten Mitgliedern des Prüfungsausschusses, ohne ausdrückliche Zustimmung des Unternehmens und des Verfassers keine Einsicht nehmen. Eine Veröffentlichung der Diplomarbeit ist ohne ausdrückliche schriftliche Genehmigung fünf Jahre ab dem Datum der Diplomprüfung, dem 20.03.2018, nicht gestattet.

Danksagung

Ich bedanke mich bei der AVL List GmbH, die mir das Verfassen dieser Arbeit ermöglicht hat.

Weiters möchte ich Dipl.-Ing. Vitaly Davydov danken, der diese Arbeit betreut hat und es mir ermöglichte, mich im Rahmen dieser Masterarbeit frei und kreativ zu betätigen und mich fachlich weiterzuentwickeln. Für Fragen und interessante technische Diskussionen war er stets offen.

Ebenfalls meinen Dank aussprechen möchte ich Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader, welcher seitens der TU Graz diese Arbeit betreut hat.

Auch möchte ich hier meinen Kollegen der Abteilung DTD danken, und besonders Ing. Georg Bach, der mir häufig helfen konnte, wenn mein Praxiswissen in der Getriebetechnik nicht ausreichte.

Mein besonderer Dank gebührt meinen Eltern dafür, dass sie mir dieses Studium ermöglicht und mich immer unterstützt haben.

Kurzfassung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Auslegung und Berechnung des Rädersatzes eines dedizierten Hybridgetriebes mit dem Projektnamen AVL Dynoshift. Ausgehend von einem Skelettmodell des Getriebes in CATIA mit gegebenen Achsabständen und Übersetzungen werden die drehenden Maschinenteile entworfen.

Aufbauend auf der Grundausslegung werden unter Zuhilfenahme eines provisorischen Lastkollektives die getriebeinternen Drehzahlen, Momente und Kräfte ermittelt.

Anschließend geschieht eine rechnerische Grundausslegung der verwendeten Maschinenelemente hinsichtlich ihrer Betriebsfestigkeit und Funktionserfüllung sowie die Ausarbeitung des Rädersatzes bis zur Konzeptreife.

Die verwendete Berechnungs- und Konstruktionsmethodik wird beschrieben.

Ergebnis ist ein 3d-Modell des Rädersatzes und eine erste Betrachtung bzw. Optimierung hinsichtlich Funktion, Bauraum und Fertigbarkeit. Kritische Punkte und offenes Potential werden aufgezeigt. Schließlich wird eine Vorgehensweise vorgeschlagen, welche bei der zukünftigen Auslegung von Rädersatzes helfen soll, den Zeitaufwand zu verringern und schneller zu befriedigenden Ergebnissen zu gelangen.

Abstract

The aim of this thesis is the layout and evaluation of the gearset of a dedicated hybrid transmission (project name AVL Dynoshift). Starting with a skeleton model of the transmission in CATIA with given center distances and ratios, the revolving machine elements are designed.

Based on the layout, and considering a provisional duty cycle, the transmission internal speeds, torques and forces are calculated.

In a subsequent step, the basic layout of the machine elements is carried out. The parts are evaluated regarding their function and fatigue strength. The gearset is developed to concept maturity.

The used calculation- and design methods are specified.

Result of the thesis is a 3d-model of the gearset and a first examination resp. an optimization regarding function, package and manufacturability. Critical points and open potentials are highlighted.

A method is proposed, which, in future gearset design, should help to reduce the required time to come to satisfactory results.

Inhalt

1	Einführung	1
1.1	Das DHT (Dedicated Hybrid Transmission) als eigene Getriebegattung	1
1.2	Das AVL Dynoshift Getriebe	2
1.2.1	Zugkraftunterstützter Schaltvorgang	3
1.2.2	Passive Momentenunterstützung	3
1.2.3	Hysteresemotor	4
1.3	Dynoshift Generation II 15kW 48V	7
1.3.1	Übersicht über die Getriebestruktur	7
1.3.2	Beispiel eines Schaltvorgangs	11
1.4	Vergleich von Dynoshift und Doppelkupplungsgetriebe	13
1.4.1	Gewicht/Package	14
1.4.2	Technologie	15
1.4.3	Komfort	15
1.4.4	Sportlichkeit	15
1.4.5	Effizienz	16
1.4.6	Kosten	16
1.4.7	Sicherheit	17
1.4.8	Übersichtstabelle: Vergleich Dynoshift 6DFT und DQ250+P2	17
2	Theoretische Grundlagen	18
2.1	Berechnung von Drehzahlen und Drehmomenten in Umlaufgetrieben	18
2.1.1	Übersetzungen im Planetengetriebe	18
2.1.2	Linearität der Drehzahlen	20
2.1.3	Momentenbeziehungen in Umlaufgetrieben	21
2.2	Zahnradtheorie	23
2.2.1	Tragfähigkeitsnachweis von Zahnrädern	23
2.2.2	Grübchenbildung (Pitting)	23
2.2.3	Zahnbruch (Root strength)	24
2.2.4	Fressen (Scuffing)	24
2.2.5	Praktische Berechnung der Grübchentragfähigkeit nach DIN 3990-1987 Methode B	26
2.2.6	Praktische Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit nach DIN 3990-1987 Methode C	30
2.2.7	Berechnung der Warmfressfestigkeit	33
2.2.8	Tragbildoptimierung und Verzahnungskorrekturen	34

2.3	Der Morphologische Kasten	37
2.3.1	Problemstellung Losrad mit Klauen	37
2.3.2	Der Morphologische Kasten	38
2.3.3	Angewandte Lösungen	44
3	Technische Rahmenbedingungen	46
3.1	Werkstoffe.....	46
3.2	Lastkollektiv.....	47
4	Entwurfsphasen und Gestaltung des Rädersatzes	49
4.1	Entwurfsphasen.....	49
4.2	Lagerkonzept.....	50
4.3	Ölversorgung und Schmierung	52
5	Berechnung.....	54
5.1	Methodik	54
5.1.1	Bestehendes Berechnungstool	54
5.1.2	Erweiterung des bestehenden Tools	54
5.1.3	Berechnung der Verzahnungskräfte und Komponenten der Auflagerkräfte	56
5.1.4	Berechnung der Drehzahlen	56
5.1.5	Zusatzkraft zufolge statischer Überbestimmtheit	57
5.1.6	Lagerauslegung.....	58
5.1.7	Skelettbauweise und Konstruktionsmethodik in CATIA V5.....	61
5.1.8	Methodik zur verbesserten Auslegung von Rädersatz in der Konzeptphase	63
5.2	Wellen	64
5.2.1	Auslegung der Wellen	64
5.2.2	Hintere Eingangswelle.....	66
5.2.3	Abtriebswelle 1.....	69
5.2.4	Abtriebswelle 2.....	70
5.3	Lager	72
5.3.1	Wichtige Auslegungskriterien für Lager	72
5.3.2	Ergebnisse der Lagerauslegung	73
5.4	Welle-Nabe-Verbindungen	73
5.4.1	Evolventenzahnwellen.....	73
5.4.2	Schweißverbindungen.....	75
5.5	Zahnräder	78
5.5.1	Zahnradberechnung in KISSsoft.....	78

5.5.2	Zielwerte der Zahnradauslegung	78
5.5.3	Zahnradstufe G12R	78
5.5.4	Zahnradstufe G35	80
5.5.5	Zahnradstufe G46	80
5.5.6	Planetensatz	80
5.5.7	Endübersetzung (Finaldrive)	80
5.5.8	Verlustleistung und Zahnreibungsverluste	82
5.5.9	Verlustleistung bei Planetengetrieben	83
5.6	Klauenkupplungen	87
5.6.1	Festigkeitsberechnung der Klauen	87
5.6.2	Festigkeitsoptimierung	89
5.7	Synchronisierung	89
5.8	Planetenträger	92
5.9	Befestigungsteile	94
5.9.1	Sicherungsringe	94
5.9.2	Schrauben	95
6	Zusammenbau des Getriebes	96
6.1	Eingangswellen	96
6.1.1	Vordere Eingangswelle:	96
6.1.2	Hintere Eingangswelle:	96
6.1.3	Innere Eingangswelle mit Planetenträger	96
6.1.4	Rotorwelle	96
6.1.5	Zusammenbau der Eingangswellen-Gruppe	96
6.2	Abtriebswelle 1	96
6.3	Abtriebswelle 2	97
6.4	Zusammenbau Getriebe	97
7	Schwachstellen und Potentiale	98
7.1	Allgemeines	99
7.2	Wellen und Verbindungselemente	99
7.3	Lagerkonzept und Lager	100
7.4	Ölversorgung, Schmierung und Dichtung	101
7.5	Zahnräder	101
7.6	Klauenkupplungen und Synchronisierungen	102
8	Zusammenfassung und Ausblick	104

9	Anhang.....	105
9.1	Allgemeine Informationen	105
9.2	Ergebnisse der Lagerauslegung	107
9.3	Ergebnisse der Zahnradauslegung	108
9.4	Übersicht über die verwendeten Evolventenzahnwellen	113
9.5	Berechnung der Verzahnungskräfte und Lagerbelastung	114
10	Literaturverzeichnis.....	134
11	Tabellenverzeichnis.....	138
12	Abbildungsverzeichnis.....	139

1 Einführung

1.1 Das DHT (Dedicated Hybrid Transmission) als eigene Getriebegattung

Klassisch werden Fahrzeuggetriebe, insbesondere für PKW, gemäß der Art, wie ein Schaltvorgang durchgeführt wird, verschiedenen Kategorien zugeordnet. Die einfachste und älteste Form ist das manuelle Schaltgetriebe (Kurzbezeichnung MT für „Manual Transmission“), bei dem die Schaltelemente, zumeist synchronisierte Klauenkupplungen, vom Fahrer direkt über ein Gestänge o.ä. betätigt werden. Systembedingt muss zum Gangwechsel der Kraftfluss unterbrochen werden.

Bereits in den 20er Jahren des letzten Jahrhunderts gab es erste Versuche, die Schaltvorgänge zu automatisieren, um den Fahrkomfort zu erhöhen, wobei sich erste Automatikgetriebe ab ca. 1950 am amerikanischen Markt etabliert und seither die manuellen Getriebe aus vielen Anwendungen fast vollständig verdrängt haben (vgl. [1]).

Eine naheliegende Möglichkeit zur Automatisierung besteht darin, die vorher vom Fahrer zu schaltenden Elemente durch Aktuatoren (hydraulisch, pneumatisch, elektrisch, ec...) zu betätigen. Dabei muss an der Grundstruktur des Getriebes nichts geändert werden, die klassische Architektur mit Eingangs- und Vorgelegewellen sowie Synchronisierereinheiten bleibt erhalten. Dieser Typ wird als automatisiertes Schaltgetriebe (AMT für „Automated Manual Transmission“) bezeichnet und findet bis heute vor allem in Nutzfahrzeugen fast ausschließliche Verwendung. Wie beim manuellen Getriebe muss zum Einlegen eines neuen Ganges die Zugkraft kurz unterbrochen werden.

Eine weitere Möglichkeit zur Automatisierung ergibt sich durch die Verwendung von Planetensätzen, wobei verschiedenen Übersetzungen durch das abwechselnde Festsetzen von Zentralrädern oder des Steges dargestellt werden, was früher oft mit Bandbremsen, heute fast nur noch mit Lamellenkupplungen geschieht. Diese Art von Getrieben kann manuell nicht mehr betätigt werden und funktioniert nicht ohne Aktuatorik. Die Struktur als Hintereinanderschaltung von Planetensätzen unterscheidet sich dahingehend von Handschaltgetrieben, dass es hier keine lösbaren formschlüssigen-, sondern eine Anzahl von reibschlüssigen Kupplungen gibt. Diese können sich bei einem Schaltvorgang überschneiden und erlauben somit eine Änderung der Übersetzung ohne Zugkraftverlust. Diese Getriebe werden meist einfach als Automatikgetriebe (AT für „Automated Transmission“) bezeichnet.

In den 1980er Jahren fanden erstmals sog. Doppelkupplungsgetriebe (DCT für „Dual-Clutch Transmission“) Verwendung im Motorsport (vgl. [2]), und finden seit 2003 nach Präsentation des Direktschaltgetriebes von VW zunehmende Verbreitung im Massenmarkt. Um die Zugkraftunterbrechung beim Schaltvorgang zu vermeiden, ohne auf die eher schweren und aufgrund der reibschlüssigen Drehmomentübertragung mit vergleichsweise hohen internen Verlusten behafteten Automatikgetriebe (vgl. [3], S. 494) benutzen zu müssen, wird ein klassisches Schaltgetriebe in zwei Teilgetriebe aufgeteilt, wobei abwechselnd das Teilgetriebe mit geraden, bzw. ungeraden Gängen über eine Kupplung mit dem Motor verbunden ist. Im freien, nicht verbundenen Teilgetriebe kann nun ein Gang vorgewählt werden und der Schaltvorgang durch ein Umschalten der Kupplungen realisiert.

Vollständigkeitshalber sollen auch die Stufenlosen Getriebe (CVT für „Continuously Variable Transmission“) angeführt werden, welche bis heute aber außer bei Kleinkrafträdern am europäischen und amerikanischen Markt nicht durchsetzen konnten.

Die zunehmende Hybridisierung von Antriebssträngen hat zur Entwicklung von völlig neuartigen Getrieben geführt, unter der Bezeichnung „Dedicated Hybrid Transmission“ (DHT) bekannt geworden sind.

Das kennzeichnende Merkmal eines DHT ist der Umstand, dass eine elektrische Maschine im Getriebe funktionelle Aufgaben erfüllt. Dies bedeutet, dass, im Gegensatz zu Add-On Lösungen, die E-Maschine einen notwendigen Teil des Getriebes darstellt, und dieses ohne eine E-Maschine nicht funktioniert (vgl. [4]).

Erstmals öffentlich definiert und diskutiert wurde das DHT am 14. Internationalen CTI Symposium 2015 in Berlin, doch erfüllte der 1997 in Serie gehende Toyota Prius bereits damals die Definition eines DHT (vgl. [4]).

Das in dieser Arbeit behandelte Getriebe mit dem Projektnamen „AVL Dynoshift Transmission“ beinhaltet als essentiellen Bestandteil eine elektrische Maschine und ist somit den DHTs zuzuordnen.

1.2 Das AVL Dynoshift Getriebe

Das Angebot an verschiedenen Getriebekonzepten reicht von einfachen MTs und AMTs im Niedrigpreissektor hin zu ATs und DHTs im Hochpreissektor (vgl. [5]). MTs und AMTs haben den systembedingten Nachteil einer relativ schlechten Schaltqualität durch die Zugkraftunterbrechung. ATs haben gute Schaltqualität, sind jedoch recht komplex, verlustbehaftet und teuer (vgl. [3], S. 494). DCTs sind effizient und haben zeigen gute Schaltqualität, eine Hybridisierung ist jedoch nur als Add-On möglich, was zu einem langen Package führt. Nur die DHTs vereinen die Vorteile aller Konzepte, sind jedoch komplex und erfordern für volle Funktion eine teure Leistungselektronik, welche einen beträchtlichen Anteil der Kosten verursacht.

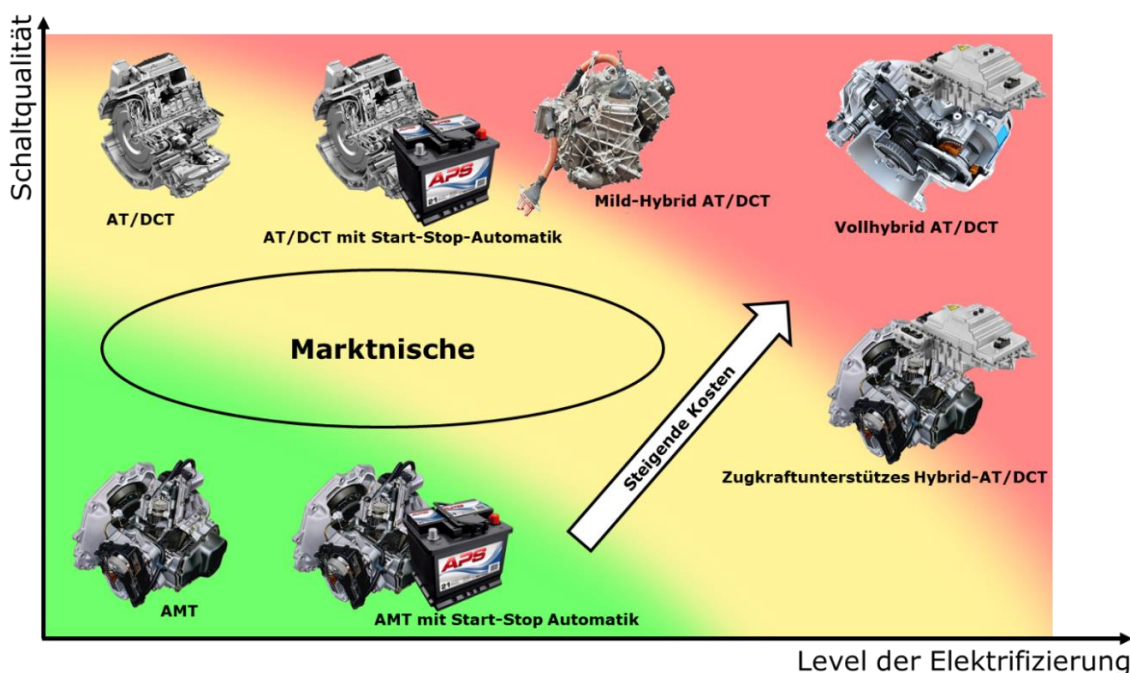


Abbildung 1-1: Getriebekonzepte am Markt

Quellen Bilder: [6], [7], [8], [9], [10], [11]

Das Dynoshift ist nun der Versuch, Hybridisierung und gute Schaltqualität im unteren bis mittleren Preissegment darzustellen, ohne mehr Bauraum als ein typisches MT zu beanspruchen.

1.2.1 Zugkraftunterstützter Schaltvorgang

Beim zugkraftunterstützten Schalten (torque-filled) wird über die E-Maschine der Schaltvorgang momentenunterstützt. Dabei wird, während der Leistungsfluss von der Verbrennungskraftmaschine zu den Rädern unterbrochen ist, die entstehende Leistungslücke ganz oder zu einem gewissen Prozentsatz aufgefüllt, indem eine elektrische Maschine das notwendige Moment aufbringt. Dazu gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten.

Zum einen kann die elektrische Maschine dabei als Motor eingesetzt werden (siehe Fehler! V erweisquelle konnte nicht gefunden werden.: 1. oder 3. Quadrant), wobei die Schaltqualität vom Ladezustand der Batterie abhängt. Bei zu niedrigem Ladestand kann keine Leistung von der Batterie abgegeben werden und die Schaltqualität nimmt ab. Außerdem muss der E-Motor auf die höchste während des Schaltvorganges abgerufene Leistung ausgelegt werden, was entweder eine sehr große Maschine samt entsprechender Leistungselektronik bedingt, oder die Zugkraftlücke kann nicht ganz geschlossen werden.

Zum anderen kann durch geeignete Leistungsverzweigung (z.B. in einem Planetengetriebe) die E-Maschine auch als Generator betrieben werden (2. oder 4. Quadrant), wobei hier die Schaltqualität abnimmt, falls die Batterie voll geladen ist und keine weitere Energie eingespeist werden kann. Auch hier benötigt man für beste Schaltqualität eine der höchsten Schaltleistung entsprechend ausgelegte Leistungselektronik.

Bei der Herstellung Hybridgetrieben ist die Leistungselektronik (Inverter) ein nicht zu unterschätzender Kostentreiber. Es ist also vorteilhaft, die Funktionalität des Getriebes mit möglichst schwach ausgelegter Leistungselektronik zu erhalten.

Eine Möglichkeit hierzu bietet die Verwendung einer Hysterese-Maschine und passiver Momentenunterstützung.

1.2.2 Passive Momentenunterstützung

Die Passive Momentenunterstützung basiert auf dem Prinzip des Differentials in Form eines Planetensatzes. Verbindet man zwei beliebige Zentralräder drehfest (z.B. mit einer Kupplung, gleichbedeutend mit der Wahl zweier Drehzahlen), so läuft der Planetensatz als Block um.

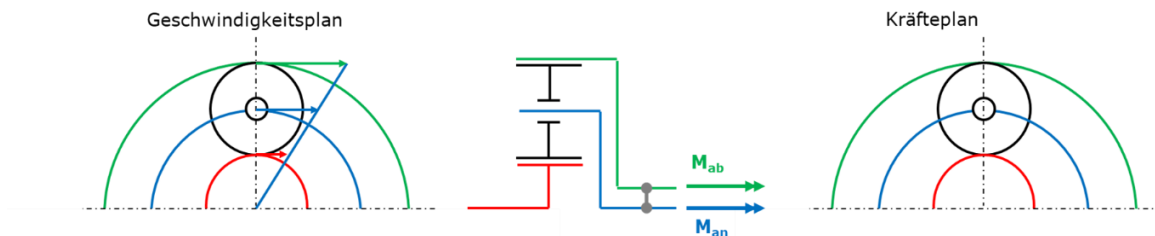


Abbildung 1-2: Verblockter Planetensatz

Dabei ist der Planet kräftefrei, die Momentenübertragung geschieht über die Verbindung der Zentralräder, die Übersetzung ist 1.

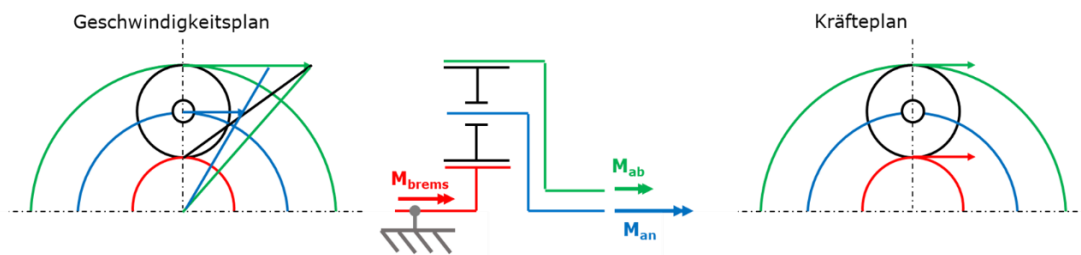


Abbildung 1-3: Planetensatz mit festgesetzter Sonne

Wird stattdessen die Sonne festgehalten, so muss sich das Hohlrads beschleunigen und es ergibt sich zwischen dem Steg und dem Hohlrads eine Übersetzung ins Schnelle. Da nur zwei Drehzahlen gewählt werden können, muss die Verbindung zwischen den beiden Zentralrädern gelöst werden. Typischerweise wird in Automatikgetrieben ein Element mit Hilfe von Lamellenkupplungen festgesetzt, das Aufbringen des notwendigen Bremsmomentes kann jedoch auch durch eine elektrische Maschine geschehen.

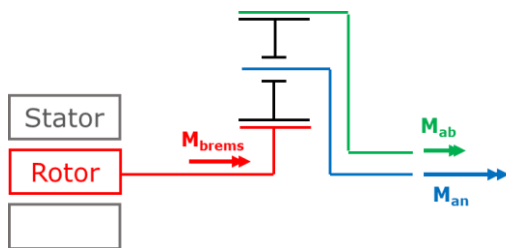


Abbildung 1-4: Planetensatz mit E-Motor

Dieses Erzeugen eines Abtriebsmomentes durch Bremsen des Sonnenrades wird als passive Zugkraftunterstützung (passive torque fill, vgl. [5]) bezeichnet, da die Leistung hier vom E-Motor aufgenommen und nicht abgegeben wird. Dies eröffnet neue Möglichkeiten zum Einsatz verschiedener E-Maschinen.

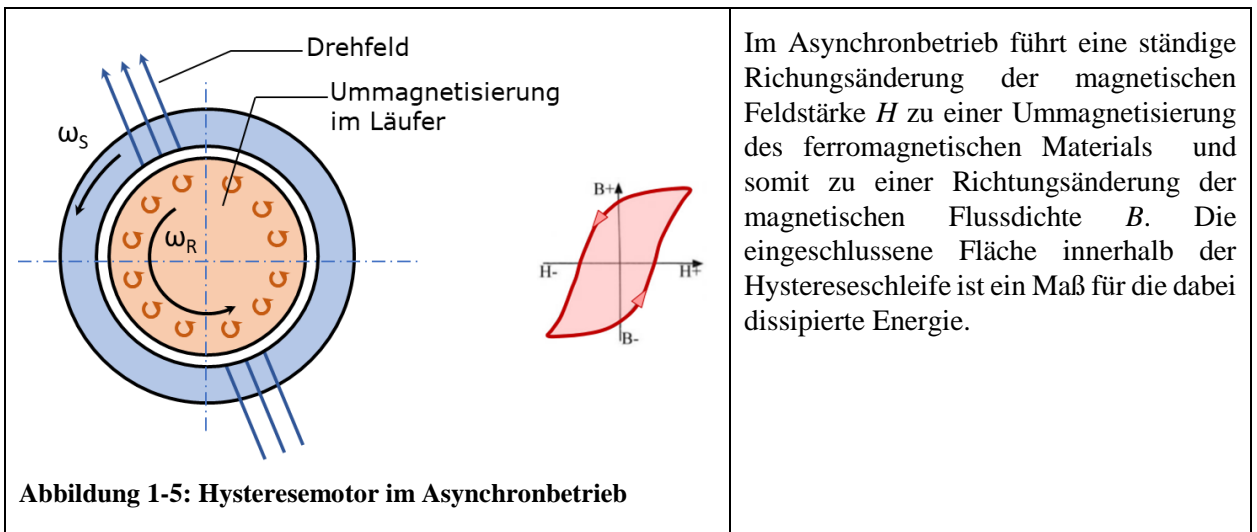
Ein Ansatz um die Leistungselektronik so günstig wie möglich zu halten, ergibt sich durch die Verwendung eines Hysteresemotors.

1.2.3 Hysteresemotor

Ein Hysteresemotor kann sowohl als Synchron- als auch als Asynchronmotor betrieben werden (vgl. [12]). Im Ständer wird durch (typischerweise 3-Phasen) Wechselstrom ein Drehfeld induziert, der Läufer beinhaltet ein hartmagnetisches Material, welches auch als Dauermagnet wirken kann (vgl. [13]).

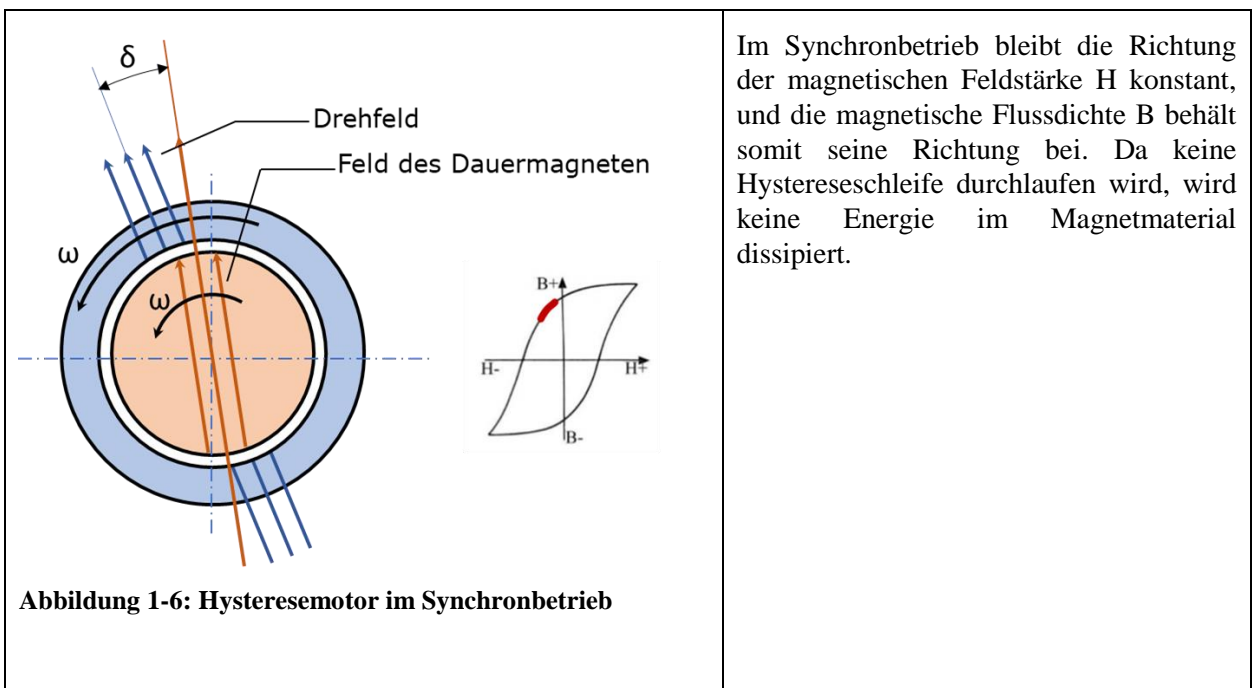
Asynchronbetrieb

Im Schlupfbetrieb wird das hartmagnetische Material des Läufers durch das Drehfeld laufend ummagnetisiert. Dabei ist das erzeugte Moment im Gegensatz zur Wirbelstrombremse nicht vom Schlupf abhängig (vgl. [12]). Je größer die Fläche innerhalb der Hystereseschleife, desto größer ist das erzeugte Moment (vgl. [13]). Die aufgenommene Leistung wird im Magnetmaterial in Wärme dissipiert. Die Güte des magnetischen Materials ist daher ausschlaggebend für die Leistungsdichte eines Hysteresemotors.



Synchronbetrieb

Da das Moment bei abnehmendem Schlupf nicht kleiner wird, kann der Läufer schließlich „in das Drehfeld“ gezogen werden, ab diesem Zeitpunkt passiert keine Ummagnetisierung mehr und der Synchronbetrieb stellt sich ein (vgl. [12]). Dabei eilt der Läufer dem Drehfeld um einen kleinen Winkel δ nach, welcher bei zunehmendem Moment größer wird bis zu einem gewissen Maximum, bis schließlich der Läufer aus dem Synchronbetrieb fällt und sich wieder eine Differenzdrehzahl ergibt.



Es ergibt sich für den Hysteresemotor folgende Drehzahl/Drehmoment-Charakteristik (vgl. [5]):

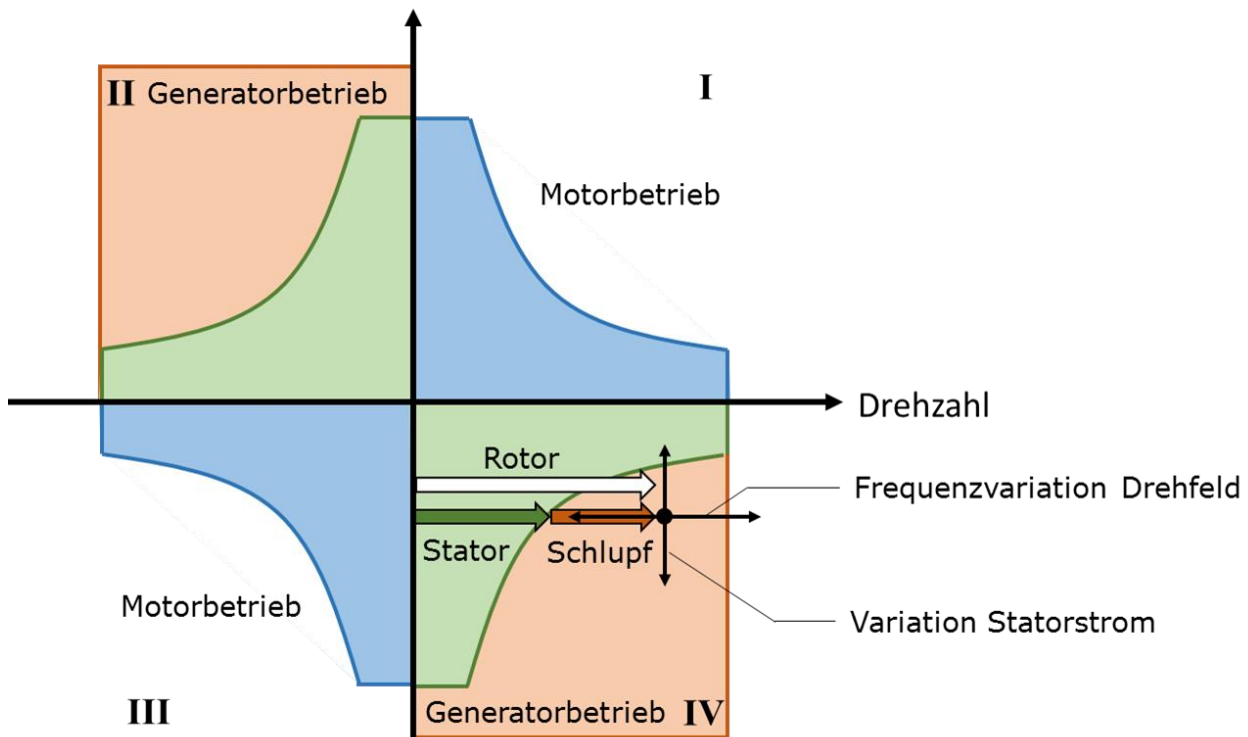


Abbildung 1-7: Betriebsmodi des Hysteresemotors

Man sieht, dass der Hysteresemotor im Generatorbetrieb hohe Leistungen abdecken kann, wobei je nach Höhe der Drehzahldifferenz zwischen Läufer und Drehfeld unterschiedliche Anteile der Leistung zurückgewonnen werden können. Der Schlupfanteil wird dabei dissipiert, die restliche Leistung kann zur Abdeckung der internen Verluste, zur Versorgung der elektrischen Verbraucher und zum Laden der Batterie verwendet werden.

Insgesamt erfüllt die E-Maschine im Dynoshift-Getriebe folgende Funktionen (vgl. [5]):

- Starten der Verbrennungskraftmaschine
- Lichtmaschine
- Synchronisierung von Wellen bei Schaltvorgängen
- Momentenunterstützung bei Schaltvorgängen
- Boosten
- Rein elektrisches Fahren

Abgeleitet von den Funktionen wird die E-Maschine auch als SABS (Starter/Alternator/Brake/Synchronizer) bezeichnet.

1.3 Dynoshift Generation II 15kW 48V

1.3.1 Übersicht über die Getriebestruktur

Folgende Abbildung zeigt die prinzipielle Struktur eines typischen Schaltgetriebes, front-quer eingebaut, mit 2 Gängen und im Vergleich dazu die prinzipielle Architektur des Dynoshift, ebenfalls front quer, mit 2 Gängen.

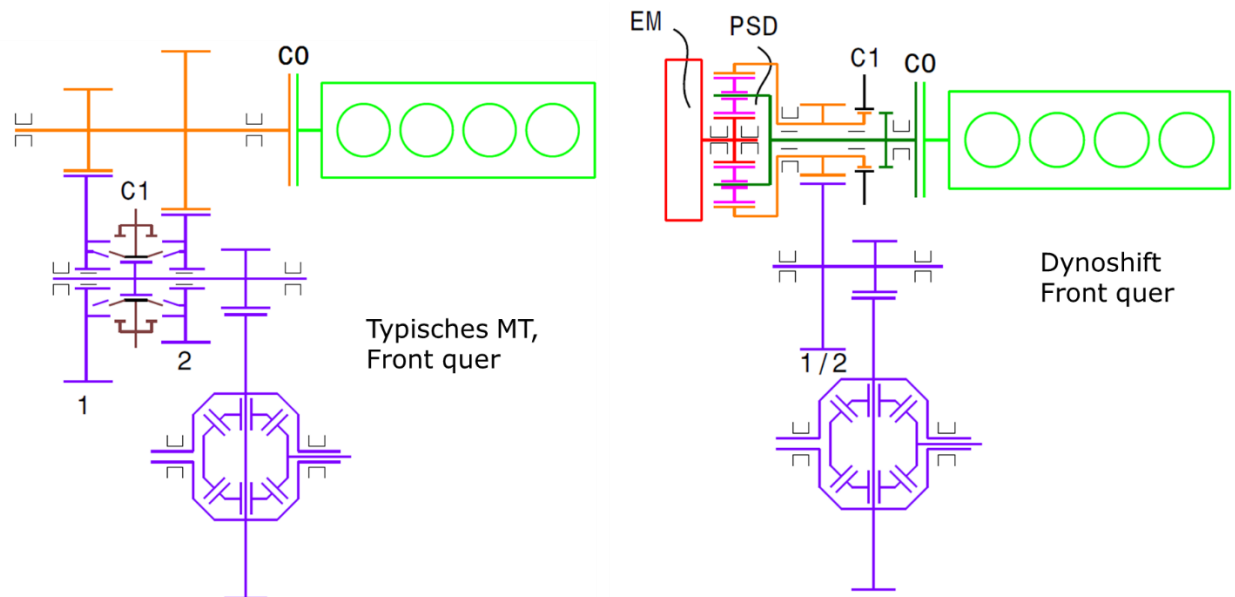


Abbildung 1-8: Vergleich der Achitektur: Typisches MT und Dynoshift

Im typischen Schaltgetriebe werden verschiedene Gangstufen durch verschiedenen Stirnradstufen dargestellt, welche wahlweise durch eine Kupplung mit der Welle drehfest verbunden werden. Im Dynoshift werden Gänge erhalten, in dem die selbe Stirnradstufe entweder direkt mit der Welle verbunden wird, oder über einen Planetensatz angetrieben wird, wobei die E-Maschine als Bremse wirkt.

In der folgenden Abbildung ist das Dynoshift-Getriebe der Generation III abgebildet, ein Mild-Hybridgetriebe mit 250 Nm Nenn-Eingangsmoment. Die Hybridisierung erfolgt durch eine elektrische Maschine mit 48V und 15 kW Nennleistung. Die wichtigsten Daten des Getriebes sind in **Tabelle 9-1: Grundlegende Getriebespezifikation** aufgelistet.

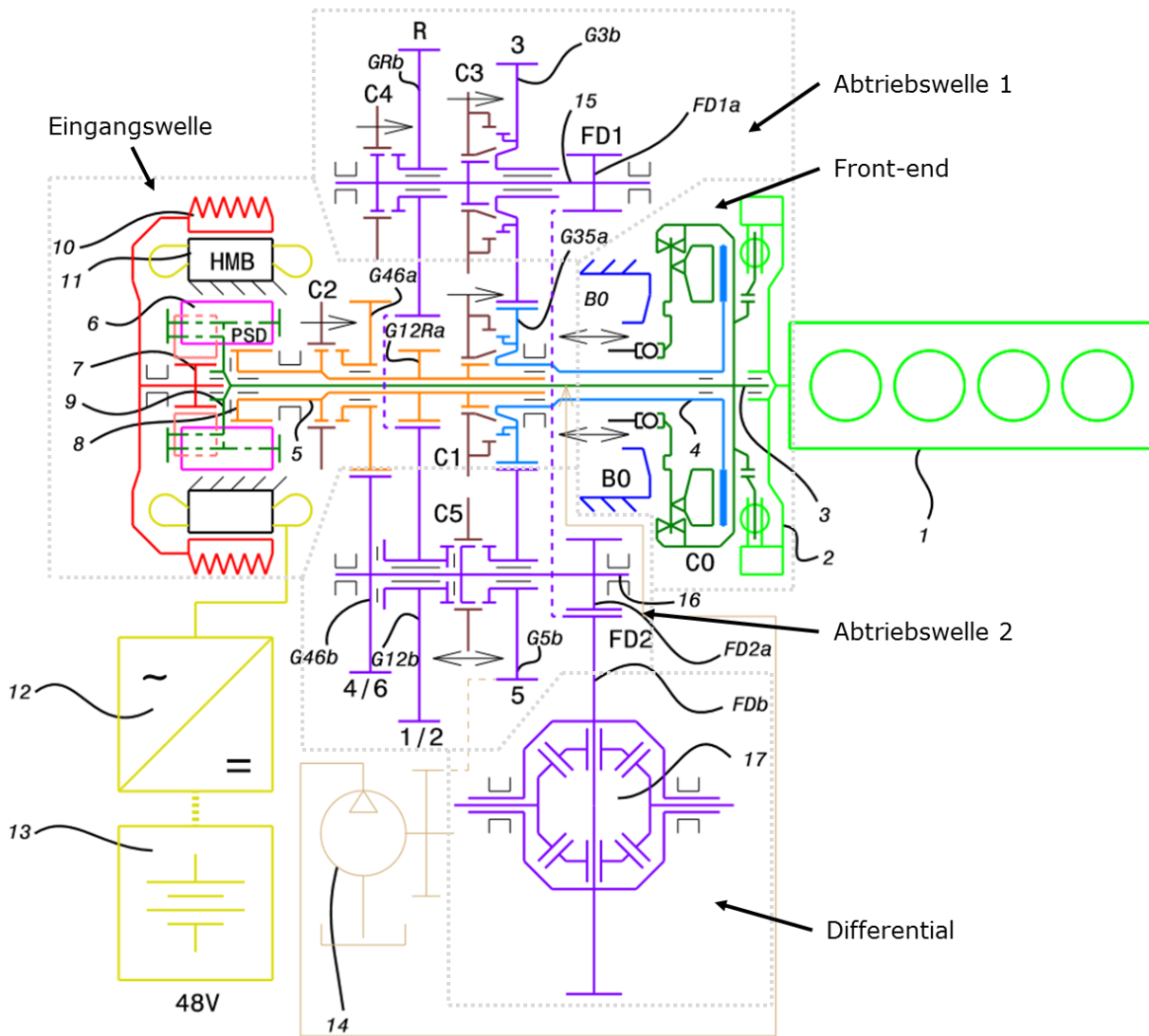


Abbildung 1-9: Übersicht Dynoshift 6DFT Gen II

Prinzipiell handelt es sich um ein Zahnradgetriebe, in dem die Übersetzungen der verschiedenen Gangstufen durch verschiedene Stirnradstufen dargestellt werden. Dabei werden manche dieser Stirnradstufen mehrfach genutzt, wobei eine zusätzliche Variation der Bewegungsübertragung durch ein zwischengeschaltetes Planetengetriebe ermöglicht wird.

1	...	Verbrennungskraftmaschine	ICE	(nicht Teil dieser Arbeit)
2	...	Zweimassenschwungrad	DMF	(nicht Teil dieser Arbeit)
3	...	Innere Eingangswelle	INPUTSHAFT INNER	
4	...	Vordere Eingangswelle	INPUTSHAFT FRONT	
5	...	Hintere Eingangswelle	INPUTSHAFT REAR	
6	...	Planetensatz	PSD	
7	...	Kleine Sonne	SUN 1	
8	...	Große sonne	SUN 2	
9	...	Steg	PLANET CARRIER	
10	...	EM-Rotor	ROTORSHAFT	
11	...	EM-Stator		(nicht Teil dieser Arbeit)
12	...	Leistungselektronik	INVERTER	(nicht Teil dieser Arbeit)
13	...	Batterie		(nicht Teil dieser Arbeit)
14	...	Ölpumpe		(nicht Teil dieser Arbeit)
15	...	Ausgangswelle 1	COUNTERSHAFT 1	
16	...	Ausgangswelle 2	COUNTERSHAFT 2	
17	...	Differential	DIFFERENTIAL	
G12Ra	...	Ritzel des ersten-, zweiten- und Rückganges		
G35a	...	Ritzel des dritten und fünften Ganges		
G46a	...	Ritzel des vierten und sechsten Ganges	GEAR 46 DRIVING	
G12Rb	...	Getriebenes Rad des ersten und zweiten Ganges	GEAR 12R DRIVEN	
GRb	...	Getriebenes Rad des Rückganges	GEAR R DRIVEN	
G3b	...	Getriebenes Rad des dritten Ganges	GEAR 3 DRIVEN	
G5b	...	Getriebenes Rad des fünften Ganges	GEAR 5 DRIVEN	
G46b	...	Getriebenes Rad des vierten und sechsten Ganges	GEAR 46 DRIVEN	
FD1a	...	Ritzel des ersten Endabtriebes	FINALDRIVE 1	
FD2	...	Ritzel des zweiten Endabtriebes	FINALDRIVE 2	
FD	...	Differentialrad	DIFFERENTIAL GEAR	
B0	...	Bremse	BRAKE B0	(nicht Teil dieser Arbeit)
C0	...	Trockene Anfahrkupplung	CLUTCH C0	(nicht Teil dieser Arbeit)
C1	...	Synchronisiereinheit	CLUTCH C1	
C2	...	Klauenkupplung	CLUTCH C2	
C3	...	Synchronisiereinheit	CLUTCH C3	
C4	...	Klauenkupplung	CLUTCH C4	
C5	...	Doppelseitige Klauenkupplung	CLUTCH C5	

Tabelle 1-1: Komponenten und Hauptbaugruppen des Getriebes 6DFT 15kW 48V

Die drehenden Bauteile des Getriebes können strukturell in 5 Hauptbaugruppen eingeteilt werden.

Die Baugruppe „Front End“ bildet die Verbindung zur Verbrennungskraftmaschine 1 und umfasst ein Zweimassenschwungrad 2, die normal geschlossene Trockenkupplung C0 sowie die Bremse B0.

Die Baugruppe „Eingangswelle“ umfasst die treibenden Zahnräder (Ritzel), einen Planetensatz PSD (Power Split Device) sowie den luftgekühlten Rotor der EM.

Die beiden Abtriebswellen (bezogen auf die erste Gangstufe) bilden zwei separate, zur Eingangswelle achsparallele Baugruppen und nehmen die Großräder auf, welche mit den Ritzeln der Eingangswelle kämmen. Außerdem befinden sich auf den Abtriebswellen die Ritzel FD1a und FD1b des Endantriebes, welche mit einem gemeinsamen Differentialrad kämmen.

Das Differential 17 bildet die letzte drehende Baugruppe.

Die innere Eingangswelle 3 verbindet unlösbar den Steg des Planetensatzes mit der VKM, der Steg dreht sich also immer mit der VKM. Die vordere Eingangswelle 4 kann über die Kupplung C0 mit der VKM verbunden werden. Diese Verbindung wird nur im elektrischen Fahrmodus gelöst. Die hintere Eingangswelle 5 kann auf zwei unterschiedliche Arten kinematisch mit der VKM 1 verbunden werden: einerseits kann sie über die Kupplung C1 direkt mit der vorderen Eingangswelle 4 verbunden werden. In diesem Fall dreht sie sich mit VKM-Drehzahl. Da sich der Steg 3 ebenfalls mit VKM-Drehzahl dreht, läuft der Planetensatz in diesem Fall als Block um. Andererseits kann die hintere Eingangswelle 5 über den Planetensatz PSD angetrieben werden. Dazu muss die Kupplung C1 gelöst und stattdessen die kleine Sonne 7 gegenüber dem Gehäuse festgesetzt werden. Dies geschieht dadurch, dass die Hysteresebremse HMB in Betrieb genommen wird. Dadurch erfährt die hintere Eingangswelle 5 eine Übersetzung ins Schnelle.

Durch das drehfeste Verbinden der entsprechenden Ritzel (G12Ra, G35a, G46a) oder Großräder (G12Rb, GRb, G3b, G5b, G46b), siehe **Tabelle 9-2: Schalttabelle**, können die verschiedenen Fahrstufen gewählt werden.

Im rein elektrischen Fahrmodus und im Rückgang dient das Zahnrad G12b als Zwischenrad zur Drehrichtungsumkehr. Der elektrische Fahrmodus hat weiters die Besonderheit, dass hier C0 geöffnet wird und stattdessen der Steg 3 des Planetensatzes PSD mittels Bremse B0 mit dem Gehäuse verbunden wird. Wenn nun diese Verbindung gelöst wird, erzeugt der Steg 3 ein Reaktionsmoment, welches auf die VKM 1 wirkt und dies zum Start hochzieht. Dies soll dazu genutzt werden, um während der rein elektrischen Fahrt den Verbrennungsmotor zu starten.

Dieses Getriebe ermöglicht folgende Betriebsmodi:

E	Elektrisches Fahren
R	Rückgang
G1	1. Gang (Momentenboostbar über verblockten Planetensatz)
G2 (ECVT mech. Punkt 1)	2. Gang (Geschwindigkeitsboostbar über Planetensatz)
G3+G6	3. Gang (Momentenboostbar über Gangstufe 4/6)
G4	4. Gang (Momentenboostbar über verblockten Planetensatz)
G5+G6	5. Gang (Momentenboostbar über Gangstufe 4/6)
G6 (ECVT mech. Punkt 1)	6. Gang

Tabelle 1-2: Betriebsmodi 6DFT Dynoshift Gen II

Dabei bedeutet „ECVT mechanischer Punkt“, dass sich in diesem Betriebspunkt die Drehzahl der EM null ist. Dies entspricht also einer gedachten mechanischen Festsetzung der kleinen Sonne.

Beim Boosten gibt die EM Leistung ab, und zwar entweder in Form eines Momentes (momentenboosten) oder einer erhöhten Drehzahl (geschwindigkeitsboosten). Beim Momentenboosten sind die Drehzahlen von VKM und EM gleich, die Momente werden addiert. Beim Geschwindigkeitsboosten sind die Momente der VKM und EM voneinander abhängig

(durch die Standübersetzung des Planetensatzes gegeben), und ihre Drehzahlen werden im Planetensatz „summiert“.

G3+G6 bedeutet, dass C2 geschlossen ist und sich somit die ansonsten unbestimmte Drehzahl des Planetensatzes im 3. Gang über das Gangrad des 6. Ganges bestimmt. Beim Boosten wird die Leistung des E-Motors über diese Gangstufe abgegeben.

1.3.2 Beispiel eines Schaltvorgangs

An der Hochschaltung vom 1. Gang (G1) in den 2. Gang (G2) soll der Schaltvorgang beispielhaft erklärt werden.

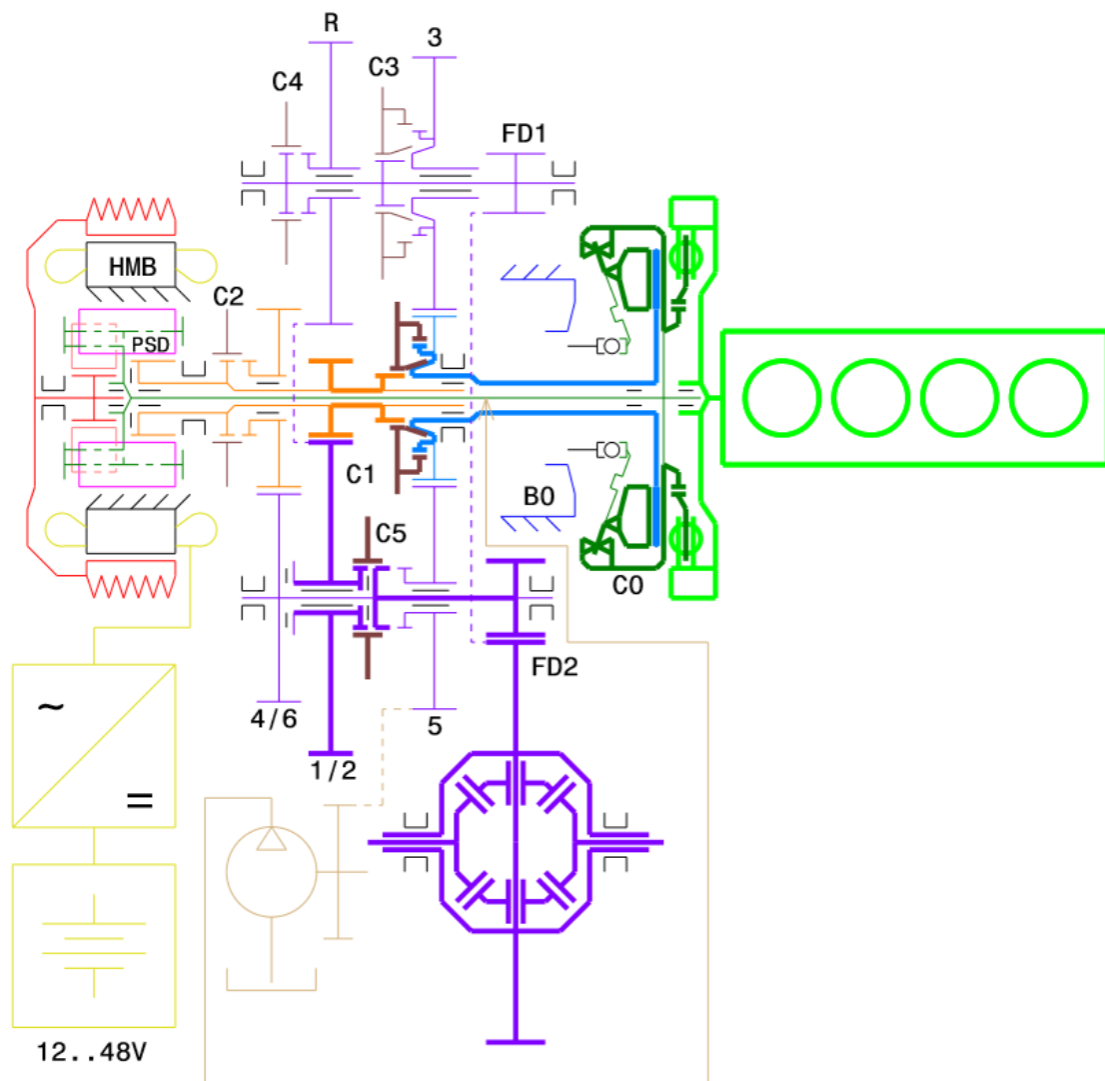


Abbildung 1-10: Getriebe bei der Fahrt in G1

Im 1. Gang treibt die VKM über die geschlossene Kupplung C0 die blaue Hohlwelle an. C1 ist geschlossen und der Planetensatz läuft kräftefrei als Block um. Die blaue Hohlwelle zieht die orange Hohlwelle mit sich, welche wiederum über das Gangpaar 1/2 die Leistung an das Differential überträgt. Bei Bedarf kann geboostet werden, in dem die EM ein Moment in gleicher Drehrichtung der VKM aufbringt.

Um das Hochschalten vom 1.- in den 2. Gang einzuleiten, muss stattdessen von der EM ein Moment gegen die Drehrichtung aufgebracht, also gebremst werden. Da die Standübersetzung des Planetensatzes negativ ist, führt dies dazu, dass die orange Hohlwelle sich beschleunigt, die vordere Eingangswelle überholt, und somit ein Anlagewechsel in C1 herbeigeführt wird. Während dieses Anlagewechsels wird C1 gelöst (vgl. [14]). Während des Schaltvorganges wird in der EM die kurzzeitig sehr hohe aufzunehmende Leistung größtenteils dissipiert.

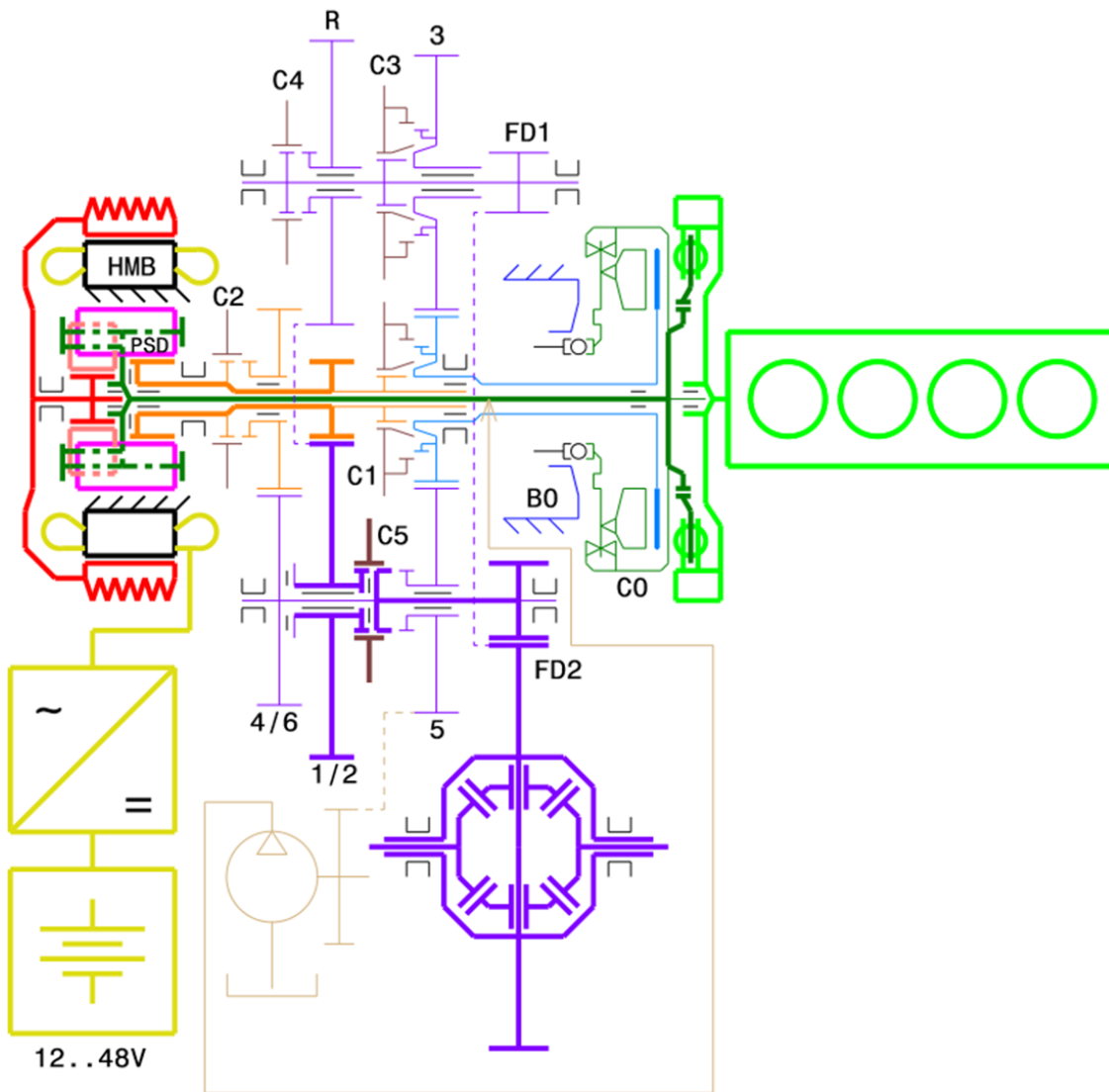


Abbildung 1-11: Getriebe bei der Fahrt in G2

Das Getriebe befindet sich in der 2. Gangstufe, sobald der E-Maschinen-Rotor (rot) annähernd die Drehzahl Null hat. Dies entspricht dem 1. mechanischen Punkt. Durch die niedrige, aber nicht verschwindende Drehzahl in der EM gibt es einen ständigen kleinen Leistungsfluss in den Stator, welcher entweder zur Deckung der inneren Verluste der EM dient oder zum Laden der Batterie bzw. Versorgung der Verbraucher genutzt werden kann.

1.4 Vergleich von Dynoshift und Doppelkupplungsgetriebe

Als Vergleichsgrundlage soll ein 6-Gang Doppelkupplungsgetriebe (Volkswagen DQ250) verwendet werden. Beide Getriebe sind auf ein Nennmoment an der Eingangswelle von 250 Nm ausgelegt. Für bessere Vergleichbarkeit der beiden Konzepte wurde das Doppelkupplungsgetriebe hier um eine elektrische Maschine in P2 Position erweitert. In dieser Anordnung ist eine kleine EM bezüglich ihrer Leistung und Funktionsumfang vergleichbar mit der SABS im Dynoshift.

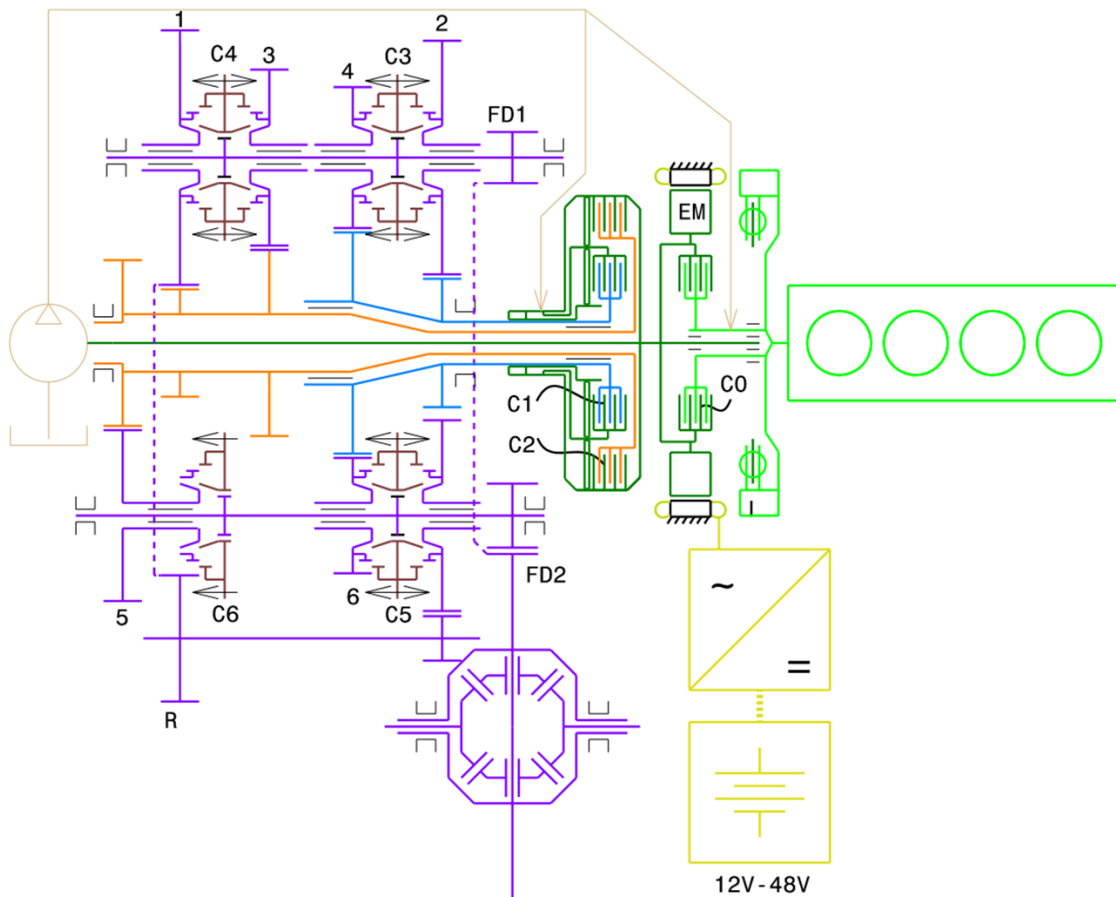


Abbildung 1-12: Volkswagen DQ250 + P2-Modul

Übersicht

	DCT (DQ250)	Dynoshift
Wellen	6: 2 Eingangswellen, 2 Vorgelegewellen, Rückgangswelle, Differential	6: 3 Eingangswellen, 2 Vorgelegewellen, Differential
Zahnräder	17	18
Schaltelemente	2 nasse Anfahrkupplungen, 1 nasse Trennkupplung, 7 Synchronisiereinheiten, 4 Schaltmuffen,	Eine trockene Anfahrkupplung, Klauenbremse B0, 2 Synchronisiereinheiten, 4 Klauenkupplungen, 5 Schaltmuffen
Aktuatorik	Hydraulisches Steuermodul, 4 Schaltgabeln, 2 Kolben für die Lamellenkupplungen	2 Elektrische Aktuatoren, 2 Schaltwalzen, 6 Schaltgabeln, 1 Ausrücklager

1.4.1 Gewicht/Package

DCT:

Das Getriebe beinhaltet 5 Zahnradebenen mit dazwischenliegenden Synchronisationseinheiten, welche spiegelsymmetrisch der Eingangswelle angeordnet sind. Dies führt zu einem ähnlichen Platzbedarf auf beiden Abtriebswellen hinsichtlich der Anzahl der Elemente.

Eine 4. Welle ist wird gebraucht für Richtungsumkehr im Rückgang.

Das Doppelkupplungsgetriebe verlängert sich bei Hybridisierung (P2, vgl. [15], Abschn. 2.1, S. 9) in etwa um die axiale Länge der E-Maschine, die zusätzlich notwendige Kupplung C0 kann innerhalb des Läufers der EM angeordnet sein.

Es wird ein hydraulisches Steuermodul benötigt, welches meist seitlich am Getriebe angebracht ist.

Da bei Stillstand der Eingangswellen von der mechanischen Ölpumpe kein Druck aufgebaut werden kann, wird eine zusätzliche elektrische Ölpumpe benötigt, um C0 schließen zu können.

Die vier Schaltgabeln werden von im Hydraulikmodul integrierten-, die Kupplungen werden von in den Kupplungszusammenbau integrierten Kolben betätigt.

Ein dedizierter Parksperren-Mechanismus ist notwendig, um den Kraftschluss zwischen Rädern und Getriebegehäuse herzustellen, um das Wegrollen des geparkten Fahrzeuges zu verhindern.

Dynoshift:

Durch Doppelnutzungen gibt es nur 3 Zahnradebenen, wobei jedoch auf der Eingangswelle neben den Stirnrädern auch noch ein Planetensatz und 2 Synchronisationseinheiten untergebracht werden müssen. Dies führt hier zu Herausforderungen beim Package auf der Eingangswelle, da die Elemente nicht gleichmäßig auf alle 3 Wellen verteilt sind.

Der Bauraum innerhalb der EM wird genutzt, um den Planetensatz unterzubringen, was etwas axialen Bauraum spart.

Aufgrund der elektrischen Aktuierung der Schaltelemente kann die Ölpumpe von einem Losrad angetrieben werden, da diese nur für die Schmierung benötigt wird.

Die Rückgangswelle sowie das Hydraulikmodul entfallen.

Es ist neben der 5. Schaltgabel noch eine weitere, 6. Schaltgabel zur Betätigung der Trockenkupplung notwendig.

Es ist keine gesonderte Parksperre notwendig da bei geschlossener Kupplung C4 die Kupplung C2 als Parksperrenrad verwendet werden kann. Wenn beide Kupplungen geschlossen sind ist das Getriebe in sich gesperrt und ein Wegrollen des Fahrzeugs wird verhindert.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das Dynoshift in Bezug auf Package und Gewicht aufgrund der Doppelnutzung von Zahnrädern und des Fehlens eines Hydraulikmoduls gegenüber dem DCT Vorteile zeigt.

1.4.2 Technologie

Beide Konzepte ermöglichen rein elektrisches Fahren, wobei beim DCT zur Entkopplung der VKM eine zusätzliche Lamellenkupplung C0 notwendig ist. Beim Dynoshift sind die Übersetzungsverhältnisse teilweise geometrisch gekoppelt, was eine exakte (z.B. progressive) Abstimmung auf verschiedene Anwendungen erschwert. Andererseits ist das Dynoshift so konzipiert, dass verschiedene Übersetzungen nur durch die Änderung der Zahnraddurchmesser dargestellt werden und die anderen Bauteile unverändert übernommen werden können. Die Hysteresebremse kann bei längeren Bergabfahrten auch als Dauerbremse eingesetzt werden. Die spezifischen Vorteile der beiden Konzepte sind Anwendungsabhängig.

1.4.3 Komfort

Das Doppelkupplungsgetriebe ist voll lastschaltbar und zeigt erfahrungsgemäß gute Schaltqualität. Beim Dynoshift sind nur die Schaltungen zwischen den Gängen G1, G2 und G3 voll lastschaltbar, die anderen Schaltungen sind momentenunterstützt, können also bei hoher Last die Zugkraftlücke nur zum Teil auffüllen (je nach Schaltvorgang zu 60% - 100%). Die Verwendung von Klauenkupplungen in PKW ist nicht üblich, mögliche erhöhte Geräuschbildung beim Schaltvorgang oder Lastwechsel ist nicht auszuschließen und muss am ausgeführten Getriebe getestet werden. Bezüglich des Komforts kann das Dynoshift also bestenfalls gleich gut abschneiden wie ein DCT.

1.4.4 Sportlichkeit

Das DCT ist lastschaltbar in allen Gängen, das Dynoshift ist voll lastschaltbar außer in den Schaltungen G3 nach G4 und G4 nach G5. Die Schaltzeiten von Doppelkupplungsgetrieben liegen zwischen 8 und 250 ms (vgl. [16]), während beim Dynoshift in etwa Schaltzeiten von 200 bis 500 ms zu erwarten sind (überschlägige Dynamikberechnung in Excel).

Beim DCT sind alle 6 Gänge momentenboostbar, während beim Dynoshift der 2. Gang nur Drehzahl-boostbar, und der 6. Gang überhaupt nicht boostbar ist.

Aufgrund der schnellen Schaltzeiten und der vollen Lastschaltbarkeit des DCT ist dieses hier im Vorteil.

1.4.5 Effizienz

DCT:

Die Übersetzungen werden in jedem Gang über 2 Zahnradstufen dargestellt, was einem manuellen Getriebe entspricht und zu kleinen Verzahnungsverlusten führt. Die Ölpumpe wird ständig mit angetrieben, was zu relativ hohen Verlusten führt, da in fast allen Betriebspunkten der Öl Druck von einem hohen auf das benötigte Niveau heruntergeregelt werden muss. Ein Großteil der aufgewendeten Energie zur Druckerzeugung ist daher verloren. Dieser Nachteil kann durch die elektrisch angetriebene Zusatzpumpe etwas verringert werden, da diese Verbrauchsspitzen abdecken kann, und somit die mechanische Pumpe etwas kleiner dimensioniert werden kann. Außerdem kann das Geschlossenhalten einer normal offenen Kupplung nicht vollständig ohne Leckage geschehen, was ebenfalls zu Verlusten führt. Die Vielzahl an Luftspalten in den Synchronisationseinheiten erhöhen Schleppverluste.

Dynoshift:

Die Übersetzungen werden im 2. und 6. Gang sowie im E-Gang durch einen Planetensatz und 2 Zahnradstufen dargestellt, in den anderen Gängen dem Handschalter gleich mittels 2 Zahnradstufen. Das Abwälzen im Planetensatz erzeugt zusätzliche Verlustleistung. Die Ölpumpe dient nur zur Schmierung und kann deshalb wesentlich kleiner dimensioniert werden. Sämtliche Aktuatoren nehmen nur während eines Schaltvorganges Leistung auf. Die normal offene Trockenkupplung wird über eine mechanische Schaltwalze geschlossen gehalten.

Beim Fahren im 2.- und 6. Gang muss die EM mit kleiner Drehzahl drehen, um die internen Verluste bei der Aufrechterhaltung des Statorfeldes abzudecken. Diese Verluste können durch den Verzicht auf Anlasser und Lichtmaschine wieder wettgemacht werden.

Betrachtungen des Motor-Getriebe Verbundes in einer gemeinsamen Simulation (durchgeführt in der AVL Berechnungsabteilung, nicht Teil dieser Arbeit) lassen einen Gesamtwirkungsgrad erwarten, der in etwa dem eines ähnlichen, ausgeführten Hybridgetriebes entspricht. Klauenkupplungen zeigen aufgrund des einzelnen, großen Luftspaltes geringe Schleppverluste.

1.4.6 Kosten

DCT:

In Hinblick auf die Komponenten sind beim DCT hauptsächlich das hydraulische Kontrollmodul, sowie die notwendigen Mehrfach-Synchronisationseinheiten als Kostentreiber zu nennen. Ein externer Ölkühler wird benötigt.

Dynoshift

Hier werden nur 2 Synchronisationseinheiten benötigt. Die 4 Klauenkupplungen besitzen nur ein einziges bewegliches Bauteil und bieten somit Potential zur Kosteneinsparung. Das Hydraulische Kontrollmodul entfällt, stattdessen finden 2 Elektromotoren und 2 Schaltwalzen Verwendung. Die trockene Anfahrkupplung ist vergleichsweise kostengünstig und hat eine hohe Lebensdauer, da wiederholtes Anfahren durch die E-Maschine ermöglicht wird. Die Leistungselektronik kann, wenn der Hybridisierungslevel geringgehalten werden soll, kleiner dimensioniert werden ohne an Schaltqualität zu verlieren, da die Schaltenergie in der Hysteresebremse direkt dissipiert werden kann.

Durch den Verzicht auf Mehrfachsynchronisierungen und aufgrund des fehlenden hydraulischen Kontrollmoduls ist das Dynoshift im Kostenvorteil.

1.4.7 Sicherheit

Bei Energieverlust im Aktuatorssystem (Druckverlust im DCT, Spannungsabfall im Dynoshift) wird im DCT der Antriebstrang von der VKM entkoppelt. Beim Dynoshift bleibt die Verbindung in den meisten Gängen erhalten, wie es auch bei konventionellen Handschaltgetrieben der Fall ist. Welcher Fall günstiger ist, kann nur situationsabhängig beantwortet werden.

1.4.8 Übersichtstabelle: Vergleich Dynoshift 6DFT und DQ250+P2

	DCT	Dynoshift
Gewicht/Package	-	+
Technologie	=	=
Komfort	+	-
Sportlichkeit	+	-
Effizienz	=	=
Kosten	-	+
Sicherheit	=	=

Tabelle 1-3: Vergleich Dynoshift 6DFT-DQ250+P2

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Berechnung von Drehzahlen und Drehmomenten in Umlaufgetrieben

(Vgl. [17], S. 32-36, vgl. [18], S. 1-4, 24-29, 40)

2.1.1 Übersetzungen im Planetengetriebe

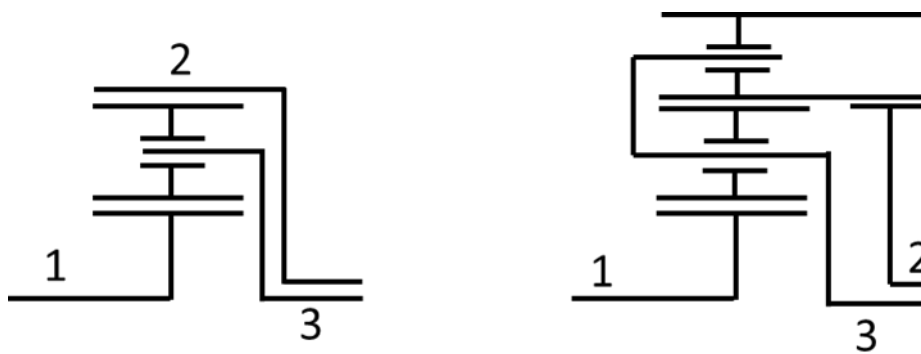


Abbildung 2-1: Planetensatz (Minusgetriebe)

- 1... Kleines Zentralrad (häufig Sonnenrad)
- 2... Großes Zentralrad (häufig als Hohlrad)
- 3... Steg

Für die Standübersetzung eines Planetengetriebes der abgebildeten Form (Minusgetriebe) ergibt sich durch die Drehrichtungsumkehr eine Standübersetzung, wobei der Antrieb über das Zentralrad 1 geschieht, der Abtrieb über das Zentralrad 2, und der Steg stillsteht.

$$i_0 = -\frac{|z_2|}{z_1} \quad (2-1)$$

- i_0 ... Standübersetzung
- z_1 ... Zähnezahl des kleinen Zentralrades
- z_2 ... Zähnezahl des großen Zentralrades

Für beliebige Planetengetriebe mit 3 Wellen gilt (der Index rechts neben dem Bruchstrich bezeichnet jeweils das stillstehende Glied):

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} 3 = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_3} 2 := i_{12} \quad (2-2)$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_3} 1 = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} 3 := i_{23} \quad (2-3)$$

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} 2 = 1 - \frac{\omega_3}{\omega_2} 1 := i_{31} \quad (2-4)$$

ω_i ... Drehzahl der Zentralwelle i

i_{ij} ... Übersetzung von der Zentralwelle i (Antrieb) zur Zentralwelle j (Abtrieb) bei stillstehendem dritten Glied k

Außerdem gilt

$$i_{12} = \frac{1}{i_{21}} = 1 - i_{13} \quad (2-5)$$

$$i_{23} = \frac{1}{i_{32}} = 1 - i_{21} \quad (2-6)$$

$$i_{31} = \frac{1}{i_{13}} = 1 - i_{32} \quad (2-7)$$

Und es folgt mit der Standübersetzung $i_0 = i_{12}$ durch sukzessives Einsetzen:

$i_0 = -\frac{ z_2 }{z_1}$		Abtrieb		
		Zentralrad 1	Zentralrad 2	Steg
Antrieb	Zentralrad 1		$i_{12} = i_0$	$i_{13} = 1 - i_0$
	Zentralrad 2	$i_{21} = \frac{1}{i_0}$		$i_{23} = 1 - \frac{1}{i_0}$
	Steg	$i_{31} = \frac{1}{1 - i_0}$	$i_{32} = \frac{i_0}{i_0 - 1}$	

Tabelle 2-1: Übersetzungen im einfachen Planetensatz

Außerdem gilt die Willis-Gleichung:

$$\omega_1 - i_0 \omega_2 - (1 - i_0) \omega_3 = 0 \quad (2-8)$$

2.1.2 Linearität der Drehzahlen

Behauptung: Bei gegebenen Drehzahlen ω_{ICE} und ω_{EM} lassen sich beliebige Absolut- und Relativdrehzahlen als lineare Funktion dieser Eingangsgrößen darstellen:

$$\omega_i = c_1 \cdot \omega_{ICE} + c_2 \cdot \omega_{EM} \quad (2-9)$$

ω_i ... *Beliebige Absolut- oder Relativdrehzahl*

ω_{ICE} ... *Drehzahl der VKM*

ω_{EM} ... *Drehzahl der E-Maschine*

c_1 ... *Konstante*

c_2 ... *Konstante*

Vorausgesetzt sei, dass die Schaltelemente im Getriebe so geschaltet sind, dass tatsächlich alle Drehzahlen eindeutig bestimmt sind und dass alle Drehzahlen zu null werden, wenn die Eingangsgrößen null sind (es gibt also keinen konstanten Term in der obigen Gleichung).

Jedes Zahnradpaar, welches im Getriebe im Eingriff steht, kann als System bestehend aus höchstens 3 Elementen angesehen werden, einem treibenden Rad 1, einem angetriebenen Rad 2, sowie einem Verbindungsglied 3.

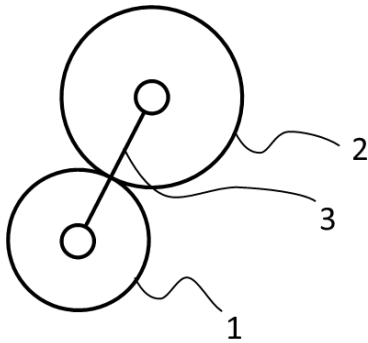


Abbildung 2-2: Kinematisches System mit 3 Gliedern

Allgemein lässt sich jede beliebige Übersetzung zwischen zwei Zahnradern schreiben als (vgl. [17], S. 32-34)

$$i_{12} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \frac{z_2}{z_1} \dots \text{constant} \quad (2-10)$$

z_1 ... *Zähnezahl von Glied 1*

z_2 ... *Zähnezahl von Glied 2*

Dieses Verhältnis ist bei gegebenen Zähnezahlen geometrisch bestimmt und konstant. Es basiert darauf, dass den sich im Eingriff befindlichen Zahnradern eine Drehzahl überlagert werden kann,

ohne dass sich die Übersetzung ändert. Eine bekannte Form dieser Gleichung ist die Willis-Gleichung für Planetensätze.

Löst man die Gleichung nach jeder der 3 Drehzahlen auf, so sieht man, dass sie jeweils eine Linearkombination der anderen beiden Drehzahlen ist.

$$\omega_1 = i_{12}\omega_3 + (1 - i_{12})\omega_3 \quad (2-11)$$

$$\omega_2 = \frac{1}{i_{12}}\omega_1 + \left(1 - \frac{1}{i_{12}}\right)\omega_3 \quad (2-12)$$

$$\omega_3 = \frac{1}{1 - i_{12}}\omega_1 + \frac{i_{12}}{i_{12} - 1}\omega_2 \quad (2-13)$$

Ist nun z.B. die Drehzahl ω_3 wiederum durch eine andere Übersetzung gegeben, so kann man anschreiben

$$i_{43} = \frac{\omega_4 - \omega_5}{\omega_3 - \omega_5} \quad (2-14)$$

$$\omega_3 = \frac{1}{i_{43}}\omega_4 + \left(1 - \frac{1}{i_{43}}\right)\omega_5 \quad (2-15)$$

Setzt man nun ω_3 in eine der obigen Gleichungen ein, so erhält man wieder eine Linearkombination:

$$\omega_1 = i_{12}\omega_3 + (1 - i_{12})\left[\frac{1}{i_{43}}\omega_4 + \left(1 - \frac{1}{i_{43}}\right)\omega_5\right] \quad (2-16)$$

$$\omega_1 = i_{12}\omega_3 + \frac{(1 - i_{12})}{i_{43}}\omega_4 + (1 - i_{12})\left(1 - \frac{1}{i_{43}}\right)\omega_5 \quad (2-17)$$

Durch wiederholtes einsetzen lässt sich somit jede Drehzahl im Getriebe als Linearkombination von ω_{ICE} und ω_{EM} schreiben.

2.1.3 Momentenbeziehungen in Umlaufgetrieben

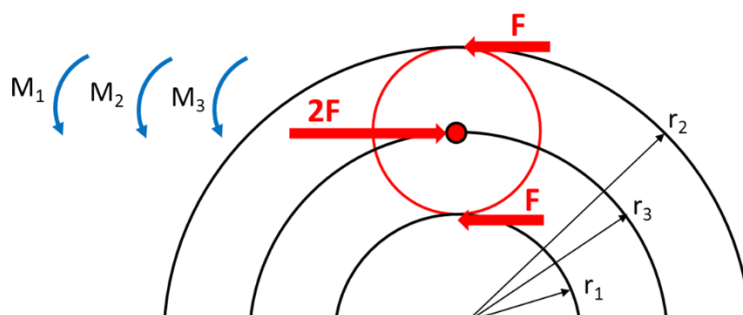


Abbildung 2-3: Kräftegleichgewicht am Einfachplanetensatz

Am Planetengetriebe gilt das gelten die Momentengleichgewichte (vgl. [17], S. 37):

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0 \quad (2-18)$$

$$M_1 = Fr_1 \quad (2-19)$$

$$M_2 = Fr_2 \quad (2-20)$$

$$M_3 = -2Fr_3 \quad (2-21)$$

Und es folgt

$$M_2 = M_1 \frac{r_2}{r_1} = M_1 \frac{|z_2|}{z_1} = -i_0 M_1 \quad (2-22)$$

Für die Momente am Planetensatz erhält man also:

	Zentralrad 1	Zentralrad 2	Zentralrad 3
Zentr. 1		$M_2 = -i_0 M_1$	$M_3 = M_1(i_0 - 1)$ $= -M_1 i_{13}$
Zentr. 2	$M_1 = -\frac{M_2}{i_0} = -M_2 i_{21}$		$M_3 = M_2 \left(\frac{1}{i_0} - 1 \right)$ $= -M_2 i_{23}$
Steg	$M_1 = \frac{M_3}{(i_0 - 1)}$ $= -M_3 i_{31}$	$M_2 = M_3 \frac{i_0}{(1 - i_0)}$ $= -M_3 i_{32}$	

Tabelle 2-2: Momentenbeziehungen am Einfachplanetensatz

2.2 Zahnradtheorie

2.2.1 Tragfähigkeitsnachweis von Zahnradern

Die Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern wird nach der Berechnungsvorgabe ISO 6336 oder DIN 3990 durchgeführt, wobei die beiden Normen größtenteils identisch sind (vgl. [19].) Es gibt jedoch in Einzelheiten Unterschiede, wodurch die erhaltenen Sicherheiten je nach Konstruktion wenig bis sehr stark voneinander abweichen.

Ein Unterschied ergibt sich bei der Ermittlung des Lebensdauerfaktors, welcher in der ISO 6336 im Dauerfestigkeitsbereich des Werkstoffes unter bestimmten Umständen bis zu 15% niedriger ist, und somit um bis zu 15% niedrigere Sicherheiten erhalten werden (vgl. [19]).

Einen sehr großen Unterschied zwischen den beiden Normen gibt es bei der Berücksichtigung der Zahnkranzdicke. In der DIN 3990 wird dessen Einfluss nicht berücksichtigt, während in der ISO 6336 bei dünnen Zahnradern ab einem bestimmten Verhältnis von Zahnhöhe zu Zahnkranzdicke die Zahnfußtragfähigkeit bedeutend abnimmt (vgl. [20]).

Die wichtigsten Schadensarten bei Zahnradern sind die Grübchenbildung, Zahnbruch und das Fressen. Andere Schadensarten wie z.B. die Graufleckigkeit (micro-pitting), Abplatzer oder Verschleiß werden hier aussenvor gelassen.

In den Abschnitten 2.2.2 bis 2.2.7 wird der Tragfähigkeitsnachweis nach DIN 3990 beschrieben, es wird jedoch für die Berechnung entsprechend der AVL-Richtlinie die ISO 6336 angewandt. Die angewandte Mechanik und Berechnungsmethodik unterscheidet sich nicht wesentlich zwischen den beiden Normen, die abzubildenden Effekte sind dieselben.

2.2.2 Grübchenbildung (Pitting)

(vgl. [21] S. 126-129)

Dies ist ein Ermüdungsschaden der Zahnflanke, welcher frühestens nach $50 \cdot 10^3$ Lastwechseln auftritt. Es wird angenommen, dass durch die Belastung Anrisse zuerst an der Oberfläche entstehen wo sich der Werkstoff in Gleitrichtung verformt und sich in der Folge kleine Zungen bilden, welche schließlich abreißen. Dies passiert bevorzugt an der Fußflanke, da hier Bewegungsrichtung des Berührungspunktes und die Gleitrichtung entgegengesetzt sind. Hierdurch entstehen zunächst kleine Poren, welche dazu führen, dass die tatsächliche Belastung des Werkstoffes den Wert aus der Idealvorstellung der Hertzschen Pressung lokal überschreitet. Die Grübchen bilden sich schließlich durch weiteres Risswachstum und Ausbrechen kleiner Werkstoffstücke. Grübchenbildung wird nur dann als schädlich angesehen, wenn die Vertiefungen mit fortschreitender Dauer immer größer werden, d.h. eine kleine Anzahl von Grübchen ist erlaubt.

Fortgeschrittene Grübchenbildung führt zu Vibrationen, verschlechtert das Getriebegetöse und kann einen Zahnbruch auslösen.

Möglichkeiten zur Verringerung der Grübchenbildung:

- Kleinere Moduln und größere Zähnezahl
- Positive Profilverschiebung
- Hohe Flankenhärte
- Hochverzahnung
- Oberflächenrauigkeit verringern
- Viskosität des Schmierstoffes erhöhen

- Eingriffswinkel erhöhen
- Schrägungswinkel erhöhen
- Profilkorrektur (Kopfrücknahme)

2.2.3 Zahnbruch (Root strength)

(vgl. [21] S.130-132)

Zahnbruch ist eine Folge der Biegebelastung im Zahnfuß und man unterscheidet dabei zwischen Gewaltbruch und Ermüdungsbruch. Gewaltbrüche werden durch kurzzeitige extreme Überlastungen verursacht und zeigen eine stark zerklüftete Bruchfläche. Ermüdungsbrüche zeigen hingegen eine feinkörnige Bruchfläche, eventuell mit Rastlinien, Reibkorrosion und Restbruchfläche.

Der Anriss beginnt häufig an einer Kerbe. Dies kann eine geometrische Kerbe sein, z.B. eine Riefe durch spanende Bearbeitung, aber auch eine metallurgische Kerbe (Rand der Härtezone oder Schlackeneinschluss).

Durch ungleichmäßige Belastung über der Breite brechen Zähne häufig an den Ecken. Ein Zahnbruch bedeutet normalerweise Totalausfall und somit das Ende der Lebensdauer eines Getriebes.

Möglichkeiten zur Verringerung der Wahrscheinlichkeit eines Zahnbruchs

- Große Moduln
- Verwendung gehärteter Werkstoffe mit hoher Kernzähigkeit
- Oberflächenrauigkeit verringern
- Positive Profilverschiebung
- Größere Eingriffswinkel
- Hochverzahnung
- Riefenfreie Fußausrundung
- Kugelstrahlen des Zahnfußes
- Schrägungswinkel erhöhen

2.2.4 Fressen (Scuffing)

(vgl. [21] S.131-133)

Das Fressen ist auf ein Versagen des Schmierfilms zurückzuführen und ist somit kein Ermüdungsschaden. Bereits eine kurzzeitige Überlastung kann zu Fressschäden führen. Es wird Kaltfressen und Warmfressen unterschieden, wobei das Kaltfressen bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten und schlechten Verzahnungsqualitäten auftritt und somit in Fahrzeuggetrieben kaum Bedeutung hat.

Warmfressen tritt bei schnelllaufenden, hochbelasteten und gehärteten Stirnrädern auf und hat somit in KFZ-Getrieben hohe Relevanz.

Es wird angenommen, dass durch hohe Belastung und Temperatur der Schmierfilm zwischen den Flanken abreißt und die Zahnflanken lokal miteinander verschweißen, wobei infolge der Relativbewegung diese Verbindung sofort wieder getrennt wird und somit Riefen und Fressmarken in Zahnhöhenrichtung entstehen, bevorzugt an Zahnkopf und -fuß.

Fressen führt zu vermehrter Geräuschbildung und Vibration.

Möglichkeiten zur Verbesserung der Warmfresstragfähigkeit

- Flankenrauigkeit verringern
- Höhere Flankenhärte
- EP (Extreme Pressure) Additive zusetzen
- Viskosität des Schmierstoffes erhöhen
- Relative Gleitgeschwindigkeit verringern (Zahnhöhe oder Eingriffswinkel verringern)
- Kopfrücknahme
- Schrägverzahnung
- Öltemperatur verringern

2.2.5 Praktische Berechnung der Grübchentragsfähigkeit nach DIN 3990-1987 Methode B

(vgl. [21] S. 100-112, S.140-147, S. 326-332)

Berechnungsgrundlage der Grübchentragsfähigkeit bildet die Hertzsche Pressung zwischen den Zahnradflanken. Der Grundwert der auftretenden Flankenpressung ergibt sich zu

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u}} Z_B Z_\varepsilon Z_\beta \quad (2-23)$$

σ_{H0}	...	Grundwert der Flankenpressung	
F_t	...	Tangentialkraft	
d_1	...	Teilkreisdurchmesser des Ritzels	
b	...	Zahnradbreite	
u	...	Zähnezahlverhältnis	
Z_H	...	Zonenfaktor	$1,7 \leq Z_H \leq 2,8$ (typischerweise)
Z_E	...	Elastizitätsfaktor	$150 \leq Z_E \leq 200$ (typischerweise)
Z_B	...	Einzeleingriffsfaktor	$1 \leq Z_B$
Z_ε	...	Überdeckungsfaktor	$0,7 < Z_\varepsilon \leq 1$ (typischerweise)
Z_β	...	Schrägungsfaktor	$0,8 \leq Z_\beta \leq 1$ (typischerweise)

Der Wurzelterm enthält dabei die Information über die Krümmungsradien im Wälzpunkt C, über die Zahnradbreite sowie über die auftretende Belastung.

Elastizitätsfaktor Z_E

Der Elastizitätsfaktor erfasst den Einfluss des E-Moduls und der Querdehnzahl.

Zonenfaktor Z_H

Der Zonenfaktor beschreibt die Änderung der Pressung aufgrund der tatsächlichen Eingriffsgeometrie und enthält Information über den Wirkeingriffswinkel und den Schrägungswinkel.

Das Produkt aus dem Wurzelterm, dem Elastizitätsfaktor und dem Zonenfaktor beschreibt somit die Hertzsche Pressung im Wälzpunkt C.

Einzeleingriffsfaktor Z_B

Der höchste Wert der Hertzschen Pressung tritt nicht im Punkt C auf, sondern meist im inneren Einzeleingriffspunkt des Ritzels. Dies ist der Punkt, in dem gerade noch nur ein Zahnpaar im Eingriff ist. Beim Abwälzen näher am Grundkreis eines der Räder ist der äquivalente Krümmungsradius zwar kleiner, was zu einer theoretisch höheren Pressung führen würde, jedoch sind in dieser Stellung bei Profilüberdeckungen >1 stets zwei Zahnpaare im Eingriff, wodurch sich die Pressung ca. halbiert. Mit dem Einzeleingriffsfaktor wird also die Pressung auf den inneren Einzeleingriffspunkt umgerechnet.

Überdeckungsfaktor Z_B

Durch Profilüberdeckungen > 1 und Sprungüberdeckung ist die tatsächliche Berührlinienlänge im zeitlichen Durchschnitt größer als die Zahnradbreite. Dies wird mit dem Überdeckungsfaktor berücksichtigt, indem die Pressung auf die mittlere Berührlinienlänge umgerechnet wird.

Schrägungsfaktor Z_β

Der Einfluss des Schrägungswinkels wird zwar teilweise im Überdeckungsfaktor und im Zonenfaktor berücksichtigt, jedoch zeigen Versuche, dass die Tragfähigkeit bei Schrägverzahnung mehr ansteigt als diese Faktoren wiedergeben. Deswegen wird der Einfluss des Schrägungswinkels durch diesen zusätzlichen Faktor berücksichtigt.

Der Grundwert der Flankenpressung muss noch erhöht werden, um weiteren negativen Einflüssen Rechnung zu tragen.

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (2-24)$$

σ_H	... Auftretende Flankenpressung		
K_A	... Anwendungsfaktor	$1 \leq K_A \leq 2,25$	(typischerweise)
K_V	... Dynamikfaktor	$1 \leq K_V$	
$K_{H\beta}$... Breitenfaktor	$1 \leq K_{H\beta} \leq 6$	(typischerweise)
$K_{H\alpha}$... Stirnlastfaktor	$1 \leq K_{H\alpha} \leq 2$	(typischerweise)

Anwendungsfaktor K_A

Im Betrieb wird das Nenndrehmoment je nach Antriebs- und betriebener Maschine oft überschritten, da Lastspitzen und Stöße auftreten. Diese Lastüberhöhungen können in einem Lastkollektiv festgehalten werden und dieses Kollektiv unter Zuhilfenahme eines Wöhlerschaubildes weiter in ein schädigungsäquivalentes Drehmoment umgerechnet werden.

Der Anwendungsfaktor ist das Verhältnis von äquivalentem Drehmoment zu Nenndrehmoment. Wenn mit dem gesamten Lastkollektiv gerechnet wird, so ist dieser Wert also gleich 1 zu setzen. Alternativ können Richtwerte in Abhängigkeit von Antriebsmaschine und Arbeitsmaschine der Literatur entnommen werden.

Dynamikfaktor K_V

Durch innere Schwingungen der Zahnradmassen entstehen dynamische Zusatzkräfte, welche berücksichtigt werden müssen.

Breitenfaktor $K_{H\beta}$

Zahnräder tragen im Allgemeinen nicht gleichmäßig über die gesamte Breite. Durchbiegung von Wellen, elastische Verformung des Zahnes und Herstelltoleranzen führen dazu, dass bestimmte Bereiche am höher belastet werden. Dies wird mittels des Breitenfaktors abgebildet.

Stirnlastfaktor $K_{H\alpha}$

Wenn mehrere Zähne im Eingriff sind, tragen nicht alle gleichmäßig. Das wichtigste Maß für die Lastverteilung ist die mittlere Teilungsabweichung, welche hauptsächlich von der

Verzahnungsqualität abhängt. Außerdem werden Zahnsteifigkeit, Einlaufwerte sowie eventuell vorhandene Profilkorrekturen berücksichtigt.

Zulässige Flankenpressung

Die auftretende Flankenpressung muss um einen Sicherheitsfaktor kleiner als die ertragbare Flankenpressung sein. Es muss also gelten

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} \quad (2-25)$$

Die zulässige Spannung kann aus der Wöhlerkurve für eine Belastungshöhe N ermittelt werden:

$$\sigma_{HG N} = \sigma_{H lim} Z_W Z_N Z_L Z_V Z_X Z_{NT} \quad (2-26)$$

σ_{HP}	...	<i>Zulässige Flankenpressung</i>	
σ_{HG}	...	<i>Ertragbare Flankenpressung</i>	
S_{Hmin}	...	<i>Flankensicherheit</i>	
$\sigma_{HG N}$...	<i>Flankenpressung welche für N Lastspiele ertragen wird</i>	
$\sigma_{H lim}$...	<i>Dauerhaft ertragbare Flankenpressung von Standard-Prüfrädern</i>	
Z_W	...	<i>Werkstoffpaarungsfaktor</i>	$1 \leq Z_W \leq 1,2$
Z_R	...	<i>Rauheitsfaktor</i>	$0,8 \leq Z_R \leq 1,1$
Z_L	...	<i>Schmierstofffaktor</i>	$0,8 \leq Z_L \leq 1,15$
Z_V	...	<i>Geschwindigkeitsfaktor</i>	$0,85 \leq Z_V \leq 1,15$
Z_X	...	<i>Größenfaktor</i>	$0,75 \leq Z_X \leq 1$
Z_{NT}	...	<i>Lebensdauerfaktor</i>	$1 \leq Z_{NT} \leq 1,6$

Lebensdauerfaktor Z_{NT}

Wenn nur die Dauerfestigkeit bekannt ist, so kann mittels des Lebensdauerfaktors eine Art normierte Wöhlerlinie ermittelt werden. Der Faktor ist also ein Maß für die Steigung der Wöhlerlinie.

Schmierstofffaktor Z_L

Dieser Faktor erfasst die Auswirkungen des verwendeten Schmierstoffes. Beispielsweise kann besonders geringe Viskosität die Grübchentragefähigkeit drastisch mindern.

Geschwindigkeitsfaktor Z_V

Die Schmierdruckbildung hängt von der Summengeschwindigkeit im Schmierpalt ab. Dies wird durch einen Faktor berücksichtigt.

Rauhigkeitsfaktor Z_R

Die technische Rauigkeit der Oberfläche wird mittels dieses Faktors berücksichtigt.

Werkstoffpaarungsfaktor Z_w

Wenn beispielsweise Zahnräder aus vergüteten Stählen mit Einsatzgehärteten Zahnrädern gepaart werden, so können oftmals beträchtliche Tragfähigkeitssteigerungen beobachtet werden, was dieser Faktor erfassen soll.

Größenfaktor Z_x

Besonders bei Einsatzgehärteten Zahnrädern spielt das Verhältnis von Einhärtetiefe und Zahngröße eine Rolle. Hierzu wird der Modul als Größenmaß herangezogen.

2.2.6 Praktische Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit nach DIN 3990-1987 Methode C

(vgl. [21] S. 100-112, S.147-157, S. 333-340)

Der Grundwert der auftretenden Zahnfußspannung ergibt sich wie folgt, wobei man bei Schrägverzahnung von der Ersatz-Geradverzahnung im Normalschnitt ausgeht:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{m_n b} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\epsilon} Y_{\beta} \quad (2-27)$$

σ_{F0}	...	Grundwert der Zahnfußspannung		
m_n	...	Normalmodul		
Y_{Fa}	...	Formfaktor	$2 \leq Y_{Fa} \leq 3,7$	(typischerweise)
Y_{Sa}	...	Spannungskorrekturfaktor	$1,4 \leq Y_{Sa} \leq 2,25$	(typischerweise)
Y_{ϵ}	...	Überdeckungsfaktor	$0,625 \leq Y_{\epsilon} \leq 1$	(typischerweise)
Y_{β}	...	Schrägenfaktor	$0,7 \leq Y_{\beta} \leq 1$	(typischerweise)

Formfaktor Y_{Fa}

Die Zahnform wird durch diesen Faktor beschrieben und wird hauptsächlich durch den Eingriffswinkel, die Zahnhöhe und die Zahnfußbreite bestimmt. Die Höhe und Breite des Zahnes wird bestimmt, indem gedanklich der Schnittpunkt einer gegenüber der Zahnsymmetrielinie um 30° geneigten Tangente an die Fußausrundung und der Zahnsymmetrielinie bestimmt wird.

Der Wurzelterm zusammen mit dem Formfaktor ergeben also einen Basiswert der Zugspannung im Zahnfuß, wobei nur die Biegespannung maßgeblich ist.

Spannungskorrekturfaktor Y_{Sa}

Dieser Faktor wird benötigt, da der tatsächlich im Zahnfuß auftretende Spannungszustand komplizierter ist als von den einfachen Näherungsgleichungen wiedergegeben wird, hauptsächlich wegen der Spannungserhöhenden Wirkung der Fußausrundung.

Überdeckungsfaktor Y_{ϵ}

Wie auch bei der Berechnung der Grübchentrugfähigkeit muss die Spannung bzw. angreifende Kraft auf den äußeren Einzeleingriffspunkt umgerechnet werden.

Hier unterscheiden sich die Methoden B und C leicht voneinander. Nach Methode B wird der relevante Hebelarm direkt aus der Zahnform und der Lage des Einzeleingriffspunkts an der Zahnflanke bestimmt, also bereits im Formfaktor. Der Überdeckungsfaktor welcher nach Methode C verwendet wird ergibt sich aus einer Näherung, welche aber sehr gute Ergebnisse liefert und deutlich einfacher zu bestimmen ist.

Schrägenfaktor Y_{β}

Der Tatsache, dass bei Schrägverzahnung die Berührlinien schräg verlaufen wird mit diesem Faktor Rechnung getragen. Die resultierende Spannung ist etwas niedriger.

Ein Unterschied zur ISO 6336: Y_B

In der ISO 6336 kommt an dieser Stelle zusätzlich der Faktor Y_B zur Anwendung, welcher die Auswirkungen eines dünnen Zahnkranzes berücksichtigt (vgl. [20]).

$$Y_B = 1,6 \ln \left(2,242 \frac{h_t}{S_r} \right) \quad (2-28)$$

h_t ... Zahnhöhe
 S_r ... Zahnkranzdicke

Dieser variiert zwischen 1 und 2,4.

Der Grundwert der Zahnfußspannung muss noch erhöht werden, um weitere schädliche Effekte zu berücksichtigen:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (2-29)$$

Wie bei der Grübchentragfähigkeit sind hier Anwendungsfaktor, Dynamikfaktor sowie Breitenfaktor und Stirnlastfaktor zu berücksichtigen, wobei Breitenfaktor und Stirnlastfaktor im Allgemeinen verschieden sind. Der Stirnlastfaktor ist für Fuß- und Flankentragfähigkeit gleich.

Zulässige Zahnfußspannung

Die auftretende Flankenpressung muss um einen Sicherheitsfaktor kleiner als die ertragbare Flankenpressung sein. Es muss also gelten

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}} \quad (2-30)$$

Die zulässige Spannung kann aus der Wöhlerkurve für eine Belastungshöhe N ermittelt werden:

$$\sigma_{FG N} = \sigma_{F lim} Y_{ST} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X Y_{NT} Y_A \quad (2-31)$$

σ_{FP}	... Zulässige Zahnfußspannung	
σ_{FG}	... Ertragbare Zahnfußspannung	
S_{Fmin}	... Sicherheit gegen Zahnfußbruch	
$\sigma_{FG N}$... Ertragbare Zahnfußspannung in der Belastungshöhe N	
$\sigma_{F lim}$... Nominale Biegespannung ermittelt mit Prüfrädern	
Y_{ST}	... Spannungskorrekturfaktor	$Y_{ST} = 2$
$Y_{\delta rel T}$... Relative Stützziffer	$Y_{\delta rel T} \approx 1$
$Y_{R rel T}$... Relativer Oberflächenfaktor	$0,9 \leq Y_{R rel T} \leq 1,15$
Y_X	... Größenfaktor	$0,7 \leq Y_X \leq 1$
Y_{NT}	... Lebensdauerfaktor	$1 \leq Y_{NT} \leq 2,5$
Y_A	... Mittelspannungsfaktor	$0,5 \leq Y_A \leq 1$

Spannungskorrekturfaktor Y_{ST}

Der Spannungskorrekturfaktor ist gleich der Kerbformzahl des Standardprüfrades und hat den Wert 2. Er beschreibt die Spannungsüberhöhung im Zahnfuß des Prüfrades.

Relative Stützziffer $Y_{\delta rel T}$

Mit der relativen Stützziffer wird die Dauerschwellfestigkeit des Prüfrades in die Dauerfestigkeit des zu berechnenden Rades umgerechnet.

Relativer Oberflächenfaktor $Y_{R rel T}$

Die Prüfräder zeigen am Zahnfuß eine Rauigkeit von ca. Rz 10. Ist die Rauigkeit des zu berechnenden Rades davon abweichend, so ist dies zu berücksichtigen.

Größenfaktor Y_X

Bei größeren Zahnrädern wirken 3 Einflüsse zunehmend dauerfestigkeitsmindernd. Erstens sind bei großen Werkstücken die Qualitätssicherung von Werkstoff und Oberflächenbehandlung schwieriger, zweitens nimmt bei größerer Oberfläche die Wahrscheinlichkeit zu, dass eine Erstschädigung vorhanden ist. Drittens nimmt mit abnehmendem Spannungsgradient die Stützwirkung ab.

Lebensdauerfaktor Y_{NT}

Der Lebensdauerfaktor ist ein Maß für die Steigung der Wöhlerlinie und dient zur Ermittlung der zeitfest ertragbaren Belastung.

Mittelspannungsfaktor Y_A

Werden die Zähne keiner schwellenden, sondern einer Wechselbelastung ausgesetzt, so ist die ertragbare Spannung entsprechend der Mittelspannung zu korrigieren. Dabei wird auch berücksichtigt, wie häufig Nulldurchgänge auftreten.

2.2.7 Berechnung der Warmfressfestigkeit

(vgl. [21] S.157-160)

Es wird davon ausgegangen, dass die mittlere Flankentemperatur am Eingriffspunkt ein Maß für die Fressbeanspruchung ist. Es muss also gelten:

$$\vartheta_{int} \leq \vartheta_{int P} = \frac{\vartheta_{S int}}{S_{S min}} \quad (2-32)$$

ϑ_{int}	...	<i>Integral-Flankentemperatur</i>
$\vartheta_{int P}$...	<i>Zulässige Integral-Flankentemperatur</i>
$\vartheta_{S int}$...	<i>Fress-Grenztemperatur</i>
$S_{S min}$...	<i>Fresssicherheit</i>

Dabei wird die Integral Flankentemperatur folgendermaßen abgeschätzt:

$$\vartheta_{int} = \vartheta_M + C_2 \vartheta_{fla int} \quad (2-33)$$

ϑ_M	...	<i>Massentemperatur</i>
C_2	...	<i>Gewichtungsfaktor: ungefähr 1,5</i>
$\vartheta_{fla int}$...	<i>Integral-Blitztemperatur</i>

Die Massentemperatur ergibt sich aus der Öltemperatur plus einer treibenden Temperaturdifferenz zum Zahnrad. Je nach Art der Schmierung wird die Massentemperatur als etwas niedriger oder höher angenommen.

Die Blitztemperatur beschreibt die lokale Temperaturüberhöhung über der Massentemperatur aufgrund des Abwälzvorganges und ist unter anderem abhängig von Hertzscher Pressung, Gleitgeschwindigkeit, Überdeckungsfaktoren, Materialpaarung und eventuellen Profilkorrekturen.

Die Fress-Grenztemperatur wird im Versuch, wie z.B. dem FZG-Test A/8,3/90 nach DIN 51354 ermittelt.

2.2.8 Tragbildoptimierung und Verzahnungskorrekturen

Die reale Form und Lage der Zahnräder entspricht im Betrieb nicht der geometrischen Idealform. Die wichtigsten Gründe hierfür sind Fertigungstoleranzen, Verformung unter Last sowie etwaig vorhandenes Spiel (vgl. [22], S. 117). Dies führt dazu, dass unterschiedliche Stellen der Zahnflanken nicht gleich stark belastet werden. Außerdem kommt es aufgrund der endlichen Steifigkeit und Ungenauigkeit der Verzahnung zu unerwünschten Effekten wie dem Eintritts- oder Austrittsstoß (vgl. [21], S. 98).

Ein gutes Tragbild erhält man dann, wenn die Zähne sowohl über die Höhe (also dem Profil) als auch über die Breite (also der Flankenlinie) eine gleichmäßige Druckverteilung zeigen. Das Tragbild sollte also in etwa zentral auf der Zahnflanke liegen.

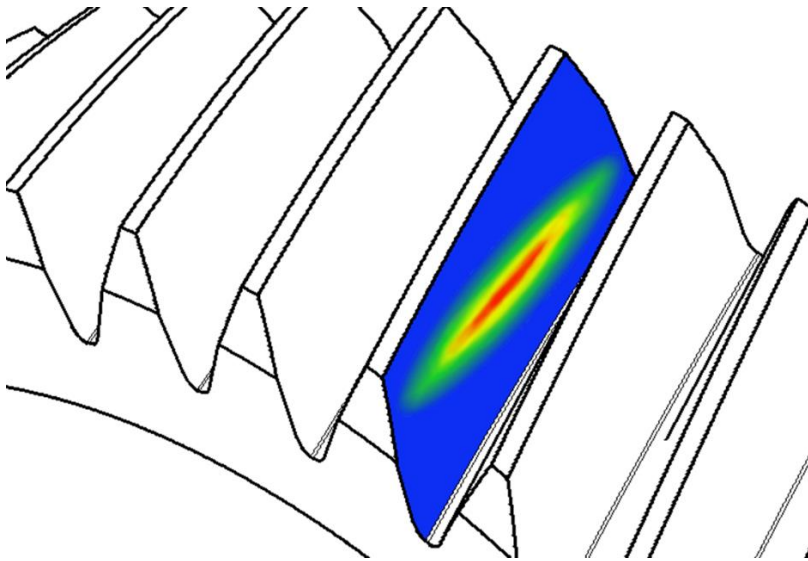


Abbildung 2-4: Druckverteilung am Zahn (Tragbild)

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, um diese störenden Effekte zu vermindern oder zu beseitigen. Man unterscheidet in der Verzahnungstechnik oft zwischen Makrogeometrie und Mikrogeometrie. Die Makrogeometrie beschäftigt sich mit den groben Verzahnungsdaten wie der Wahl des Modul, Bezugsprofil, Eingriffs- und Schrägungswinkel sowie der Profilverschiebung. Die Mikrogeometrie bezeichnet Korrekturen und geometrische Änderungen an der Verzahnung, welche um mehrere Größenordnungen kleiner sind als der Modul (vgl. [22], S. 117-118). Hierzu zählen z.B. die Profilkorrektur, Flankenlinienkorrektur und die Höhen-, bzw. Breitenballigkeit. Mikrogeometrie spielt sich im Größenbereich von wenigen Mikrometern ab und deswegen nur bei guten Verzahnungsqualitäten von 7 oder besser von Bedeutung (vgl. [21], S. 112).

Konstruktive Maßnahmen in der Makrogeometrie

Eine gute konstruktive Auslegung der Makrogeometrie inklusive des Zahnradkörpers, Wellen, Lager und Gehäuse ist besonders wichtig für die gleichmäßige Belastung des Zahnes in Flankenrichtung. Die wichtigsten Möglichkeiten sollen hier kurz beschrieben werden:

Für eine günstige Verteilung der Zahnkraft längs der Berührlinie sollten die folgenden Grundsätze berücksichtigt werden.

- Lagerabstände verringern

Stark belastete Zahnräder dicht an die Lager setzen, damit Durchbiegungen und Biegemomente reduziert werden. (vgl. [23], S. 283)

- Profil- und Sprungüberdeckung sollten nicht ähnliche Werte haben (vgl. [21], S. 99-100)

Da bei kleiner Sprungüberdeckung die Ungleichförmigkeit der Kraftverteilung über die Flanke zunimmt und bei $\varepsilon_\beta = \varepsilon_\alpha$ ein Maximum annimmt. Dies ist der Fall, da hier die Berührlinie über die gesamte Zahnbreite reicht und die Eingriffstrecke voll überdeckt. Erst bei noch größerer Sprungüberdeckung und $\varepsilon_\beta > \varepsilon_\alpha$ nimmt die Ungleichförmigkeit wieder ab.

- Ausreichend dicken Zahnkranz vorsehen (vgl. [21], S. 96)

Der Zahnkranz sollte nach AVL-Verzahnungsrichtlinie eine Mindestdicke von ca. $2,7 \cdot \text{Modul}$ nicht unterschreiten. Bei Zahnrädern mit Steg ist die Zahnsteifigkeit im Bereich des Steges höher, was im darüberliegenden Flankenbereich zu erhöhter Belastung führen kann. Eine hohe Steifigkeit des Kranzes sorgt außerdem dafür, dass die Gesamt- Zahnsteifigkeit zunimmt und somit Ein- und Austrittsstoß vermindert werden.

- Ausreichende Zahnbreitenreserve vorsehen

Das höher belastete Zahnrad sollte stets beidseitig etwas über den Rand des Gegenrades überstehen. Dies bewirkt, dass die Druckverteilung von der Mitte weg hin zu den Rändern verschoben und vergleichmäßigt wird und axiale Verschiebungen zufolge Toleranzen, Temperatureffekten und Verformung ausgeglichen werden und die gemeinsame Zahnbreite konstant bleibt. Am breiteren Zahnrad wird der Zahnfuß gestärkt.

- Möglichst steife Ausführung der Wellen und des Zahnradkörpers sowie des Gehäuses

Die Durchbiegung der Wellen erzeugt (außer bei einer symmetrischen Lagerung in Verbindung mit Geradverzahnung) eine Schiefstellung des Zahnrades (vgl. [23], S. 282). Dies kann dazu führen, dass eine Seite des Zahnes stärker belastet wird (Kantenträger). Es ist daher vorteilhaft, die Wellen so steif wie möglich zu machen. Manchmal besteht die Möglichkeit, die Axialkraft zu nutzen, um die Biegelinie zu beeinflussen und so den Winkelfehler zu reduzieren. Welle-Nabe Verbindungen sollten ebenfalls so steif wie möglich ausgeführt werden.

Konstruktive Maßnahmen in der Mikrogeometrie

Im Allgemeinen kann die Mikrogeometrie nur für einen bestimmten Lastpunkt optimiert werden. Es empfiehlt sich daher, die ideale Korrektur für den Haupt-Betriebszustand zu berechnen, um ein günstiges Geräusch- und Schwingungsverhalten über einen großen Betriebsbereich zu erhalten (vgl. [21], S. 113).

- Korrekturen in Zahnhöhenrichtung (Profilmodifikationen, vgl. [21], S. 112-113)

Bei einer Profilkorrektur (Kopfrücknahme) wird die Kopfkante des getriebenen Rades um jenen Betrag hinter die Evolvente zurückgenommen, um welchen sie aufgrund der Herstelltoleranzen und Verformung hervorsteht. Man unterscheidet zwischen langer (Rücknahme reicht bis zu den Einzeleingriffspunkten) und kurzer (der verbliebene Evolvententeil ergibt eine Profilüberdeckung von 1) Profilkorrektur. Es ist dabei zu beachten, dass eine bestimmte Korrektur nur bei einer bestimmten Last ideal ist und deswegen möglicherweise außerhalb des idealen Lastpunktes zu schlechterem Geräusch führen können, als unkorrigierte Räder. Aus diesem Grund verwendet man bei geradverzahnten Rädern meist die kurze Profilkorrektur, da hier die Lastabhängigkeit weniger ausgeprägt ist, der Eintrittsstoß jedoch wirksam gemindert werden kann. Bei Schrägverzahnung wird unter der Voraussetzung einer ausreichenden Sprungüberdeckung eher die lange Profilkorrektur angewandt.

Eine Profilballigkeit kann eingesetzt werden, um die Flächenpressung insbesondere zu Beginn und am Ende der Eingriffstrecke zu reduzieren (vgl. [22], S. 117)

- Flankenlinienmodifikation (vgl. [21], S. 114-115)

Aufgrund der Durchbiegung unter Last tragen die näher an den Lagern liegenden Flankenteile tendenziell mehr als die weiter entfernten Flankenteile, welche gemäß der Biegelinie hinter die Idealform zurücktreten. Ein ähnlicher Effekt tritt wegen der Verdrillung zufolge einer Torsionsbelastung auf, hier tragen jene Flankenteile stärker, welche auf jener Seite des Zahnrades liegen, wo das Moment angreift.

Diese Effekte können gemindert werden, indem die Flanken im unbelasteten Zustand so geformt werden, dass sie unter Last der geometrischen Idealform nahekommen. Man verwendet hierzu eine Schrägungswinkelkorrektur, bei der der Schrägungswinkel über die Flanke gemäß der Biegelinie und Verdrillung korrigiert wird. Kantenträger können auch mit einer einfachen Breitenballigkeit vermindert werden (vgl. [22], S. 118).

Vorgehensweise bei der Tragbildoptimierung in AVL-Kundenprojekten

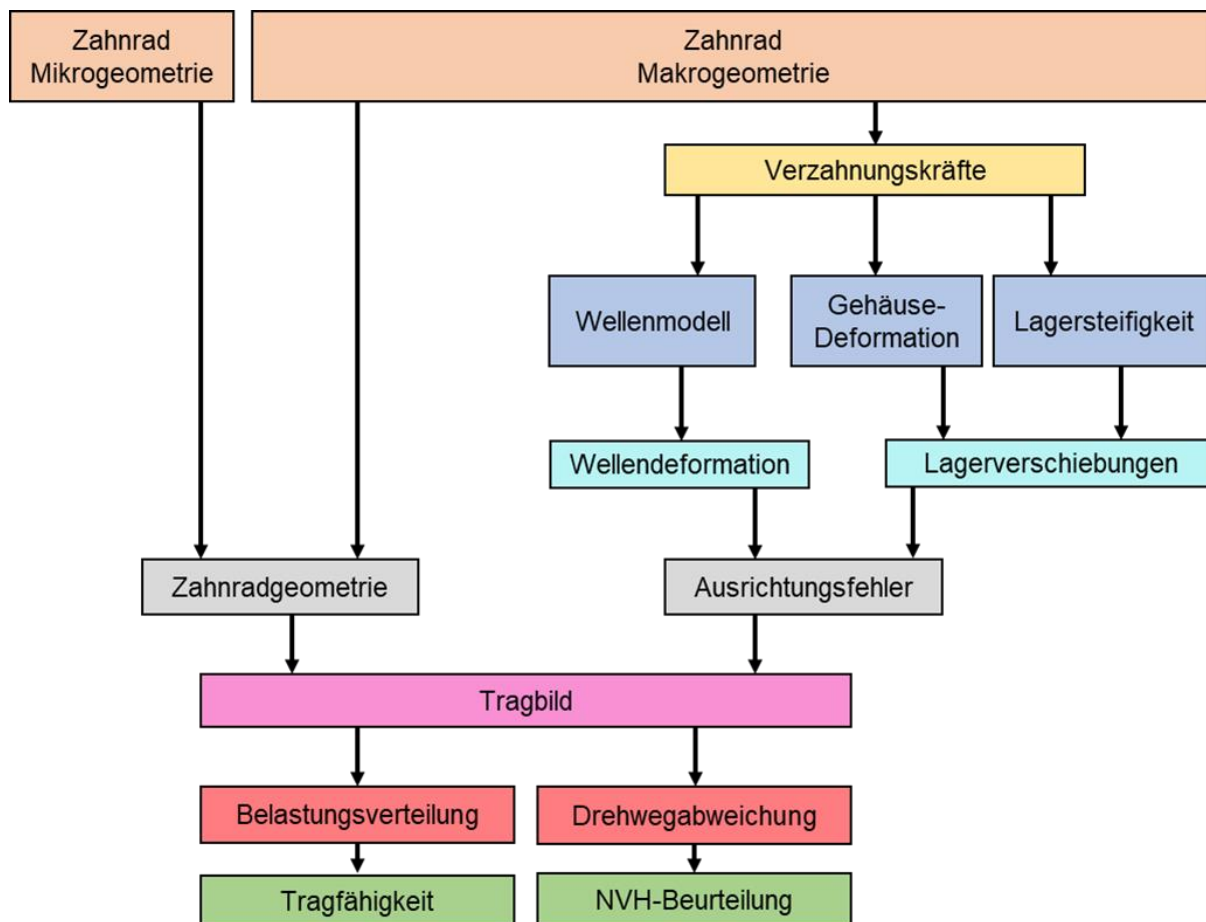


Abbildung 2-5: Flusschaubild der Tragbildoptimierung

2.3 Der Morphologische Kasten

2.3.1 Problemstellung Losrad mit Klauen

Damit die Schiebemuffe, welche das Losrad mit der Welle verbindet, an das Losrad herangezogen wird und verhindert wird, dass durch elastische Verformung der Klaue der Gang herauspringt, sind die ihre Zähne mit einem Hinterschnitt versehen. Jedoch sind Hinterschnitte mit in der umformenden Fertigung außer mit Sonderverfahren nicht herstellbar. Dies bedeutet, dass eine zusätzliche spanende Bearbeitung am Zahnradkörper notwendig ist. Häufig jedoch werden Zahnräder geschmiedet und auf der Drehbank spanend fertigbearbeitet. Die Zähne mit Hinterschnitt können mit diesen Fertigungsverfahren nicht erzeugt werden. Deshalb werden die Zahnringe meist getrennt gefertigt und an die Zahnräder geschweißt.



Abbildung 2-6: Schweißbaugruppen Losräder

Bei den im Dynoshift verwendeten Klauenkupplungen tritt das gleiche Problem verstärkt hervor da die Achsabstände besonders klein, der radial verfügbare Bauraum stark eingeschränkt und die Klauen im Vergleich zu den bei Synchronisierungen verwendeten Zähnen relativ groß sind.

Es stellt sich somit die Frage, wie eine geeignete Verbindung von Klauenring und Zahnrad im Dynoshift aussehen könnte.

2.3.2 Der Morphologische Kasten

(vgl. [24], S.145-160)

Der morphologische Kasten ist ein Ordnungsschema zur unvoreingenommenen Lösungsfindung in der Konstruktion.

In einem Kasten (Matrix) werden in die Zeilen die Funktionen F (normalerweise nur die Hauptfunktionen) und in die Spalten die möglichen zugehörigen Lösungen L eingetragen.

		Lösungen			
Hauptfunktionen	<i>F1</i>	<i>L1</i>	<i>L2</i>	...	<i>L1m</i>
	<i>F2</i>	<i>L1</i>	<i>L2</i>	...	<i>L2m</i>

	<i>Fn</i>	<i>L1</i>	<i>L2</i>	...	<i>Ln</i>

Tabelle 2-3: Schema des Morphologischen Kastens

Gibt es für die n Funktionen Fi z.B. jeweils mi Lösungsmöglichkeiten, so ergeben sich aus der Kombination insgesamt

$$N = m_1 \cdot m_2 \cdot m_3 \cdot \dots \cdot m_n = \prod_{i=1}^n m_i \quad (2-34)$$

theoretische Gesamtlösungsvarianten.

Dieser Lösungsraum muss eingegrenzt werden. Dazu sollen

- Nur verträgliche Lösungen miteinander kombiniert werden
- Nur jene Lösungen weiterverfolgt werden, welche mit verträglichem Aufwand die Anforderungen erfüllen
- Günstig erscheinende Varianten herausgehoben und genauer analysiert werden.

Um die Lösungsansätze mittels des morphologischen Kastens beurteilen zu können, müssen zuerst die wichtigsten Anforderungen an den Verbund Losrad-Klauenring für das Dynoshift formuliert werden:

- Hinterschnitt von ca. 2°
- Möglichst wenig spanende Bearbeitung
- Möglichst direkter Kraftfluss vom Zahn in den Klauenring
- Möglichst hohe Teilungsgenauigkeit: <0,05 mm Positionsabweichung der Klauen (in der Größenordnung der Verformung unter Last)
- Herstellbar in Schwellenländern

Als Startpunkt soll ein Kasten dienen, in dem die meisten Lösungen eingetragen sind, ohne dass noch Rücksicht auf die Machbarkeit genommen wird:

Funktion/Merkmal		Lösung		
		1	2	3
Anzahl der Grundbauteile	Lagersitz auf Zahnrad	Lagersitz auf Klauenring	Lagersitz getrennt	
Art der Teilung	Gesenkschmiede	Bearbeitung aus dem Vollen	Schmieden mit Hinterschnitt	Gesenkschmieden mit anschließender spanender Bearbeitung
Formgebung Zahnrad	Gesenkschmiede	Gesenkschmieden mit anschließender spanender Bearbeitung	Gießen	Sintern
Formgebung Klauenring	Gesenkschmiede	Kraftschluss		Sintern
Abstützung der Axialkraft	Querpresssitz	Längspresssitz	Stiftverbindung	Formschluss
Abstützung des Drehmoments	Querpresssitz	Längspresssitz	Zahnwelle	Formschluss
Zentrierung	Fremdzentriert	Selbstzentriert		
				Materialschluss
				Schweißen
				Löten
				Kleben
				Schraub-Verbindung
				Polygonprofil
				Schraub-Verbindung
				Kleben

Abbildung 2-7: Morphologischer Kasten Losrad

Nach einer ersten Betrachtung können einige Ansätze bereits wieder ausgeschieden werden.

- Ein Zusammenbau von mehr als 3 Bauteilen ist nicht wirtschaftlich und bringt wenige Vorteile hinsichtlich der Fertigung.
- Bei der Formung des Zahnrades scheiden Gießen und Sintern aus, da die hierfür verfügbaren Materialien bezüglich ihrer Festigkeitswerte bisher nicht ganz an den Standard-Einsatzstahl 20MnCr5 heranreichen (vgl. [25]; [26], S. 403)
- Da Einsatzstahl verwendet werden muss, scheiden Querpresssitz aus. Die notwendigen Fügtemperaturen übersteigen deutlich die zulässigen Werte für Einsatzstahl (200° C, vgl. [27]).
- Stiftverbindungen benötigen viel Bauraum und können keine großen Belastungen übertragen.
- Schraubverbindungen, z.B. als Wellenmutter sind unwirtschaftlich und benötigen viel axialen Bauraum. Eine direkte Verschraubung von Zahnrad und Klauenring ist aufgrund des zu übertragenden Momentes nicht möglich.
- Polygonverbindungen sind aufwendig herzustellen und beanspruchen die Nabe auf Zug und führt bei Überbeanspruchung zum Bruch. Wegen des begrenzten radialen Bauraumes sind die Naben nicht dick genug für diese Art der Verbindung (vgl. [28], S. 832).
- Kleben ist nicht möglich, da typische Festigkeitswerte von Klebern viel zu niedrig sind (vgl [29], S.118).
- Löten ist kein Verfahren, das normalerweise in der Serie angewandt wird, da es relativ zeitaufwendig ist. Die Konstruktion muss sehr speziell auf den Lötvorgang abgestimmt werden (vgl [29], S.106-112).
- Bearbeitung aus dem Vollen ist nicht wirtschaftlich in der Serienfertigung

Somit reduziert sich die Anzahl der betrachteten Varianten bereits deutlich. Zwei Lösungen, welche aus einem einzigen Grundkörper entstehen sollen hier zuerst betrachtet werden.

		Lösung			
Funktion/Merkmal	Anzahl der Grundbauteile	1		2	
	Art der Teilung	Lagersitz auf Zahnrad	Lagersitz auf Klauenring		
	Formgebung Zahnrad	Gesenschmiede	Schmieden mit Hinterschnitt	Gesenschmieden mit anschließender spanender Bearbeitung	
	Formgebung Klauenring	Gesenschmiede	Gesenschmieden mit anschließender spanender Bearbeitung	Sintern	
	Abstützung der Axialkraft	Längspresssitz	Sicherungsring	Schweißen	
	Abstützung des Drehmoments	Längspresssitz	Zahnwelle	Schweißen	
	Zentrierung	Fremdzentriert	Selbstzentriert		
		↓	↓		
	①	②			

Abbildung 2-8: Lösungen 1 und 2 aus dem Morphologischen Kasten

Lösung „1“: Schmieden mit Hinterschnitt

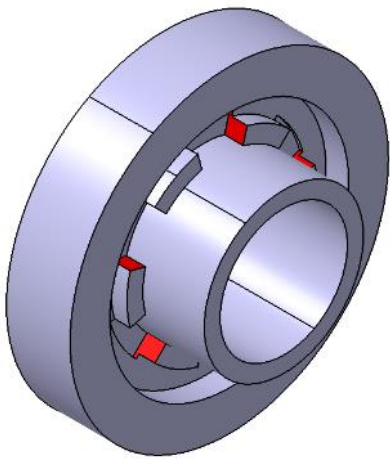


Abbildung 2-9: Geschmiedete Einteilige Lösung

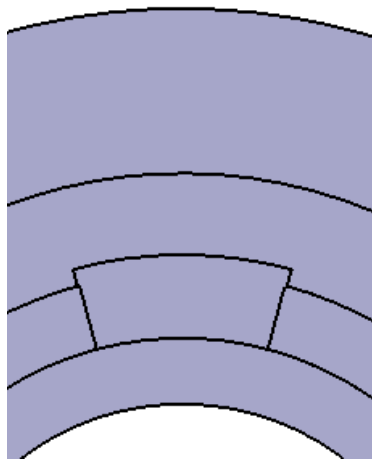


Abbildung 2-10: Achsparallele Ansicht, Hinterschnitt nicht sichtbar

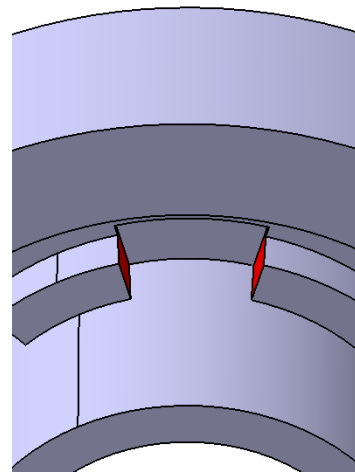


Abbildung 2-11: Geschwenkte Ansicht, Hinterschnitt sichtbar

Wie man anhand der Bilder erkennen kann, ist ein Formen des Hinterschnittes während des Schmiedens möglich, wenn das Werkzeug gegenüber der Achse um einen Winkel geschwenkt wird. In **Abb. 2-10** sind die roten Klauenflanken nicht sichtbar, also in Sichtrichtung nicht durch Schmieden fertigbar. In **Abb. 2-11** ist die Ansicht nach oben geschwenkt und die Flanken sind sichtbar. Aus dieser Richtung kann also ein Schmiedewerkzeug die Klauenflanken formen. Diese ungewöhnliche Methode wird derzeit von Volkswagen in der Serienfertigung verwendet, wobei das Werkzeug eine Taumbewegung durchführt. Derzeit wird diese Schmiedemethode in Ländern

wie Indien und China noch nicht beherrscht, weshalb sie für kostengünstige Getriebe (noch) nicht in Frage kommt.

Lösung „2“ Einteiliges Schmiedebauteil mit spanender Bearbeitung

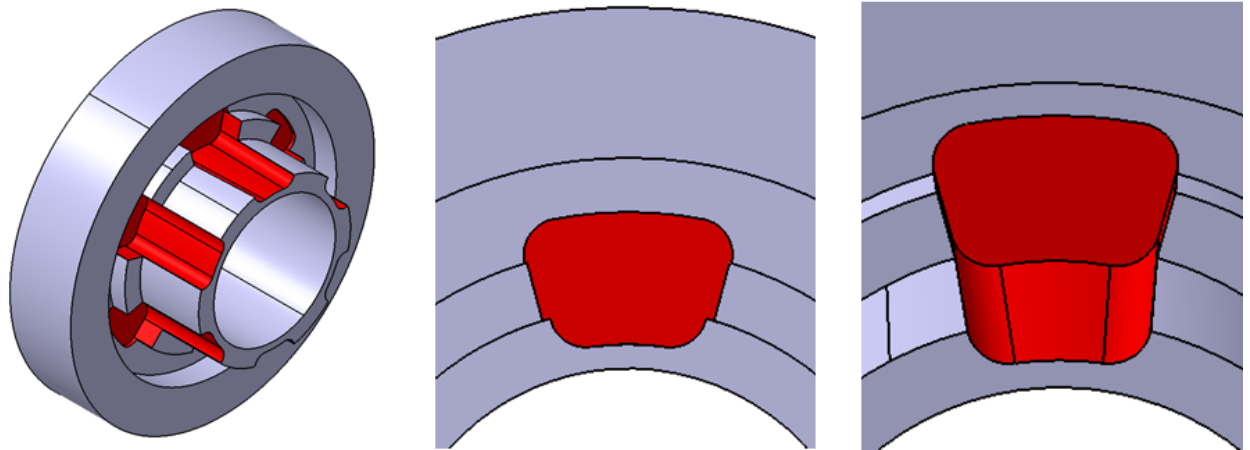


Abbildung 2-12: Einteiliges Schmiedebauteil mit spanender Bearbeitung

Um die radiale Kontaktfläche zu erhalten, muss der innere Radkörper deutlich angeschnitten werden. Es muss entweder der Fräser um den Hinterschnittwinkel geschwenkt werden, oder es muss ein konischer Fräser verwendet werden, was aufgrund des dünneren Schaftes zu einer verringerten Steifigkeit des Werkzeuges oder zu einem größeren Radius führt.

Alternativ könnte die notwendige Aussparung auch mit einem Verfahren wie dem Laser- oder Wasserstahlschneiden erzeugt werden:

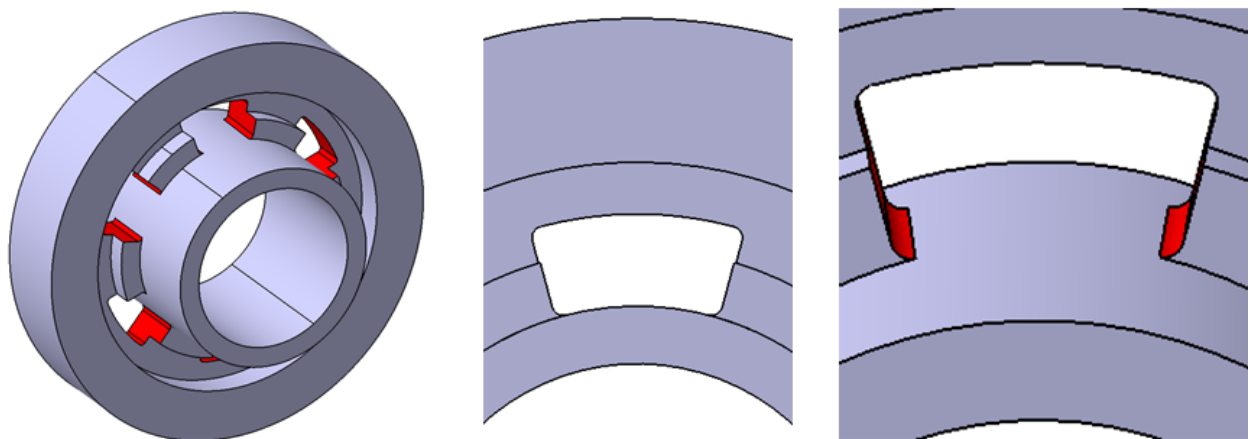


Abbildung 2-13: Einteiliges Schmiedebauteil mit Laserbearbeitung

		Lösung		
Funktion/Merkmal	Anzahl der Grundbauteile	1	2	
	Art der Teilung	Lagersitz auf Zahnrad	Lagersitz auf Klauenring	
	Formgebung Zahnrad	Gesenkschmiede	Schmieden mit Hinterschnitt	Gesensschmieden mit anschließender spanender Bearbeitung
	Formgebung Klauenring	Gesenkschmiede	Gesenkschmieden mit anschließender spanender Bearbeitung	
	Abstützung der Axialkraft	Längspresssitz	Sicherungsring	Schweißen
	Abstützung des Drehmoment	Längspresssitz	Zahnwelle	Schweißen
	Zentrierung	Fremdzentriert	Selbstzentriert	

Abbildung 2-14: Reduzierter Morphologischer Kasten

Eine überschlägige Berechnung hat gezeigt, dass für das kritische Losrad G12R ein rein elastischer Längspresssitz nicht ausreicht, um die Belastung zu übertragen (Erhaltene Sicherheit von ca. 0,6) Somit würde sehr wahrscheinlich auch ein elastisch-plastischer Pressverband nicht ausreichen. Ebenso wird eine Kombination aus Zahnwellenverbindung mit axialem Sicherungsring nicht weiter betrachtet, da diese Lösung nicht wirtschaftlich erscheint.

Eine abschließende Bearbeitung des Klauenringes ist jedenfalls notwendig, da die Rohteiltoleranzen (AVL-Erfahrungswerte: ca. +/- 0,25 mm) beim Schmieden oder Sintern eine gleichmäßige Lastverteilung auf die Klauen nicht gewährleisten, was beim hohen Moment am Gangrad G12R nicht akzeptabel ist. Sinterbauteile sind vergleichsweise empfindlich gegen stoßartige Belastungen (vgl. [30], S.16) und somit ist der Einsatz bei Klauenkupplungen eher kritisch zu sehen.

		Lösung	
Funktion/Merkmal	Anzahl der Grundbauteile	1	2
	Art der Teilung	Lagersitz auf Zahnrad	Lagersitz auf Klauenring
	Formgebung Zahnrad	Gesenkschmieden	Gesenkschmieden mit anschließender spanender Bearbeitung
	Formgebung Klauenring	Gesensschmieden mit anschließender spanender Bearbeitung	
	Abstützung der Axialkraft	Schweißen	
	Abstützung des Drehmoment	Schweißen	
	Zentrierung	Fremdzentriert	Selbstzentriert

Abbildung 2-15: Verbleibender Lösungspool

Aus diesem Pool sollen noch 3 Lösungen vorgestellt werden. Dabei wird von einem Laserschweißverfahren ausgegangen. Zwar stehen vielfältige andere Schweißverfahren, wie z.B. das Reibschweißen zur Auswahl, diese stellen jedoch meist hohe Anforderungen an die thermischen Massen oder erlauben keine ausreichende Zentrierung (interne Expertenmeinung), weshalb sie hier nicht weiter betrachtet werden.

		Lösung	
Funktion/Merkmal	Anzahl der Grundbauteile	1	2
	Art der Teilung	Lagersitz auf Zahnrad	Lagersitz auf Klauenring
	Formgebung Zahnrad	Gesenkschmieden	Gesenkschmieden mit anschließender spanender Bearbeitung
	Formgebung Klauenring	Gesenkschmieden	Gesenkschmieden mit anschließender spanender Bearbeitung
	Abstützung der Axialkraft	Schweißen	
	Abstützung des Drehmoment	Schweißen	
	Zentrierung	Fremdzentriert	Selbstzentriert

Abbildung 2-16: Lösungen 3,4 und 5 aus dem Morphologischen Kasten

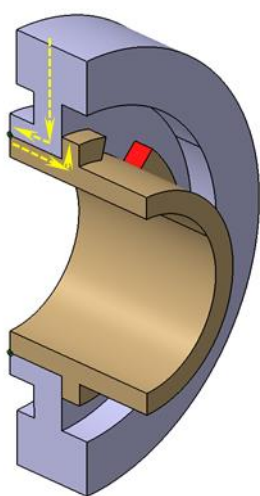


Abbildung 2-17: Lösung 3 für das Losrad

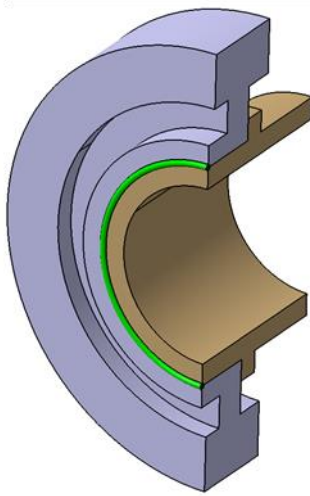


Abbildung 2-18: Lösung 4 für das Losrad

Die Lösung 3 hat das Problem der großen Umlenkung der Kraft hin zu der Schweißverbindung (grün), es ist sehr wahrscheinlich, dass es zu Relativbewegungen zwischen Innen- und Außenteil und in weiterer Folge zu Passungsrost kommt. Eine zusätzliche Schweißnaht am Außendurchmesser der Klauen würde hier Abhilfe schaffen, jedoch würde dies zu einem Verzug der Klauen und somit zu schlechterer Lastverteilung führen. Eine Kombination mit Presssitz wäre möglich. Einen Nachteil bildet die zyklische Belastung der Schweißnaht durch die Verzahnungskräfte.

Die Lösung 4 mit aufgeschweißtem Klauenring hat den Nachteil, dass hier ebenfalls die Schweißnaht sehr weit von den Klauen und der Zahnradmitte entfernt ist und der Kraftfluss so eine starke Umlenkung erzeugt erfährt. Außerdem wird hier die Fläche mit Schweißnaht zur axialen Abstützung des Losrades verwendet, was nicht gewünscht ist.

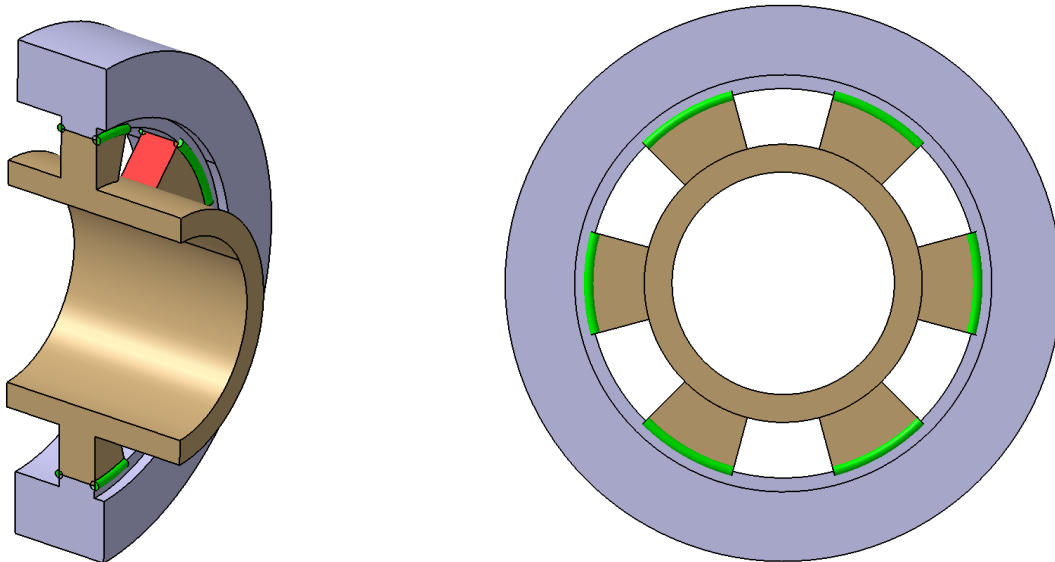


Abbildung 2-19:: Lösung 5 für das Losrad

Lösung 5 hat den Vorteil gegenüber Lösung 3, dass auf einem größeren Durchmesser geschweißt werden kann und man somit eine größere Nahtlänge erhält. Die Naht an den Klauen ist hier möglich, da sich ein Verzug auf diesem Durchmesser weniger stark auf die Lastverteilung auswirkt.

2.3.3 Angewandte Lösungen

Gangrad G12R

Da hier das höchste Moment übertragen wird, muss besonderes Augenmerk auf die Festigkeit und die Geometrie der Kontaktflächen gelegt werden: die Flanken sollen im Raum möglichst genau positioniert und deren Oberfläche möglichst eben sein. Es kommen also die Lösungen 2 und 5 in Frage.

Lösung 2 mit Fräsbearbeitung erfordert großen Materialabtrag und erlaubt keine funktionsgünstige Formgebung der Klauen und wird deshalb wieder verworfen.

Würden die Taschen mit einem CO₂-Laser ausgeschnitten, so könnten Toleranzen von ca. 0,05 mm erreicht werden (vgl. [31]), was einer Fräsbearbeitung sehr nahekommt. Diese Herstellerangabe ist jedoch zu hinterfragen, da es sich aller Wahrscheinlichkeit nach um Bestwerte handelt, welche nur unter günstigsten Bedingungen erreicht werden können. Durch Fräsen können solche Werte jedoch erfahrungsgemäß auch in der Serienfertigung sicher eingehalten werden. Ein weiteres Problem stellt der zulässige Düsenabstand zum Material dar, welcher beim Laserschneiden ca. 5mm betragen muss. Somit kann nicht nahe an den Innenring herangeschnitten werden.

Es bleibt also Lösung 5 übrig.

Gangrad G5

Da der radial verfügbare Bauraum sehr knapp ist, wird Lösung 2 angewandt. Das Werkzeug kann radial herangeführt werden, um die Klauen nachzubearbeiten.

Gangrad R

Hier wird auf Lösung 4 zurückgegriffen, da radial genug Bauraum zur Verfügung steht, um den Klauenring außen an einem relativ großen Durchmesser an das Zahnrad zu schweißen.

Ritzel G46

Wie beim Gangrad G5 ist auch hier der verfügbare Bauraum sehr knapp und es wird Lösung 2 angewandt. Das Werkzeug kann radial herangeführt werden, um die Klauen nachzubearbeiten. Es bleibt axial eine relativ große Fläche bestehen, an der sich das Losrad abstützt.

3 Technische Rahmenbedingungen

3.1 Werkstoffe

Strikte Package- und Gewichtsvorgaben führen dazu, dass sämtliche Bauteile in PKW-Getrieben hoch beansprucht sind. Demnach werden durchwegs Werkstoffe hoher Güte verwendet, die Materialkosten sind im Hinblick auf eine Massenfertigung weniger von Bedeutung.

Bei der Auslegung des Radsatzes mussten im Wesentlichen Werkstoffe für folgende Bauteile ausgewählt werden:

- Zahnräder
- Steg des Planetensatzes
- Hubs der Synchronisationseinheiten
- Innenringe der Nadellager und Anlaufscheiben
- Klauenkupplungen

Alle im Getriebe verwendeten Wellen sind Ritzelwellen, beinhalten also Zahnräder. Daher beschränkt sich die Auswahl auch hier nur auf geeignete Zahnradwerkstoffe (vgl. [32], S. 2; [26], S. 404), siehe **Tabelle 9-3: Kennwerte von Werkstoffen im Getriebebau**

42CrMo4 ist nur schwer schweißbar und scheidet somit für die meisten Zahnräder aus, da die Klauenringe angeschweißt werden müssen.

16MnCr5 ist für hochbelastete Zahnräder gut geeignet und schweißbar.

20MnCr5 ist der im modernen Fahrzeuggetriebebau der am weitesten verbreitete Werkstoff. Er zeigt sehr gute Festigkeitswerte und ist in der Regel gut schweißbar. Gegenüber 16MnCr5 zeigt sich hier keine Verbesserung bei der Fuß- oder Flankentragfähigkeit, jedoch ist der Werkstoff im blindgehärteten Zustand deutlich fester.

Gegenüber 20MnCr5 bietet 18CrNi8 noch einmal leicht erhöhte Festigkeitswerte, insbesondere hinsichtlich der Verschleißfestigkeit und ist ebenfalls schweißbar.

Nach interner Expertenmeinung wird üblicherweise 20MnCr5 gegenüber 18CrNi8 bevorzugt, da dieser Stahl kostengünstiger ist. Außerdem geschieht die Grundausslegung eines Getriebes nicht unter der Annahme des bestmöglichen Werkstoffes, da dies zukünftige Adaptionen mit höheren Nennmomenten oder eventuelle Fehlerkorrekturen erschwert.

Für die besonders hochbelasteten Schiebemuffen der Klauenkupplungen musste 30CrNiMo8 in Betracht gezogen werden. Dieser Werkstoff ist sehr teuer, bietet jedoch exzellente Festigkeitswerte bis in den Kern.

3.2 Lastkollektiv

Ausgehend von einem bestehenden Lastzyklus für ein 6-Gang Doppelkupplungsgetriebe mit 350 Nm Nenneingangsmoment wird der Lastzyklus für die 15kW 48V Variante mit 250 Nm Eingangsmoment erstellt.

Allgemein ist ein Lastkollektiv von der jeweiligen Anwendung des Getriebes abhängig, da Fahrzeuggewicht, Einsatzgebiet und Fahrercharakteristik stark unterschiedlich sein können. Daher darf dieses Lastkollektiv nur als grobe Abschätzung der tatsächlich auftretenden Belastung gesehen werden, weil diese Daten in der Konzeptphase nicht näher bestimmt sind.

Um eine Überdimensionierung von Komponenten zu vermeiden, sollten bei der Kollektiverstellung die folgenden 2 Effekte berücksichtigt werden:

- Bei starken Beschleunigungsvorgängen in niedrigen Gängen wird ein vergleichsweise großer Teil des Motormoments dafür aufgewendet, das Zweimassenschwungrad zu beschleunigen.
- Je nach Momentenverlauf des Motors kann in niedrigen Gängen nicht das gesamte Moment in Zugkraft umgewandelt werden, da der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn dies nicht zulässt. Dies bedeutet, dass im 1. Gang und Rückgang (Je nach Fahrzeug auch noch in höheren Gängen) das Getriebe nie durch das volle Nennmoment belastet wird.

Der erste Effekt wird bei der Erstellung dieses Lastkollektives vernachlässigt. Ausgehend von der Maximalen Zugkraft bei einem typischen maximalen Reibwert von ca. 1 wird die Schlupfgrenze berücksichtigt. Dies führt zu einer Beschneidung des Momentes im 1.- und Rückgang von 250 Nm auf 180 Nm. Man nennt dies „Torque truncation“.

Für Hybridgetriebe mit Leistungsverzweigungsgetriebe liegen keine Erfahrungswerte vor, sodass Dauer und Last beim Einsatz der E-Maschine abgeschätzt werden muss.

- Es wird angenommen, dass im 1. Gang und Rückgang nicht geboostet wird, da bereits das Moment der VKM ausreicht, um die Zugkraftgrenze zu überschreiten.
- Es wird angenommen, dass das Fahrzeug im rein elektrisch mit voller Leistung der EM in etwa gleich lange und gleich schnell fährt wie im ersten Gang.
- Im 2. und 6. Gang (ECVT-Modus) ist das Drehmoment der E-Maschine durch das Drehmoment der VKM vorgegeben. Die Drehzahl ergibt sich damit aus der notwendigen Leistung, um die Verluste in den Windungen sowie den Leistungsbedarf der Verbraucher zu decken.
- In den Gängen G3, G4 und G5 ist die Drehzahl durch die VKM bestimmt. Hier wird angenommen, dass konstant geboostet wird, und zwar mit dem halben maximalen Moment, welches im jeweiligen Drehzahlpunkt der EM abgerufen werden könnte.

Der volle Lastzyklus wird zur betriebsfesten Auslegung der Verzahnungen sowie der Lager verwendet, wobei kein zusätzlicher Anwendungsfaktor aufgeschlagen wird. Die zu erzielende Lebensdauer sind 250,28 Stunden.

Bei den restlichen Getriebeelementen wird auf eine Dimensionierung auf Zeitfestigkeit verzichtet, da es, wie z.B. bei den Klauenkupplungen und den Wellen mit einem für den Rahmen eines

Getriebekonzeptes zu hohem Aufwand benötigen würde, oder wie bei Welle-Nabe-Verbindungen, unüblich ist.

Beim rechnerischen Festigkeitsnachweis von Getriebeelementen, welche statisch gegen die Streckgrenze dimensioniert werden, wird zur Absicherung gegen einzelne Überlastfälle ein Anwendungsfaktor eingerechnet. Dieser ist abhängig von der Arbeitsweise der Antriebsmaschine und der Arbeitsmaschine. Bei Mehrzylinder-Verbrennungsmotoren als Antriebsmaschine wird in der ISO 6336 ([33], S. 88-89) von „moderaten“ Stößen ausgegangen. Da in der vorliegenden Anwendung jedoch ein Zweimassen-Schwungrad verwendet wird, kann diese Klassifizierung etwas reduziert und von „leichten“ Stößen ausgegangen werden. Der Fahrzeug-Antriebsstrang scheint in der ISO 6336 als Arbeitsmaschine nicht explizit auf. Hier wird davon ausgegangen, dass die höchsten möglichen Belastungen durch das Schlupflimit der Räder limitiert sind, und somit höchstens „leichte“ Stöße auftreten können. Dies ergibt einen Anwendungsfaktor von 1,35 (vgl. [33], S. 87).

Die Wellen werden dauerfest ausgelegt. Hier wird, wie bei der Zahnradberechnung, auf einen Anwendungsfaktor verzichtet.

Das Lastkollektiv für die Konzeptphase findet sich in Anhang unter **Tabelle 9-4: Lastzyklus 6DFT 15 kW 48V**.

4 Entwurfsphasen und Gestaltung des Radersatzes

4.1 Entwurfsphasen

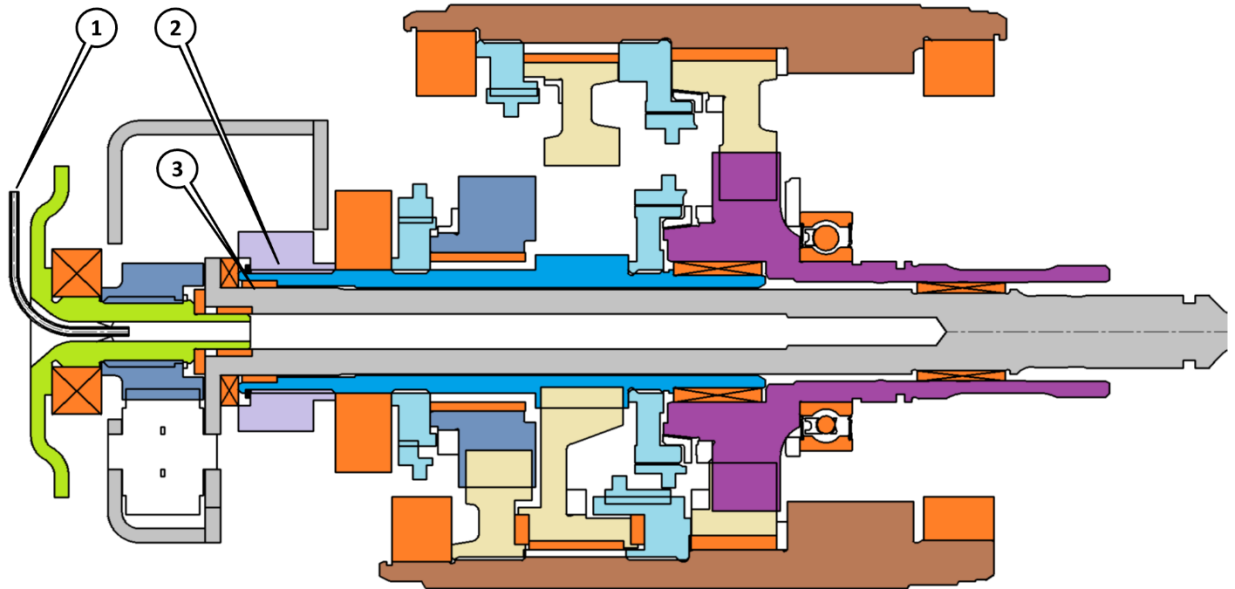


Abbildung 4-1: Früher Entwurf des Radersatzes

Die wichtigsten Änderungen während der frühen Konzeptphase betrafen die Ölversorgung (1), die Anordnung der Lager (3) und den Zusammenbau der hinteren Eingangswelle (2).

Ursprünglich war die Ölversorgung für die Lager der Eingangswelle vorgesehen, indem eine dünne Ölleitung (1) von hinten durch die Rotorwelle in das Getriebe geführt wird. Dies hätte den Vorteil, dass keine Pumpe notwendig wäre, um das Öl gegen die Zentrifugalkraft in die Welle zu befördern. Nachteilig ist jedoch, dass sich durch den Platzbedarf des Rohres die Getriebelänge um ca. 10 mm vergrößert hätte und eine zusätzliche Rotationsdichtung notwendig gewesen wäre. Von diesem Konzept wurde zugunsten einer Zwangsschmierung durch die vordere Eingangswelle wieder abgegangen.

Die ursprüngliche Anordnung des Nadellagers (3) führte zu einer statischen Unterbestimmtheit des Systems. Dies konnte relativ einfach behoben werden, indem das Nadellager auf dieselbe Axiale Höhe mit dem Festlager der hinteren Eingangswelle gebracht wurde und somit die Radialkraft direkt in das Gehäuse abgeleitet wird.

Anfangs war es vorgesehen, dass die Komponenten, welche auf die hintere Eingangswelle montiert werden müssen, von links auf die Welle geschoben werden und zum Schluss mit einem Sicherungsring fixiert werden. Mit diesem Ansatz konnte die notwendige Variabilität der großen Sonne (2) jedoch nicht dargestellt werden. Stattdessen wird jetzt die Baugruppe von rechts montiert und die Sonne wird direkt in die Welle geschnitten. Um dies zu ermöglichen muss die Variabilität des Ritzels des Ganges G1/2 aufgegeben werden. Die unterschiedlichen Übersetzungen bei verschiedenen Varianten müssen durch unterschiedliche Endübersetzungen erzeugt werden.

4.2 Lagerkonzept

Die radiale Lagerung sämtlicher Bauteile wird von Rollenlagern übernommen. Radial-Gleitlager kommen nicht zum Einsatz, da diese eine höhere Verlustleistung erzeugen (vgl. [26], S. 399). Lediglich zur Abstützung der Axialkräfte, welche beim Beschleunigen bzw. Verzögern der Losräder entstehen und zur axialen Lagerung der Planeten werden axiale Anlaufscheiben verwendet. Bei den Planeten ist dies möglich, da sich die Axialkräfte hier nahezu aufheben. Diese Anlaufscheiben werden entweder durch hohe Relativdrehzahl und geringe Axialkraft (bei nicht geschalteten Gängen) oder durch hohe Axialkraft im Stillstand (bei geschaltetem Gang) belastet, weshalb hier auf eine Rollenlagerung verzichtet werden kann. Ausnahme bildet hier das Losrad G12R, da es als Zwischenrad für den Rückgang dient. In R besteht also eine Relativdrehzahl zwischen der Welle und dem Losrad, obwohl das Rad im Kraftfluss ist. Zwar wird die resultierende Axialkraft sehr gering sein, da sich die Axialkräfte an einem Zahnrad, welches mit zwei anderen Zahnradern kämmt immer nahezu aufheben, jedoch reicht in diesem Fall eine Anlaufscheibe nicht aus, um parasitäre Axialkräfte und Verkippung unter Relativdrehzahl abzustützen.

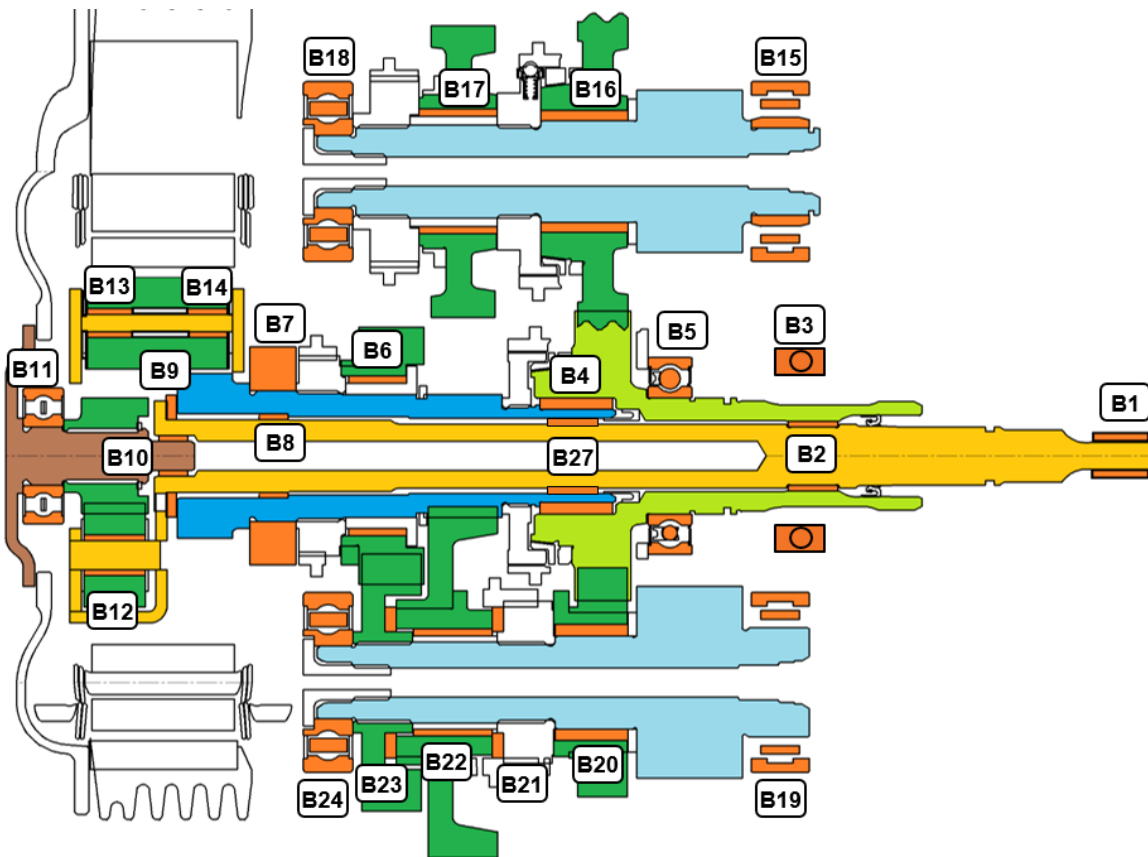


Abbildung 4-2: Lagerkonzept und Kurzbezeichnungen

Die axiale Fixierung der Wellen wird von Kugellagern übernommen, wobei hier auch Kegelrollenlager denkbar wären (am Differential werden auch solche eingesetzt). Gegenüber Kugellagern hätten Kegelrollenlager den Vorteil, dass sie bei korrekter Auslegung die Wellen axial sehr genau und spielfrei positionieren, haben jedoch den Nachteil, dass sie eingemessen und vorgespannt werden müssen. Dazu müssen beim Zusammenbau des Getriebes die Länge der Wellen und die Tiefe der Lagersitze im Gehäuse gemessen werden und eine entsprechend dicke Einstellscheibe untergelegt werden, was zusätzlichen unerwünschten Aufwand erzeugt. Die durch eine Vorspannung erzeugte konstante Axialkraft erzeugt ein zusätzliches Verlustmoment (vgl.

[28], S. 624). Aufgrund der kegelförmigen Rollen besteht außerdem ein Zusammenhang zwischen axialer Lagerluft und Verformung mit der radialen Position der Welle. Dies kann zu erhöhter Zahnflankenfehlstellung auf der betreffenden Welle führen (vgl. [22], S. 471).

Im ursprünglichen Lagerkonzept war B27 nicht vorhanden. Es hat sich jedoch gezeigt, (siehe Abschnitt 5.2), dass sich die Eingangswellen zu stark durchbiegen können. Um dies zu verhindern, wird ein zusätzliches Lager auf Höhe der 1. Zahnradenebene eingebaut, was zu einer statischen Überbestimmtheit führt.

Die Lager B2 und B27 werden zur Erhöhung der Tragfähigkeit und zur Verminderung des schädlichen Einflusses einer eventuellen Schiefstellung zweireihig vorgesehen, wozu zwei getrennte Lager verwendet werden.

4.3 Ölversorgung und Schmierung

Die Ölversorgung der zu schmierenden Bauteile basiert grundsätzlich auf einer Ölnebschmierung, wobei der Ölnebel durch in den Ölspiegel eintauchende, drehende Teile erzeugt wird.

Die Nadellager, welche die innere Eingangswelle und die Antriebswellen gegeneinander abstützen, können so jedoch nicht geschmiert werden, da sie von den Wellen abgeschirmt werden. Somit muss zusätzlich eine Ölpumpe mit kleiner Leistung und einem Druck von ca. 1,5 bar betrieben werden. Das Öl gelangt durch eine Drehdurchführung in die vordere Antriebswelle und schmiert auf seinem Weg nach außen alle dazwischenliegenden Lager. Zusätzlich werden Ölspritzdüsen vorgesehen, die Öl direkt auf gefährdete Bauteile, wie z.B. den Planetensatz bringen.

↑ Ölförderung durch Zentrifugalkraft

💧 Ölnebschmierung

♥ Lebensdauerschmierung

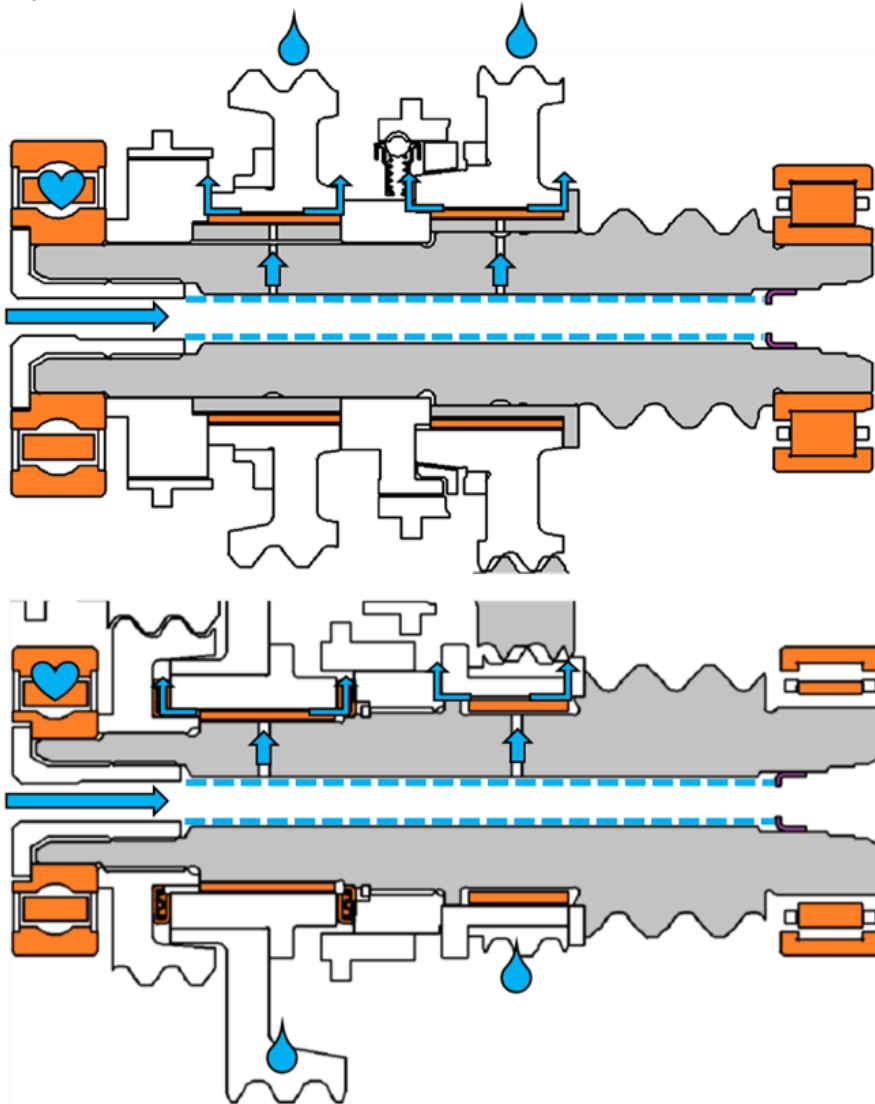


Abbildung 4-3: Ölversorgung der Komponenten auf den Abtriebswellen

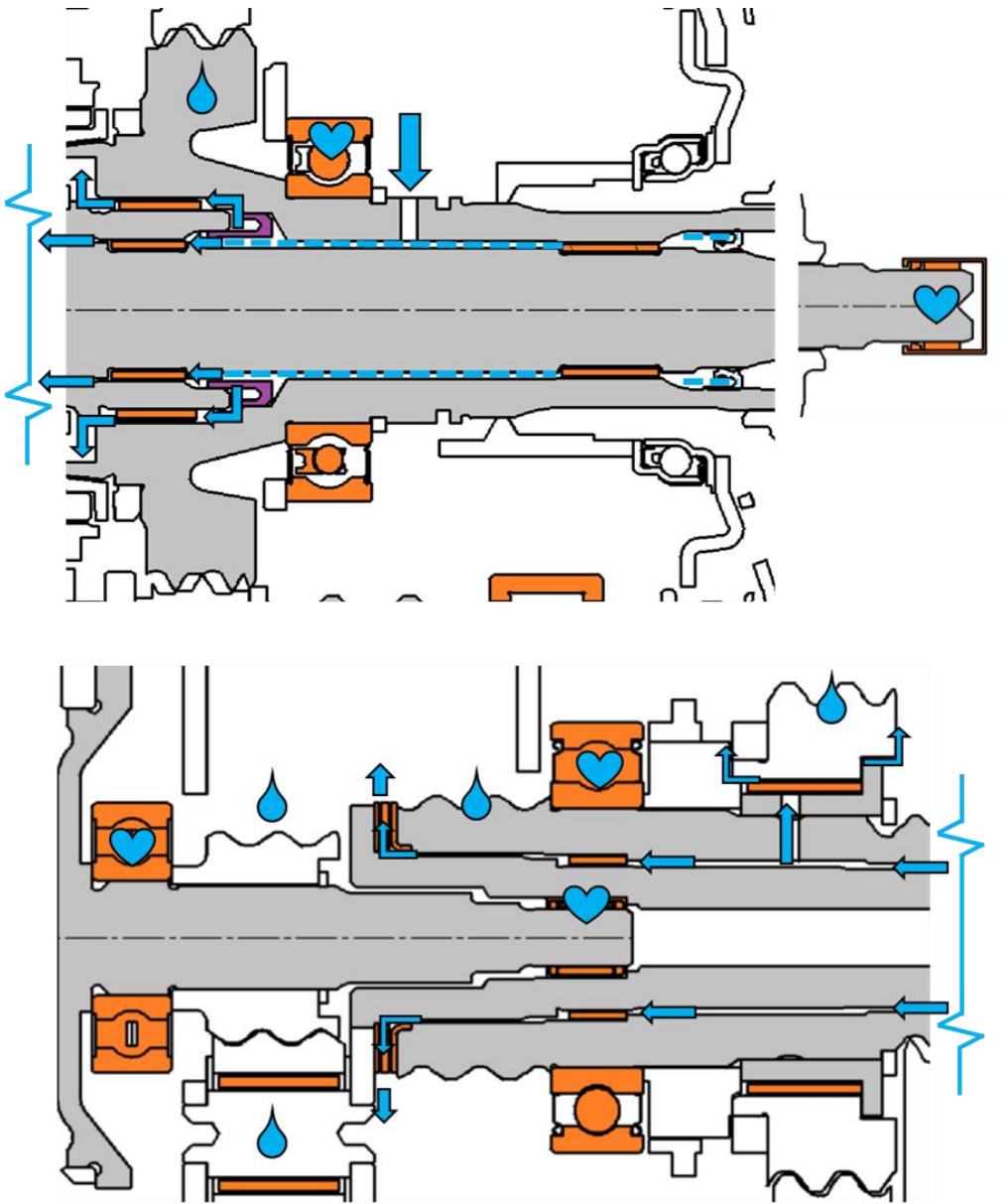


Abbildung 4-4: Ölversorgung der Komponenten auf der Eingangswelle

5 Berechnung

5.1 Methodik

5.1.1 Bestehendes Berechnungstool

Eines der Ziele dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Methodik, um Zahnradgetriebe schneller konstruieren, auslegen und berechnen zu können. Der Fokus liegt dabei auf eine enge Verknüpfung der Berechnung, welche größtenteils in Microsoft Excel durchgeführt wird, mit der 3D-Konstruktion, welche in Dassault CATIA V5 durchgeführt wird.

Basis hierfür ist ein bereits bestehendes Excel-Tool zur Grundausslegung des Dynoshift 6DFT. Die wichtigsten Eingangsdaten und Grundlage für sämtliche weiteren Berechnungen bilden die Leistungs- und Fahrzeugdaten verschiedener PKW, in welche das Getriebe eingebaut werden könnte. Aus den Fahrwiderständen ergeben sich somit die Zugkraftanforderungen und zusammen mit den Drehmomentkurven der verschiedenen Motoren können somit die Übersetzungen gewählt werden. Damit sind die Zähnezahlen der verschiedenen Gangstufen bekannt. Unter Annahme einer bestimmten zulässigen Flankenpressung und der Wahl von Achsabständen können nun die notwendigen Zahnbreiten näherungsweise bestimmt werden. Unter Berücksichtigung der axialen Abstände zwischen Zahnrädern, der Breite von Synchronisierungen, Lagern, Wandstärken ec. kann damit eine Abschätzung der Gesamtlänge des Getriebes gemacht werden. Dabei werden die vorgesehenen Zahnbreiten durch die jeweils höchstbelastete Variante bestimmt. Somit soll es möglich sein, sämtliche Varianten allein durch unterschiedliche Bearbeitung der Zahnräder darzustellen, die Grundkörper der drehenden Bauteile sollen zwischen den Varianten gleichbleiben.

Die Achsabstände, die axialen Positionen der drehenden Teile, sowie die Hüllkonturen sämtlicher Zahnräder aller Varianten können somit aus Excel in CATIA importiert werden und bilden die Grundlage eines parametrischen Skelettmodells.

5.1.2 Erweiterung des bestehenden Tools

Für die rechnerische Detailauslegung des Getriebes muss ein Lastkollektiv herangezogen werden (Mehr dazu im Abschnitt 3.2). In Kundenprojekten wurden Kollektive mit bis zu 30 Stufen verwendet. Es stellt sich nun die Frage, wie die benötigten Daten für z.B. die Lagerauslegung (Auflagerkräfte und Drehzahlen) für alle Getriebevarianten und mit bis zu 30 Stufen mit vertretbarem Aufwand in Excel berechnet werden können.

Diese Überlegung ist die Motivation für die Verwendung des linearen Ansatzes, siehe Abschnitt 5.1.3.

Im ersten Schritt wird das Berechnungstool um das Blatt „Duty_Cycle“ erweitert. Hier werden auf bis zu 30 Stufen folgende Größen vorgegeben:

- Drehzahl VKM [min^{-1}]
- Drehmoment VKM [Nm]
- Drehzahl EM [min^{-1}]
- Drehmoment EM [Nm]
- Dauer [h]

Dabei sind für die Stufen E und G1-G6 jeweils 4 Stufen vorgesehen, für den Rückgang 2. Es muss bei der Kollektiverstellung beachtet werden, dass die Drehzahlen und Drehmomente teilweise voneinander abhängig sind. Wenn nicht alle Stufen verwendet werden, so werden in den leeren Stufen alle Eingangsgrößen Null gesetzt.

Im zweiten Schritt wird das Tool um das Blatt „Powerflow“ erweitert. Hier werden sämtliche Drehzahlen und Drehmomente berechnet, welche von den einzelnen Wellen, Zahnrädern ec. übertragen werden. Dabei wird nicht vom Lastkollektiv ausgegangen, sondern das Getriebe mit einer Referenzlast und Referenzdrehzahl beaufschlagt. Die Berechnung geschieht dabei parallel für zwei verschiedene Referenzlasten und Referenzdrehzahlen.

Beispielsweise wird in G1 das Getriebe einmal mit 100 Nm aus der VKM, 50 Nm aus der EM und 1000 Umdrehungen beaufschlagt. In diesem Zustand ergibt sich für jedes drehende Bauteil des Getriebes eine definierte Drehzahl, zu übertragendes Drehmoment sowie alle Verzahnungs- und Auflagerkräfte.

Parallel werden dieselben Größen berechnet, wobei das Getriebe wieder in G1 mit 0 Nm aus der VKM, 100 Nm aus der EM und 2000 Umdrehungen beaufschlagt wird.

Im dritten Schritt wird das Tool um das Blatt „Forces“ erweitert. Hier werden zuerst für die beiden Referenz-Betriebspunkte sämtlichen Verzahnungskräfte (Tangentialkräfte, Axialkräfte und Radialkräfte) begerechnet. Daraus ergeben sich mit den bekannten axialen Positionen der Lager auch die Komponenten der Auflagerkräfte in beiden Referenzpunkten.

Nachdem nun die gesuchten Größen in zwei (willkürlich ausgewählten) Betriebspunkten bekannt sind und da der dritte Punkt im Ursprung liegen muss, können die selben Größen in jedem beliebigen Betriebspunkt durch lineare Interpolation bestimmt werden.

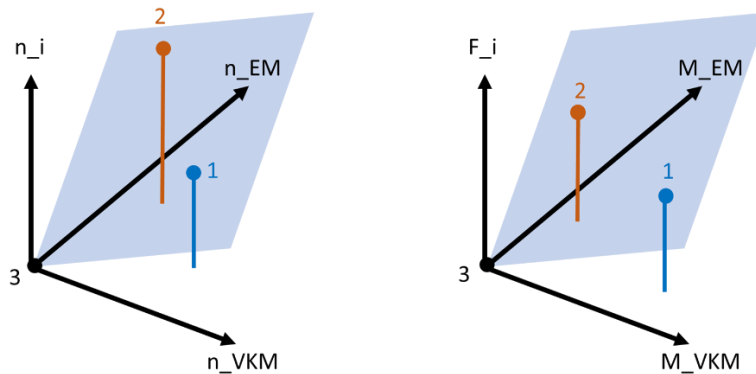


Abbildung 5-1: Lineare Interpolation von Drehzahlen und Kräften

Die Gültigkeit dieser Behauptung folgt aus den Gleichungen 2-10 bis 2-17 sowie aus der Linearität der Verzahnungs- und Auflagerkräfte, siehe Anhang (9.5)

Die Gültigkeit dieser Aussage muss insofern eingeschränkt werden, dass zwar die Komponenten der Auflagerkräfte linear von den Eingangsmomenten abhängig sind, nicht jedoch die Resultierenden. Dies wird berücksichtigt, indem die Resultierenden nach der Interpolation berechnet werden.

5.1.3 Berechnung der Verzahnungskräfte und Komponenten der Auflagerkräfte

F_{ICE}^1 : unterer Index: Antriebsmaschine, oberer Index: Betriebspunkt

Im Getriebe können abhängig vom Betriebsmodus ein oder zwei Momente vorgegeben werden. Hier sollen das Moment der VKM sowie das Moment der EM vorgegeben werden.

Es gilt dann für die Kraftgröße (Alle Drehmomente und Komponenten der Auflagerkräfte) in einem Element des Getriebes die folgende lineare Gleichung:

$$F = k_{ICE}M_{ICE} + k_{EM}M_{EM} \quad (5-1)$$

- F ... Kraftgröße (Kraft oder Moment)
- M_{ICE} ... Moment der VKM
- M_{EM} ... Moment der E-Maschine
- k_{ICE} ... Steigung in Richtung Moment der VKM
- k_{EM} ... Steigung in Richtung Moment der EM

Wertet man diese Gleichung in zwei verschiedenen Betriebspunkten aus,

$$F^1 = k_{ICE}M_{ICE}^1 + k_{EM}M_{EM}^1 \quad (5-2)$$

$$F^2 = k_{ICE}M_{ICE}^2 + k_{EM}M_{EM}^2 \quad (5-3)$$

erhält für die Koeffizienten:

$$k_{ICE} = \frac{F^2M_{EM}^1 - F^1M_{EM}^2}{M_{ICE}^2M_{EM}^1 - M_{ICE}^1M_{EM}^2} \quad (5-4)$$

$$k_{EM} = \frac{F^2M_{ICE}^1 - F^1M_{ICE}^2}{M_{EM}^2M_{ICE}^1 - M_{EM}^1M_{ICE}^2} \quad (5-5)$$

Stellt man diese Gleichung für jedes Getriebeelement auf, so können die Kräfte oder Momente sofort für beliebige Eingangswerte, z.B. aus einem Lastkollektiv, berechnet werden.

In den Betriebsmodi E1, G2 und G6 sind alle Kraftgrößen nur von dem Moment der elektrischen Maschine abhängig. Die Gleichungen vereinfachen sich also zu:

$$F = \frac{F^1}{M_{EM}^1}M_{EM} \quad (5-6)$$

Diese Berechnung der Auflagerkräfte versagt bei der Eingangswelle. Wie in Abschnitt 4.2 erläutert, ist diese Baugruppe statisch überbestimmt. Hier werden die Kräfte mithilfe des Programms KISSsoft unter Berücksichtigung der Steifigkeiten ermittelt und manuell ins Excel-tool übertragen.

5.1.4 Berechnung der Drehzahlen

Auch hier wird linear interpoliert:

$$n = l_{ICE}n_{ICE} + l_{EM}n_{EM} \quad (5-7)$$

n	...	<i>Beliebige Relativ- oder Absolutdrehzahl</i>
n_{ICE}	...	<i>Drehzahl der VKM</i>
n_{EM}	...	<i>Drehzahl der E-Maschine</i>
l_{ICE}	...	<i>Steigung in Richtung der VKM-Drehzahl</i>
l_{EM}	...	<i>Steigung in Richtung der EM-Drehzahl</i>

Die Koeffizienten werden dabei analog zu den Gleichungen 5-4 und 5-5 ermittelt

In den Betriebsmodi R, G1, G3+G6, G4, und G5+G6 sind die Drehzahlen nur von der Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine abhängig:

$$n = \frac{n^1}{n_{ICE}^1} n_{ICE} \quad (5-8)$$

5.1.5 Zusatzkraft zufolge statischer Überbestimmtheit

Das Stützlager B27 führt zur statischen Überbestimmtheit des Systems der Eingangswellen. Da die Bauteile nicht ideal geformt, sondern mit Toleranzen versehen sind, kann es durch die Überbestimmtheit dazu kommen, dass die Bauteile verformt werden müssen, um sich zusammenbauen zu lassen. Diese notwendige Verformung resultiert in einer Zusatzbelastung auf die Lager in den Kontaktpunkten.

Um diese Zusatzkraft abzuschätzen wird eine Auslenkung zufolge der Ungenauigkeiten aller Bauteile angenommen und die dafür notwendige Radialkraft ausgerechnet. Zu diesem Zweck wird die innere Eingangswelle als Balken konstanten Durchmessers von 22 mm und einer Länge von 270 mm zwischen den Auflagern modelliert. 103 mm vom ersten Lager entfernt befindet sich das dritte Lager. An dieser Stelle soll eine notwendige Durchbiegung von 0,04 mm aufgebracht werden (Annahme: vier Mal eine Rundlaufabweichung von 0,02 mm auf den beteiligten Lagersitzen der beiden Wellen). Dies soll den gedachten Einbau des Stützlagers B27 simulieren.

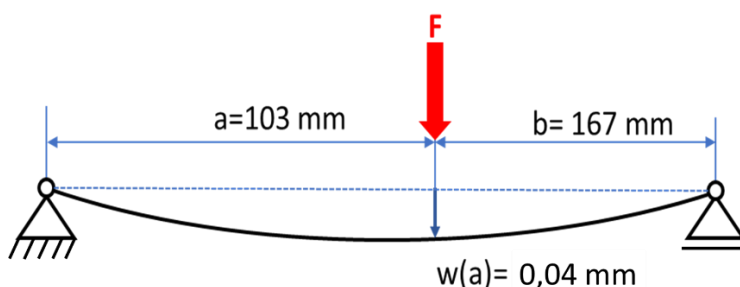


Abbildung 5-2: Balkenmodell zur Bestimmung der Zusatzkraft

Die notwendige Kraft ergibt sich aus der Formel:

$$F = 3wEI \frac{(a+b)}{a^2b^2} = 3 \cdot 0,04 \cdot 210000 \cdot 11499 \cdot \frac{270}{103^2 167^2} = 265 \text{ [N]} \quad (5-9)$$

Da dieses Modell stark vereinfacht ist (wahre Biegelinie muss s-förmig sein) können damit die tatsächlichen Zusatzkräfte in den beteiligten Lagern nicht bestimmt werden. Eine genaue Berechnung der Zusatzkräfte ist sehr aufwendig und komplex und überschreitet deswegen den Rahmen dieser Arbeit. Es wird daher eine pauschale Zusatzkraft von 265 N in allen Lagern angenommen und in der Berechnung berücksichtigt.

5.1.6 Lagerauslegung

Nachdem die Auflagerkräfte und Drehzahlen bekannt sind, kann die Lagerlebensdauer berechnet werden. Zu diesem Zweck werden die beiden Blätter „Ball_Bearings“ und „Roller_Bearings“ in das Excel-Tool eingefügt. Hier erfolgt die Berechnung der erweiterten modifizierten Lagerlebensdauer (vgl. [34]).

Zur automatisierten Berechnung des Koeffizienten a_{ISO}

Für ein Lastkollektive mit vielen Stufen (>5) ist die Bestimmung der Koeffizienten a_{ISO} sehr aufwendig, da in jedem Punkt Drehzahl, Axialkraft und Radialkraft unterschiedlich sind und somit die auch die Koeffizienten in jedem Punkt verschieden sind.

Zur Bestimmung der einzelnen Werte dienen in der standardisierten Lagerberechnung folgende Diagramme:

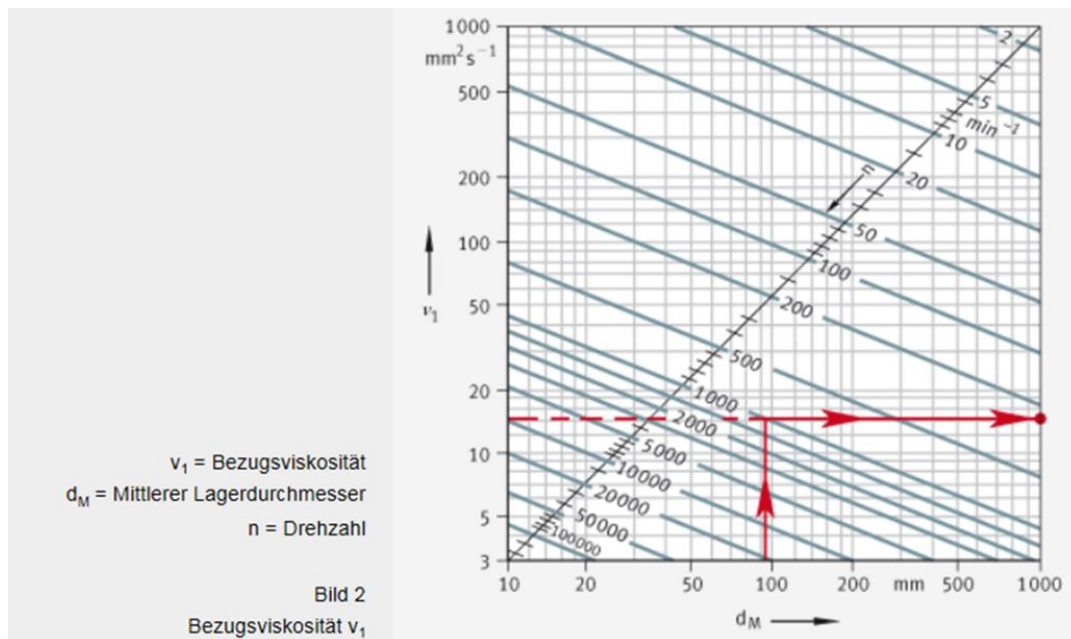


Abbildung 5-3: Schaubild zur Bestimmung der Bezugsviskosität

Quelle: [34]

Die Bezugsviskosität v_1 wird benötigt zur Bestimmung des Viskositätsverhältnisses

$$\kappa = \frac{\nu}{v_1} \quad (5-10)$$

- κ ... Viskositätsverhältnis
- ν ... Viskosität des verwendeten Schmierstoffes
- ν_1 ... Bezugviskosität

Das Viskositätsverhältnis ist ein Maß für die Schmierfilmgüte, bei einem Wert von 1 wird der trennende Schmierfilm gerade erreicht (vgl. [35]), liegt der Wert darunter, so liegt Mischreibung vor. Bei Werten von 3-4 kann eine sehr lange Lebensdauer erreicht werden..

Zur Bestimmung der Bezugviskosität in Abhängigkeit des mittleren Lagerdurchmessers D und der Drehzahl n werden folgende Formeln verwendet (vgl. [35]), diese Formeln entsprechen dem Diagramm in **Abb. 5.3**:

$$\nu_1 = 45000 \cdot n^{-0,83} \cdot D_{pw}^{-0,5} \quad \text{für } n < 1000 \text{ min}^{-1}$$

$$\nu_1 = 4500 \cdot n^{-0,5} \cdot D_{pw}^{-0,5} \quad \text{für } n > 1000 \text{ min}^{-1}$$

D_{pw} Teilkreisdurchmesser des Hochpräzisions-Wälzlagers
 $= d_m = (d + D)/2$

Abbildung 5-4: Formel zur Bestimmung der Bezugviskosität

Der Lebensdauerfaktor kann aus dem folgendem Diagramm abgelesen werden [34]:

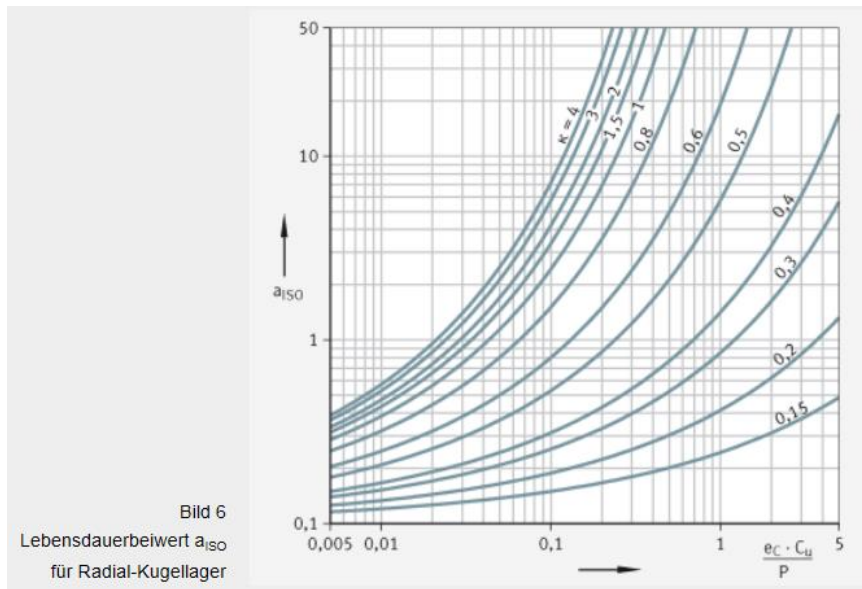


Abbildung 5-5: Schaubild zur Bestimmung des Lebensdauerbeiwertes für Kugellager

Für Kugellager kann dieses Diagramm durch folgende Formeln abgebildet werden [35]:

$$\begin{aligned}
 a_{DIN} &= 0,1 \cdot \left[1 - \left(2,56705 - \frac{2,26492}{\kappa^{0,0543806}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} && \text{für } 0,1 \leq \kappa < 0,4 \\
 a_{DIN} &= 0,1 \cdot \left[1 - \left(2,56705 - \frac{1,99866}{\kappa^{0,190870}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} && \text{für } 0,4 \leq \kappa < 1 \\
 a_{DIN} &= 0,1 \cdot \left[1 - \left(2,56705 - \frac{1,99866}{\kappa^{0,0717391}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} && \text{für } 1 \leq \kappa \leq 4
 \end{aligned}$$

Abbildung 5-6: Formeln zur Bestimmung des Lebensdauerbeiwertes für Kugellager

Zu **Abb. 5-6**: der Faktor a_{DIN} entspricht dem Faktor a_{ISO}

Diese Rechenvorschrift wird in der IBC-Lagerberechnung speziell für IBC Schrägkugellager angegeben, kann jedoch auch für andere Kugellager angewandt werden, da die zugehörigen Schaubilder nahezu identisch sind.

Eine entsprechende Vorschrift existiert auch für Rollenlager, jedoch erzeugen die Formeln nicht die gleichen Werte wie die zugehörigen Schaubilder (vgl. [35]), weshalb hier eine andere Methode verwendet wird.

Das Diagramm zur Ermittlung des Koeffizienten a_{ISO} kann nicht zu einer Kurve vereinfacht werden, da die beiden Variablen $eC \cdot C_u / P$ und κ unabhängig voneinander variieren und sich so ein 3-dimensionales Kennfeld ergibt.. Um trotzdem eine einfache Formel für a_{ISO} zu erhalten, soll in zwei Richtungen interpoliert werden.

Ausgangspunkt soll der Punkt sein, bei dem die höchste Lagerbelastung auftritt, also im Minimum von $eC \cdot C_u / P$ und dem zugehörigen Wert für κ . Dies führt dazu, dass zumindest in diesem Punkt der a_{ISO} -Wert relativ genau stimmt.

Um diesen Punkt herum sollen nun $eC \cdot C_u / P$ und κ variiert werden, so dass sämtliche Betriebspunkte im Belastungskollektiv zumindest annähernd abgedeckt werden. In beide Richtungen sollen 3 Punkte aus den Diagrammen manuell in das Berechnungstool übertragen werden, woraus in Folge Ausgleichskurven berechnet werden, um die Variation der Faktoren in zwei Richtungen zu erfassen.

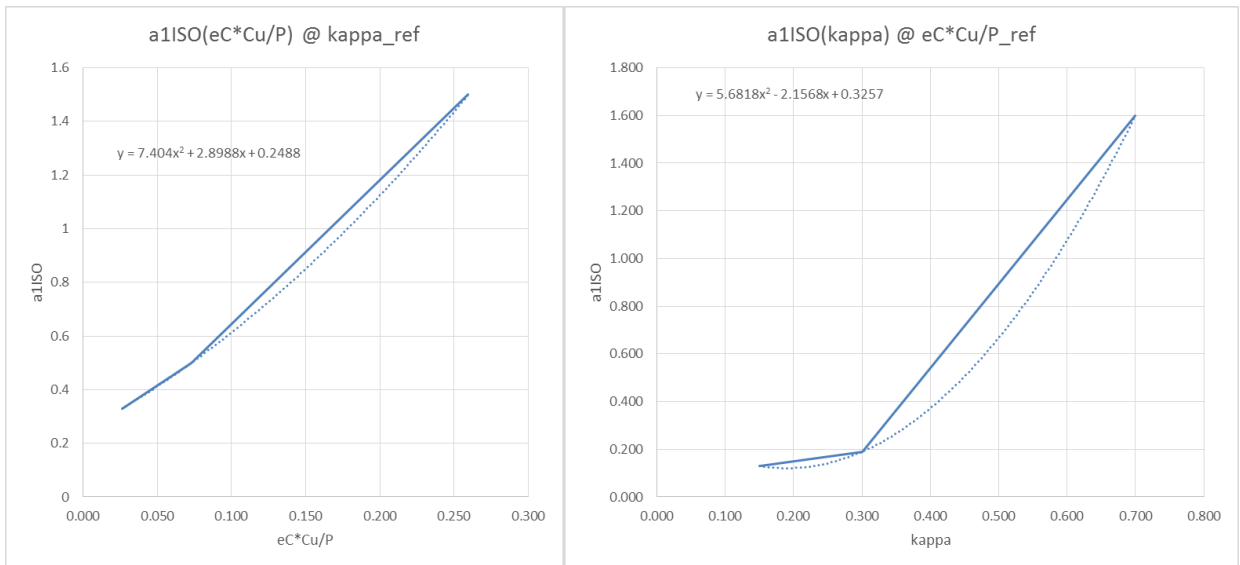


Abbildung 5-7: Variation des Lebensdauerbeiwertes über κ und $eC \cdot Cu/P$

Um nun den Wert in einem beliebigen Betriebspunkt zu bestimmen, wird folgende Näherungsformel verwendet:

$$a_{1ISO} \left(\kappa, \frac{e_C C_u}{P} \right) \approx a_{1ISO} \left(\frac{e_C C_u}{P}, \kappa_{ref} \right) \cdot \frac{a_{1ISO} \left(\frac{e_C C_u}{P}_{ref}, \kappa \right)}{a_{1ISO} \left(\frac{e_C C_u}{P}_{ref}, \kappa_{ref} \right)} \quad (5-11)$$

Diese Methode liefert brauchbare Näherungen, der Eintrag mit der höchsten schädigenden Wirkung muss jedoch jedenfalls auf Plausibilität und Genauigkeit überprüft werden, um grobe Fehler in der errechneten Lebensdauer zu vermeiden.

5.1.7 Skelettbauweise und Konstruktionsmethodik in CATIA V5

Das bereits vorhandene Skelett des Gesamtgetriebes beschreibt die axialen Positionen der wichtigsten Baugruppen (Kupplungen, Zahnräder, Planeten...) und die Achsabstände. Diese Maße bleiben dabei zwischen den verschiedenen Varianten des Getriebes gleich. Unterschiedliche Übersetzungen werden allein durch Variation der Zähnezahlen realisiert. Dies wird im Skelett so abgebildet, dass jedes Zahnrad eine Hüllkontur (siehe **Abbildung 5-8: Bauteildefinition im Skelettmodell**, in gelb) erhält, welche den maximalen und minimalen Durchmesser, Position und Zahnbreite anzeigt.

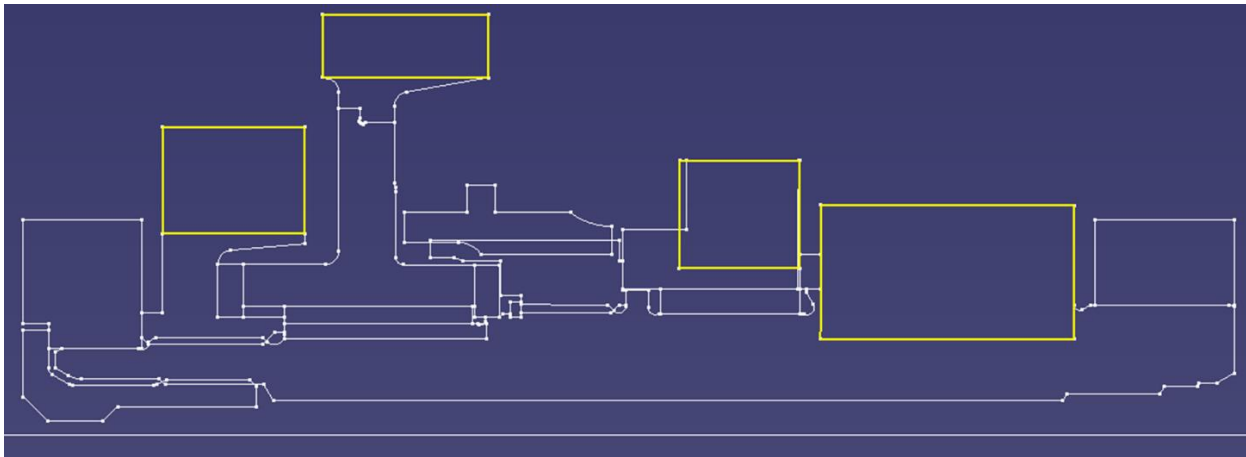


Abbildung 5-8: Bauteildefinition im Skelettmodell

Die Querschnitte aller Bauteile können nun in das Skelett gezeichnet und je nach Bedarf entweder direkt auf die Hüllkonturen der Zahnräder oder auf angrenzende Bauteile referenziert werden. Zugunsten einer besseren Stabilität werden geordnete geometrische Sets verwendet, um Zirkelreferenzen zu vermeiden.

Der große Vorteil dieser Art der Layouterstellung ist, dass es sich um einen intuitiven Vorgang handelt, welcher die parametrische Natur des CAD-Programms gut ausnutzt. Beispielsweise führt eine Änderung eines Bauteils automatisch zur entsprechenden Änderung der angrenzenden Bauteile, sofern die Referenzen geschickt gewählt werden.

Nachteilig ist, dass sämtliche Geometrien in einem Bauteil definiert werden. Bei paralleler Arbeit von mehreren Personen kann dies zu vermehrtem Aufwand beim Austausch der Dateien führen.

Es ist somit ein Kompromiss zwischen einem zu detaillierten Skelett auf der einen Seite und zu wenig Parametrisierung auf der anderen Seite zu suchen. Hier soll das Skelett genau so detailliert werden, dass jede Geometrie genau einmal definiert wird. Beispielsweise sollte vermieden werden, dass ein gemeinsames Flanschbild zweier Gehäuse in den beiden Gehäusehälften getrennt gezeichnet wird. Vielmehr sollte das Flanschbild im Skelett definiert und in die Gehäuse verlinkt werden.

Im Hauptskelett werden die Positionen der einzelnen Bauteile mit Koordinatensystemen gekennzeichnet. Dies hat den Vorteil, dass innerhalb der Bauteile der Koordinatenursprung günstig gewählt werden kann, im vorliegenden Fall ist dies die Mitte der Zahnradbreite. Wenn nun Verzahnungsgeometrie als stp-Datei vom Berechnungsprogramm KISSsoft importiert wird, liegt diese bereits am richtigen Ort und muss nicht aufwendig verschoben werden.

5.1.8 Methodik zur verbesserten Auslegung von Rädersatz in der Konzeptphase

Dieses Flusschaubild basiert auf den im Rahmen dieser Arbeit gesammelten Erfahrungen und zielt darauf ab, grobe Konzeptänderungen in einer späten Phase zu vermeiden.

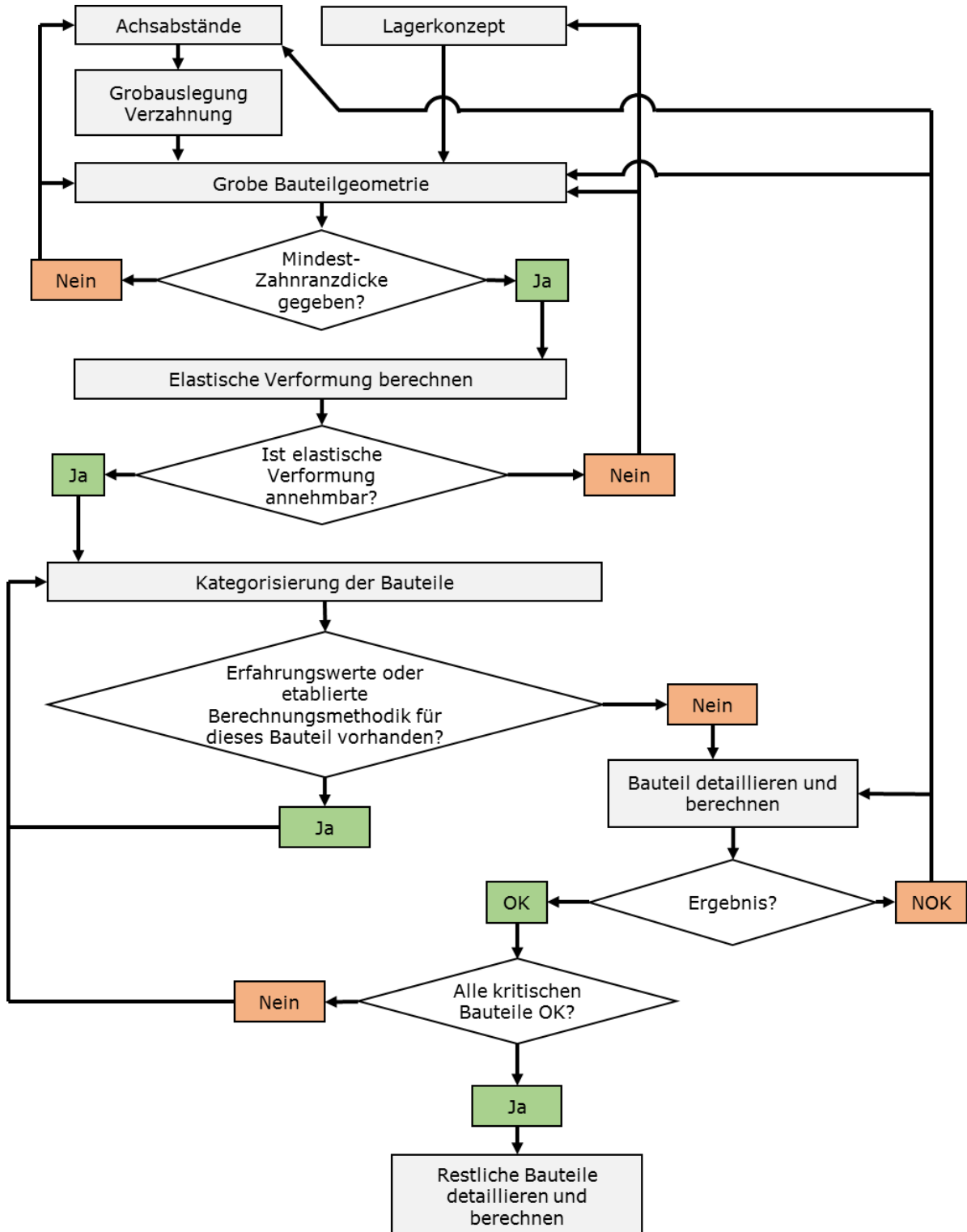


Abbildung 5-9: Flusschaubild Methodik

5.2 Wellen

5.2.1 Auslegung der Wellen

Für dieses Getriebekonzept kann die Festigkeitsberechnung der Wellen im Sinne eines überschaubaren Aufwandes nur überschlägig durchgeführt werden. Darüber hinaus lässt sich die stark strukturierte und von vielfachen, teilweise sich überlagernden Kerben durchbrochene Oberfläche sich nur schwer in einer analytischen Festigkeitsrechnung erfassen. Für genauere Ergebnisse muss hier auf die Methode der Finiten Elemente zurückgegriffen werden.

Allgemein sind bei der Auslegung der Wellen drei Punkte von vorrangiger Bedeutung:

- Sicherheit gegen Versagen durch Dauer- oder Gewaltbruch.

Wellenbruch führt zum Totalausfall des Getriebes und ist jedenfalls zu vermeiden. Ziel ist hier eine dauerfeste Auslegung bei höchstem Moment. Dies führt im Allgemeinen zu einer Überdimensionierung. Da jedoch im vorliegenden Getriebe der sicherheitsrelevante Parksperrenmechanismus auf den Getriebewellen sitzt, ist eine hohe Sicherheit gegen Bruch anzustreben.

- Möglichst geringe Durchbiegung

Zu große Durchbiegung und damit einhergehende große Biegewinkel verschlechtern das Tragbild und somit die Betriebsfestigkeit der Zahnräder und Lager. Bei übermäßigen Schiefstellungen kann es sogar zum unerwünschten Eingriff zwischen zwei eigentlich nicht miteinander kämmenden Zahnrädern kommen (vgl. [23], S 282).

- Schwingungsprobleme

Die durch dynamische Effekte hervorgerufenen Schwingungen können erhebliche Spannungsspitzen verursachen. Ursache können z.B. Unwucht, Anregung durch die Verzahnung oder die Drehungleichförmigkeit des Motors sein. Akustisch kann ein Torsionschwingungsproblem oft als „Getrieberasseln“ vernommen werden (vgl. [23], S 282).

Auf eine Betrachtung von dynamischen Effekten wird bei dieser Konzeptarbeit verzichtet.

Das Dynoshift umfasst insgesamt 6 Wellen:

- Innere Eingangswelle
- Vordere Antriebswelle
- Hintere Antriebswelle
- E-Motorwelle
- 1. Abtriebswelle
- 2. Abtriebswelle

Dabei sind die Antriebswellen koaxial zur inneren Eingangswelle angeordnet und beide als Hohlwellen ausgeführt.

Im Programm KISSsoft wurde jeweils ein Modell der Eingangswellen-Gruppe, sowie der beiden Abtriebswelle aufgebaut. In diesen Modellen werden die Wellen und Zahnräder als vereinfachte Rotationskörper dargestellt. Außerdem werden die Lager mit den zugehörigen Freiheitsgraden und Abmessungen abgebildet. Kräfte werden über Kupplungselemente oder über vereinfachte Zahnradmodelle eingeleitet. Es können anhand dieser Modelle die Durchbiegungen der Wellen unter Last, sowie die inneren Schnittgrößen und Beanspruchungen ermittelt werden. Die

Festigkeitsrechnung wird nach der Methode DIN 743 durchgeführt. Dabei wird statische Sicherheit sowie die Dauerfestigkeit überprüft. Die Kerben werden durch rechnerisch ermittelte oder frei wählbare Form- und Kerbwirkungszahlen berücksichtigt, wobei nur vereinfachte Geometrien nachgebildet werden können.

Es hat sich gezeigt, dass mit dem ursprünglichen Lagerungskonzept die Durchbiegung des Eingangswellen-Verbundes deutlich über dem zulässigen Wert von ca. 0,1mm - 0,3mm lag. Im Bereich des 3. Ganges zeigte der Zusammenbau unter Belastung eine Durchbiegung von bis zu 0,6 mm. Dies ist auf das recht komplizierte Lagerungskonzept zurückzuführen, bei dem die hintere Antriebswelle in der vorderen gelagert ist. Dabei befindet sich das Lager B4 und somit der Kraftangriffspunkt außerhalb der beiden Lager B5 und B2, welche die Vordere Antriebswelle lagern. Dies führt dazu, dass ein Moment um B5 erzeugt wird, welches auf B2 abgestützt werden muss. Da die innere Eingangswelle jedoch nur sehr dünn ausgeführt werden kann, und außerdem deren Abstützung in B1 und B8 sehr weit auseinanderliegt, biegt diese sich durch, was wiederum eine große radiale Verschiebung von B4 ermöglicht.

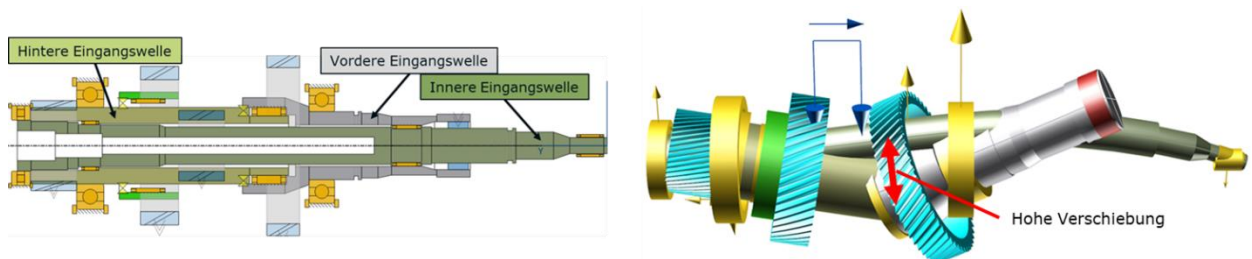


Abbildung 5-10: Statisch bestimmtes Lagerkonzept der Eingangswelle

Betrachtet man die (stark überzeichnet dargestellte) relative Verschiebung der einzelnen Wellen, so sieht man, dass sich die innere Eingangswelle und die Lagerstelle B4 in entgegengesetzte Richtungen verschieben. Dies kann durch ein zusätzliches Stützlager B26 zwischen der inneren Eingangswelle und der hinteren Antriebswelle verhindert werden. Der gesamte Zusammenbau wird so derart versteift, dass die maximale Durchbiegung einen Wert von ca. 0,2 mm nicht mehr überschreitet. Dieser Vorteil wird dadurch erkauft, dass das System nun jedoch statisch überbestimmt ist. Die Auflagerkräfte können nicht mehr (oder nur mit erheblich größerem Aufwand) analytisch bestimmt werden. Bei der Errechnung der Lagerlebensdauer muss wegen dieser Änderung eine andere Methode verwendet werden.

Festigkeitsmäßig ist die 1. Abtriebswelle relativ unkritisch. Die hintere Antriebswelle sowie die 2. Abtriebswelle sind in bestimmten Querschnitten jedoch hoch belastet. Die hohen Belastungen in G1, G5 und R führen in der 2. Abtriebswelle zu einer hohen Beanspruchung, wobei der kritischste Querschnitt direkt neben dem Ritzel liegt. Hier tritt in G1 das höchste Biegemoment auf.

Um die erhaltenen Schnittgrößen und die Festigkeitsrechnung in KISSsoft auf Plausibilität zu überprüfen, wurde für diesen einen Querschnitt parallel eine manuelle Festigkeitsrechnung auf Basis der FKM-Richtlinie durchgeführt. Da die beiden benutzten Richtlinien (Din 743 [36] vs. FKM 2012 [37]) nicht übereinstimmen und weiters die Lasteinleitung nicht genau übereinstimmt (Linienbelastung in KISSsoft, Punktlast in manueller Rechnung), erhält man unterschiedliche Ergebnisse. Es kann jedoch grob abgeschätzt werden, ob die Wellen die Belastung wahrscheinlich aushalten oder nicht.

5.2.2 Hintere Eingangswelle

Innerhalb der Eingangswellengruppe ist besonders die hintere Eingangswelle hoch belastet. Die Radialkraft des Ritzels erzeugt im 1. Gang ein hohes Biegemoment. Darüber hinaus ist die Welle im Bereich des höchsten Momentes stark gekerbt. Hier überlagern sich Umlaufnuten für Sicherungsringe und die Ritzelverzahnung des 1. Ganges.

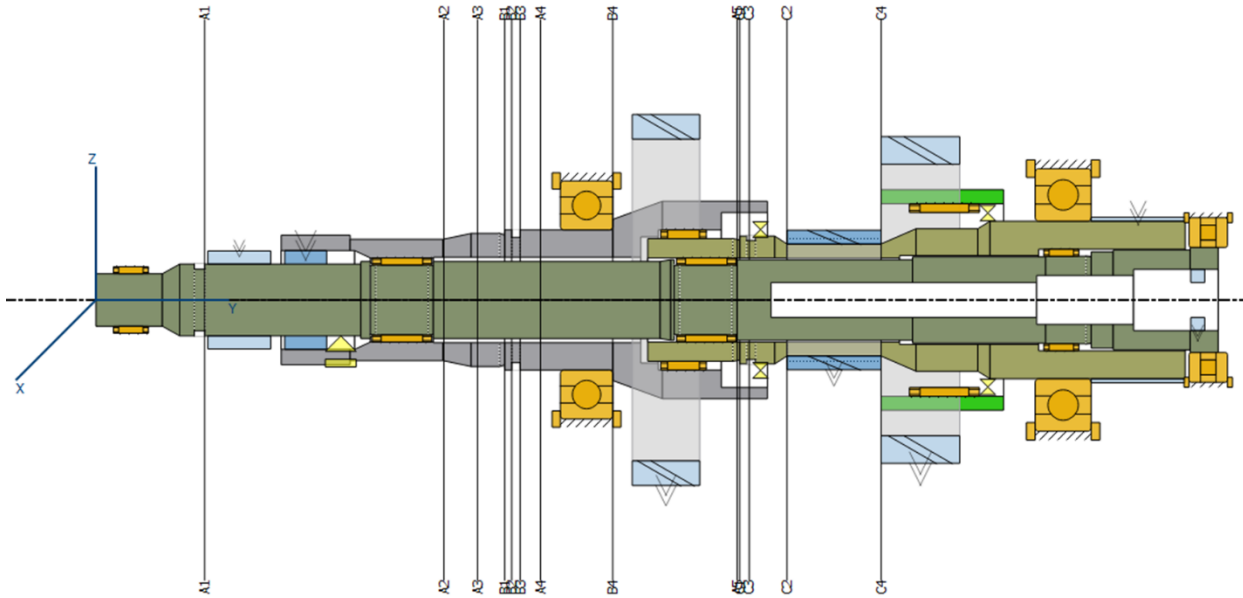


Abbildung 5-11: KISSsoft-Modell der Eingangswelle

Die Beanspruchung der Welle wird im Querschnitt C4 berechnet, da sich hier ein hohes Biegemoment einstellt und die Ritzelverzahnung zusätzlich durch die Nut für den Sicherungsring gekerbt wird.

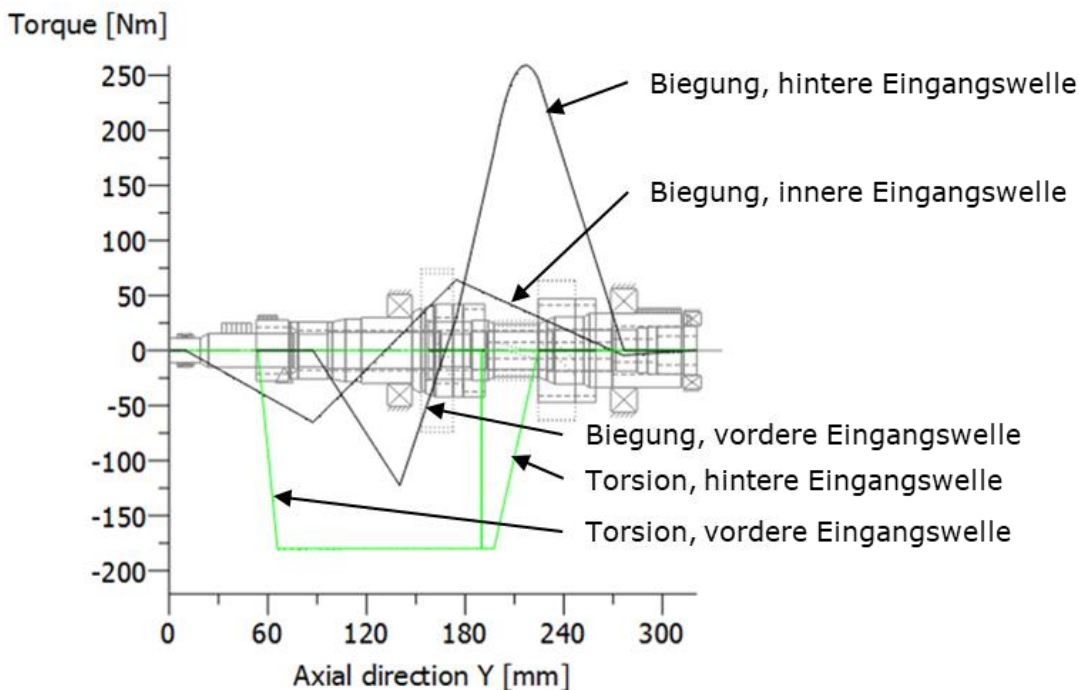


Abbildung 5-12: Momentenverläufe in den Eingangswellen

Die maximale Vergleichsspannung nach Gestaltänderungsenergiehypothese liegt bei ca. 180 N/mm², die maximale Durchbiegung bei ca. 0,1 mm.

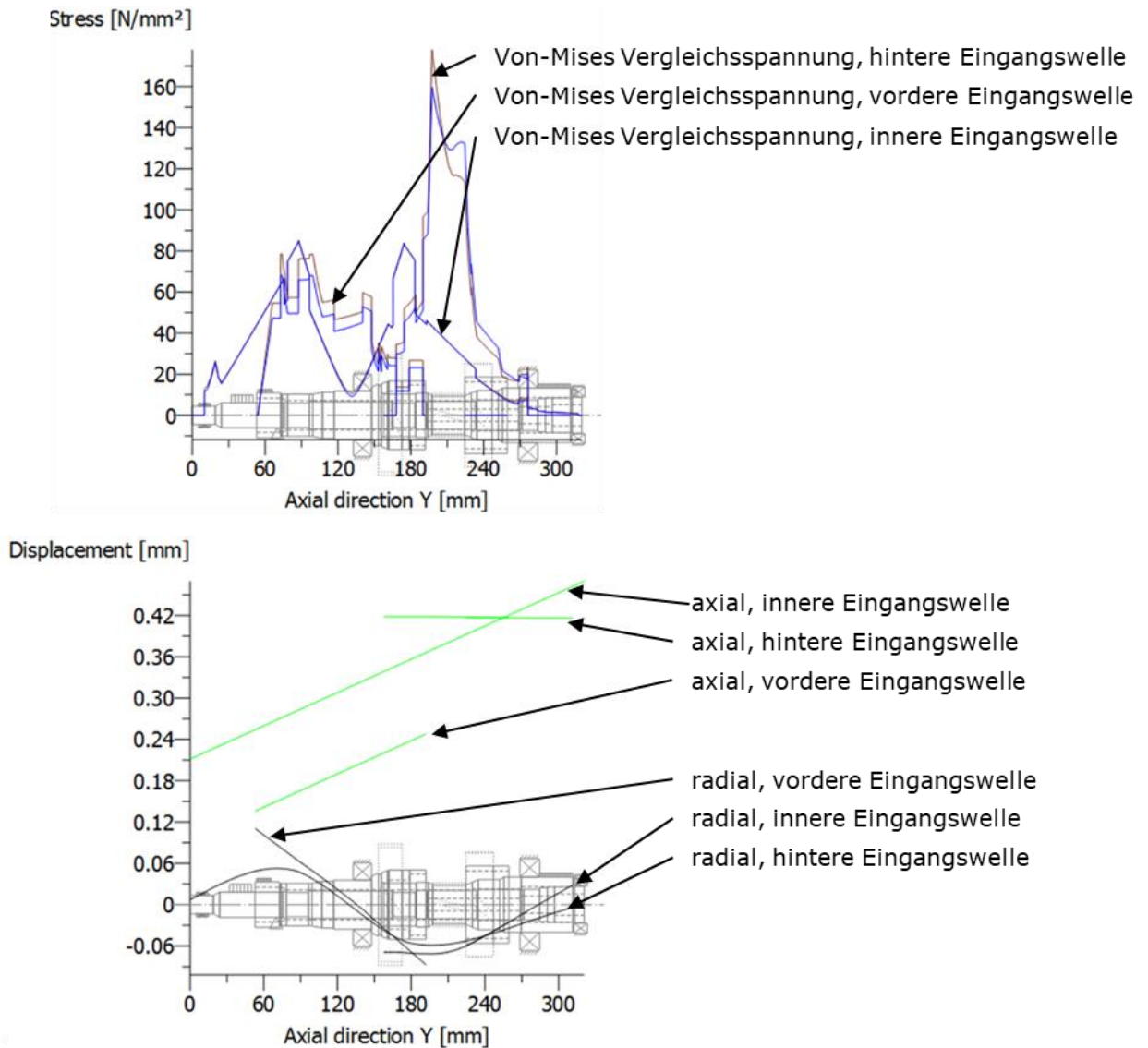


Abbildung 5-13: Vergleichsspannungen und Durchbiegungen in den Eingangswellen

Für die Festigkeitsberechnung werden die umlaufenden Rechtecknuten vernachlässigt und nur die Kerbwirkung der Verzahnung berücksichtigt, da die Rechtecknuten nur die Zahnköpfe schneiden und Entlastungskerben vorgesehen sind.

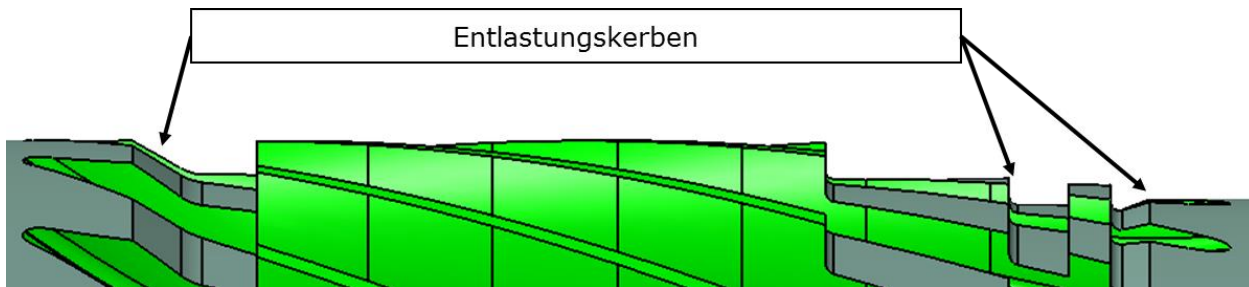


Abbildung 5-14: Entlastungskerben auf hinterer Eingangswelle

In KISSsoft wird nach der DIN 743 [36] gerechnet, parallel dazu wird zur Plausibilisierung der Ergebnisse eine manuelle Rechnung in Excel nach der FKM-Richtlinie [37] durchgeführt

	KISSsoft (DIN 743)	Excel (FKM)
Resultierendes Biegemoment	247 Nm	252 Nm
Sicherheit gegen Dauerbruch	3,36	2,15

Tabelle 5-1: Vergleich der Ergebnisse, hintere Eingangswelle, nach DIN und FKM

Wie man Tabelle 5-1 entnehmen kann, weichen die Ergebnisse deutlich voneinander ab. Das geringfügig unterschiedliche Biegemoment ist auf die unterschiedliche Krafteinleitung (Punktlast manuell vs. Linienlast in KISSsoft), sowie auf geringe Unterschiede in der Geometrie der Modelle zurückzuführen.

Für die große Abweichung der Sicherheiten voneinander gibt es zwei vorrangige Gründe:

- Die DIN 743 berücksichtigt keine Schubspannungen zufolge der Querkraft (vgl. [36], Teil 1, S. 10)
- In der FKM-Richtlinie werden die Biegespannungen arithmetisch addiert (vgl. [37], S. 62), während in der DIN 743 die resultierende Biegespannung verwendet wird (vgl. [36], Teil 1, S. 10). Dies führt zu sehr konservativen Werten in der FKM-Richtlinie.

Im vorliegenden Fall ist die FKM-Richtlinie besser anwendbar, da beträchtliche Querkräfte berücksichtigt werden müssen.

Aus der berechneten Sicherheit gegen Dauerbruch von ca. 2 kann nicht geschlossen werden, dass die Welle tatsächlich den Belastungen dauerhaft standhalten wird. Die Krafteinleitung in die Welle über den Zahn bewirkt eine starke Spannungsspitze am Zahnfuß. Dies kann in der beschriebenen Rechnung nicht berücksichtigt werden, da sich ein komplizierter mehrachsiger Spannungszustand einstellt, welcher sich im Laufe einer Umdrehung ständig ändert. Die daraus resultierende Schädigung kann mit einfachen Methoden nicht mehr berechnet werden. Hier muss jedenfalls eine detaillierte FE-Analyse durchgeführt werden.

Um nach ISO 6336 den Einfluss der Zahnkranzdicke auf die Zahnfußtragfähigkeit zu minimieren muss das Verhältnis von Kranzdicke zu Zahnhöhe mindestens 1,2 betragen (siehe Formel XXX, vgl. [20]). Dieser Wert soll hier auch verwendet werden, um eine Mindestdicke der Welle zu finden, ab welcher sich die Schädigungsmechanismen von Zahnfuß und Welle sich nicht mehr gegenseitig

beeinflussen. Es muss angemerkt werden, dass dieser Umkehrschluss nicht strikt aus der Theorie folgt, sondern nur einen Anhaltspunkt liefern soll.

Um das Verhältnis von 1,2 zu erreichen, müsste der Achsabstand um ca. 2,2 mm erhöht werden.

5.2.3 Abtriebswelle 1

Hier tritt die höchste Belastung im Rückwärtsgang auf, der kritische Querschnitt A2 befindet sich an einer Wellenschulter, wo sich die Kerbwirkung von Schulter und Zahnwelle überlagern.

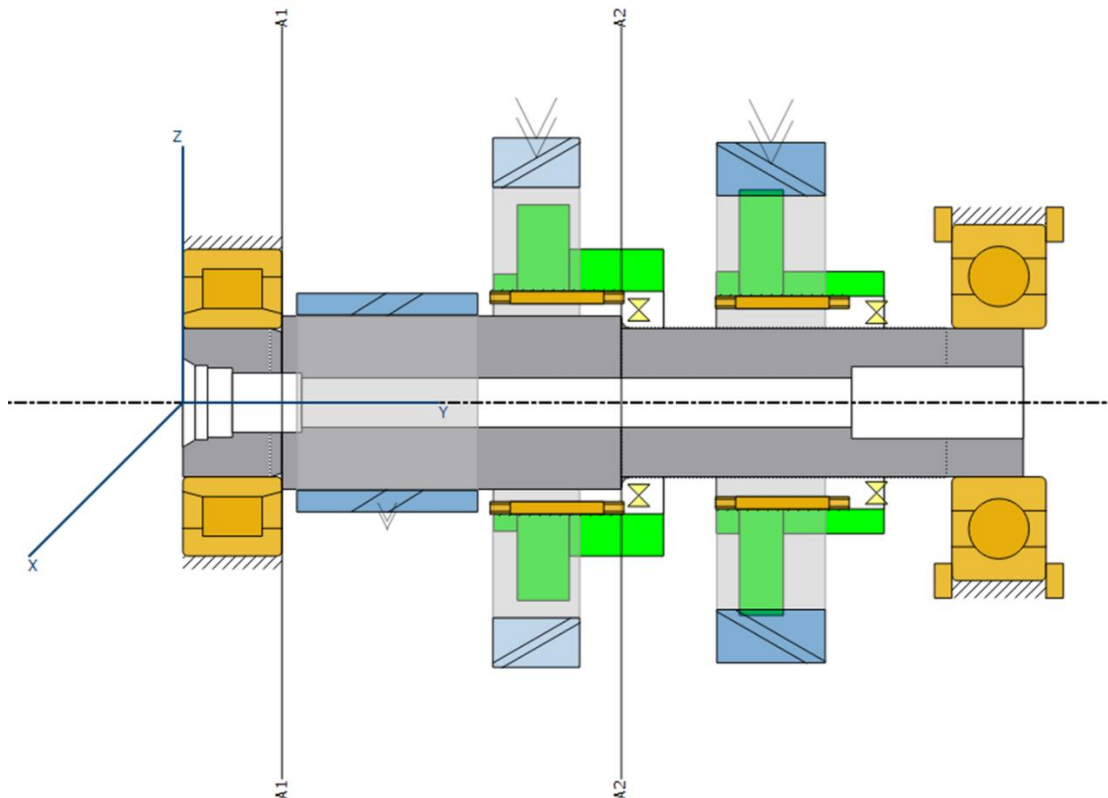


Abbildung 5-15: KISSsoft-Modell der 1. Abtriebswelle

Die Überlagerung der Kerbwirkung wird berücksichtigt, indem die Kerbwirkungszahl der Schulter angewandt und der Oberflächenfaktor zu 1 gesetzt wird (vgl. [36], S.9). Man erhält somit nach der DIN 743 eine Sicherheit gegen Dauerbruch von 1,6.

5.2.4 Abtriebswelle 2

Der kritische Querschnitt A2 befindet sich am Ritzel des Endabtriebes, die höchste Belastung tritt in G1 auf.

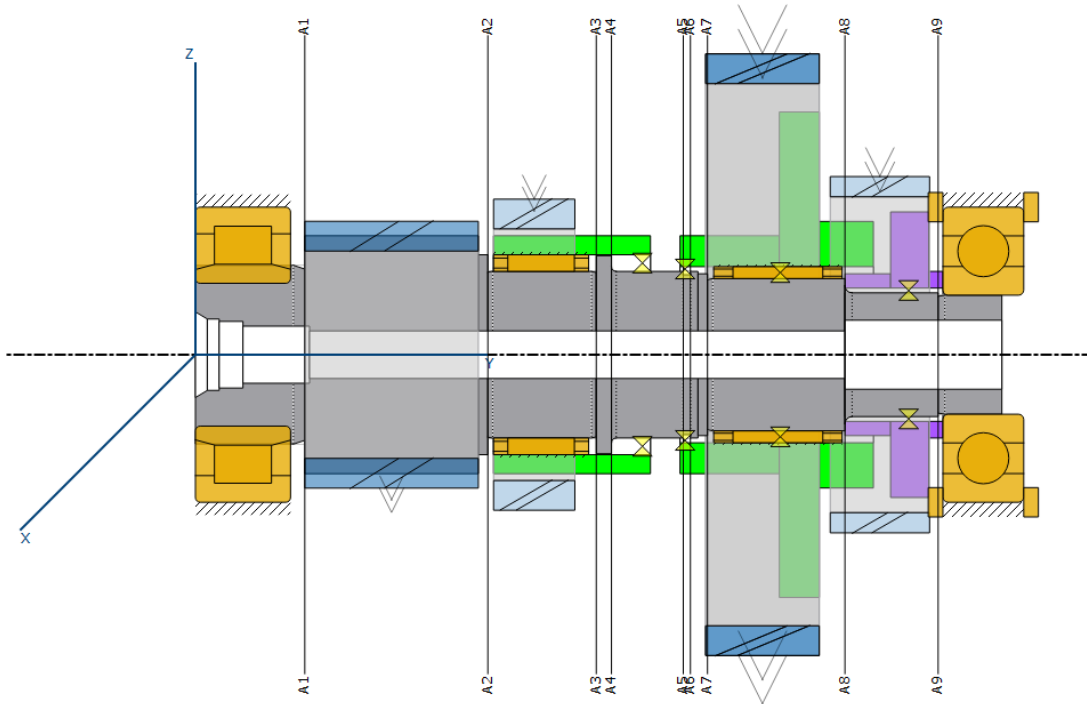


Abbildung 5-16: KISSsoft-Modell der 2. Abtriebswelle

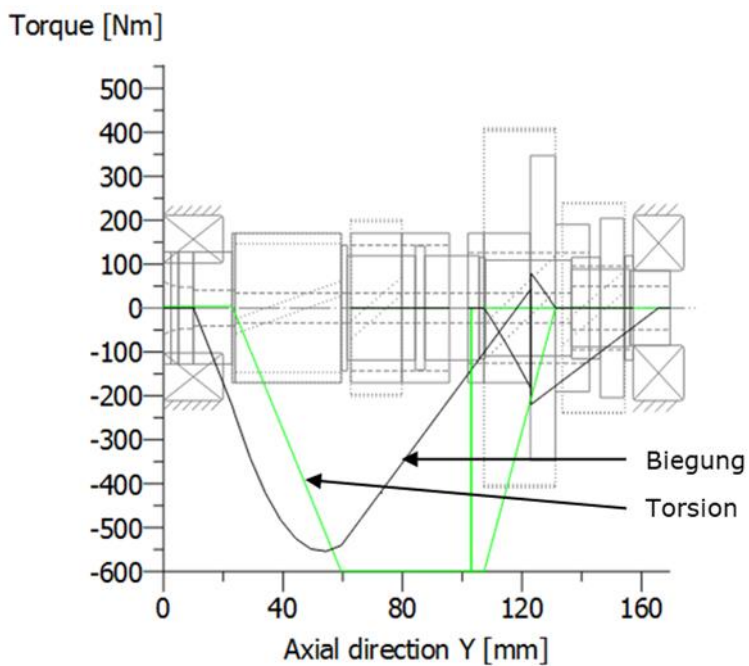


Abbildung 5-17: Momentenverläufe in der 2. Abtriebswelle

Die maximale Vergleichsspannung nach Gestaltänderungsenergiehypothese liegt bei ca. 220 N/mm², die maximale Durchbiegung bei ca. 0,08 mm.

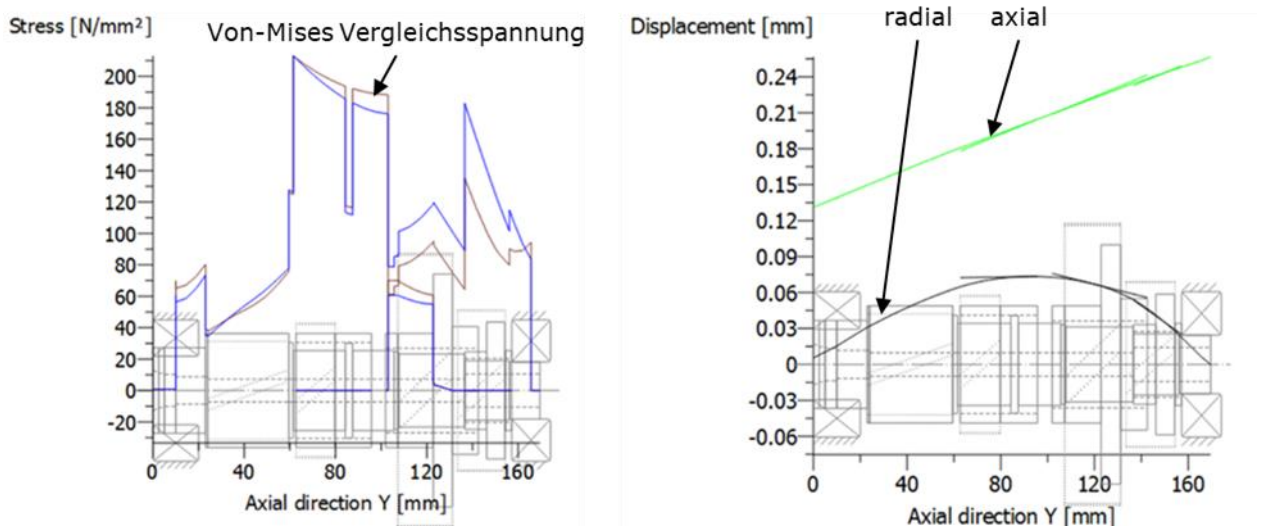


Abbildung 5-18: Vergleichsspannung und Durchbiegung der 2. Abtriebswelle

Auch hier werden zwei parallele Rechnungen nach DIN und FKM durchgeführt.

	KISSsoft (DIN 743)	Excel (FKM)
Resultierendes Biegemoment	522 Nm	518 Nm
Sicherheit gegen Dauerbruch	2,28	1,82

Tabelle 5-2: Vergleich der Ergebnisse, 2. Abtriebswelle, nach DIN und FKM

Auch hier kann der Unterschied bei den Sicherheiten durch die oben genannten Punkte erklärt werden. Hier kann davon ausgegangen werden, dass die Welle tatsächlich auch im realen Betrieb hält.

5.3 Lager

Die Berechnung der Lagerlebensdauer geschieht nach dem Standard-Formelwerk (vgl. [34]), wobei die erweiterte modifizierte Lebensdauer benutzt wird, da hier mehr Einflüsse berücksichtigt werden. Die Überlebenswahrscheinlichkeit wird mit 90% festgelegt.

5.3.1 Wichtige Auslegungskriterien für Lager

1. Statische Sicherheit

Als Zielwert für die statische Sicherheit wurde ein Wert von mindestens 1 gewählt. Höhere Sicherheiten würden eine Überdimensionierung der Lager im Vergleich zu ähnlichen Getrieben bedingen. Die statische Sicherheit muss gewährleistet sein, da ansonsten einzelne Lastspitzen das Lager zu stark schädigen könnten. Außerdem ist die statische Tragfähigkeit Voraussetzung für die Anwendung der standardisierten Methode zur Ermittlung der Ermüdungsfestigkeit (vgl. [38]).

2. Ermüdungsfestigkeit

Neben der statischen Tragfähigkeit ist gibt es für die Gültigkeit der Ermüdungsfestigkeitsberechnung noch die Voraussetzung, dass der Wert $eC*Cu/P$ nicht größer als 5 ist (vgl. [38]). Die Verletzung dieser Voraussetzung wird akzeptiert, da die betroffenen Laststufen eine sehr geringe Schädigung verursachen. Die theoretische Mindestbelastung von $C/100$ kann nicht garantiert werden. Die Erfahrungswerte zeigen aber, dass in ähnlichen Getrieben keine Lagerausfälle zu verzeichnen sind, die einer Minderbelastung zuzuordnen sind. Es ist zu vermuten, dass dynamische Belastungen, wie z.B. die Beschleunigung von Losrädern in Verbindung mit dem Eigengewicht und der Trägheit der Komponenten dazu führen, dass die Lager ausreichend belastet werden, auch wenn keine großen Kräfte abzustützen sind.

Nicht drehende Lager mit umlaufender Last kommen im Getriebe häufig vor (beispielsweise bei geschalteten Losrädern), entsprechen aber keinem der klassischen Umlaufverhältnisse. Üblicherweise wird für solche Lager nur die statische Sicherheit überprüft. Zusätzlich dazu wird hier noch die Ermüdungsfestigkeit ermittelt, wobei nur die nominelle Lebensdauer betrachtet wird. Der Grund hierfür ist, dass bei manchen notwendigen Rechengrößen für die modifizierte Lebensdauer, wie z.B. beim Viskositätsverhältnis, in diesem Fall keine plausiblen Werte ermittelt werden können.

3. Grenzdrehzahl

Für Rollenlager gibt es 2 relevante Drehzahlgrenzen, die thermisch zulässige Drehzahl und die Grenzdrehzahl. Die thermisch zulässige Drehzahl ergibt sich aus dem Gleichgewicht aus der Reibleistung und dem Wärmestrom aus dem Lager (vgl. [38]). Diese Drehzahl kann notfalls kurzzeitig überschritten werden.

Die Grenzdrehzahl berücksichtigt Faktoren wie Laufruhe, Dichtfunktion und Fliehkräfte. Diese Drehzahl darf auch kurzzeitig nicht überschritten werden, da eine unmittelbare Zerstörung der Lager eintreten könnte (vgl. [38]). Allgemein sind die Katalogwerte laut interner Expertenmeinung jedoch sehr konservativ gehalten, weshalb ein Überschreiten der Grenzdrehzahl von ungefähr 20% hingenommen werden kann.

4. Schmierungsart

Die im Getriebe verwendeten Lager sind mit Hinblick auf die Schmierung drei verschiedenen Gruppen zuzuordnen. Die erste Gruppe sind die offenen Lager. Diese werden nur dort verwendet, wenn der Bauraum oder die zu ertragende Drehzahl den Einbau eines abgedichteten Lagers nicht

zulassen. Da diese Lager vom Getriebeöl geschmiert werden, ist die Sauberkeit hier am geringsten. Der Sauberkeitsfaktor Ec wird hier mit 0,5 angenommen (vgl. [39]).

Lager mit Spaltdichtung sind etwas besser gegen Kontamination geschützt, weswegen hier der Sauberkeitsfaktor Ec mit 0,55 angenommen wird.

Beidseitig abgedichtete Lager ermöglichen höchste Sauberkeit, weshalb hier der Kontaminationsfaktor Ec mit 0,7 angenommen werden kann. Nachteilig ist die aufgrund der anliegenden Dichtlippen drastisch reduzierte Grenzdrehzahl.

5. Winkelfehler

Für die zulässige Schiefstellung von Nadellagern im Gehäuse kann kein allgemeingültiger Wert angegeben werden, der Richtwert beträgt ca. 1 Winkelminute (vgl. [40]).

5.3.2 Ergebnisse der Lagerauslegung

Die Lager B1, B2 und B20 zeigen geringe Ermüdungsfestigkeit. Da die statischen Sicherheiten jedoch ausreichend hoch sind und es sich hier um den Fall mit umlaufender Last auf stillstehendem Lager handelt, kann dies akzeptiert werden (konservative Rechnung).

Die Drehzahlgrenzen des Lagers B9 sind sehr kritisch. Die maximal mögliche Drehzahl liegt mit 8800 min^{-1} ca. 25% über der Grenzdrehzahl von 7000 min^{-1} . Die Bezugsdrehzahl liegt mit 3600 min^{-1} noch deutlich darunter, darf jedoch überschritten werden, wenn die Kühlung garantiert ist.

Die Schiefstellung der Nadellager übersteigen den Richtwert deutlich. Die Fluchtungsfehler betragen zwischen ca. 2 und 5,6 Winkelminuten. Die größte Schiefstellung erfährt das Lager B4.

Ohne größere Eingriffe in das Lagerkonzept können diese Werte nicht wesentlich verbessert werden.

Die Ergebnisse sind in **Tabelle 9-6: Lagerdaten und Berechnungsergebnisse** zusammengefasst.

5.4 Welle-Nabe-Verbindungen

5.4.1 Evolventenzahnwellen

Als einzige formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung wird wegen der einfachen Herstellbarkeit und guten Tragfähigkeit die Evolventenzahnwelle verwendet. Die Berechnung geschieht dabei in KISSsoft nach der Methode von Niemann (vgl. [28], S.820-826).

Ersatzzahnwelle

Bei der Verbindung von hinterer Eingangswelle und dem Hub der Synchronisierung C1 wird aufgrund des beengten Bauraumes die Ritzelverzahnung der Gangstufe G12R mitbenutzt. Hier ist die oben genannte Methode nicht unmittelbar anwendbar, da beim Ritzel das Bezugsprofil deutlich anders aussieht als bei einer Standard-Evolventenzahnwelle nach DIN 5480. Zur Abschätzung der Tragfähigkeit wird deshalb eine Zahnwelle definiert, die ungefähr die gleiche Zahnhöhe hat wie die Ritzel-Hub-Paarung, sowie die gleiche Zähnezahl. Somit ergibt sich eine gedachte Welle mit deutlich geringerem Durchmesser.

Wenn diese gedachte, deutlich kleinere Verbindung die Belastung laut Berechnung aushält, so kann daraus geschlossen werden, dass die reale Welle-Nabe-Verbindung, welche einen größeren Durchmesser hat, der Belastung ebenfalls standhält. In **Abbildung 5-19: Zahnwellenverbindung zwischen hinterer Eingangswelle und C1** sieht man den Vergleich zwischen realer und gedachter Verbindung.

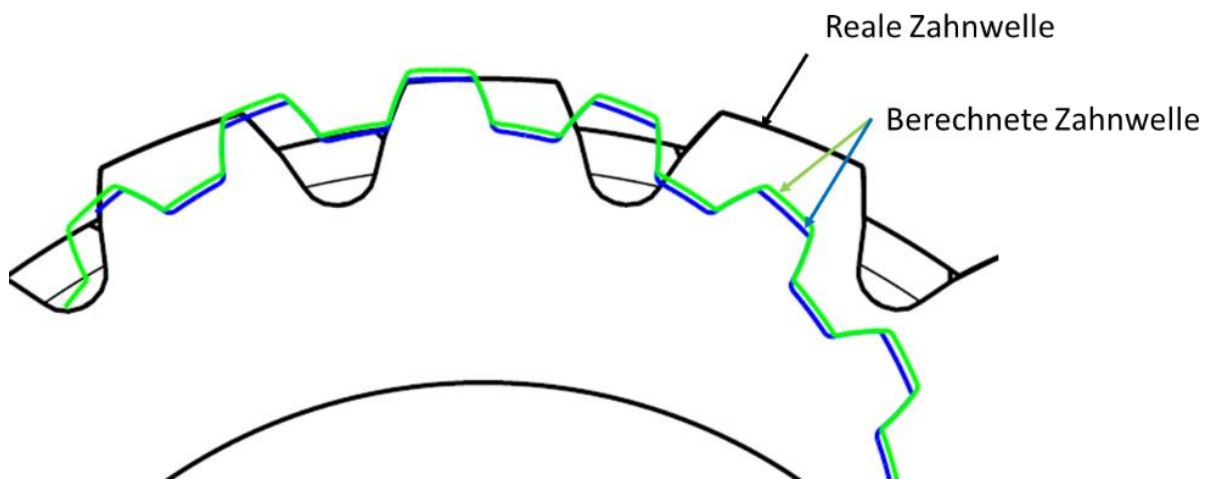


Abbildung 5-19: Zahnwellenverbindung zwischen hinterer Eingangswelle und C1

Zahnwelle mit Spiel zum Ausgleich des Planetensatzes

Die Verbindung der kleinen Sonne mit der Rotorwelle wird mit großer Spielpassung ausgeführt (Toleranzfeldlagen a/F), um eine Ausgleichsbewegung der Sonne zu ermöglichen. Um die Wahrscheinlichkeit von Passungsrost aufgrund von Relativbewegung zu minimieren, soll eine Ölspritzdüse vorgesehen werden, welche Schmieröl durch radiale Bohrungen in den gefährdeten Spalt einspritzt. Zusätzlich kann dadurch die Schmierung des Planetensatzes verbessert werden. In **Abbildung 5-20: Zahnwellenverbindung Sonne 1-Rotorwelle** sieht man einen maßstäblichen Schnitt durch die Verbindung, sowie die vorgesehene Ölbohrung durch die Sonne.

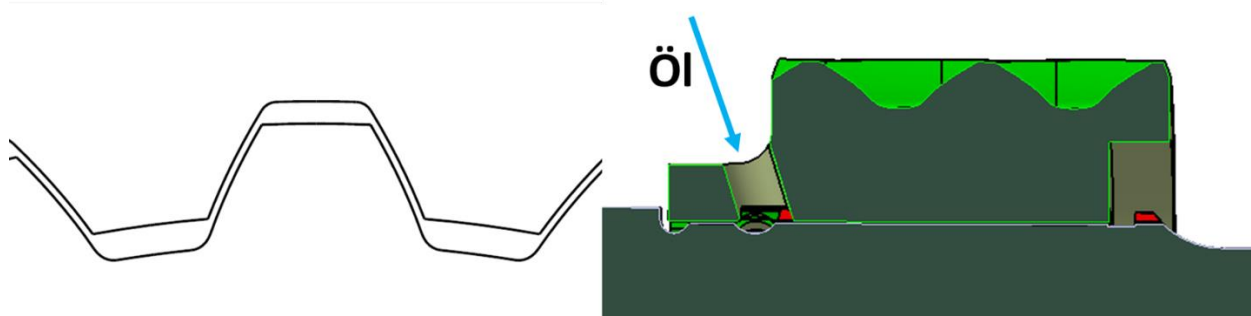


Abbildung 5-20: Zahnwellenverbindung Sonne 1-Rotorwelle

Die Übersicht über alle verwendeten Zahnwellen findet sich in **Tabelle 9-12: Evolventenzahnwellen Übersicht**.

5.4.2 Schweißverbindungen

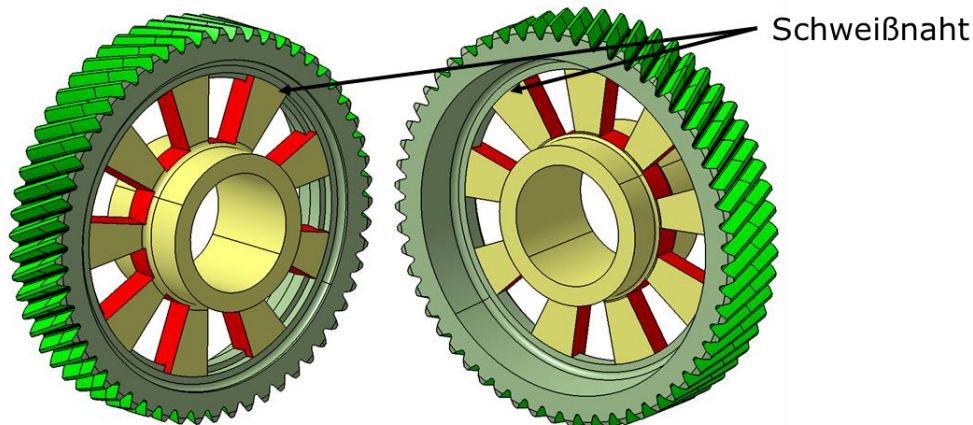
Es finden sich im vorliegenden Rädersatz Schweißnähte:

- Bei der Verbindung von Klauenringen mit den zugehörigen Losrädern
- Bei der Verbindung der inneren Eingangswelle mit dem Planetenträger
- Bei der Verbindung der Einzelteile des gebauten Planetenträgers (Vorderteil, Hinterteil, Versteifungsrippen)

Dabei sind die Schweißverbindung zwischen Eingangswelle und Planetenträger sowie die Verbindung des Zahnkranzes des 1. Ganges mit dem Klauenring am höchsten belastet und werden deshalb näher betrachtet. Die anderen Schweißnähte werden in ähnlicher Form vielfach in ausgeführten Getrieben angewandt und können als unkritisch angesehen werden.

Schweißgruppe Losrad G12R

Der Zahnkranz des Losrades ist auf den Klauenring geschweißt. Die Naht besteht aus insgesamt 18 Teilstücken, die sich auf der Vorder- und Hinterseite des Rades befinden.



Die Naht wird vorrangig auf nahtparallelen Schub beansprucht. Die zulässige Spannung ergibt sich aus dem Vergleich mit einem ausgeführten Getriebe mit aufgeschweißtem Klauenring. Die Schubspannung beim höchsten Moment beträgt dort ca. 50 N/mm². Eine überschlägige Berechnung der Schubspannung in der vorliegenden Schweißnaht ergibt einen Wert von ca. 28 N/mm² und liegt somit deutlich unter dem Vergleichswert und kann somit als unkritisch angesehen werden.

Schweißgruppe Eingangswelle-Planetenträger

Der Vorderteil des Planetenträgers wird an drei Laschen mit der inneren Eingangswelle verschweißt. Hier existiert kein vergleichbares Beispiel in einem ausgeführten Getriebe, weshalb die Berechnung etwas detaillierter durchgeführt werden muss.

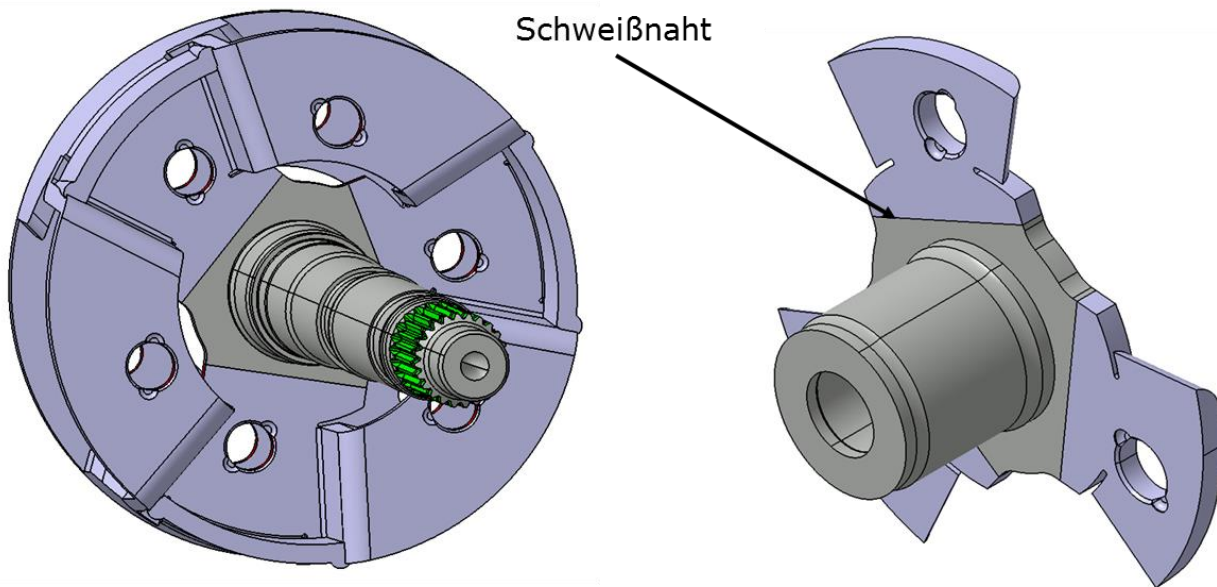


Abbildung 5-21: Schweißgruppe Planetenträger

Die zulässigen Spannungen sollen mit Hilfe der FKM-Richtlinie (vgl. [37], S. 46-57; S.168) abgeschätzt werden. Es werden die folgenden Annahmen getroffen:

- FAT-Klasse 112 (Querbelastete Stumpfnah, 100% zerstörungsfreie Prüfung, beidseitig blecheben bearbeitet)
- Mäßige Eigenspannungen
- Reine Schwellbelastung
- 1 Mio. Lastzyklen

Die FAT-Klasse dient zur Berücksichtigung des Formeinflusses von Bauteil und Schweißnaht auf die Ermüdungsfestigkeit ([29], S. 259). Sie hat die Einheit N/mm^2 und entspricht der ertragbaren Doppelamplitude des Bauteils bei der Bezugszyklenzahl $2 \cdot 10^6$, (vgl. [37], S. 46).

Unter diesen Annahmen erhält man eine zulässige maximale Normalspannung von ca. $170 N/mm^2$. Dieser Wert soll nun den tatsächlich auftretenden Spannungen gegenübergestellt werden. Zu diesem Zweck wird in CATIA eine FE-Analyse durchgeführt und die Von-Mises Vergleichsspannung ermittelt. Dazu wird der Planetenträger vereinfacht, siehe **Abbildung 5-21: Schweißgruppe Planetenträger**, rechts, die Bohrungen der Planetenachsen festgehalten und ein Moment von 338 Nm aufgebracht. Man erhält die folgende Spannungsverteilung:

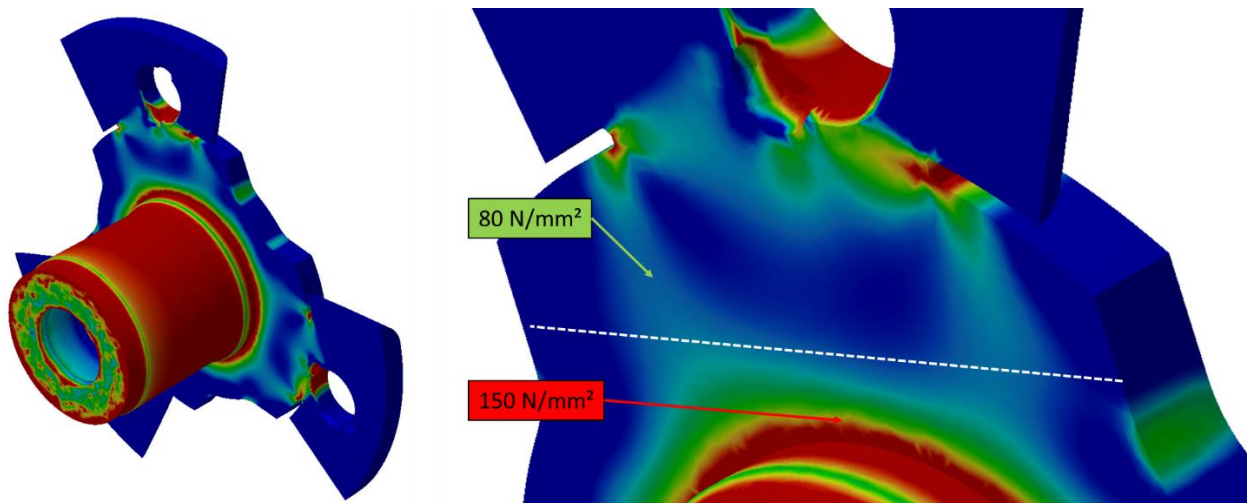


Abbildung 5-22: FE-Analyse der Schweißverbindung von innerer Eingangswelle und Planetenträger

Die roten Bereiche kennzeichnen jene Stellen, in denen die Spannung von 150 N/mm^2 überschritten wird. Die Schweißnaht muss sich demnach außerhalb dieser Bereiche befinden. Man sieht im Bild, dass die höchste Spannung im Bereich der Schweißnaht (strichlierte Linie) ca. 80 N/mm^2 nicht überschreitet.

Somit kann angenommen werden, dass eine solche Verbindung von Eingangswelle und Planetenträger möglich ist und der Belastung standhalten kann.

5.5 Zahnräder

5.5.1 Zahnradberechnung in KISSsoft

KISSsoft beinhaltet 3 für diese Arbeit relevante Zahnradberechnungsmodule. Dies sind:

- *Cylindrical Gear Pair* zur Berechnung einer Stirnradstufe mit 2 Zahnrädern
- *Three Gears Train* zur Berechnung einer Räderkette bestehend aus 3 Zahnrädern, wobei das erste und letzte Rad das Antriebsrad bzw. das Abtriebsrad darstellen. Der Unterschied zum Cylindrical Gear Pair besteht darin, dass hier die Zähne des mittleren Rades einer Wechselbelastung unterliegen.
- *Planetary Gear* zur Auslegung von einfach-Planetensätzen bestehend aus Sonnenrad, Hohlrad und Planeten.

Hieraus ergibt sich bei der Auslegung von Zahnrädern, welche zeitweise als Zwischenrad und zeitweise als An- bzw. Abtriebsrad betrieben werden das Problem, das keines der Module alleine die Situation richtig beschreibt. Es muss also das Belastungskollektiv in die Einzelkollektive konstanter Betriebsart aufgeteilt werden und die Schädigung im jeweiligen Modul berechnet werden. Anschließend wird die Schädigung summiert und man erhält die Gesamtschädigung.

Ein ähnliches Problem besteht bei den Planeten, da diese nicht mit einem Hohlrad sondern mit einem zweiten Planeten kämmen. Auch hier muss die Berechnung geeignet aufgeteilt werden, um die tatsächliche Schädigung zu ermitteln.

5.5.2 Zielwerte der Zahnradauslegung

Die erforderlichen Zielwerte werden aus AVL-internen Berechnungen für ausgeführte Getriebe abgeleitet.

Sicherheit gegen Zahnbruch	1,3
Sicherheit gegen Grübchenbildung	1,1
Sicherheit gegen Warmfressen	1,0
Spezifisches Gleiten	$-2,0 < \zeta < 2,0$
Profilüberdeckung	$> 1,2$
Gesamtüberdeckung	$> 2,2$ für G12R und PSD $> 3,2$ für G3, G4, G5, G6, FD1, FD2
Änderung der Theoretischen Kontaktsteifigkeit	$< 8\%$

Tabelle 5-3: Zielwerte der Zahnradauslegung

Das spezifische Gleiten ζ (Schlupf) ist die Relativgeschwindigkeit der Zahnflanken im Berührungspunkt bezogen auf die absolute Tangentialgeschwindigkeit einer Zahnflanke im Berührungspunkt (vgl. [21], S. 37-38). Das spezifische Gleiten ist ein gewisses Kriterium für Verschleiß, Fressbeanspruchung und den Verzahnungswirkungsgrad.

5.5.3 Zahnradstufe G12R

Siehe auch **Tabelle 9-7: Berechnungsergebnisse Zahnradstufe G12R**

Die Auslegung der 3-Räder Kette G12R ist stark vom verfügbaren Bauraum getrieben. Da beim Zusammenbau der hinteren Antriebswelle Lager, Hub und Zahnrad G46 über das Ritzel G12R

geschoben werden müssen, ist hier der maximal mögliche Durchmesser limitiert durch den Innendurchmesser des Lagers B7.

Die Darstellung verschiedener Übersetzungen ist deshalb hier nicht ohne weiteres möglich, weshalb die Übersetzung dieser Stufe variantenübergreifend gleichbleibt. Eine Anpassung der Gesamtübersetzung muss demnach durch Veränderung der Endübersetzungen geschehen.

Die Zähnezahl des Ritzels basiert auf Erfahrungswerten, die Übersetzung ist gegeben.

Die Axialkraft in G1 wird von einem Sicherungsring abgestützt. Dieser muss zur Montage ebenfalls über das Ritzel geschoben werden. Da für den Sicherungsring Nenndurchmesser (muss dem Kopfkreisdurchmesser nahekommen) und Nutgrunddurchmesser gegeben sind, ergibt sich nur eine sehr kleine axiale Anlagefläche an den Zahnköpfen, die Tragfähigkeit wird gemindert. Für die Betriebsfestigkeit der Welle wäre ein größerer Fußkreisdurchmesser des Ritzels wünschenswert, da jedoch damit auch der Kopfkreis tendenziell anwachsen muss, müsste der nächstgrößere Sicherungsring verwendet werden. Dies führt jedoch dazu, dass der Traganteil (Siehe 5.9.1) deutlich vermindert wird.

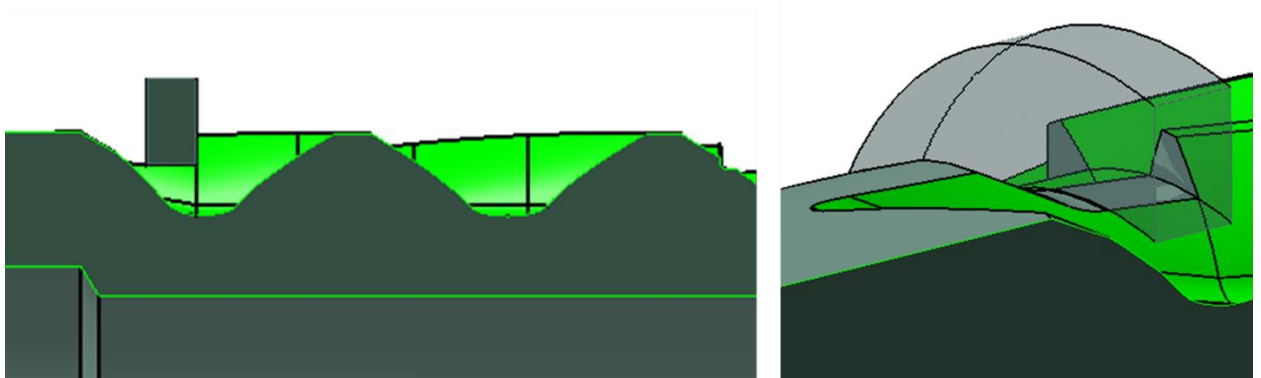


Abbildung 5-23: Sicherungsring am Zahnkopf des Ritzels G12

Wegen den eingeschränkten Möglichkeiten bei der Wahl des Bezugsprofils ist die Profilüberdeckung mit einem Wert von 1,164 im ersten Kontakt etwas geringer als der Zielwert von 1,2.

Um zu einer brauchbaren Lösung zu kommen, wird ein moderater Schrägungswinkel von 22° gewählt, um die Belastung des Sicherungsringes zu reduzieren. Außerdem wird durch den kleineren Schrägungswinkel der Kopfkreisdurchmesser kleiner, und es kann ein kleinerer Sicherungsring (mit vergleichsweise größerem Traganteil) verwendet werden. Nachteilig sind der geringere Wellendurchmesser und die erreichbare kleinere Gesamtüberdeckung.

Die Tragfähigkeitsberechnung in KISSsoft wird aufgeteilt in eine 3-Räderkette und eine 2-Räderkette durchgeführt. Die Schädigung wird für das Ritzel der Eingangswelle aus der 2-Räderkette mit Ritzel und Rad richtig erhalten. Die Schädigung des Zwischenrades muss einmal aus einer 2-Räderkette (G1 und G2) und einmal aus einer 3-Räderkette (R und E) ermittelt und summiert werden. Die Schädigung des Rades R erhält man richtig bei der Berechnung der 3-Räderkette.

Die Zahnbreite des Rades G12 wird zugunsten einer hohen Sprungüberdeckung so groß wie möglich belassen, da die Profilüberdeckung im ersten Eingriff sehr klein ist. Im zweiten Eingriff (Rad G12 und GR) wird die Sprungüberdeckung mittels der Zahnbreite des Rückgrades ungefähr auf den Wert 1 eingestellt, um eine gleichmäßige Kontaktsteifigkeit zu erhalten.

Eine bessere Abstimmung der Durchmesser aufeinander und eine eventuelle Verwendung eines eigens angefertigten Sicherungsringes könnten hier deutliche Verbesserungen bringen. Für eine eventuelle Prototypenfertigung sollte jedoch auf Katalogteile zurückgegriffen werden, was die Möglichkeiten limitiert.

Die höchste Schädigung ergibt sich am Fuß des Ritzels mit 75.6% bezogen auf die Lebensdauer.

5.5.4 Zahnradstufe G35

Siehe auch **Tabelle 9-8: Berechnungsergebnisse Zahnradstufe G35**

Hier wird der Modul leicht verringert und das Ritzel negativ profilverschoben, um an der Kupplung C5 etwas mehr radialen Bauraum für die Klauenkupplung zur Verfügung zu haben. Außerdem verbessert sich dadurch die theoretische Eingriffssteifigkeit geringfügig.

Die Zahnbreite des Ritzels wird von der möglichen Maximalbreite etwas reduziert, um den schädlichen Materialabtrag der Klauen am Rad G5 zu verringern.

5.5.5 Zahnradstufe G46

Siehe auch **Tabelle 9-9: Berechnungsergebnisse Zahnradstufe G46**

In G6 ist der ruhige Lauf besonders wichtig, weshalb das Augenmerk hier auf eine gleichmäßige Bewegungsübertragung gelegt wird. Der Schrägungswinkel wird mit 32° relativ groß gewählt, was bei maximal möglicher Zahnradbreite eine nahezu ganzzahlige Sprungüberdeckung ergibt. Der Profilverschiebungsfaktor wird auf minimiertes spezifisches Gleiten hin optimiert.

Zur Erhöhung der Gesamtüberdeckung wird eine Hochverzahnung verwendet. Dabei werden die Kopfhöhe und Fußhöhe von den standardmäßigen $1 \cdot \text{Normalmodul}$ bzw. $1,25 \cdot \text{Normalmodul}$ auf $1,3 \cdot \text{Normalmodul}$ bzw. auf $1,6 \cdot \text{Normalmodul}$ erhöht. Dabei muss sichergestellt werden, dass der Zahnkopf nicht den Grundkreis des Gegenrades schneidet.

Aufgrund der hohen Zahnbreite ist diese Stufe dauerfest.

5.5.6 Planetensatz

Siehe auch **Tabelle 9-10: Berechnungsergebnisse Planetensatz**

Die Verzahnung der Planeten und Sonnen ist unkritisch hinsichtlich der Festigkeitskennwerte. Lediglich die Eingriffssteifigkeit an der Sonne 2 ist mit einer Änderung von ca. 10% geringfügig größer als der Zielwert, es besteht hier also noch Optimierungsbedarf.

Der Planetensatz mit 3 Planeten ist 1-fach statisch überbestimmt (vgl. [41], S 52), ein Glied muss demnach nachgiebig gelagert werden, um die gleichmäßige Kraftaufteilung zwischen den Planeten zu ermöglichen. Zu diesem Zweck wird die Zahnwellenverbindung der kleinen Sonne mit der Rotorwelle mit großem Spiel ausgeführt, siehe **5.4.1**.

Für diese Variante nicht relevant, da die Zähne dauerfest sind, soll trotzdem die Methode beschrieben werden, anhand derer die richtigen Schädigungen für alle Zahnräder des Planetensatzes ermittelt werden können. Dies findet sich im Anhang unter **Tabelle 9-18: Bestimmung der Schädigung von Zahnrädern in einem Doppelplanetensatz**.

5.5.7 Endübersetzung (Finaldrive)

Siehe auch **Tabelle 9-11: Berechnungsergebnisse Finaldrive**

Hier wurden die Ritzel positiv profilverschoben. Dies hat einerseits den Vorteil, dass die Fußkreise etwas größer werden und somit die Welle weniger gekerbt wird, andererseits erreicht man so bessere Werte für das spezifische Gleiten.

Da die Endübersetzung in allen Gängen benutzt wird, ist hier auch das Geräuschverhalten zu berücksichtigen. Zu diesem Zweck wird das Differentialrad von den sich aus der Grundauslegung einer starken Variante ergebenden 32,5 mm auf 27 mm verschmälert, um eine nahezu ganzzahlige Sprungüberdeckung zu erzielen. Zusätzlich nimmt die Masse des Differentials geringfügig ab.

Das spezifische Gleiten am Fuß des ersten Ritzels liegt mit $-2,374$ leicht außerhalb des Zielbereiches. Laut interner Expertenmeinung ist spezifisches Gleiten mit einem Wert von bis zu -3 noch akzeptabel, wenn die Fresssicherheit gegeben ist. Dies ist hier der Fall. Gegebenenfalls kann die Kopfhöhe etwas reduziert werden, um das spezifische Gleiten zu verringern, wobei die Fuß- und Flankensicherheiten etwas abnehmen.

Die Stufe ist betriebsfest ausgelegt, wobei sich für die Flanke des 2. Ritzels eine Schädigung von 86,58 % bezogen auf die Lebensdauer, sowie am Differentialrad Schädigungen von 15,14 % am Zahnfuß und 21,95% an der Zahnflanke ergeben.

5.5.8 Verlustleistung und Zahnreibungsverluste

(vgl. [21], S. 219-225)

Die Verlustleistung eines Getriebes setzt sich wie folgt zusammen:

$$P_V = P_{Vz} + P_{Vz0} + P_{VB} + P_{VB0} + P_{VD} + P_{VX} \quad (5-12)$$

- P_V ... *Verlustleistung*
- P_{Vz} ... *Belastungsabhängige Zahnradverlustleistung (Zahnreibungsverluste)*
- P_{Vz0} ... *Belastungsunabhängige Zahnradverlustleistung (Zahnradleerlaufverluste)*
- P_{VB} ... *Belastungsabhängige Lagerverluste*
- P_{VB0} ... *Belastungsunabhängige Lagerverluste*
- P_{VD} ... *Dichtungsverluste (belastungsunabhängig)*
- P_{VX} ... *Sonstige Verluste*

Hier sollen die Zahnreibungsverluste genauer betrachtet werden. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten treten diese jedoch in den Hintergrund und die Leerlaufverluste dominieren.

Man erhält die mittleren Zahnreibungsverluste aus der Integration des Produktes der Gleitgeschwindigkeit und der Normalkraft über die Dauer des Eingriffes:

$$P_{Vz} = \frac{1}{t_e} \int_0^{t_e} F_n \mu v_g dt_e \quad (5-13)$$

- t_e ... *Eingriffsdauer*
- F_n ... *Normalkraft*
- μ ... *Gleitgeschwindigkeit*
- v_g ... *Reibbeiwert (Coloumbsche Reibung)*

Nach Integration und mit Ansatz eines mittleren Reibbeiwertes kann für die Zahnreibungsverluste geschrieben werden:

$$P_{Vz} = P \mu_m H_v \quad (5-14)$$

- P ... *Übertragene Leistung*
- μ_m ... *Zeitlich gemittelter Reibwert*
- H_v ... *Zahnverlustgrad*

Der Reibbeiwert kann dabei überschlägig aus der Zahnradgeometrie, Oberflächenrauigkeit und Schmierstoffviskosität berechnet werden und liegt bei ca. 0,06-0,1.

Der Zahnverlustgrad wird wie folgt ermittelt:

$$H_v = \frac{\pi(u+1)}{z_1 u \cos \beta_b} (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (5-15)$$

ε_α ... *Profilüberdeckung*
 ε_1 ... *Teilprofilüberdeckung Ritzelkopf*
 ε_2 ... *Teilprofilüberdeckung Radkopf*

$$\varepsilon_1 = \frac{g_{\alpha a1}}{p_{et}} = \frac{\overline{T_1 C} - \overline{T_1 A}}{p_{et}} \quad (5-16)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{g_{\alpha a2}}{p_{et}} = \frac{\overline{T_1 E} - \overline{T_1 C}}{p_{et}} \quad (5-17)$$

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \quad (5-18)$$

Somit ergibt sich der Wirkungsgrad eines Zahneingriffes zu

$$\eta = \frac{P - P_{Vz}}{P} = 1 - \mu_m H_v \quad (5-19)$$

5.5.9 Verlustleistung bei Planetengetrieben

(vgl. [42], S 98-100)

Bei Planetengetrieben kann die Leistung als Wälzleistung P_w oder als Kupplungsleistung P_k übertragen werden.

$$P = P_w + P_k \quad (5-20)$$

Die Kupplungsleistung wird rein durch Zahnmitnahme übertragen, die Wälzleistung ist jene Leistung, welche beim Abwälzen der Zahnräder zufolge ihrer Relativedrehzahl übertragen wird.

Es gilt also:

$$P_{w1} = M_1(\omega_1 - \omega_3) \quad (5-21)$$

$$P_{k1} = M_1 \omega_3 \quad (5-22)$$

M_1 ... *Moment am 1. Zentralrad (zumeist Sonnenrad)*

ω_1 ... Drehzahl des 1. Zentralrades

ω_3 ... Drehzahl des Steges

Die Kupplungsleistung wird verlustfrei übertragen, die Wälzleistung kann je nach Bauart und Bewegungszustand des Planetensatzes größer oder kleiner als die Antriebsleistung sein. Im Fall des Standgetriebes ($\omega_3=0$) ist sie gleich der Antriebsleistung.

Um einen möglichst guten Wirkungsgrad eines Planetensatzes zu erhalten, sollte darauf geachtet werden, dass ein möglichst hoher Anteil der Leistung als Kupplungsleistung übertragen wird.

Beispielhaft soll der Wirkungsgrad des Planetensatzes in G6 näherungsweise bestimmt werden. Dabei gelten folgende Werte:

$\omega_1=29$ 1/s ... Drehzahl der 1. Sonne (E-Motor)

$\omega_3=419$ 1/s ... Drehzahl der 2. Sonne

$M_3=250$ Nm ... Drehmoment am Steg (Eingangswelle)

$z_1=33$... Zähnezahl der 1. Sonne

$z_{P1}=32$... Zähnezahl des 1. Planeten

$z_2=45$... Zähnezahl der 2. Sonne

$z_{P2}=26$... Zähnezahl des 2. Planeten

Da beide Leistungsflüsse in die Sonnen 1 bzw. 2 genutzt werden, soll der Wirkungsgrad wie folgt definiert werden:

$$\eta = \frac{P_1 + P_2}{P_3} = \frac{P_3 - \sum P_V}{P_3} = \frac{P_3 - P_{Vz\ 1/P1} - P_{Vz\ 2/P2} - P_{V\ P1/P2}}{P_3} \quad (5-23)$$

P_1 ... Leistung der Sonne 1

P_2 ... Leistung der Sonne 2

P_3 ... Leistung am Planetenträger (Eingangswelle)

$P_{Vz\ 1/P1}$... Verlustleistung im Zahneingriff Sonne 1 - Planet 1

$P_{Vz\ 2/P2}$... Verlustleistung im Zahneingriff Sonne 2 - Planet 2

$P_{V\ P1/P2}$... Verlustleistung im Zahneingriff Planet 1 - Planet 2

Diese Verlustleistungen können mit der jeweiligen Wälzleistung und Formel 5-14 bestimmt werden.

Die Standübersetzung des Planetensatzes ist

$$i_0 = -\frac{|z_2|}{z_1} = -\frac{|45|}{33} = -1,364$$

Damit ergeben sich die Momente an der kleinen bzw. großen Sonne zu:

$$M_1 = \frac{M_3}{(i_0 - 1)} = \frac{250}{(-1,364 - 1)} = -106 \text{ [Nm]}$$

$$M_2 = M_3 \frac{i_0}{(1 - i_0)} = 250 \frac{-1,364}{(1 - (-1,364))} = -144 \text{ [Nm]}$$

Aus der Willis-Gleichung erhält man die Drehzahl der großen Sonne:

$$\omega_2 = \frac{-(1 - i_0)\omega_3 + \omega_1}{i_0} = \frac{-(1 - (-1,364)) \cdot 419 + 29}{-1,364} = 705 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

Die Leistungen ergeben sich zu:

$$P_3 = M_3 \omega_3 = 250 \cdot 419 = 105 \text{ [kW]}$$

$$P_1 = M_1 \omega_1 = -106 \cdot 29 = -3 \text{ [kW]}$$

$$P_2 = M_2 \omega_2 = -144 \cdot 705 = -102 \text{ [kW]}$$

Dabei fließen negative Leistungen aus dem Planetensatz heraus.

Die vom Planetenträger zur großen Sonne fließende Wälzleistung ergibt sich zu:

$$P_{w2} = M_2(\omega_2 - \omega_3) = -144(705 - 419) = -41 \text{ [kW]}$$

Und somit ist die Kupplungsleistung:

$$P_{k2} = M_2 \omega_3 = -144 \cdot 419 = 62 \text{ [kW]}$$

Die vom Planetenträger zur kleinen Sonne fließende Wälzleistung ergibt sich zu:

$$P_{w1} = M_1(\omega_1 - \omega_3) = -106(29 - 419) = +41 \text{ [kW]}$$

Und somit ist die Kupplungsleistung von Steg zu kleiner Sonne:

$$P_{k1} = M_1 \omega_3 = -106 \cdot 419 = -44 \text{ [kW]}$$

Die Zahnverlustgrade der einzelnen Eingriffe erhält man mit den entsprechenden Werten aus dem Protokoll:

$$H_{v1/P1} = \frac{\pi(0,970 + 1)}{33 \cdot 0,970 \cos 16,526} (1 - 1,707 + 0,851^2 + 0,855^2) = 0,151$$

$$H_{v2/P2} = \frac{\pi(0,578 + 1)}{45 \cdot 0,578 \cos 16,526} (1 - 1,711 + 0,829^2 + 0,882^2) = 0,152$$

$$H_{vP1/P2} = \frac{\pi(0,813 + 1)}{32 \cdot 0,813 \cos 16,526} (1 - 1,684 + 0,833^2 + 0,851^2) = 0,168$$

Die Wirkungsgrade und Verlustleistungen der Einzeleingriffe sind somit:

$$\eta_{1/P1} = 1 - 0,075 \cdot 0,151 = 0,989$$

$$\eta_{2/P2} = 1 - 0,081 \cdot 0,152 = 0,988$$

$$\eta_{P1/P2} = 1 - 0,077 \cdot 0,168 = 0,987$$

$$P_{Vz1/P1} = 0,075 \cdot |-41| \cdot 0,151 = 0,46 \text{ [kW]}$$

$$P_{Vz2/P2} = 0,081 \cdot |-41| \cdot 0,152 = 0,5 \text{ [kW]}$$

$$P_{VzP1/P2} = 0,077 \cdot 41 \cdot 0,168 = 0,53 \text{ [kW]}$$

Schließlich ergibt sich der Wirkungsgrad des Planetensatzes in G6 zu:

$$\eta = \frac{105 - 0,46 - 0,5 - 0,53}{105} = 0,986$$

Es ist anzumerken, dass bei dieser Methode die Aufteilung in Wälz- und Kupplungsleistung zunächst berechnet wird, ohne den Wirkungsgrad zu berücksichtigen. Dies führt zu einem kleinen Fehler, der aber in Anbetracht dessen, dass man sich hier immer im Rahmen einer Abschätzung bewegt, vernachlässigt werden kann.

5.6 Klauenkupplungen

Klauenschaltungen sind im Fahrzeuggetriebe hinsichtlich der folgenden Eigenschaften ungeschlagen (vgl. [22], S. 136-137):

- Bauraumbedarf, insbesondere axial
- Geringe Anzahl an Bauteilen
- Erreichbare Schaltgeschwindigkeiten
- Geringes Gewicht

Wegen der geringen Bauteilanzahl sind Klauenkupplungen gegenüber einer Synchronisationseinheit kostengünstiger und leichter. Da der Luftspalt in der offenen Klauenkupplung sehr groß ist, treten außerdem kaum Schleppverluste auf.

Klauenkupplungen werden außer in Motorradgetrieben und Nutzfahrzeugen normalerweise in Fahrzeuggetrieben für den Massenmarkt nicht eingesetzt, da sie prinzipbedingt zur erhöhten Geräuschbildung neigen. Dies ist deshalb der Fall, da beim Zusammenschalten von nicht synchronisierten Wellen die Taschen deutlich breiter als die Klauen sein müssen, damit die Klauen sicher unter Drehzahldifferenz in die vorgesehenen Lücken einrasten können. Beim Schalten und bei Lastwechseln ist das Anstoßen der Klauen an die Flanken jedoch deutlich hörbar, da die trägen Massen vor- und nach der Kupplung plötzlich beschleunigt oder verzögert werden müssen.

Generell ist muss die Klauenkupplung, um Geräuschbelästigung zu vermeiden, vor dem Einkuppeln auf kleine Relativedrehzahl synchronisiert werden.

Das Breitenverhältnis von Tasche zu Klaue ist demnach bestimmt durch einen Kompromiss aus Schaltbarkeit und Komfort. Beim Dynoshift müssen die Taschen, da die Wellen durch den E-Motor vorsynchronisiert werden, nur geringfügig breiter sein als die Klauen. Außerdem kann auf Dachschrägen, wie sie oftmals zur Verbesserung der Schaltbarkeit verwendet werden, verzichtet werden, was die verfügbare Kontaktfläche zur Drehmomentübertragung vergrößert.

Häufig werden die Klauen mit Hinterlegungswinkeln in der Größenordnung von 2° - 5° ausgeführt (vgl. [22], S.138), um unter Last die Kupplung geschlossen zu halten und das Herausspringen unter Last zu verhindern. Da bei zu großen Hinterlegungswinkeln das Lösen der Kupplungen erschwert wird, muss hier ein Kompromiss gefunden werden.

Ein weiteres wichtiges Merkmal der Klauenkupplung ist die Anzahl der Klauen (vgl. [22], S. 138). Je mehr Klauen verwendet werden, umso kleiner ist der notwendige Verdrehwinkel, um in die nächste Tasche finden zu können und desto kürzer ist die Zeit, bis die Zugkraft wieder hergestellt werden kann. Außerdem verringert sich theoretisch bei einer höheren Klauenanzahl die Pressung aufgrund der größeren Kontaktfläche.

Große Rundungsradien an Kopf und Fuß der Klaue führen dazu, dass die Klaue früher abgewiesen wird, verringern jedoch die Spannungsüberhöhung im Klauenfuß.

Klauen können fertiggeschmiedet oder spanabhebend gefertigt werden. Um Geometrien mit Hinterlegung zu ermöglichen, werden Zahnrad und Klauenring meist getrennt gefertigt und anschließend miteinander verschweißt.

5.6.1 Festigkeitsberechnung der Klauen

Aufgrund der komplizierten Geometrie wird hier die Methode der Finiten Elemente angewandt, um eine Abschätzung der auftretenden Beanspruchung geben zu können. Es kann dabei nicht

davon ausgegangen werden, dass sich die Belastung gleichmäßig auf alle Klauen aufteilt, da die zulässigen Verformungen der Klauen deutlich kleiner als die Herstelltoleranzen sein müssen.

An den Kontaktflanken stellt sich ein komplizierter Spannungszustand ein, wobei insbesondere am Zahnfuß hohe Zugspannungen auftreten. Die Pressung auf die Kontaktfläche ist an der Kante des Zahnkopfes besonders hoch.

Es werden nur die Klauen der Kupplung C5 auf ihre Tragfähigkeit hin überprüft, wobei ein Anwendungsfaktor von 1,35 (siehe Kapitel 3.2) benutzt und eine gleichmäßige Lastverteilung auf die Klauen angenommen wird. Die anderen Klauenkupplungen übertragen ein vergleichsweise geringes Moment auf höheren Wirkdurchmessern und sind somit deutlich unkritischer.

Um die Rechenzeiten zu minimieren, enthält das FE-Modell nur eine einzelne Klaue. Die zahnradabgewandte Fläche wird festgehalten und die Tangentialkraft angesetzt.

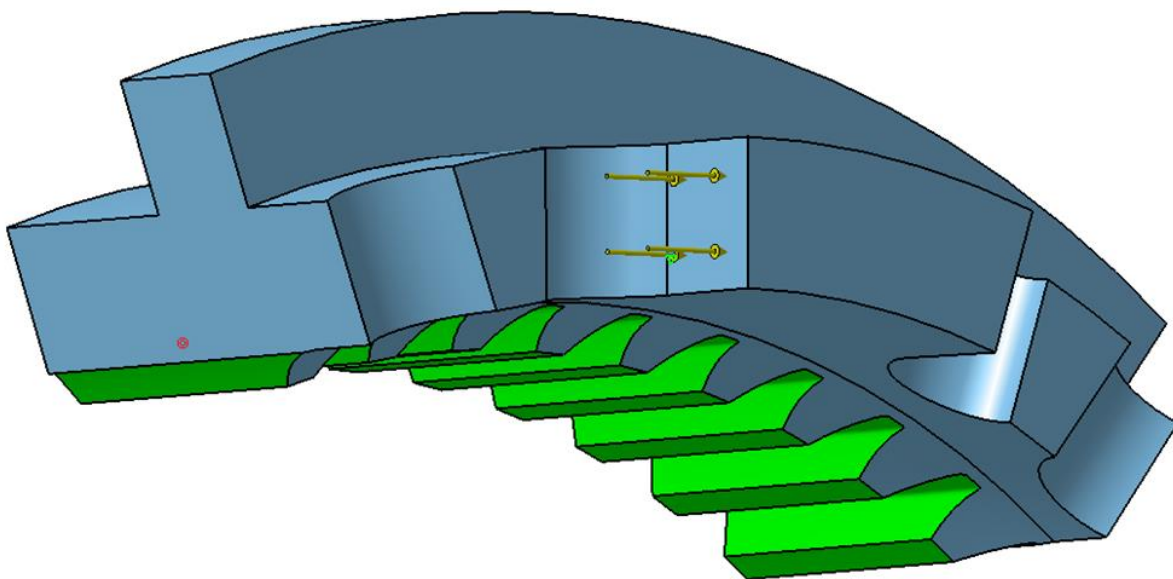


Abbildung 5-24: FE-Modell der Klauenkupplung C5 auf Seite des 1. Ganges

Hier wird die Analyse der Klaue auf Seite des 1. Ganges gezeigt, die Analyse der Klauen auf der Seite des 5. Ganges wird analog durchgeführt.

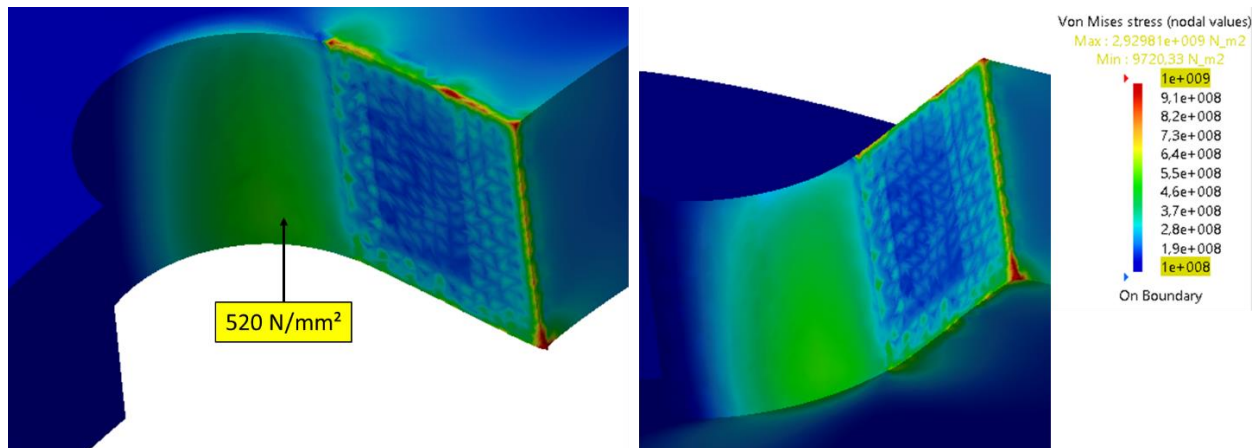


Abbildung 5-25: Vergleichsspannung an der Klaue, C5 auf Seite des 1. Ganges

Obwohl der Fußradius bereits sehr groß ist, sind die Spannungen am Fuß der Klaue mit einem Wert von ca. 520 N/mm² immer noch zu hoch. Es muss daher der Werkstoff vom Einsatzstahl 20MnCr5 auf den Vergütungsstahl 30CrNiMo8 geändert werden, welcher an der Oberfläche weniger spröde ist und im Kern noch höhere Festigkeitswerte zeigt.

Trotzdem bleibt die Beanspruchung kritisch, weil in der Realität nicht alle Klauen gleichmäßig tragen werden.

Die Klauen auf Seite des 5. Ganges sind aufgrund es zur Verfügung stehenden Bauraumes zwar deutlich kleiner, jedoch ist das anliegende Moment bedeutend geringer, was insgesamt zu einer ca. 45% geringeren Beanspruchung führt. Die Klauenkupplungen C2 bzw. C4 sind deutlich geringer beansprucht mit ca. 36% bzw. 74% der Flächenpressung im Vergleich zu C5.

5.6.2 Festigkeitsoptimierung

Die Momentenkapazität der Klauenkupplungen wächst ungefähr linear sowohl mit dem Durchmesser als auch mit der radialen Höhe der Klauen. Theoretisch würde der Durchmesser (wegen der höheren Anzahl von Klauen an einem größeren Rad) quadratisch eingehen, jedoch kann dieser Effekt nur zum Teil genutzt werden, da in Wirklichkeit immer nur eine kleine Anzahl von Klauen auch tatsächlich tragen.

Den größten mindernden Effekt auf die Beanspruchung erhält man durch Vergrößerung des Radius am Zahnfuß, hier sind die Möglichkeiten jedoch bereits ausgeschöpft.

5.7 Synchronisierung

Beim zugkraftunterbrechungsfreien Schalten ist die EM im Leistungsfluss und steht somit zur Synchronisierung von Wellen nicht zur Verfügung. Der Drehzahlausgleich zwischen dem jeweils lastfreien Teilgetriebe und der VKM muss somit von einer Synchronisierung übernommen werden. Es sind deshalb die beiden Kupplungen C1 und C3 als Synchronisierungen ausgeführt.

Ziel einer ersten rechnerischen Auslegung war es, festzustellen, ob eine Einfachsynchonisierung ausreicht, oder ob ein System mit Doppel- oder Dreifachkonus notwendig ist. Zu diesem Zweck wurde auf bestehende AVL-interne Berechnungsvorlagen zurückgegriffen und lediglich die entsprechenden Werte geändert.

Eine erste Abschätzung der Belastung der Systems ergibt sich bei Betrachtung der folgenden Parameter:

- Flächenpressung auf den Reibbelag
- Gleitgeschwindigkeit am Reibbelag
- Spezifische Energie
- Spezifische Leistung

$$v = r \cdot \Delta\omega \quad (5-24)$$

v ... *Gleitgeschwindigkeit*

$\Delta\omega$... Drehzahldifferenz zwischen den Reibbelägen
 r ... Wirkradius

$$E = \frac{M \cdot \Delta\omega \cdot \Delta t}{A} \quad (5-25)$$

M ... Drehzahlausgleichendes Moment
 Δt ... Schaltzeit
 A ... Gesamte Oberfläche der Reibbeläge

$$P = \frac{E}{\Delta t} = \frac{M \cdot \Delta\omega}{A} \quad (5-26)$$

P ... Spezifische Leistung

Das erzeugte Moment ist dabei abhängig vom Konuswinkel und Konusdurchmesser, Anpresskraft, Reibbeiwert und Anzahl der Reibflächen. Bei genauerer Berechnung wird auch noch das Schleppmoment in der offenen Kupplung C0 berücksichtigt, wird aber hier vernachlässigt.

Es ergibt sich somit die Schaltzeit zu:

$$\Delta t = \frac{J \cdot \Delta\omega}{M} \quad (5-27)$$

J ... Zu beschleunigende Drehmasse (reduzierte Trägheiten)

Bei der Berechnung der Drehmasse müssen diejenigen Anteile, welche sich auf anderen Wellen befinden, auf die jeweils betrachtete Welle reduziert werden. Ausgehend von der Energieerhaltung erhält man dafür:

$$J_{red} = J \cdot i^2 \quad (5-28)$$

J_{red} ... Reduzierte Trägheit

J ... Trägheit

i ... Übersetzung von der zu reduzierenden Welle zur der Welle, auf die reduziert wird

Die Synchronisierung wird anhand der folgenden Schaltungen ausgelegt:

Shift	Type	Synchro	Engine starting speed	Engine target speed
G2 --> G1	downshift at max gradient sta	C1	2000	3467
G3+G6 --> G4	sportive upshift	C1	6000	4098
G5+G6 --> G4	sportive downshift	C1	4409	6000
G2 --> G3+G6	sportive upshift	C3	6000	3754
G4 --> G3+G6	sportive downshift	C3	4098	6000
G6 --> G3+G6	sportive downshift	C3	2362	6000

Abbildung 5-26: Relevante Schaltungen zur Auslegung der Synchronisierungen

Die Berechnungen zeigen, dass eine Einfachsynchrisierung bei beiden Kupplungen sehr wahrscheinlich ausreicht. Es können Standard-Sinterbeläge verwendet werden. Die Anpresskraft sollte von den vorgesehenen 1000 N auf ca. 600 N verringert werden, um die zulässige Pressung an den Belägen nicht zu überschreiten.

Schaltung	Gleitgeschwindigkeit Zielwert: < 20 [m/s]	Spezifische Energie Zielwert: < 1 [J/mm ²]	Spezifische Leistung Zielwert: < 2.2 [W/mm ²]	Flächenpressung Zielwert: < 5 [N/mm ²]
G2 --> G1	4.54	0.05	0.82	4.02
G3+G6 --> G4	5.88	0.09	1.06	4.02
G5+G6 --> G4	4.93	0.06	0.89	4.02
G2 --> G3+G6	7.20	0.12	1.30	4.02
G4 --> G3+G6	6.08	0.09	1.10	4.02
G6 --> G3+G6	11.63	0.31	2.10	4.02

Abbildung 5-27: Ergebnisse der Synchronisierungsgrundausslegung

5.8 Planetenträger

Ziel des Getriebekonzeptes ist es, möglichst viele Übersetzungsverhältnisse und Abstufungen zu ermöglichen, ohne die Grundform der Bauteile zu ändern. Für den Planetenträger bedeutet das, dass es der Rohkörper (sei es als Guss-, Schmiede- oder Blechumformteil) so gestaltet sein muss, dass alle möglichen Anordnungen der Zentral- und Planetenräder allein durch verschiedene Bearbeitungen erzielbar sein sollen.

Für die Zentralräder bedeutet dies lediglich, dass die Sonnen mit dem jeweils größten Durchmesser Platz finden müssen.

Da sich bei den Planeten mit den Übersetzungen gleichzeitig die zwei Durchmesser der Planeten und auch die drei Achsabstände ändern (Sonne-Planet 1, Sonne-Planet 2, Planet 1-Planet 2), ergibt sich eine große Variabilität darin, an welchen Stellen die Bohrungen für die Planetenachsen zu setzen sind, und wo sich die Kopfkreise der Planeten befinden.

Um den Platzbedarf der Planetenräder darzustellen, wurden zuerst in das Skelett alle Varianten mit ihren Achsabständen und Durchmessern eingezeichnet.

Um diesen „Fächer“ wurde eine Hüllkontur gezogen. Nachdem diese Kontur auf die Länge des längsten Planeten extrudiert ist, ergibt sich ein Körper, welcher die um den herum nun die Rohform des Planetenträgers konstruiert werden kann.

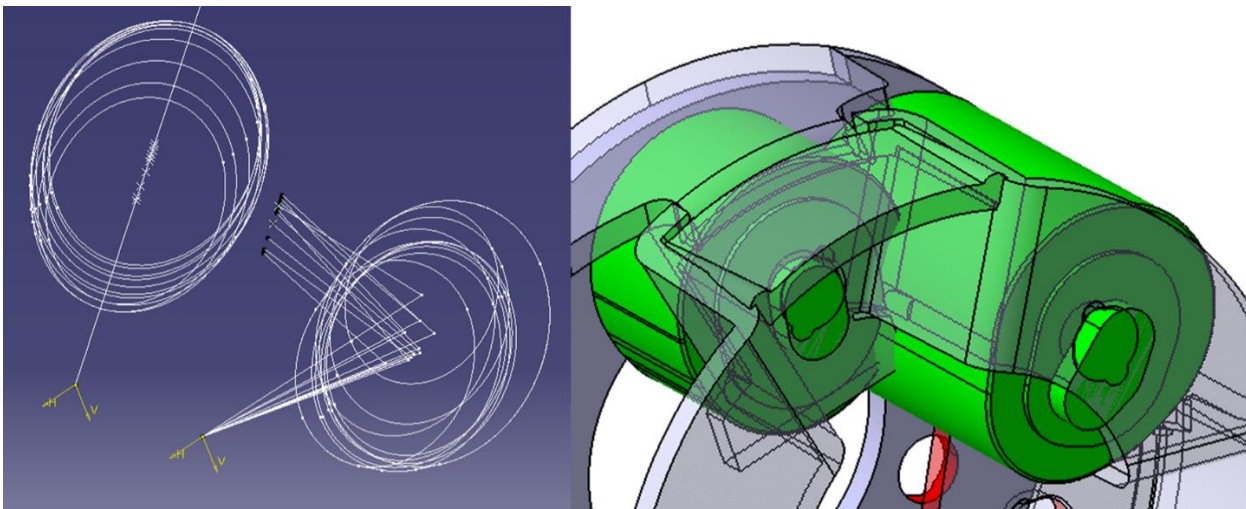


Abbildung 5-28: Hüllkontur Planeten und Konstruktion Planetenträger

Der Steg kann entweder aus dem Vollen geschnitten, geschmiedet, gegossen oder als Blechteil ausgeführt sein.

Die Bearbeitung aus dem Vollen bietet beste Möglichkeiten, den Steg so platzsparend und steif wie möglich auszuführen, da auf keine Auszugschrägen oder Materialansammlungen Rücksicht genommen werden muss. Dieses Verfahren ist jedoch außer in der Prototypenfertigung nicht wirtschaftlich.

Schmieden mit anschließender Nachbearbeitung ist ein wirtschaftliches Verfahren. Da aber ein Blechumformbauteil unter den vorliegenden Platzbeschränkungen leichter umsetzbar ist, wurde ein solches gewählt.

Der Steg ist somit als 2-teiliges Umformteil aus 4 mm dickem Blech (S355) gebaut. Den vorderen Teil bildet eine wellenförmige Kontur mit nach innen verlängerten Laschen, welche an die Welle geschweißt werden. Dieser Teil ist abwickelbar und somit rein durch Biegen erzeugbar. Die

axialen Laschen, welchen den vorderen, ersten Teil mit dem hinteren, zweiten Teil verbinden, sind nicht abwickelbar und sind somit nur in einem kombinierten Prozess Biegen/Tiefziehen herstellbar.



Abbildung 5-29: Beispiel für ein Blechumformbauteil (AVL Benchmarkteil)

Die beiden Teile werden tangential an drei Stellen miteinander laserverschweißt. Da der vordere, wellenförmige Bereich ein offenes Profil darstellt und somit sehr torsionsweich ist, werden drei Versteifungsbleche am äußeren Radius in die Wellenkontur eingeschweißt. Danach wird diese Verbindung an die Eingangswelle geschweißt, wozu vorher eine Bearbeitung der Laschen durchgeführt werden muss. Die Setzung der Bohrung für die Planetenachsen geschieht zuletzt.

Bei Bedarf kann die Verbindung des Steges mit der Eingangswelle bei verschiedenen Übersetzungsvarianten unterschiedlich ausgeführt werden, wobei nur die Bearbeitung geändert werden muss. Zusätzlich besteht ein Freiheitsgrad im Verdrehen des Planetenverbundes gegenüber dem Steg. Somit können die Positionen der Planetenachsen bei verschiedenen Varianten etwas optimiert werden.

Es ist anzumerken, dass die Blechbiegeradien am Steg sehr klein gewählt werden mussten und eine diesbezügliche Abstimmung mit dem Lieferanten notwendig für zukünftige Weiterentwicklung ist.

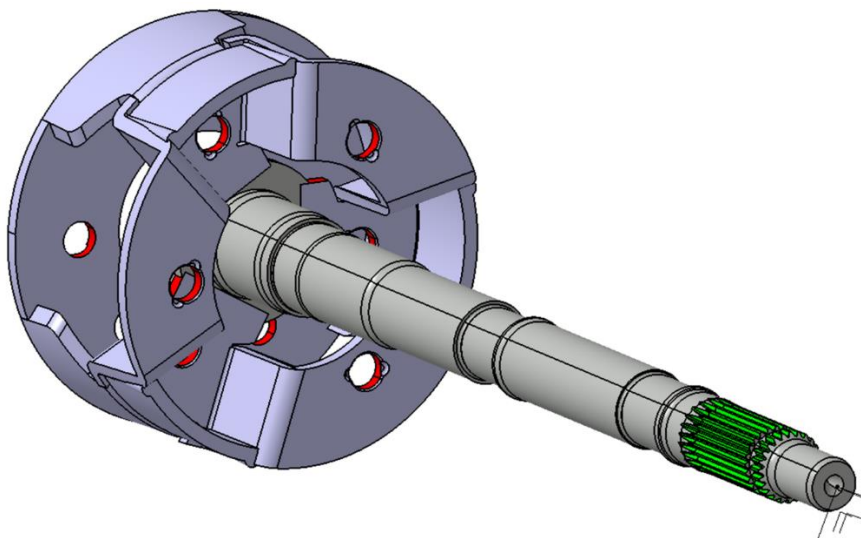


Abbildung 5-30: Konzept: Gebauter Planetenträger als Blechumformteil

5.9 Befestigungsteile

5.9.1 Sicherungsringe

Die verwendeten axialen Sicherungsringe wurden hinsichtlich ihrer Tragfähigkeit und der Ablösedrehzahl überprüft. Die schwere Ausführung AS nach Seeger-Nomenklatur hat allgemein sehr hohe Ablösedrehzahlen, weshalb auf radiale Abstützungen verzichtet werden konnte.

3 Sicherungsringe müssen platzbedingt auf Zahnwellen bzw. auf Zahnrädern angebracht werden. Hier kann nicht davon ausgegangen werden, dass die nominelle Tragfähigkeit erhalten bleibt. Um eine Abschätzung zu erhalten, ob der Ring die Belastung aufnehmen kann, wird die Tragfähigkeit im Verhältnis der Abstützflächen verringert angenommen.

$$F_{tatsächlich} = F \frac{A}{A_N} \quad (5-29)$$

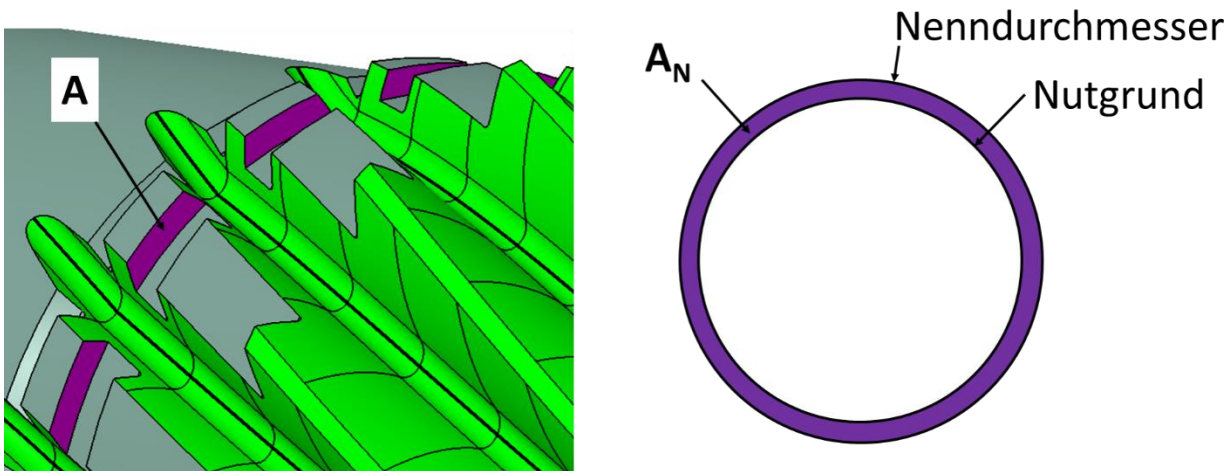


Abbildung 5-31: Sicherungsringe auf Zahnwellen

Die erhaltenen Sicherheiten sind teilweise relativ niedrig, können aber als gerade noch annehmbar gesehen werden, da die nominelle Tragfähigkeit für einen Wellenwerkstoff mit einer zulässigen Spannung von 200 N/mm^2 angegeben ist (vgl. [43], S. 15), was deutlich unter den Grenzwerten von 20MnCr5 liegt.

Die Ergebnisse sind in **Tabelle 9-5: Ergebnisse der Auslegung der Sicherungsringe** aufgelistet.

5.9.2 Schrauben

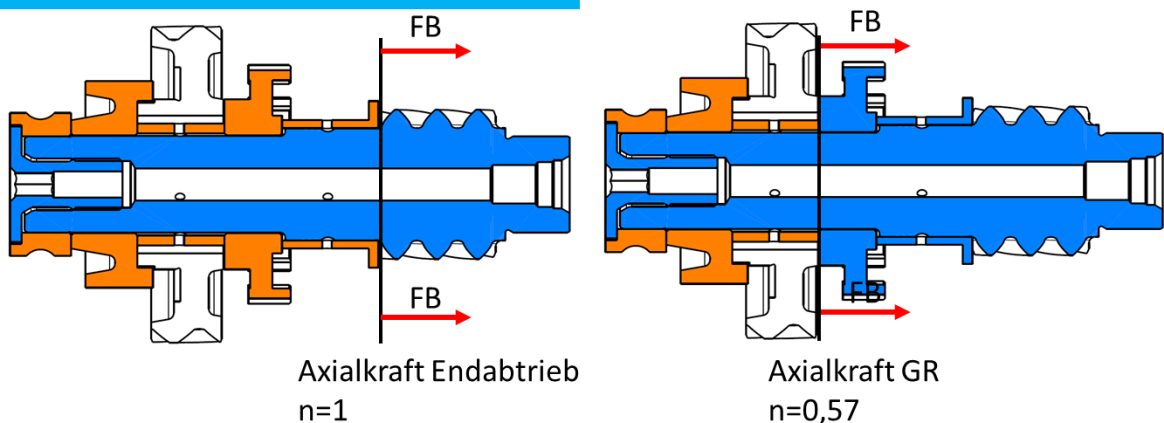
Die Komponenten auf den Abtriebswellen werden axial mit Schrauben befestigt und verspannt. Es werden Schrauben vom Typ M16x1,5-12.9 verwendet.

Für die Konzeptphase soll nur der Festigkeitsnachweis bezüglich der zulässigen Ausschlagsspannung zufolge der Betriebskraft erbracht werden. Die höchste Belastung erfährt die Schraube auf der Abtriebswelle 1 im Rückgang, weil sich hier die Axialkräfte von Endabtrieb und Rückgangrad addieren (unterschiedlicher Schrägungswinkel). Hier beträgt die maximale Betriebskraft in Summe ca. 20000 N.

Die Krafteinleitung geschieht an zwei unterschiedlichen Stellen.

Verspannte Bauteile (werden durch Betriebskraft entlastet)

Schraube (wird durch Betriebskraft belastet)



Um dies in der Berechnung zu berücksichtigen, wird die Zusatzkraft auf die Schraube aus den beiden Lastfällen superponiert

$$\Delta F_S = F_{B,FD} \Phi_{n,FD} + F_{B,GR} \Phi_{n,GR} \quad (5-30)$$

ΔF_S ... Zusatzkraft in der Schraube zufolge der Betriebskraft

$F_{B,FD}$... Axialkraft Endabtrieb

$\Phi_{n,FD}$... Kraftverhältnis unter Berücksichtigung der Lasteinleitung am Endabtrieb

$F_{B,GR}$... Axialkraft Rückgang

$\Phi_{n,GR}$... Kraftverhältnis unter Berücksichtigung der Lasteinleitung am Rückgangrad

Man erhält mit dieser Methode eine Ausschlagsspannung von 35 N/mm². Die zulässige dauerfeste Ausschlagsspannung für die schlussvergütete Schraube beträgt 47 N/mm². Die somit erzielte Sicherheit von 1,3 ist hoch genug, da der Lastfall mit höchstem Moment im Rückwärtsgang sehr selten auftreten wird.

6 Zusammenbau des Getriebes

6.1 Eingangswellen

Die Eingangswellen-Gruppe besteht aus 4 Untergruppen:

6.1.1 Vordere Eingangswelle:

1. Lager B5 aufpressen
2. Radialwellendichtring einpressen
3. Oil-transfer-sleeve einpressen

6.1.2 Hintere Eingangswelle:

1. Rillenkugellager B7 aufpressen
2. Hub C2 aufpressen und Schiebemuffe C2 auflegen
3. Innenring B6 aufschieben mitsamt Losrad und Nadellager B6
4. Innenring B6 mit Sicherungsring axial fixieren
5. Hub B samt Schiebemuffe aufschieben und axial fixieren
6. Distanzstück aufschieben

6.1.3 Innere Eingangswelle mit Planetenträger

1. Vorderen Teil des Planetenträgers mit Eingangswelle verschweißen
2. Hinteren Teil des Planetenträgers mit vorderem Teil des Planetenträgers verschweißen
3. Bohrungen der Planetenbolzen setzen
4. Axial-Nadellager B9 samt Scheiben von vorne auf die Eingangswelle aufschieben
5. Die Planeten 1 samt Innenringen, Lager B14 und Anlaufscheiben einlegen
6. Planetenbolzen der Planeten 1 einpressen und verstemmen.
7. Die Planeten 2 samt innenringen, Lager B13 und B14 sowie Innenringen, Distanzscheibe und Anlaufscheiben von außen in Planetenträger einlegen.
8. Planetenbolzen der Planeten 2 einpressen und verstemmen.
9. Nadelhülse B10 einpressen
10. Die Nadellager B2, B27 und B8 öffnen und auf die Welle bringen.

6.1.4 Rotorwelle

1. Rillenkugellager B11 aufpressen
2. Sonne 1 auf die Welle schieben und mit Sicherungsring sichern

6.1.5 Zusammenbau der Eingangswellen-Gruppe

1. Vordere Eingangswelle senkrecht anordnen und Synchronringe C1 auflegen
2. Nadellager B4 einlegen
3. Hintere Eingangswelle in die Vordere Eingangswelle schieben

6.2 Abtriebswelle 1

1. Innenring des Zylinderrollenlagers B 15 aufpressen
2. Innenring B16 sowie das Nadellager und Losrad G3 einlegen
3. Synchronringe C auflegen
4. Hub C3 aufpressen
5. Innenring B17, Nadellager B17 und Losrad R einlegen

6. Hub C4 aufpressen
7. Schiebemuffe C4 einlegen
8. Rillenkugellager B18 aufpressen
9. Mit Schraube axial sichern

6.3 Abtriebswelle 2

1. Nadellager B20 öffnen und auf die Welle bringen
2. Anlaufscheibe aufpressen
3. Losrad G5 aufschieben
4. Hub C5 samt Schiebemuffe aufpressen
5. Hub C5 mit Sicherungsring axial sichern
6. Axial Nadellager B21 einlegen
7. Nadellager B22 und Losrad G12 aufschieben
8. Das axial-Nadellager B23 in das Rad G46 einlegen und gemeinsam auf die Welle schieben
9. Rillenkugellager B24 aufpressen und mit Schraube fixieren.

6.4 Zusammenbau Getriebe

1. Die beiden Abtriebswellen, die Eingangswellen (vordere und hintere) sowie die Schaltgabeln gemeinsam in das vordere Gehäuse stellen.
2. B5 mit dem Gehäuse verschrauben
3. Das hintere Getriebegehäuse über die Wellen führen und mit dem vorderen Gehäuse verschrauben.
4. Die Rillenkugellager B7, B18 und B24 mit dem hinteren Gehäuse verschrauben
5. Das Nadellager B8 in die Hintere Eingangswelle einlegen
6. Die Innere Eingangswelle mitsamt Planetenträger und Planeten in die Hintere bzw. Vordere Eingangswelle einschieben
7. Die Rotorwelle am Gehäusedeckel fixieren und den Verbund von hinten an das hintere Gehäuse schrauben, wobei die Rotorwelle in die innere Eingangswelle gesteckt wird.

7 Schwachstellen und Potentiale

Nach Abschluss der Konstruktionstätigkeit im Zuge dieser Arbeit soll der aktuelle Stand des Konzeptes hier noch einmal kritisch beleuchtet werden. Es sollen verbleibende Schwachstellen aufgezeigt und mögliche Potentiale bzw. Verbesserungsansätze gefunden werden.

Der aktuelle Stand der Konstruktion ist in den **Beiblättern 2-4** dargestellt.

Falls das derzeitige Konzept (6DFT 48V 15kW) in Zukunft für einen Kunden zum Detaildesign ausgearbeitet wird oder die Neukonstruktion einer anderen Variante beginnt, sollen diese Betrachtungen dabei helfen, schneller zu einer guten und robusten Lösung zu kommen, und einige überflüssige Konstruktions- und Berechnungsschleifen zu vermeiden.

Die beleuchteten Aspekte werden in vier farblich codierte Kategorien eingeteilt:

Offene Punkte oder Schwierigkeiten, die die Brauchbarkeit des Konzeptes in Frage stellen
Offene Punkte oder Schwierigkeiten, die im derzeitigen Konzept bestehen, aber voraussichtlich durch Änderungen in der Konstruktion behoben werden können.
Potentiale oder gering belastete Komponenten, die eventuell besser ausgenutzt werden könnten.
Aspekte, welche noch überhaupt nicht betrachtet wurden.

Eine Übersicht über die kritischen Stellen findet sich in **Beiblatt 1**.

7.1 Allgemeines

1 Kritische Drehzahlen
Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt: <ul style="list-style-type: none">• Es kommt zum Durchlaufen der kritischen Drehzahl einer oder mehrerer Wellen
2 Axiale Abstände zwischen drehenden Teilen
Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt: <ul style="list-style-type: none">• Drehende Teile kollidieren aufgrund der Toleranzen, Verschiebungen, Temperatureinflüsse oder Verformungen
Abhilfe: <ul style="list-style-type: none">• Vergrößerung der axialen Abstände, intelligente Tolerierung

7.2 Wellen und Verbindungselemente

3 Sicherungsring auf Hinterer Eingangswelle löst sich
Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt: <ul style="list-style-type: none">• Der Sicherungsring, welcher die Bauteile auf der hinteren Antriebswelle fixiert springt heraus oder es kommt zum Ausbruch der Zahnenden
Abhilfe: <ul style="list-style-type: none">• Umkehrung des Schrägungswinkels
4 Zu hohe Belastung der hinteren Eingangswelle
Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt: <ul style="list-style-type: none">• Hohe Biegespannung und Spannungsspitzen am Zahnfuß führen zum Dauerbruch der Welle.
Abhilfe: <ul style="list-style-type: none">• Vergrößerung des Wellendurchmessers um ca. 7%• Kugelstrahlen der betroffenen Oberflächen• Kleineren Modul wählen
5 Planetenträger nicht als Gleichbauteil für alle Varianten machbar
Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt: <ul style="list-style-type: none">• Es können nicht alle Varianten mit einem Blech-Rohbauteil abgedeckt werden, beispielsweise aufgrund von zu geringen Biegeradien oder zu geringen Wandstärken

Abhilfe:

- Mehrere Varianten des Rohbauteils erzeugen, um widersprüchliche Anforderungen erfüllen zu können.

7.3 Lagerkonzept und Lager

6 Grenzdrehzahl von Axiallager B9 zu niedrig

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Grenzdrehzahl von B9 liegt unter Maximaldrehzahl des Planetenträgers

Abhilfe:

- Lager mit kleinerem Durchmesser verwenden

7 Statische Sicherheit des Kugellagers B18 zu niedrig

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Beschädigung des Lagers B18 durch Überlastung im Rückgang

Abhilfe:

- Verringerung des Schrägungswinkels

8 Fluchtungsfehler zu groß für Nadellager

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Die Verformung der Eingangswellen führt zu Kantenträgern und zur Zerstörung der Nadellager, insbesondere B4

Abhilfe:

- Änderung des Lagerkonzeptes, Verschiebung des Lagers B4 in das Lager B5

9 Keine Tragfähigkeitsberechnung für Stützlager B10, B21 und B23 durchgeführt

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Reale Last möglicherweise sehr groß, insbesondere bei B10 (Unwucht des Rotors, etwaige Feldinhomogenität)

10 Mindestbelastung der Lager

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Ausfall der Lager durch Unterschreiten der Mindestbelastung

7.4 Ölversorgung, Schmierung und Dichtung

11 Getriebe wird abgedichtet durch Lager B11 mit beidseitiger Lippendichtung

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Undichtheit, Abdichtung von Getrieben durch abgedichtete Lager nicht üblich

Abhilfe:

- Zusätzlicher Wellendichtring

12 Verwendung eines beidseitig abgedichteten Lagers B10

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Verlust des Schmiermittels

Abhilfe:

- Zusätzliche Ölversorgung durch Rotorwelle oder innere Eingangswelle

13 Abdichtung der Rotorwelle

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Mögliche Undichtigkeit des Getriebes am Lagersitz B11 auf der Rotorwelle, da hier Relativbewegungen möglich sind

Abhilfe:

- Festen Presssitz am Innenring zusammen mit Flüssigdichtmasse verwenden

14 Schmierungskonzept nicht Standard

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Die Ölversorgung der Lager, insbesondere B2, B4, B8 und B9 ist ungewöhnlich, da der Ölfluss sich in zwei Zweige teilt. Möglicherweise Mangelversorgung

Abhilfe:

- CFD-Rechnung
- Versuch mit durchsichtigen Wellen

7.5 Zahnräder

12 Relativ geringe Belastung

- Nachrechnung der Verzahnung der stärksten Variante eröffnet möglicherweise Potential bei der Getriebelänge durch Reduzierung von Zahnbreiten

7.6 Klauenkupplungen und Synchronisierungen

16 Geräusch- und Schaltverhalten der Klauenkupplungen

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Bei zu kleinem Freiwinkel Schaltzeiten möglicherweise zu lange
- Blockade durch Situation „Zahn auf Zahn“
- Zu schlechtes Geräuschverhalten aufgrund von Lastwechselspiel oder Einraststoß

Abhilfe:

- Kinematische Simulation
- NVH-Simulation
- Prüfstandsversuch mit verschiedenen Geometrien, Geräuschmessung

17 Verlust des Kostenvorteils von Klauenkupplungen gegenüber Synchronisierungen

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Herstellkosten der Klauenkupplungen werden zu hoch aufgrund der hohen Anforderungen an die Genauigkeit und Festigkeit.

- Vergrößerung der Achsabstände

18 Festigkeit der muffenseitigen Klauen bei Kupplung C5

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Klauen hoch belastet, Gefahr von Zahnbruch
- Zahnwellenverbindung hoch belastet, einseitige Krafteinleitung

Abhilfe:

- Vergrößerung der Achsabstände von ca. 10%
- Genauere Tolerierung der Klauen um gleichmäßiges Tragen sicherzustellen

19 Festigkeit der zahnradseitigen Klauen am Losrad G5

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Ungünstige Geometrie bei Überschneidung von Verzahnung und Klauen begünstigt Materialausbruch bei gehärteten Zähnen

Abhilfe:

- Klauenring verwenden

20 Doppelnutzung von C2 als Parksperrenrad

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Möglicherweise Zielkonflikt bei der Auslegung der Klauengeometrie hinsichtlich dem Einrastverhalten als Parksperre und als Schaltelement

21 Selbsthemmung der Schiebemuffen

Mögliches Versagen bzw. schädigender Effekt:

- Zu schmale Schiebemuffen verklemmen sich auf der Nabe

Abhilfe:

- Verbreitern der Schiebemuffen
- Verringern des Spieles zwischen Muffe und Schaltgabel

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit liefert eine rechnerische Grundausslegung der drehenden Elemente sowie eine erste Betrachtung von möglichen Problemen in der Konstruktion, sowie Ansätze zur Lösung derselben.

Als besonders kritische Stelle konnte die Klauenkupplung C5 identifiziert werden. Hier ist eine Erhöhung des Achsabstandes von ca. 10% zu empfehlen, um die Belastungen auf sämtliche Bauteile zu reduzieren. Diese Änderung würde auch ausreichen, um die Beanspruchungen in allen anderen Bauteilen, wie z.B. der hinteren Eingangswelle, bedeutend zu reduzieren, wenn die anderen Achsabstände entsprechend nachgezogen werden.

Es kann aufgrund der beim Verfassen dieser Arbeit gewonnenen Erfahrungen eine Empfehlung zur Konstruktionsmethodik gegeben werden, insbesondere im Hinblick auf ganz neue Getriebekonzepte mit ungewöhnlichen Strukturen.

Das Getriebe umfasst in der vorliegenden Konzeptphase eine Vielzahl von ungewöhnlichen Lösungen und Technologien, welche so im Fahrzeugtriebbau bei PKW noch nicht zur verbreiteten Anwendung kommen. Hier sind insbesondere die Klauenkupplungen und die Hysteresebremse zu nennen, aber auch das ungewöhnliche Layout und Lagerkonzept.

Dies birgt einerseits ein beträchtliches Risikopotential und führt zu Zurückhaltung bei möglichen Kunden. Andererseits würden sich bei einer Funktionsbestätigung viele neue Möglichkeiten auftun, es gäbe Alleinstellungsmerkmale bzw. könnte eine Vorreiterrolle am Markt eingenommen werden.

Der Aufbau eines Prototypen zur Überprüfung der kritischen Funktionalitäten und Aufdeckung von Schwachstellen ist zu empfehlen. Eine solche Machbarkeitsstudie könnte viel dafür tun, die Akzeptanz des Dynoshift beim Kunden zu fördern und die internen Risiken zu minimieren.

9 Anhang

9.1 Allgemeine Informationen

Nennleistung VKM/EM [kW]	105/15
Nennmoment VKM [Nm]	250
Achsabstand Eingangswelle – Atriebswelle 1 [mm]	98
Achsabstand Eingangswelle – Atriebswelle 2 [mm]	78
Achsabstand Abtriebswelle 1 - Differential [mm]	124,39
Achsabstand Abtriebswelle 2 - Differential [mm]	129,5
Achsabstand Abtriebswelle 1 – Abtriebswelle 2 [mm]	107
Achsabstand Sonne 1 – Planet 1/ Planet 1 – Planet 2/ Sonne 2 - Planet 2 [mm]	34,17/37,32/30,49
Standübersetzung Planetensatz [-]	-1,36
Interne Übersetzung Rückgang R [-]	2,65
Interne Übersetzung 1./2. Gang G1/2 [-]	-3,35
Interne Übersetzung 3. Gang G3 [-]	-0,97
Interne Übersetzung 4./6. Gang G4/6 [-]	-0,83
Interne Übersetzung 5. Gang G5 [-]	-0,61
Interne Übersetzung Endabtrieb 1 [-]	-5,25
Interne Übersetzung Endabtrieb 2 [-]	-4,2
Zähnezahl G1/2 Ritzel/Rad [-]	17/57
Zähnezahl G3 Ritzel/Rad [-]	61/59
Zähnezahl G4/6 Ritzel/Rad [-]	46/38
Zähnezahl G5 Ritzel/Rad [-]	61/37
Zähnezahl Sonne 1/Planet 1/Planet 2/Sonne 2 [-]	33/32/26/45
Zähnezahl Endabtrieb Ritzel 1/Ritzel 2/Rad [-]	16/20/84
Gesamtlänge [mm]	370

Tabelle 9-1: Grundlegende Getriebespezifikation

	B0	C0	C1	C2	C3	C4	C5
E	X					X	
R		X	X			X	
G1		X	X				L
G2 (ECVT mech. Punkt 1)		X					L
G3+G6		X		X	X		
G4		X	X	X			
G5+G6		X		X			R
G6 (ECVT mech. Punkt 1)		X		X			

Tabelle 9-2: Schalttabelle

Quellen: vgl. [32], [26]										
	A [%]	R _{mN}	R _{p0.2} R _{eN}	σ _{zdWN}	σ _{bWN}	τ _{tWN}	Relative Kosten	Behandlung	σ _{Flim}	σ _{Hlim}
42CrMo4	10	1100	900	440	550	330	1.7-2.4	Vergütet (*nitriert)	430*	1220*
16MnCr5	10	1000	695	400	500	300	1.7	Blindgehärtet (*einsatzgehärtet)	430*	1500*
20MnCr5	8	1200	850	480	600	360	1.7-2.1	Blindgehärtet (*einsatzgehärtet)	430*	1500*
30CrNiMo8	9	1250	1050	500	625	375	2.7	Vergütet (*nitriert)	370*	1000*
17CrNi6-6	8	1200	850	480	600	360	2.1	Blindgehärtet		
18CrNi8								(*nitriert)	500*	1630*

Tabelle 9-3: Kennwerte von Werkstoffen im Getriebebau

Step	Gear	ICE input torque [Nm]	EM input torque [Nm]	Duration [h] Sum: 250,28	ICE speed [rpm]	EM speed [rpm]
1	E	0	27	3.75	0	5000
2	G1	180	0	3.75	4000	4000
3	G2	250	-106	23.28	4000	277
4	G3+G6	250	12	30	4000	5754
5	G4	250	17	45	4000	4000
6	G5+G6	250	33	52.5	4000	2080
7	G6	250	-106	90	4000	277
8	R	180	0	2	4000	4000

Tabelle 9-4: Lastzyklus 6DFT 15 kW 48V

Name	Supplier	Lieferanten- Bezeichnung	Nenn- durchmesser [N]	Zulässige Axialkraft [N]	Traganteil [%]	Axial- kraft [N]	Sicherheit [-]	Ablöse- drehzahl [min ⁻¹]
SNAPRING BEARING B5	VW		40	15500	100	6200	2,5	8000
SNAPRING HUB C1	Seeger	AS 36	36	20100	60	7500	1,6	14500
SNAPRING INPUTSHAFT REAR	Seeger	AS 40	40	25300	34	5810	1,4	13000
SNAPRING ROTORSHAFT	Seeger	AS 19	19	5780	92	2800	1,9	57000
SNAPRING HUB C5	Seeger	SW 35	35	10800	100	6200	1,7	11000

Tabelle 9-5: Ergebnisse der Auslegung der Sicherungsringe

9.2 Ergebnisse der Lagerauslegung

Kurzname	Hersteller	Herstellerbez.	d	D	B	C	C _{0r}	C _{ur}	n _G	n _B	L _{10h}	S ₀
B1	INA-FAG	Shell bearing	15	21	24	6100	7100	1000	16300	12300	1184	4.7
B2 (2x)	SKF	K20x24x10	20	24	10	8580	12900	1460	22000	20000	2417	7.4
B4	INA-FAG	Nadelkränze K35X40X17	35	40	13	16200	28000	3600	13100	7500	4228	6.2
B5	INA-FAG	Rillenkugellager 6008-2RSR	40	68	15	17800	11500	580	5400	12500	466	8.5
B6	INA-FAG	Nadelkränze K50X55X20	50	55	20	26500	60000	7800	9300	5500	9573	8.8
B7	INA-FAG	Rillenkugellager 6009-2Z	45	75	16	21200	14400	730	11200	9700	785	1.5
B8	INA-FAG	Nadelkränze K25X29X10	25	29	10	9900	15400	1930	18100	10200	1026 87	13
B9	SKF	AXK 3047	30	47	2	15000	72000	8300	7000	3600	4574	24
B10	INA-FAG	Nadelhülsen HK1014-2RS	10	14	14	4400	5100	650	14600	14600		
B11	INA-FAG	Rillenkugellager 6204-C-2HRS	20	47	14	13900	6600	445	15000	12500	1081 2	2.4
B12	INA-FAG	Nadelkränze K15X21X21	15	21	21	19400	24300	3300	23600	24300	4653	7.4
B13	INA-FAG	Nadelkränze K12X16X13-TV	12	16	10	8000	9400	1150	26500	19900	450	4.4
B14	INA-FAG	Nadelkränze K12X16X13-TV	12	16	10	8000	9400	1150	26500	19900	1861	6.1
B15	INA-FAG	Zylinderrollenlag er NJ2206-E-XL- TVP2	30	62	20	58000	50000	7800	14200	8000	5460	3.16
B16	INA-FAG	Nadelkränze K40X45X27	40	45	27	33000	73000	10300	11500	6500	8671	11.7
B17	INA-FAG	Nadelkränze K38X43X27	38	43	27	31500	68000	9600	15000	12100	3274 3	6.7
B18	INA-FAG	Rillenkugellager 6306-C-2HRS	30	72	19	32000	16200	1090	8900	12500	3183	1.32
B19	INA-FAG	Zylinderrollenlag er NJ2206-E-XL- TVP2	30	62	20	58000	50000	7800	14200	8000	5027	15.2
B20	SKF	K35X42X20	35	42	20	29200	50000	6000	13000	11000	2067	7.8
B21	INA-FAG		34	49	4							
B22	INA-FAG	Nadelkränze K32X37X27	32	37	27	30000	60000	8500	14200	7800	870	4.2
B23	INA-FAG		34	49	4							
B24	INA-FAG	Rillenkugellager 6306-C-2HRS	25	62	17	24700	11500	780	11300	12500	626	1,26
B27	SKF	K20x24x10	20	24	10	8580	12900	1460	22000	20000	4466	8,6

Tabelle 9-6: Lagerdaten und Berechnungsergebnisse

9.3 Ergebnisse der Zahnradauslegung

Zahnradstufe G12R					
			G12R Ritzel	G12R Zwischenrad	GER Großrad
Center distance	[mm]	[a]	78/107		
Normal module	[mm]	[mn]	1.55		
Pressure angle at normal section	[°]	[alfn]	20		
Helix angle at reference circle	[°]	[beta]	32		
Root damage calculated on the basis of the required service life	[%]	F	75,60	6,29	17,4
Flank damage calculated on the basis of the required service life	[%]	H	10,67	3,18	0,03
Scuffing safety (integral temperature)	[-]	SS	2,209/2,959		
Scuffing safety (flash temperature)	[-]	SB	2,908/4,793		
Änderung der theoretischen Kontaktsteifigkeit	[%]	$\Delta\zeta$	8/1		
Number of teeth	[-]	[z]	17	57	
Facewidth	[mm]	[b]	26.9	23.9	21,9
Hand of gear			right	left	right
Chamfer facewidth	[mm]	[bK]	0.8	0.8	0,8
Accuracy grade		[Q-DIN]	6	6	6
Material			20 MnCr 5, Case-carburized steel, case-hardened	20 MnCr 5, Case-carburized steel, case-hardened	20 MnCr 5, Case-carburized steel, case-hardened
Dedendum coefficient	[-]	[hfP*]	1.3	1.3	1.3
Root radius factor	[-]	[rhofP*]	0.352	0.352	0.352
Addendum coefficient	[-]	[haP*]	1	1	1
Profile shift coefficient	[-]	[x]	0.6	0.6202	0,7606
Specific sliding at the tip	[-]	[zetaaa]	0.443	0.369	0,295
Specific sliding at the root	[-]	[zetaaf]	-0.585	-0.797	-0,312
Transverse contact ratio	[-]	[eps_a]	1.164/1,281		
Overlap ratio	[-]	[eps_b]	1.400/1,004		
Total contact ratio	[-]	[eps_g]	2.564/2,285		

Tabelle 9-7: Berechnungsergebnisse Zahnradstufe G12R

Zahnradstufe G35					
			G35 Ritzel	G3 Rad	G5 Rad
Center distance	[mm]	[a]	98/78		
Normal module	[mm]	[mn]	1.55		
Pressure angle at normal section	[°]	[alfn]	22		
Helix angle at reference circle	[°]	[beta]	32		
Root damage calculated on the basis of the required service life	[%]	F	0	0	0
Flank damage calculated on the basis of the required service life	[%]	H	0,39	0	0,64
Scuffing safety (integral temperature)	[-]	SS	1,955/2,505		
Scuffing safety (flash temperature)	[-]	SB	2,85/3,312		
Änderung der theoretischen Kontaktsteifigkeit	[%]	$\Delta\zeta$	8/8		
Number of teeth	[-]	[z]	54	53	33
Facewidth	[mm]	[b]	18,3	17,3	17,1
Hand of gear			right	left	left
Chamfer facewidth	[mm]	[bK]	0.8	0.8	0,8
Accuracy grade		[Q-DIN]	6	6	6
Material			20 MnCr 5, Case-carburized steel, case-hardened	20 MnCr 5, Case-carburized steel, case-hardened	20 MnCr 5, Case-carburized steel, case-hardened
Dedendum coefficient	[-]	[hfP*]	1.5	1.5	1.5
Root radius factor	[-]	[rhoP*]	0.265	0.265	0.265
Addendum coefficient	[-]	[haP*]	1,2	1,2	1,2
Profile shift coefficient	[-]	[x]	-0,700	0,8404	0,2291
Specific sliding at the tip	[-]	[zetaa]	0,131/0,45	0,456	0,448
Specific sliding at the root	[-]	[zetaf]	-0,84/-0,81	-0,151	-0,81
Transverse contact ratio	[-]	[eps_a]	1,505/1,607		
Overlap ratio	[-]	[eps_b]	1,709/1,687		
Total contact ratio	[-]	[eps_g]	3,213/3,293		

Tabelle 9-8: Berechnungsergebnisse Zahnradstufe G35

Zahnradstufe G46				
			G46 Ritzel	G46 Rad
Center distance	[mm]	[a]	78	
Normal module	[mm]	[mn]	1,6	
Pressure angle at normal section	[°]	[alfn]	20	
Helix angle at reference circle	[°]	[beta]	32	
Root damage calculated on the basis of the required service life	[%]	F	0	0
Flank damage calculated on the basis of the required service life	[%]	H	0	0
Scuffing safety (integral temperature)	[-]	SS	2,537	
Scuffing safety (flash temperature)	[-]	SB	3,523	
Änderung der theoretischen Kontaktsteifigkeit	[%]	$\Delta\zeta$	1	
Number of teeth	[-]	[z]	64	38
Facewidth	[mm]	[b]	22,5	20,5
Hand of gear			right	left
Chamfer facewidth	[mm]	[bK]	0.8	0,8
Accuracy grade		[Q-DIN]	6	6
Material			20 MnCr 5, Case-carburized steel, case-hardened	20 MnCr 5, Case-carburized steel, case-hardened
Dedendum coefficient	[-]	[hfP*]	1,6	1,6
Root radius factor	[-]	[rhofP*]	0,289	0,289
Addendum coefficient	[-]	[haP*]	1,3	1,3
Profile shift coefficient	[-]	[x]	-0,4717	-0,2693
Specific sliding at the tip	[-]	[zetaaa]	0,528	0,528
Specific sliding at the root	[-]	[zetaaf]	-1,12	-1,12
Transverse contact ratio	[-]	[eps_a]	1,798	
Overlap ratio	[-]	[eps_b]	1,993	
Total contact ratio	[-]	[eps_g]	3,791	

Tabelle 9-9: Berechnungsergebnisse Zahnradstufe G46

Planetensatz						
			Sonne 1	Planet 1	Planet 2	Sonne 2
Center distance	[mm]	[a]	34,17/30,49/37,33			
Normal module	[mm]	[mn]	1			
Pressure angle at normal section	[°]	[alfn]	23			
Helix angle at reference circle	[°]	[beta]	18			
Root damage calculated on the basis of the required service life	[%]	F	0	0	0	0
Flank damage calculated on the basis of the required service life	[%]	H	0	0	0	0
Scuffing safety (integral temperature)	[-]	SS	3,469/3,772/3,442			
Scuffing safety (flash temperature)	[-]	SB	9,019/7,561/6,19			
Änderung der theoretischen Kontaktsteifigkeit	[%]	$\Delta\zeta$	5/6/10			
Number of teeth	[-]	[z]	33	32	26	45
Facewidth	[mm]	[b]	23,1	23,1	19,9	19
Hand of gear			left	right	left	right
Chamfer facewidth	[mm]	[bK]	0,2	0,2	0,2	0,2
Accuracy grade		[Q-DIN]	6	7	7	6
Material			20 MnCr 5,	20 MnCr 5	20 MnCr 5	20 MnCr 5
Dedendum coefficient	[-]	[hfP*]	1,5	1,5	1,5	1,5
Root radius factor	[-]	[rhofP*]	0,224	0,224	0,224	0,224
Addendum coefficient	[-]	[haP*]	1,2	1,2	1,2	1,2
Profile shift coefficient	[-]	[x]	0,000	-0,0025	0,0001	0,003
Specific sliding at the tip	[-]	[zetaa]	0,543	0,54/0,61	0,56/0,49	0,59
Specific sliding at the root	[-]	[zetaf]	-1,158	-1,19/-1,3	-1,55 /-1,44	-0,955
Transverse contact ratio	[-]	[eps_a]	1,706/1,684/1,711			
Overlap ratio	[-]	[eps_b]	2,105/2,203/1,692			
Total contact ratio	[-]	[eps_g]	3,811/3,877/3,403			

Tabelle 9-10: Berechnungsergebnisse Planetensatz

Zahnradstufe Finaldrive					
			Ritzel FD1	Ritzel FD2	Rad
Center distance	[mm]	[a]	124,385/129,5		
Normal module	[mm]	[mn]	2,13		
Pressure angle at normal section	[°]	[alfn]	21		
Helix angle at reference circle	[°]	[beta]	32		
Root damage calculated on the basis of the required service life	[%]	F	0	12,14	15,14
Flank damage calculated on the basis of the required service life	[%]	H	6,99	86,58	21,95
Scuffing safety (integral temperature)	[-]	SS	2,594/2,652		
Scuffing safety (flash temperature)	[-]	SB	2,171/2,474		
Änderung der theoretischen Kontaktsteifigkeit	[%]	$\Delta\zeta$	1/1		
Number of teeth	[-]	[z]	16	20	84
Facewidth	[mm]	[b]	36,5	36,5	27
Hand of gear			left	left	right
Chamfer facewidth	[mm]	[bK]	0,8	0,8	0,8
Accuracy grade		[Q-DIN]	6	6	6
Material			20 MnCr 5, Case-carburized steel, case-hardened	20 MnCr 5, Case-carburized steel, case-hardened	20 MnCr 5, Case-carburized steel, case-hardened
Dedendum coefficient	[-]	[hfP*]	1,5	1,5	1,5
Root radius factor	[-]	[rhofP*]	0,304	0,304	0,304
Addendum coefficient	[-]	[haP*]	1,25	1,25	1,25
Profile shift coefficient	[-]	[x]	0,1512	0,1918	-0,7
Specific sliding at the tip	[-]	[zetaa]	0,527	0,497	0,70/0,56
Specific sliding at the root	[-]	[zetaf]	-2,374	-1,245	-1,11/-0,99
Transverse contact ratio	[-]	[eps_a]	1,586/1,515		
Overlap ratio	[-]	[eps_b]	2,011/2,011		
Total contact ratio	[-]	[eps_g]	3,597/3,527		

Tabelle 9-11: Berechnungsergebnisse Finaldrive

9.4 Übersicht über die verwendeten Evolventenzahnwellen

Kürzel			SPL1	SPL2	SPL3	SPL4	SPL5	SPL6	SPL7	SPL8	SPL9	SPL10
Beschreibung			INPUTSHAFT REAR - HUB C1	INPUTSHAFT REAR - HUB C2	HUB C1 - SLEEVE C1	ROTORSHAFT - SUN 1	COUNTERSH AFT 1 - HUB C3	COUNTERSH AFT 1 - HUB C4	HUB C4 - SLEEVE C4	COUNTERSH AFT 2 - HUB C5	HUB C5 - SLEEVE C5	COUNTERSH AFT 2 - GEAR 46 DRIVEN
Normalmodul	mn	[mm]	1,05	1	1,5	0,8	0,8	0,8	2,5	0,8	1,25	0,8
Eingriffswinkel	alfn	[°]	20	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Zähnezahl	z	[°]	17	44	45	24	38	38	24	45	42	34
Grundkreisdurchmesse	Db	[mm]	19,001	38,105	58,457	16,628	26,327	26,327	51,962	31,177	46,765	23,556
Breite	b	[mm]	13	12	8,5	19	15	20	10	12	6,3	15,5
Referenzprofil			DIN 5480:2006 0,55 / 0,16 / 0,45	DIN 5480:2006 0,55/0,16/0. 45	DIN 5480:2006 0,55/0,16/0. 45	DIN 5480:2006 0,55/0,16/0. 45	DIN 5480:2006 0,55/0,16/0. 45	DIN 5480:2006 0,55/0,16/0. 45	DIN 5480:2006 0,55/0,16/0. 45	DIN 5480:2006 0,55/0,16/0. 45	DIN 5480:2006 0,55/0,16/0. 45	DIN 5480:2006 0,55/0,16/0. 45
Profilversch. Welle	x	[-]	0,2	-0,05	0,2833	-0,05	0,45	0,45	0,45	0,075	-0,05	-0,5
Kopfkreis Welle	db	[mm]	19,001	38,105	58,457	16,628	26,327	26,327	51,962	31,177	46,765	23,556
Kopfkreis Nabe	da	[mm]	21,976	44,8	69,7	19,84	31,84	31,84	64,5	36,84	54,8	27,84
Zahnradgenauigkeit	da	[mm]	20,086	43	67	18,4	30,4	30,4	60	35,4	53	26,4
Zahnradgenauigkeit			6	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Zentrierung			9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
Nennmoment	Tne	[Nm]	250	250	250	121	480	480	480	600	600	600
Anwendungsfaktor	KA	[-]	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35
Sicherheit Welle	S		1,3	4,75	8,53	3,39	1,79	2,36	4,5	1,58	1,85	1,22
Sicherheit Nabe	S		1,63	5,94	10,66	4,24	2,24	2,95	5,62	1,98	2,31	1,53

Tabelle 9-12: Evolventenzahnwellen Übersicht

9.5 Berechnung der Verzahnungskräfte und Lagerbelastung

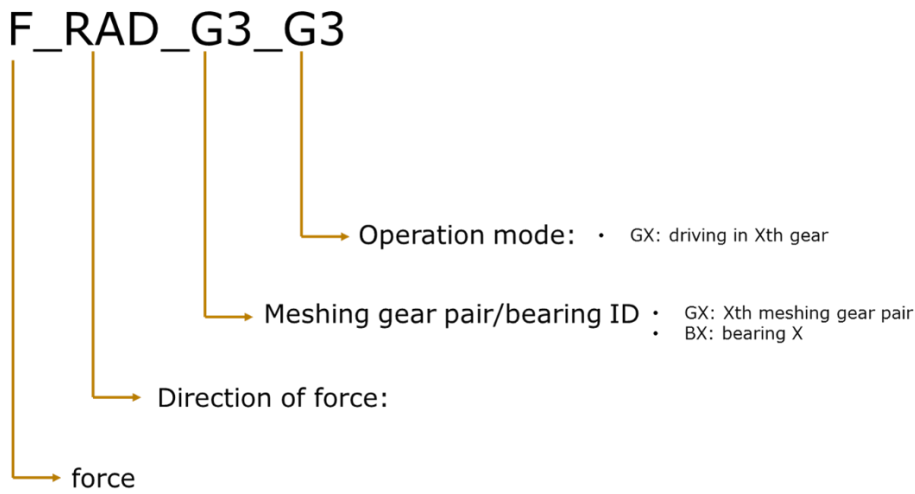
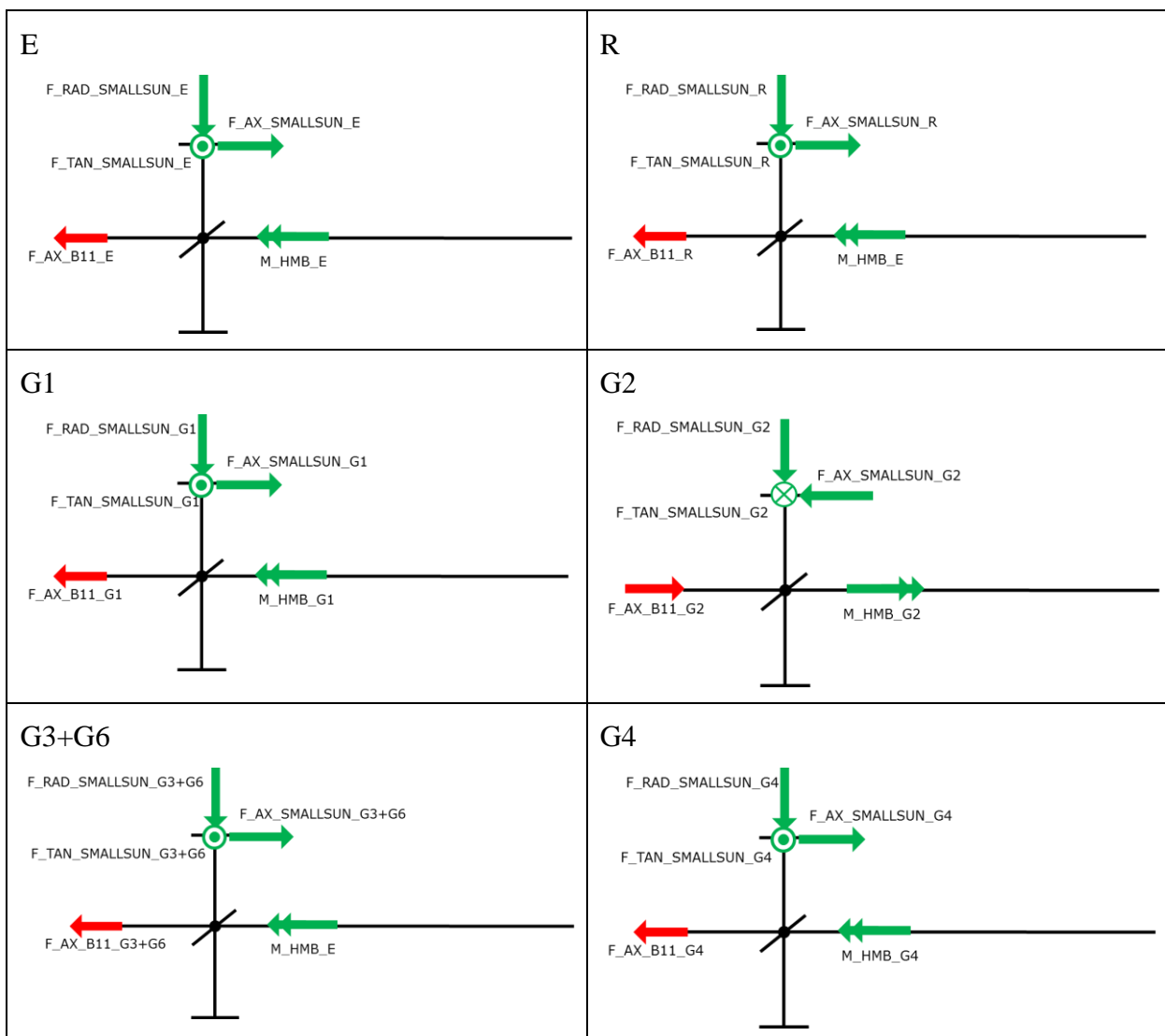


Abbildung 9-1: Bezeichnungsschlüssel zu den Kräften



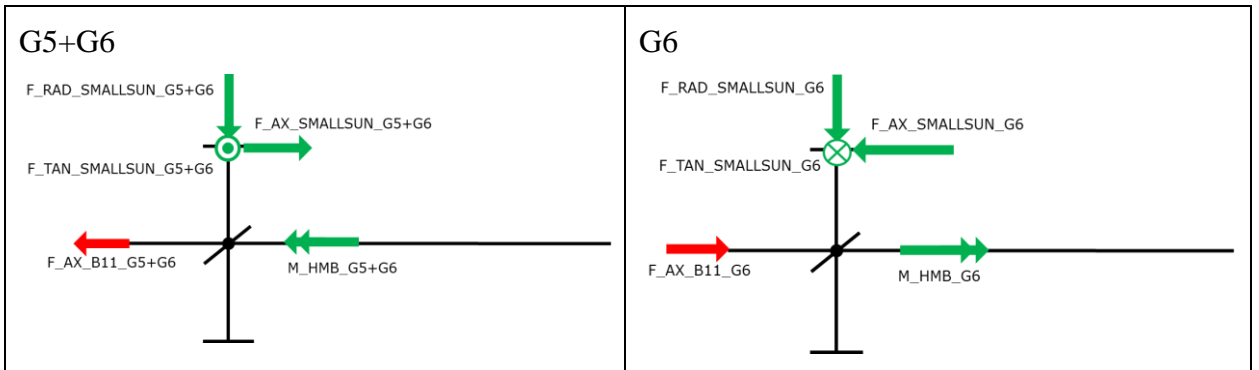
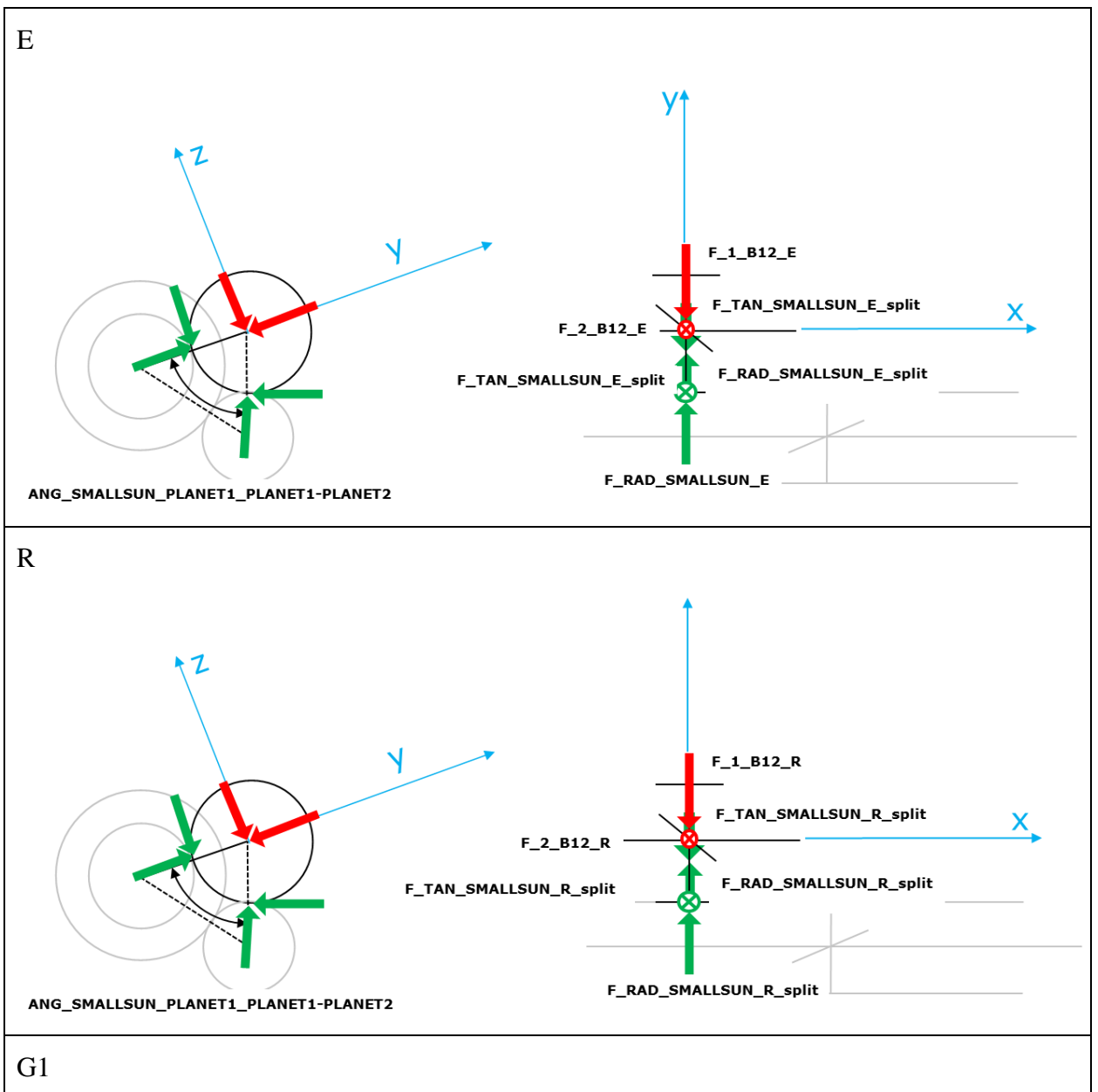
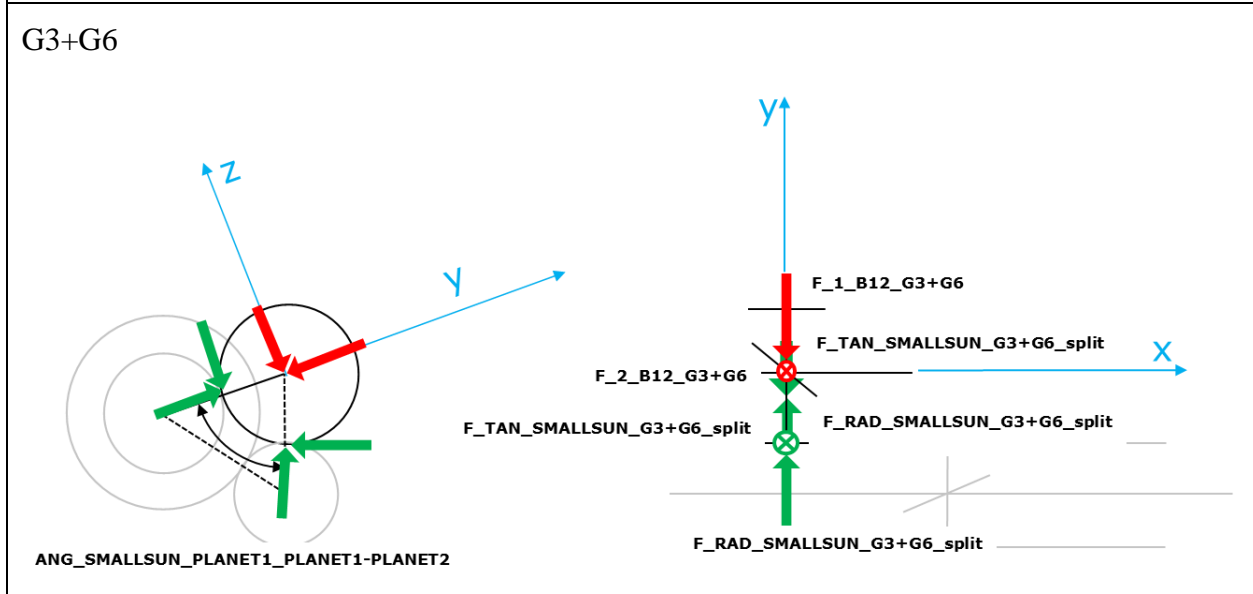
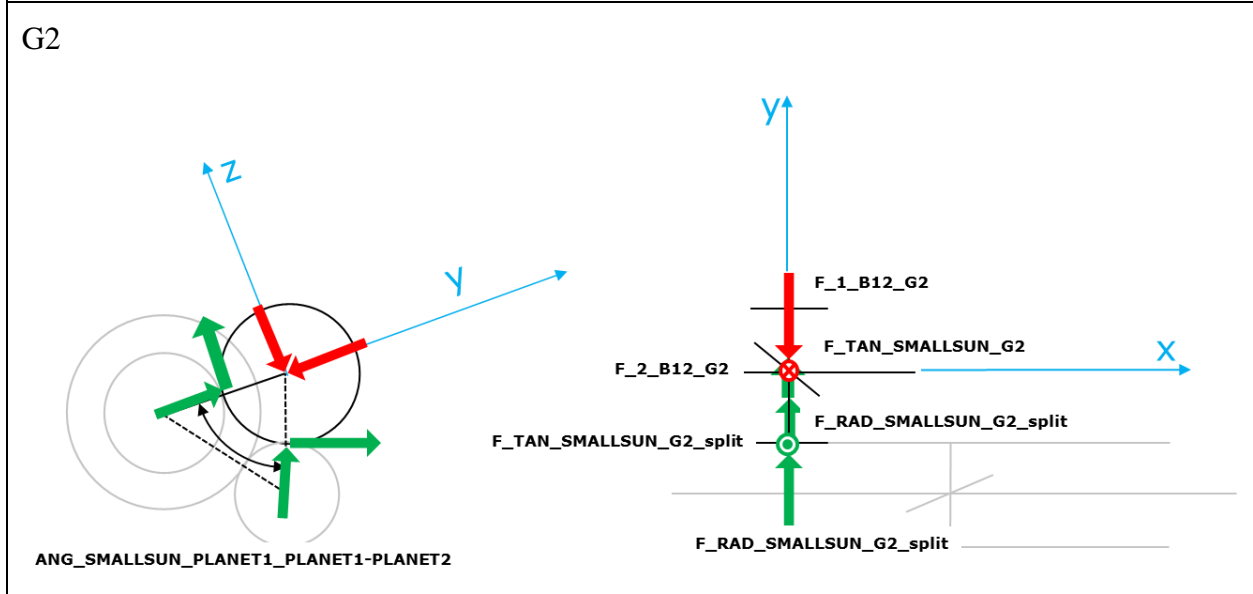
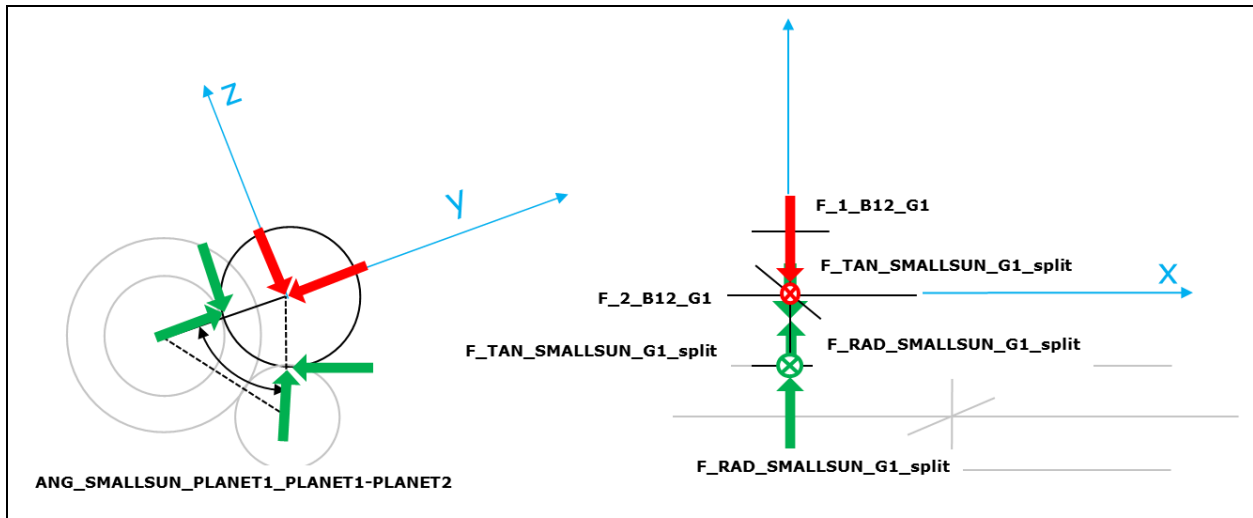
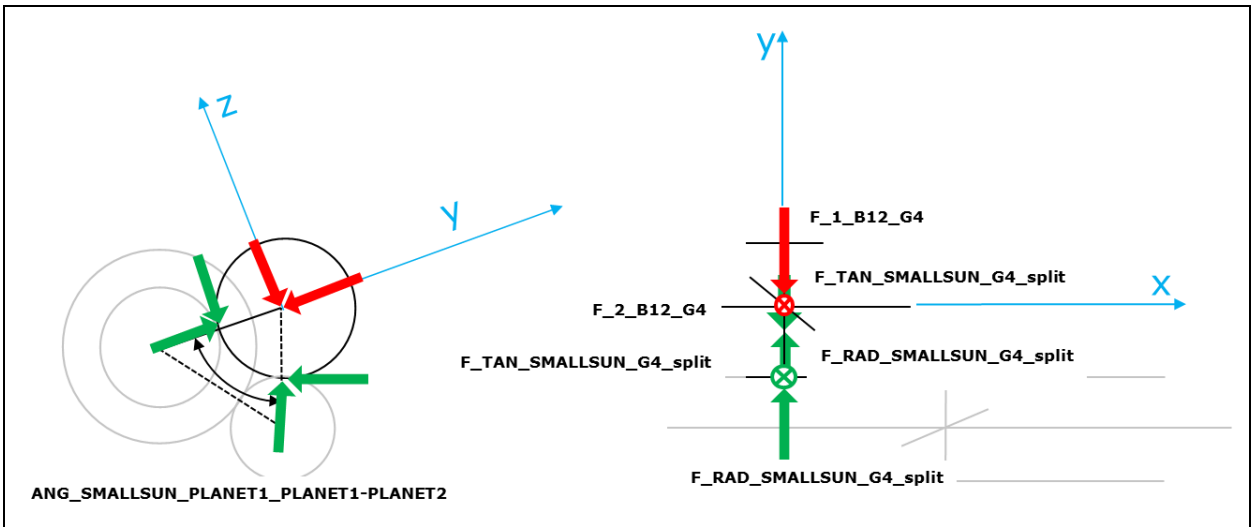


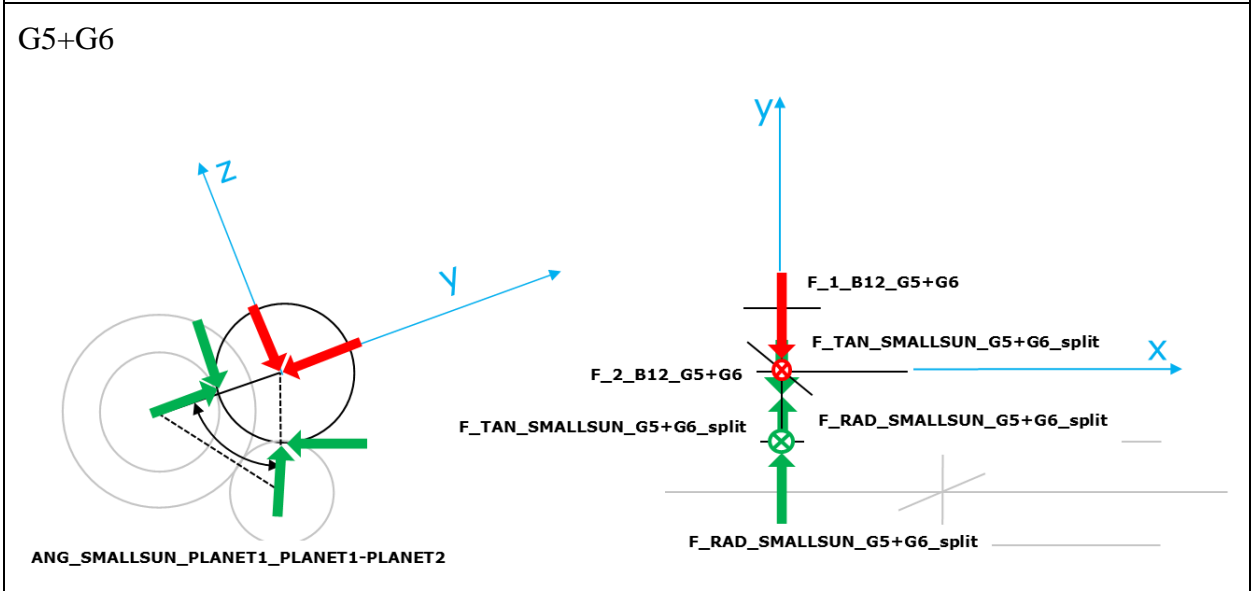
Tabelle 9-13: Kräftesituation an der Rotorwelle



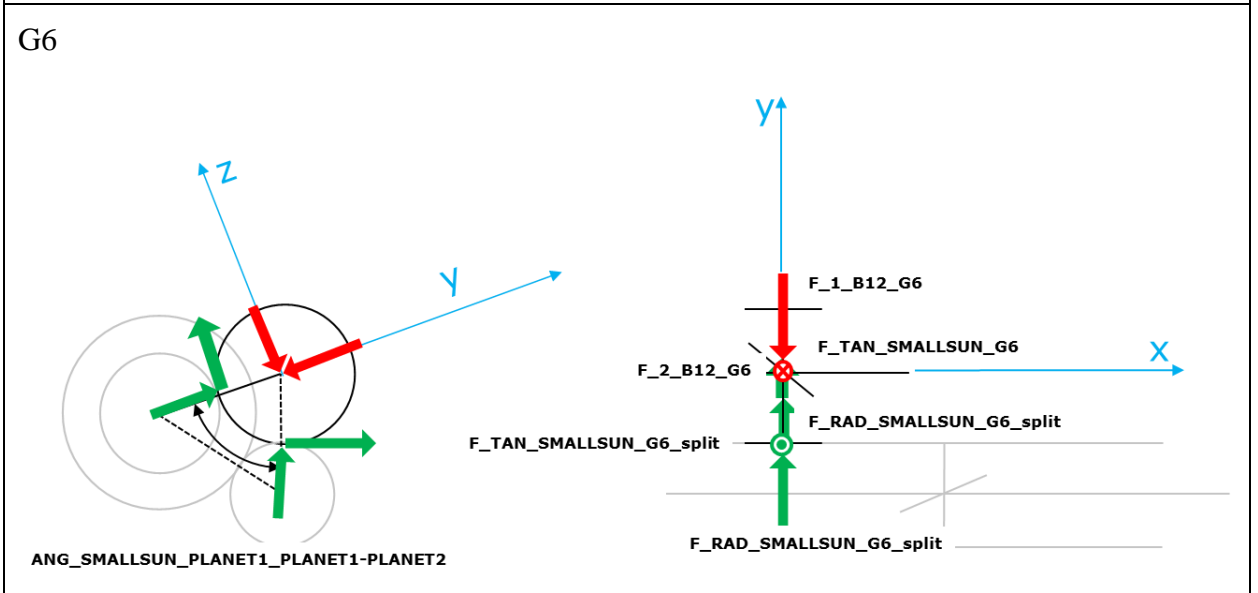




G5+G6



G6



Planet 1 in den Gängen E, G1, G3+G6, G4, G5+G6

$$F_{1,B12} = F_{RAD,SMALLSUN}(1 + \cos \alpha) - F_{TAN,SMALLSUN} \sin \alpha$$

$$F_{2,B12} = F_{RAD,SMALLSUN}(\cos \alpha - 1) + F_{TAN,SMALLSUN} \sin \alpha$$

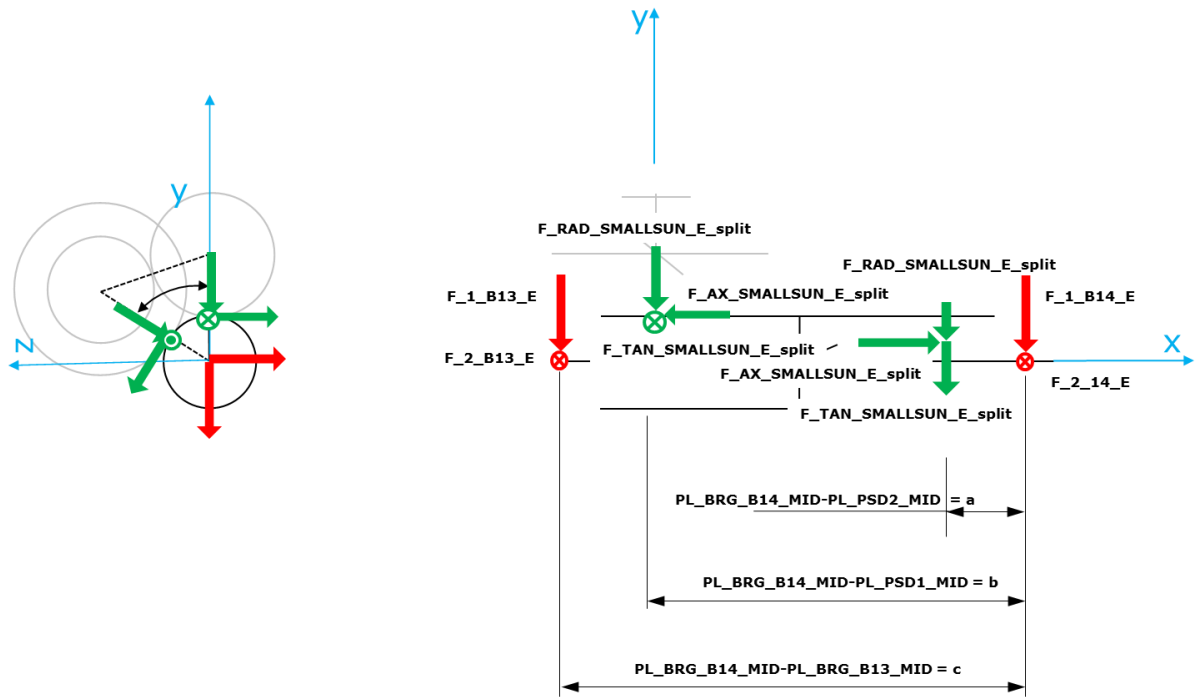
Planet 1 in den Gängen G2, G6

$$F_{1,B12} = F_{RAD,SMALLSUN}(1 + \cos \alpha) + F_{TAN,SMALLSUN} \sin \alpha$$

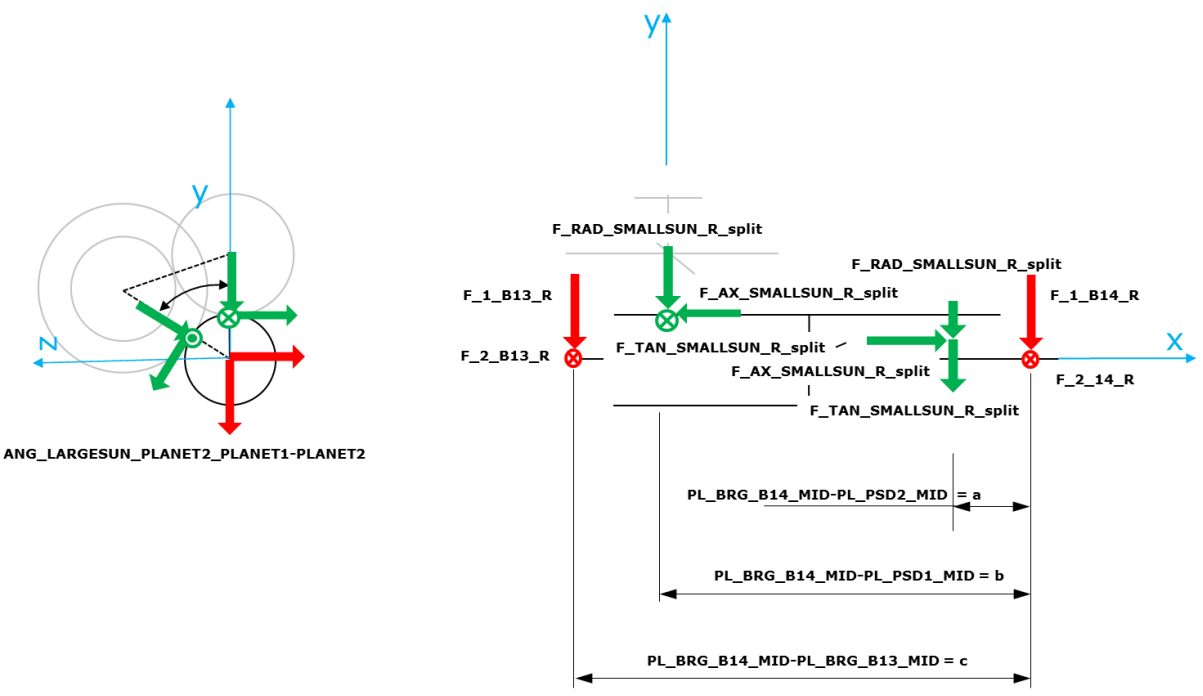
$$F_{2,B12} = F_{RAD,SMALLSUN}(\cos \alpha - 1) - F_{TAN,SMALLSUN} \sin \alpha$$

Tabelle 9-14: Berechnung der Kräfte an Planet 1

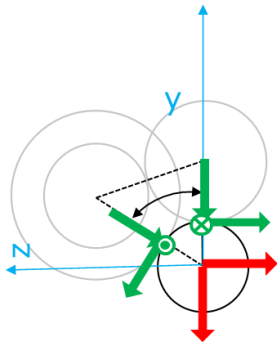
E



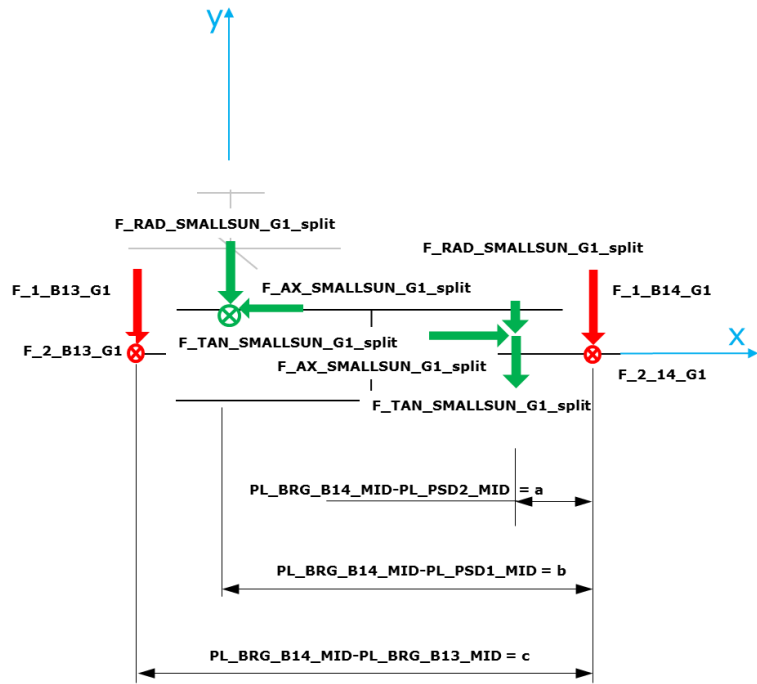
R



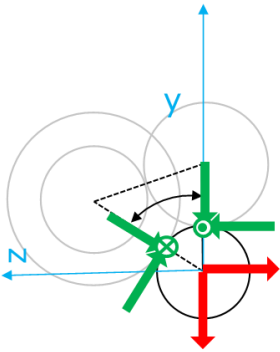
G1



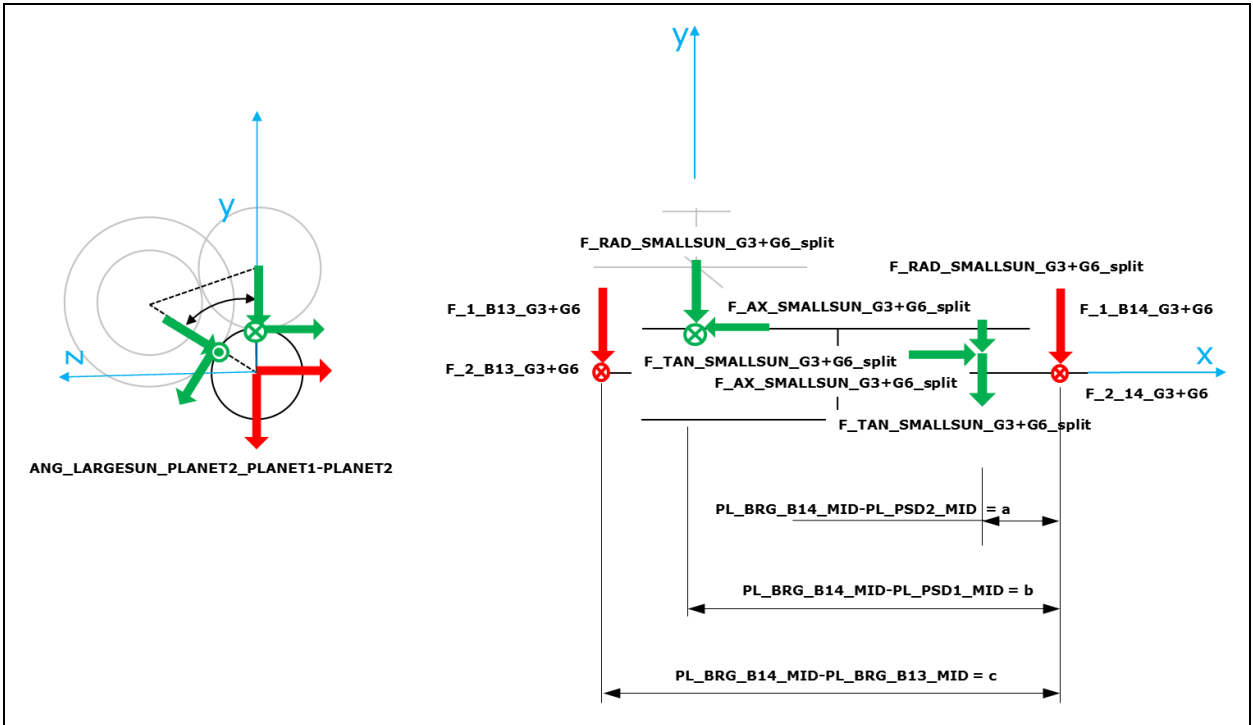
ANG_LARGESUN_PLANET2_PLANET1-PLANET2



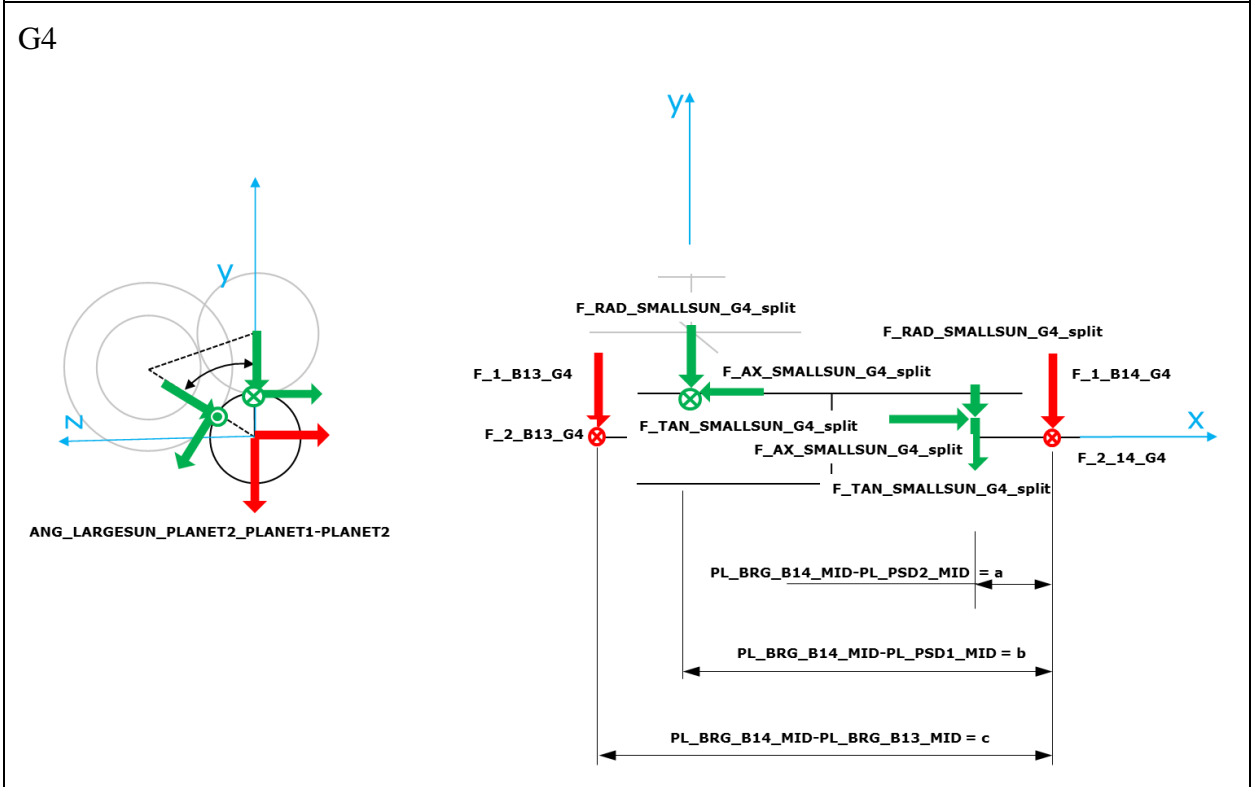
G2



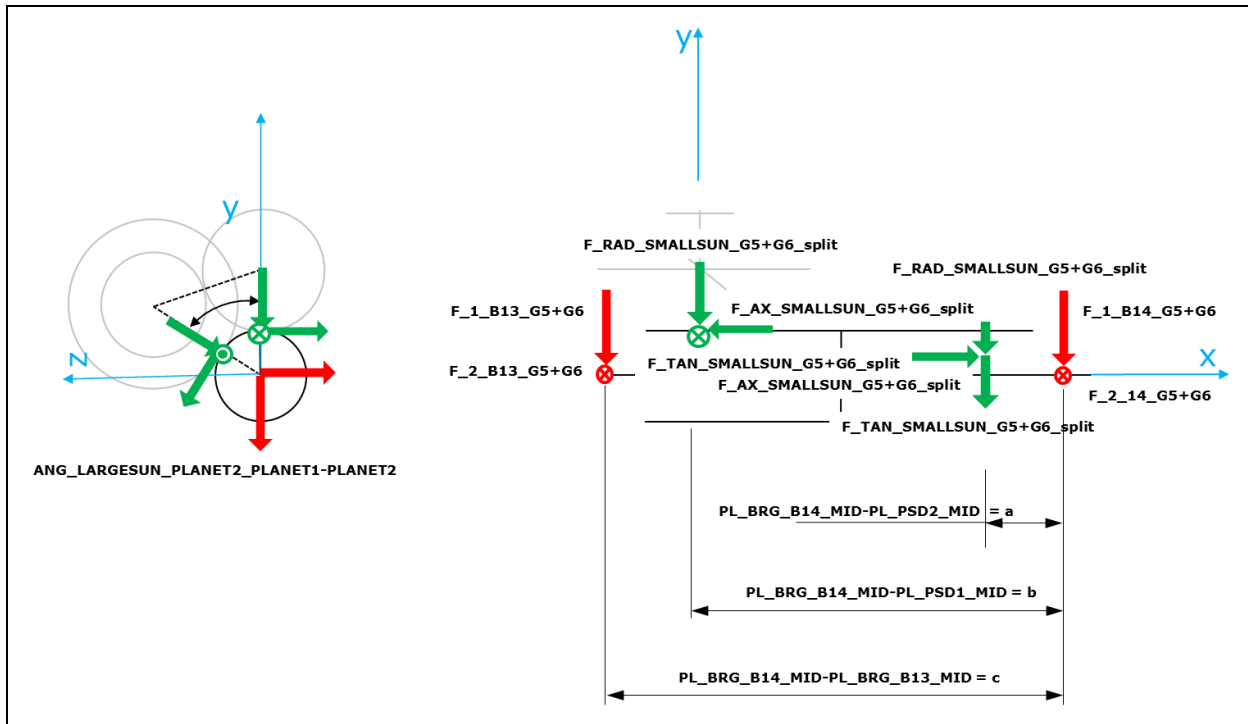
G3+G6



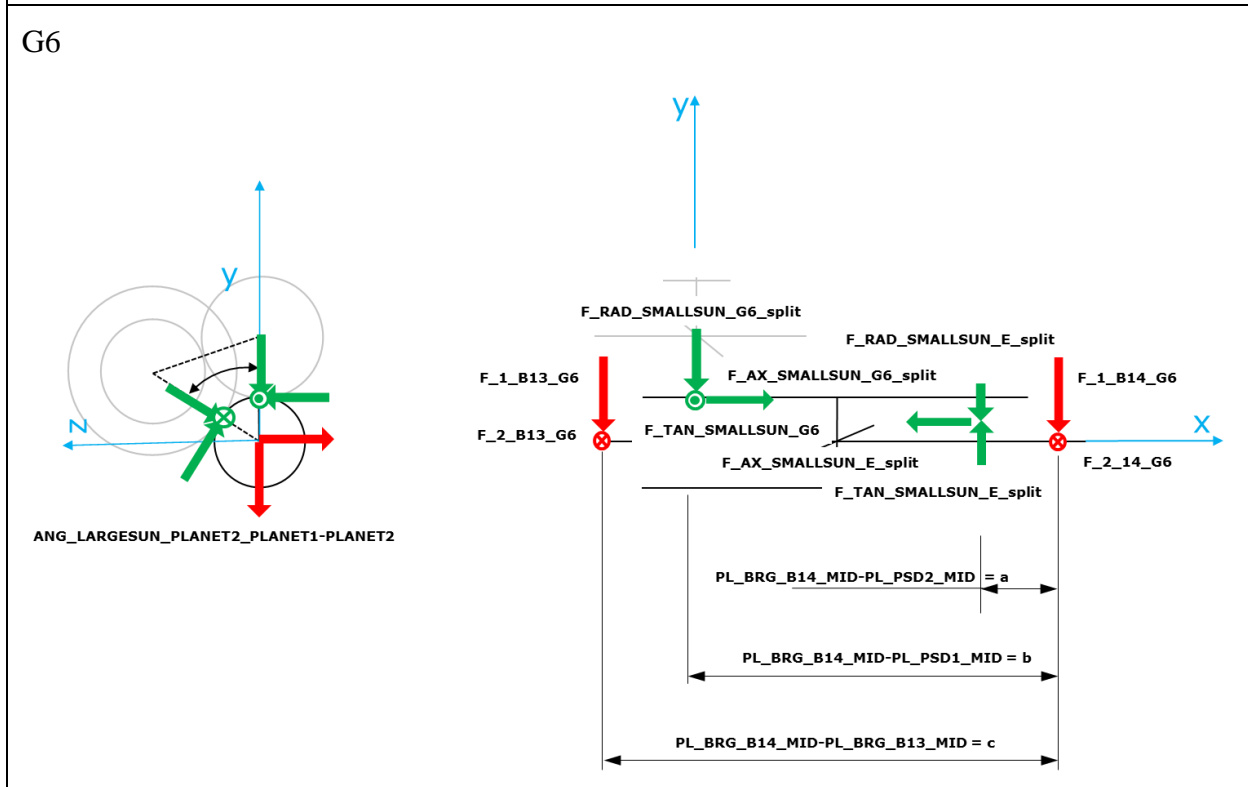
G4



G5+G6



G6



Planet 2 in den Gängen E, G1, G3+G6, G4, G5+G6

$$F_{1,B13} = \frac{1}{c} [-F_{AX}r(1 - \cos \alpha) - F_{RAD}b - F_{RAD}a \cos \alpha - F_{TAN}a \sin \alpha]$$

$$F_{2,B13} = \frac{1}{c} [-F_{AX}r \sin \alpha - F_{RAD}(c - a) \sin \alpha + F_{TAN}(c - a) \cos \alpha - F_{TAN}(c - b)]$$

$$F_{1,B14} = \frac{1}{c} [F_{AX}r(1 - \cos \alpha) - F_{RAD}(c - b) - F_{RAD}(c - a) \cos \alpha - F_{TAN}(c - a) \sin \alpha]$$

$$F_{2,B14} = \frac{1}{c} [F_{AX}r \sin \alpha - F_{RAD}a \sin \alpha - F_{TAN}a \cos \alpha + F_{TAN}b]$$

Planet 2 in den Gängen G2, G6

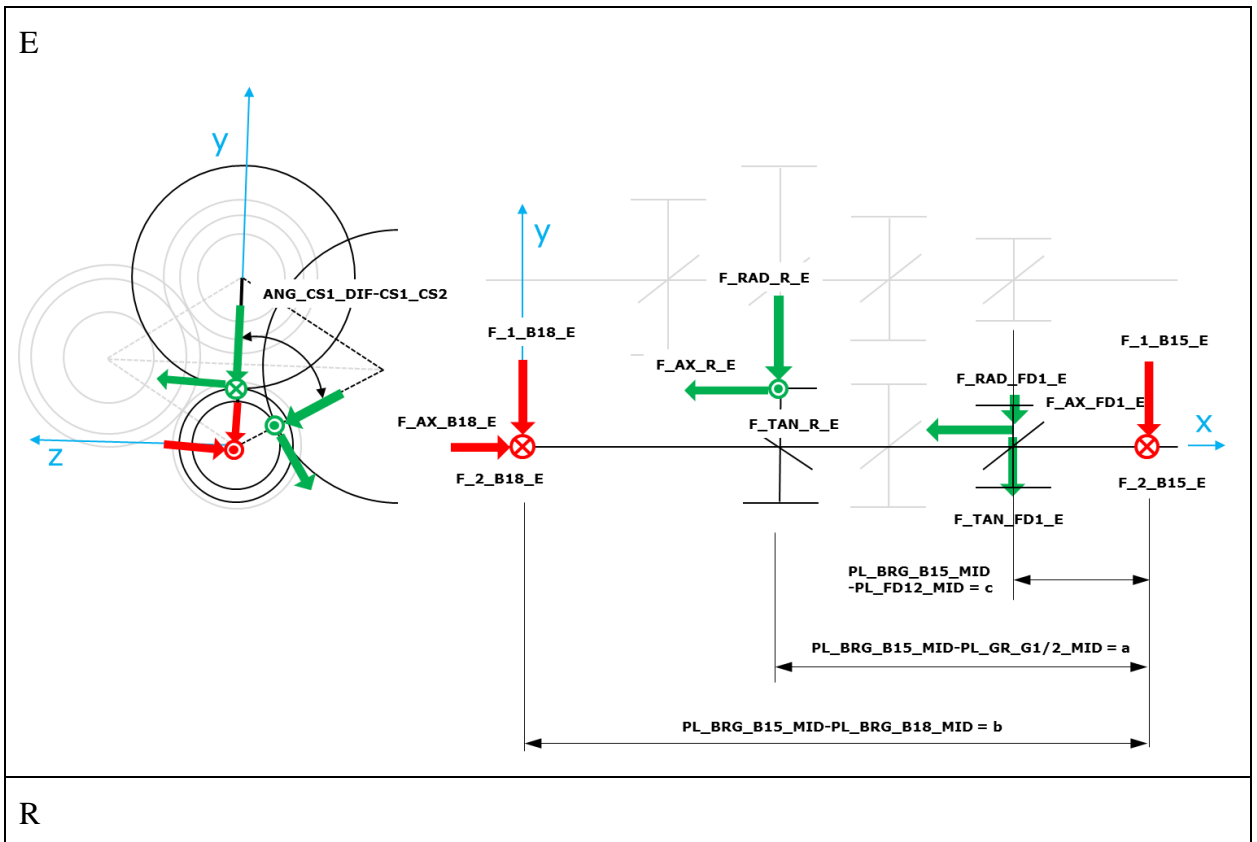
$$F_{1,B13} = \frac{1}{c} [+F_{AX}r(1 - \cos \alpha) - F_{RAD}b - F_{RAD}a \cos \alpha + F_{TAN}a \sin \alpha]$$

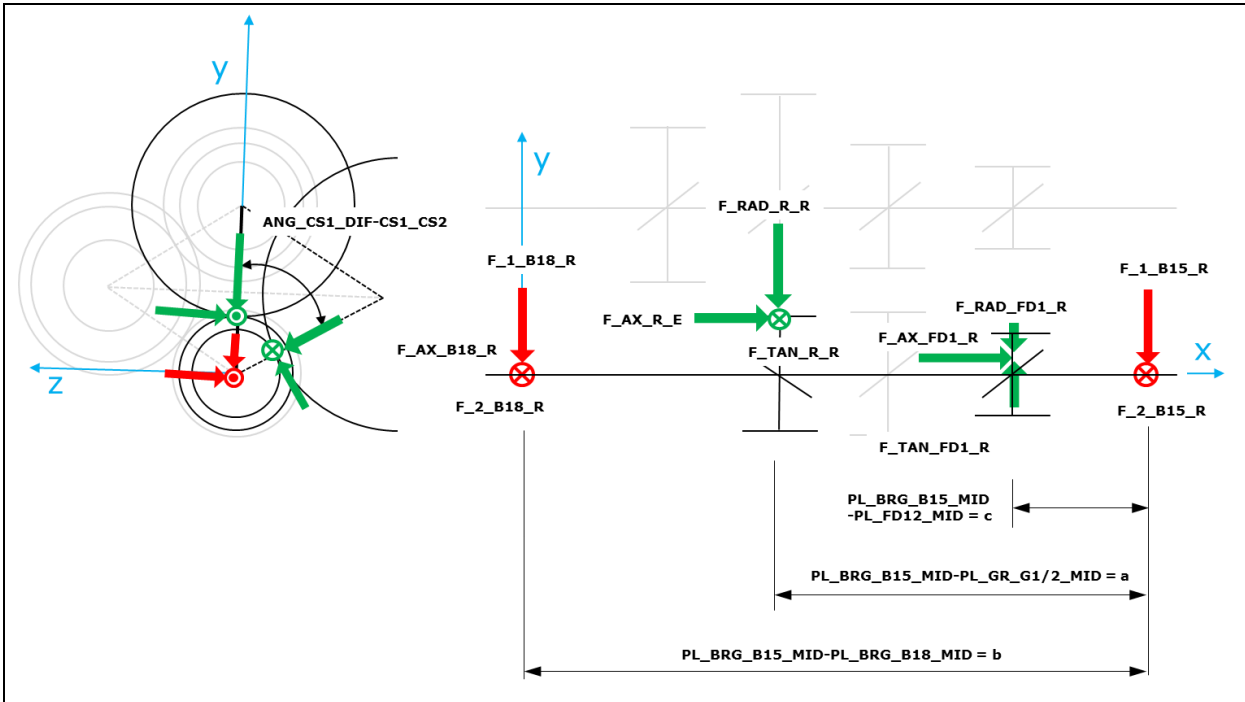
$$F_{2,B13} = \frac{1}{c} [+F_{AX}r \sin \alpha - F_{RAD}(c - a) \sin \alpha - F_{TAN}(c - a) \cos \alpha + F_{TAN}(c - b)]$$

$$F_{1,B14} = \frac{1}{c} [-F_{AX}r(1 - \cos \alpha) - F_{RAD}(c - b) - F_{RAD}(c - a) \cos \alpha + F_{TAN}(c - a) \sin \alpha]$$

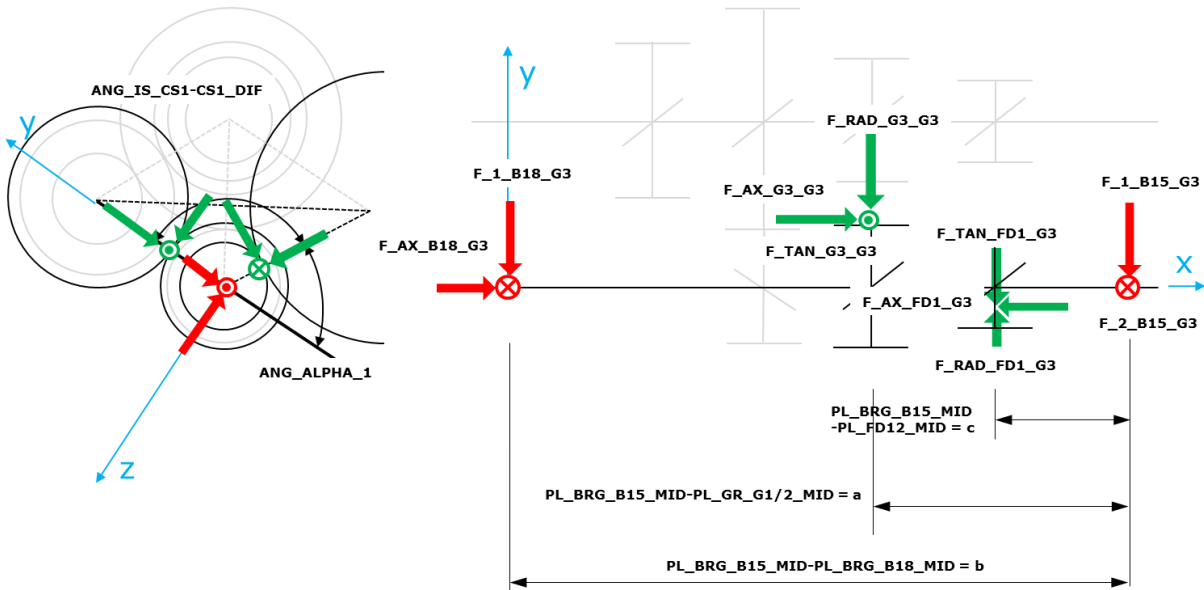
$$F_{2,B14} = \frac{1}{c} [-F_{AX}r \sin \alpha - F_{RAD}a \sin \alpha + F_{TAN}a \cos \alpha - F_{TAN}b]$$

Tabelle 9-15: Berechnung der Kräfte an Planet 2





G3+G6



Countershaft 1 in E

$$F_{1,B15} = \frac{1}{b} \left[-F_{RAD,G}(b-a) - (F_{TAN,FD1} \sin \alpha + F_{RAD,FD1} \cos \alpha)(b-c) + F_{AX,G}r_G + F_{AX,FD1}r_{FD1} \cos \alpha \right]$$

$$F_{2,B15} = \frac{1}{b} \left[F_{TAN,G}(b-a) - (F_{TAN,FD1} \cos \alpha - F_{RAD,FD1} \sin \alpha)(b-c) - F_{AX,FD1}r_{FD1} \sin \alpha \right]$$

$$F_{1,B18} = \frac{1}{b} \left[-F_{RAD,G}a - (F_{TAN,FD1} \sin \alpha + F_{RAD,FD1} \cos \alpha)c - F_{AX,G}r_G - F_{AX,FD1}r_{FD1} \cos \alpha \right]$$

$$F_{2,B18} = \frac{1}{b} [F_{TAN,G}a - (F_{TAN,FD1} \cos \alpha - F_{RAD,FD1} \sin \alpha)c + F_{AX,FD1}r_{FD1} \sin \alpha]$$

$$F_{AX,B18} = F_{AX,G} + F_{AX,FD1}$$

Countershaft 1 in R

$$F_{1,B15} = \frac{1}{b} [-F_{RAD,G}(b-a) + (F_{TAN,FD1} \sin \alpha - F_{RAD,FD1} \cos \alpha)(b-c) - F_{AX,G}r_G - F_{AX,FD1}r_{FD1} \cos \alpha]$$

$$F_{2,B15} = \frac{1}{b} [-F_{TAN,G}(b-a) + (F_{TAN,FD1} \cos \alpha - F_{RAD,FD1} \sin \alpha)(b-c) + F_{AX,FD1}r_{FD1} \sin \alpha]$$

$$F_{1,B18} = \frac{1}{b} [-F_{RAD,G}a + (F_{TAN,FD1} \sin \alpha - F_{RAD,FD1} \cos \alpha)c + F_{AX,G}r_G + F_{AX,FD1}r_{FD1} \cos \alpha]$$

$$F_{2,B18} = \frac{1}{b} [-F_{TAN,G}a + (F_{TAN,FD1} \cos \alpha + F_{RAD,FD1} \sin \alpha)c - F_{AX,FD1}r_{FD1} \sin \alpha]$$

$$F_{AX,B18} = F_{AX,G} + F_{AX,FD1}$$

Countershaft 1 in G3+G6

$$F_{1,B15} = \frac{1}{b} [-F_{RAD,G}(b-a) - (F_{TAN,FD1} \sin \alpha - F_{RAD,FD1} \cos \alpha)(b-c) - F_{AX,G}r_G - F_{AX,FD1}r_{FD1} \cos \alpha]$$

$$F_{2,B15} = \frac{1}{b} [F_{TAN,G}(b-a) + (F_{TAN,FD1} \cos \alpha + F_{RAD,FD1} \sin \alpha)(b-c) - F_{AX,FD1}r_{FD1} \sin \alpha]$$

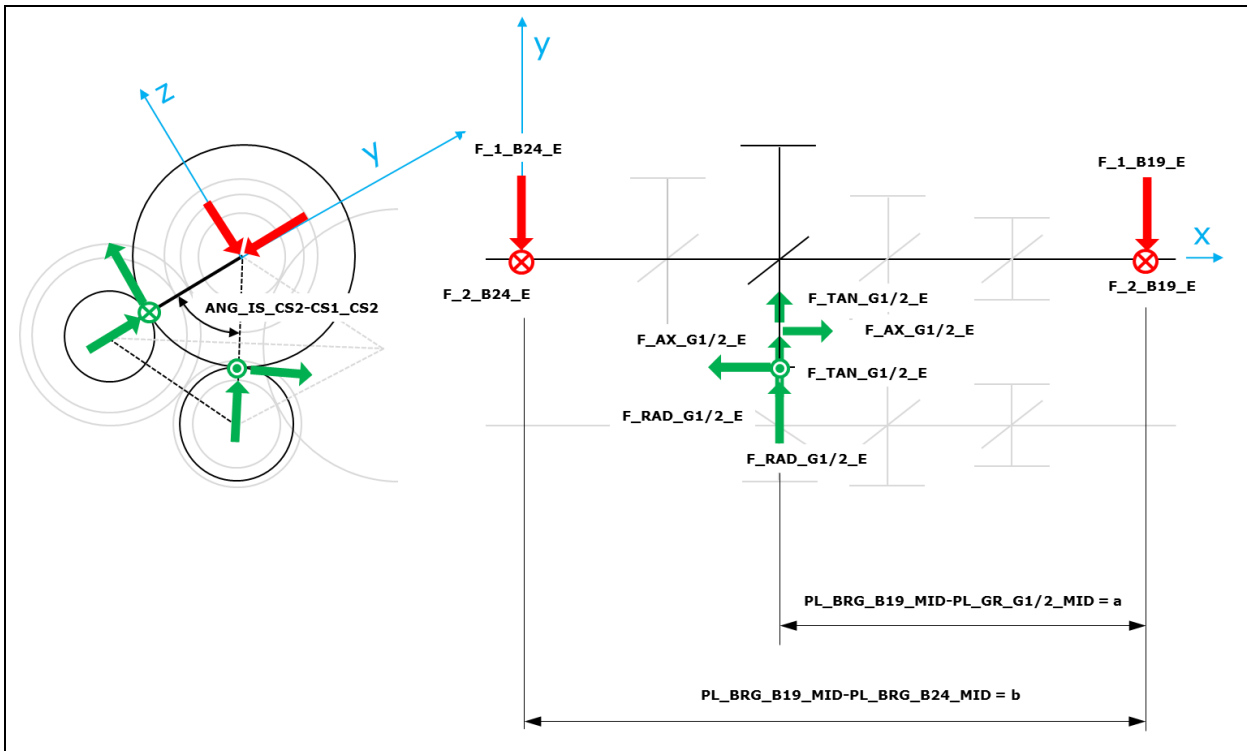
$$F_{1,B18} = \frac{1}{b} [-F_{RAD,G}a - (F_{TAN,FD1} \sin \alpha - F_{RAD,FD1} \cos \alpha)c + F_{AX,G}r_G + F_{AX,FD1}r_{FD1} \cos \alpha]$$

$$F_{2,B18} = \frac{1}{b} [F_{TAN,G}a + (F_{TAN,FD1} \cos \alpha + F_{RAD,FD1} \sin \alpha)c + F_{AX,FD1}r_{FD1} \sin \alpha]$$

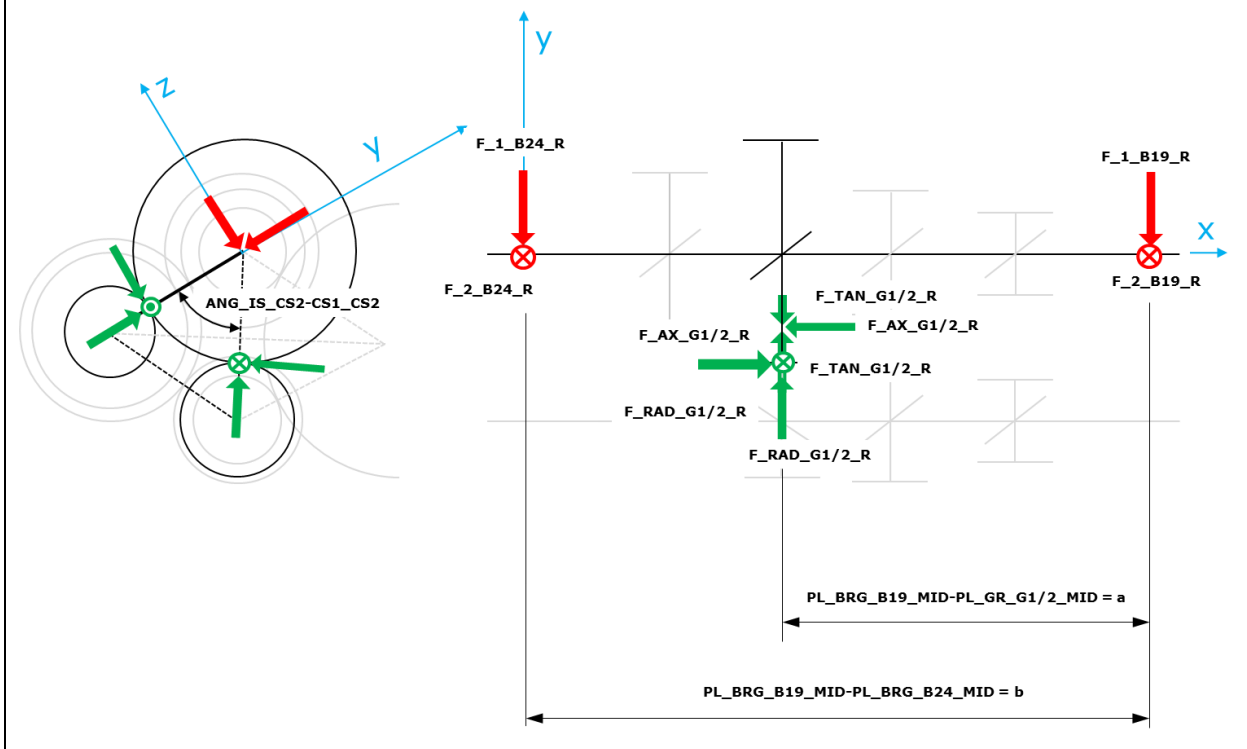
$$F_{AX,B18} = -F_{AX,G} + F_{AX,FD1}$$

Tabelle 9-16: Berechnung der Kräfte an Countershaft 1

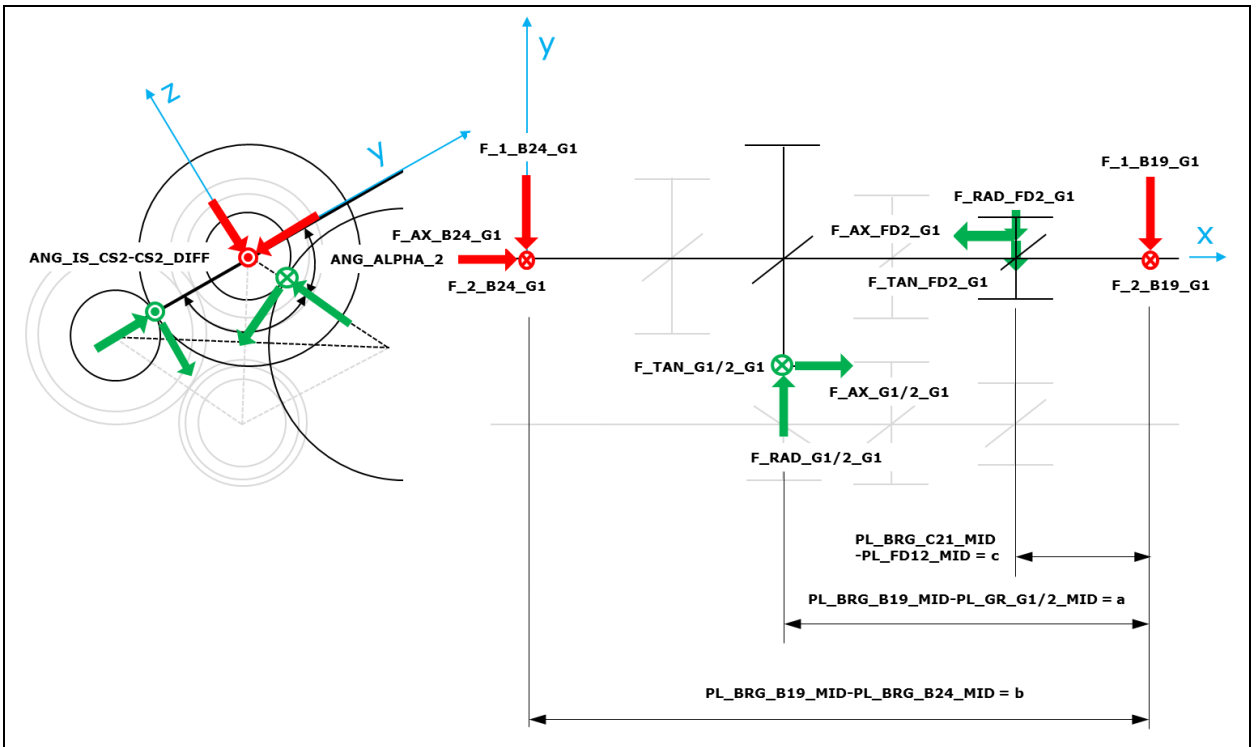
E



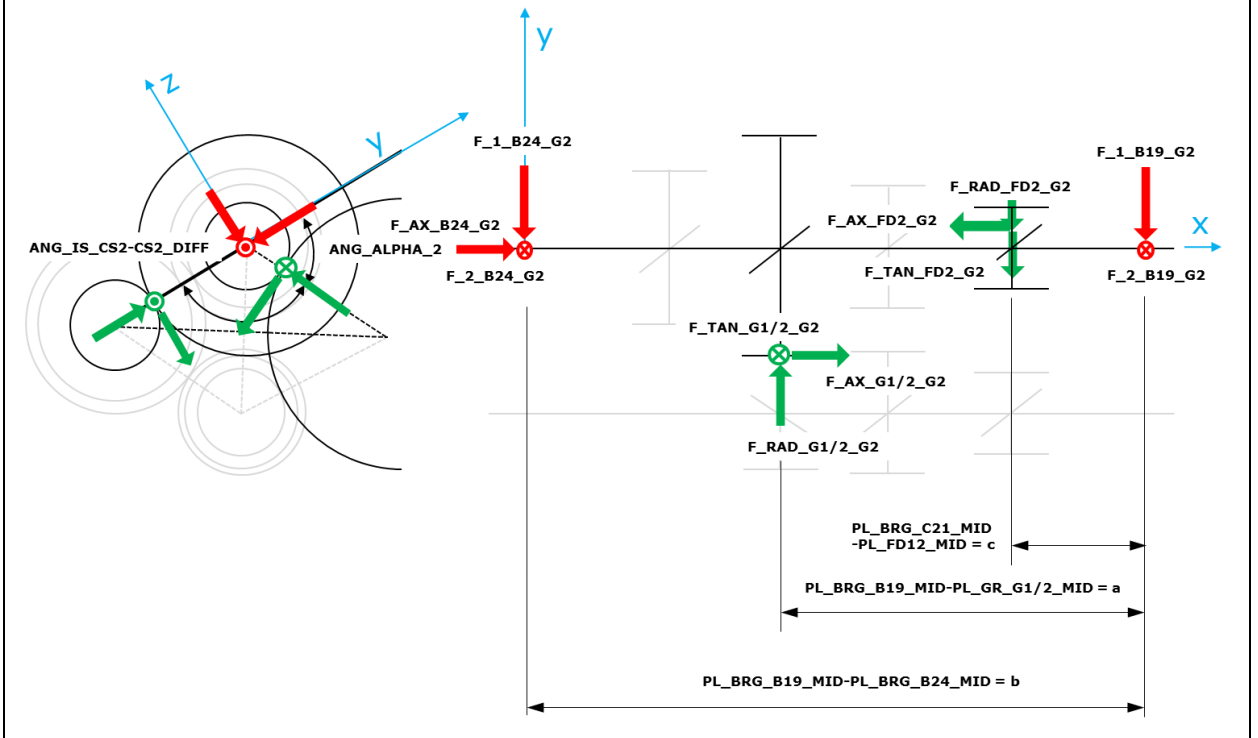
R



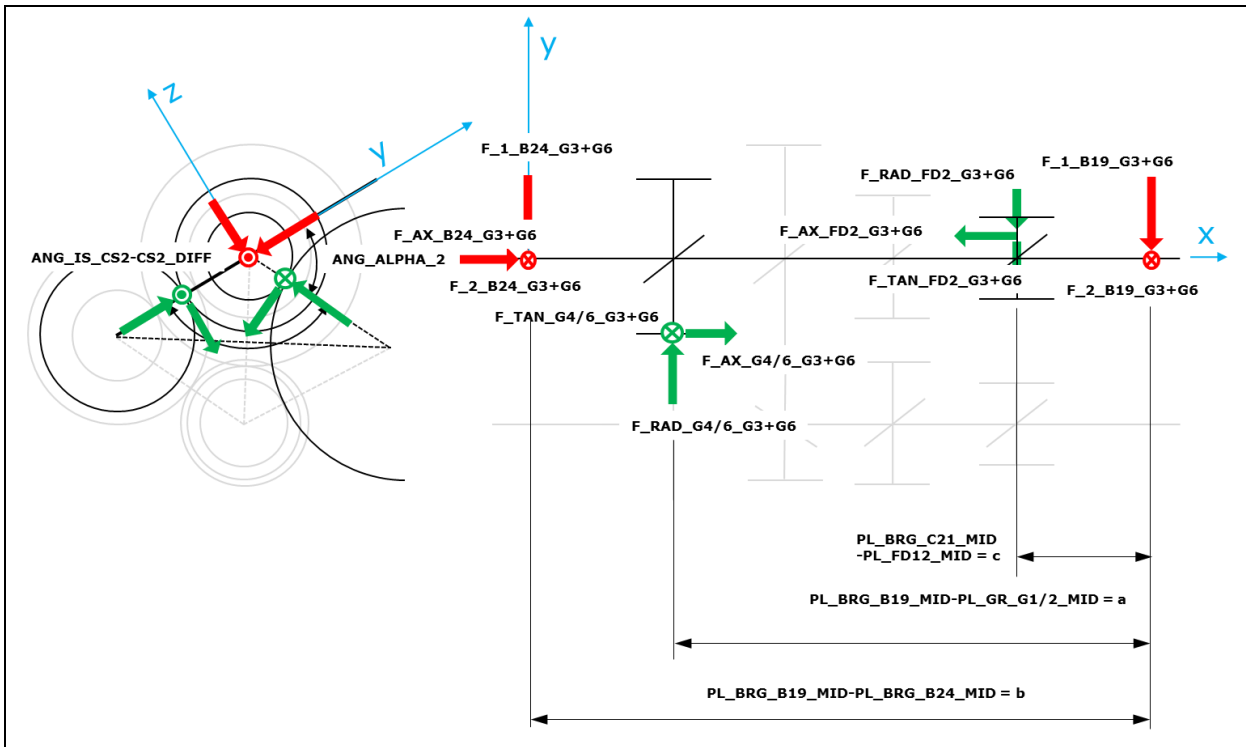
G1



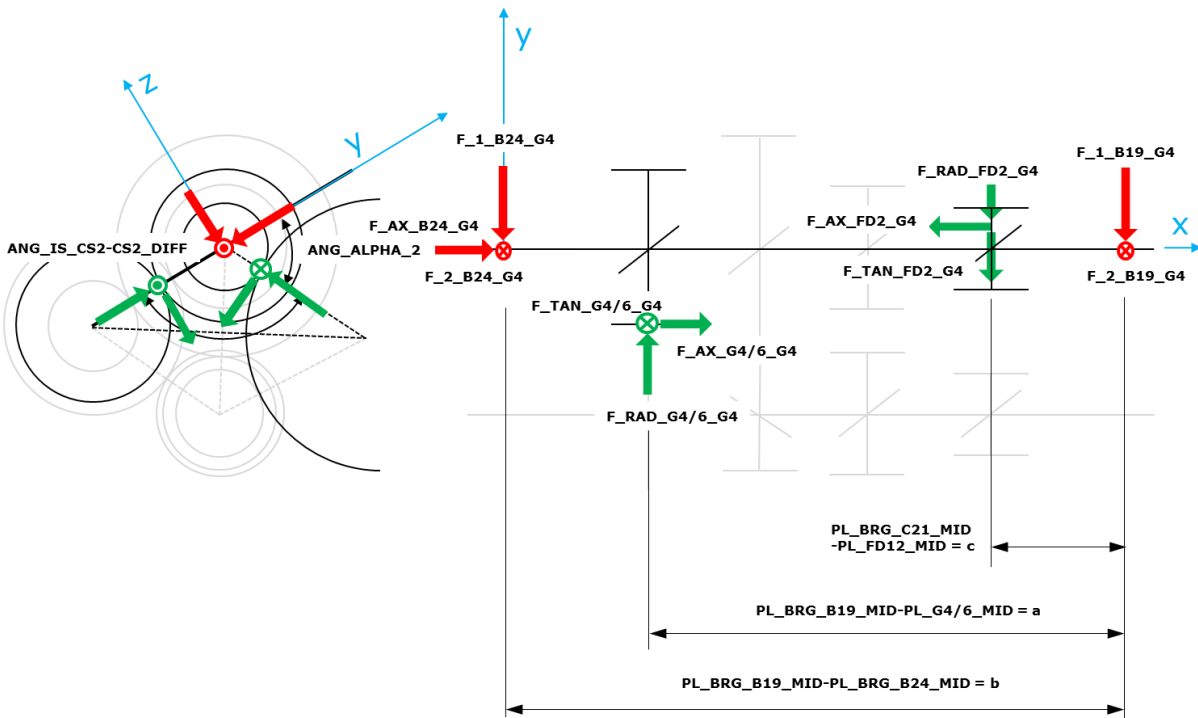
G2



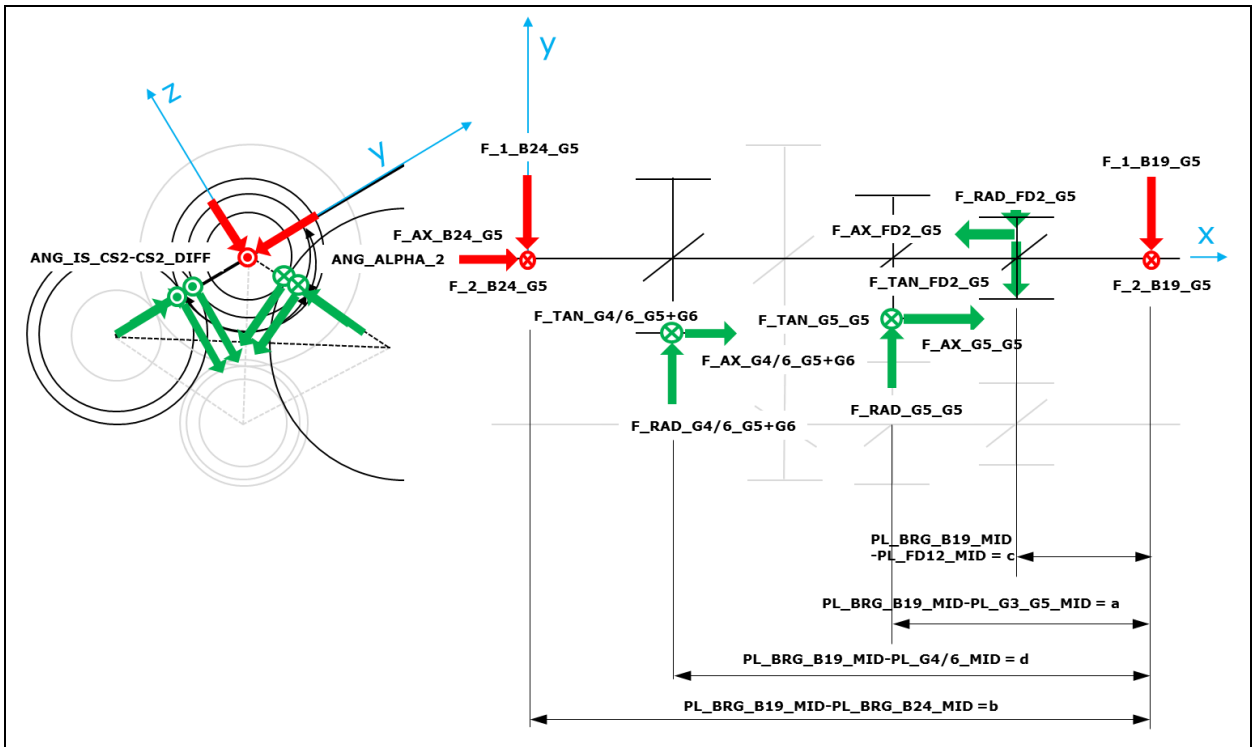
G3+G6



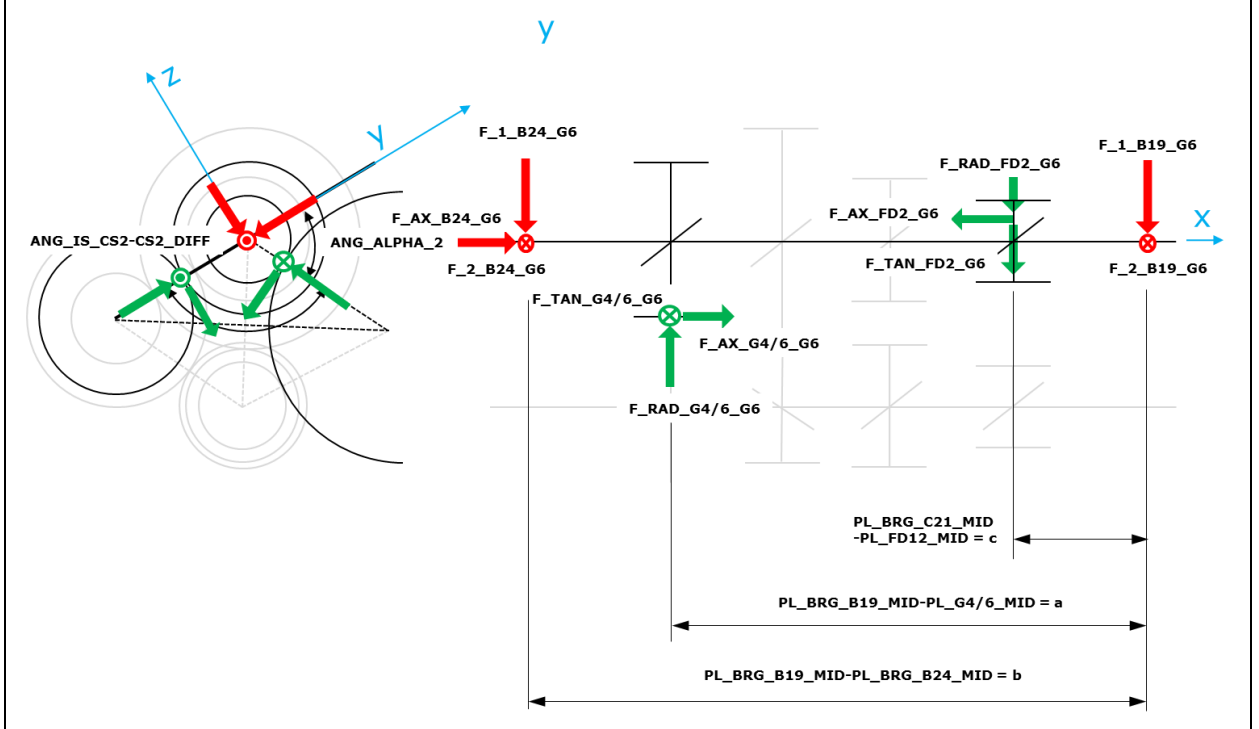
G4



G5+G6



G6



Countershaft 2 in E

$$F_{1,B19} = \frac{1}{b} [(F_{RAD,G12}(1 + \cos \alpha) + F_{TAN,G12} \sin \alpha)(b - a) + F_{AX,G12} r_{G12} (\cos \alpha - 1)]$$

$$F_{2,B19} = \frac{1}{b} [(F_{TAN,G12}(1 - \cos \alpha) + F_{RAD,G12} \sin \alpha)(b - a) + F_{AX,G12} r_{G12} \sin \alpha]$$

$$F_{1,B24} = \frac{1}{b} [(F_{RAD,G12}(1 + \cos \alpha) + F_{TAN,G12} \sin \alpha)a - F_{AX,G12}r_{G12}(\cos \alpha - 1)]$$

$$F_{2,B24} = \frac{1}{b} [(F_{TAN,G12}(1 - \cos \alpha) + F_{RAD,G12} \sin \alpha)a - F_{AX,G12}r_{G12} \sin \alpha]$$

Countershaft 2 in R

$$F_{1,B19} = \frac{1}{b} [(F_{RAD,G12}(1 + \cos \alpha) - F_{TAN,G12} \sin \alpha)(b - a) - F_{AX,G12}r_{G12}(\cos \alpha - 1)]$$

$$F_{2,B19} = \frac{1}{b} [(-F_{TAN,G12}(1 - \cos \alpha) + F_{RAD,G12} \sin \alpha)(b - a) - F_{AX,G12}r_{G12} \sin \alpha]$$

$$F_{1,B24} = \frac{1}{b} [(F_{RAD,G12}(1 + \cos \alpha) - F_{TAN,G12} \sin \alpha)a + F_{AX,G12}r_{G12}(\cos \alpha - 1)]$$

$$F_{2,B24} = \frac{1}{b} [(-F_{TAN,G12}(1 - \cos \alpha) + F_{RAD,G12} \sin \alpha)a + F_{AX,G12}r_{G12} \sin \alpha]$$

Countershaft 2 in G1, G2, G3+G6, G4, G6

$$F_{1,B19} = \frac{1}{b} [F_{RAD,G}(b - a) + F_{AX,G}r_G - (F_{RAD,FD2} \cos \alpha + F_{TAN,FD2} \sin \alpha)(b - c) + F_{AX,FD2}r_{FD2} \cos \alpha]$$

$$F_{2,B19} = \frac{1}{b} [-F_{TAN,G}(b - a) - (F_{TAN,FD2} \cos \alpha - F_{RAD,FD2} \sin \alpha)(b - c) - F_{AX,FD2}r_{FD2} \sin \alpha]$$

$$F_{1,B24} = \frac{1}{b} [F_{RAD,G}a - F_{AX,G}r_{G12} - (F_{RAD,FD2} \cos \alpha + F_{TAN,FD2} \sin \alpha)c - F_{AX,FD2}r_{FD2} \cos \alpha]$$

$$F_{2,B24} = \frac{1}{b} [-F_{TAN,G}a - (F_{TAN,FD2} \cos \alpha - F_{RAD,FD2} \sin \alpha)c + F_{AX,FD2}r_{FD2} \sin \alpha]$$

$$F_{AX,B24} = F_{AX,FD2} - F_{AX,G}$$

Countershaft 2 in G5+G6

$$F_{1,B19} = \frac{1}{b} [F_{RAD,G46}(b - d) + F_{RAD,G5}(b - a) + F_{AX,G46}r_{G46} + F_{AX,G5}r_{G5} - (F_{RAD,FD2} \cos \alpha + F_{TAN,FD2} \sin \alpha)(b - c) + F_{AX,FD2}r_{FD2} \cos \alpha]$$

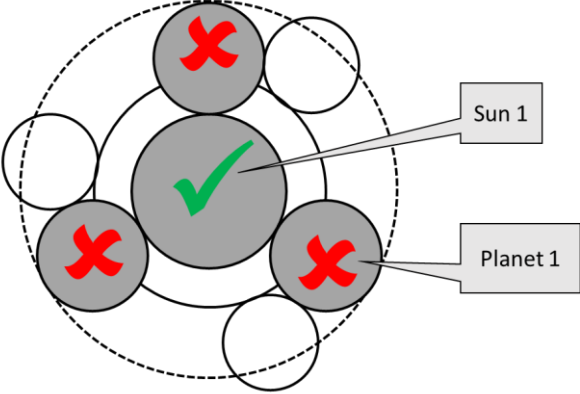
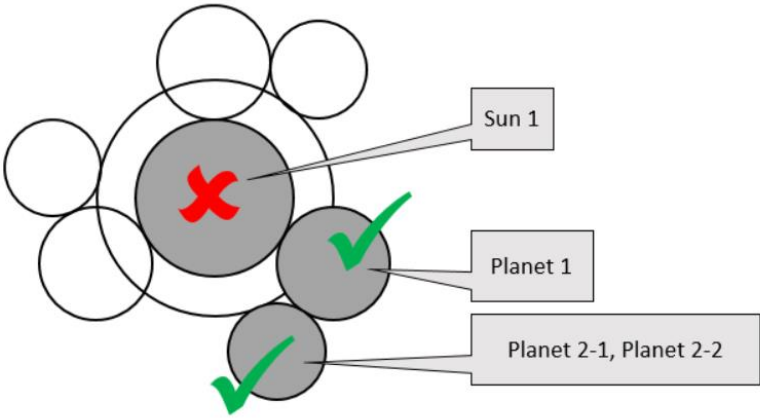
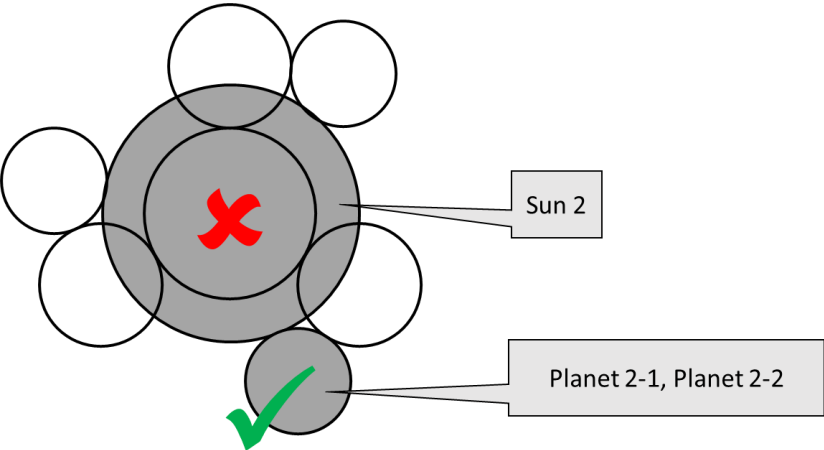
$$F_{2,B19} = \frac{1}{b} [-F_{TAN,G46}(b - d) - F_{TAN,G5}(b - a) - (F_{TAN,FD2} \cos \alpha - F_{RAD,FD2} \sin \alpha)(b - c) - F_{AX,FD2}r_{FD2} \sin \alpha]$$

$$F_{1,B24} = \frac{1}{b} [F_{RAD,G46}d + F_{RAD,G5}a - F_{AX,G46}r_{G46} - F_{AX,G5}r_{G5} - (F_{RAD,FD2} \cos \alpha + F_{TAN,FD2} \sin \alpha)c - F_{AX,FD2}r_{FD2} \cos \alpha]$$

$$F_{2,B24} = \frac{1}{b} [-F_{TAN,G46}d - F_{TAN,G5}a - (F_{TAN,FD2} \cos \alpha - F_{RAD,FD2} \sin \alpha)c + F_{AX,FD2}r_{FD2} \sin \alpha]$$

$$F_{AX,B24} = F_{AX,FD2} - F_{AX,G46} - F_{AX,G5}$$

Tabelle 9-17: Berechnung der Kräfte an Countershaft 2

	<p>Die richtige Schädigung der Sonne 1 erhält man aus der Brechnung eines Planetensatzes, wobei das volle Moment aus dem Lastzyklus übertragen wird.</p> <p>Die Erhaltenen Sicherheiten für die Planeten stimmen nicht, da sie nicht mit einem Hohlrاد, sondern mit dem 2. Planeten kämmen. KISSsoft lässt jedoch nur Planetensätze mit Hohlrädern zu.</p>
	<p>Die richtige Schädigung der Planeten erhält man aus einer 3-Räderkette, bei der der 1. Planet das Zwischenrad bildet. Es muss dabei mit ca. einem Drittel des Momentes gerechnet werden, da sich die Leistung auf 3 Zweige aufteilt.</p> <p>Für die Sonne erhält man eine zu niedrige Schädigung.</p>
	<p>Die richtige Schädigung für den Planeten 2 erhält man aus einer 2-Räderkette. Auch hier muss mit ca. einem Drittel des Momentes gerechnet werden und die erhaltene Schädigung der Sonne 2 ist zu klein.</p>

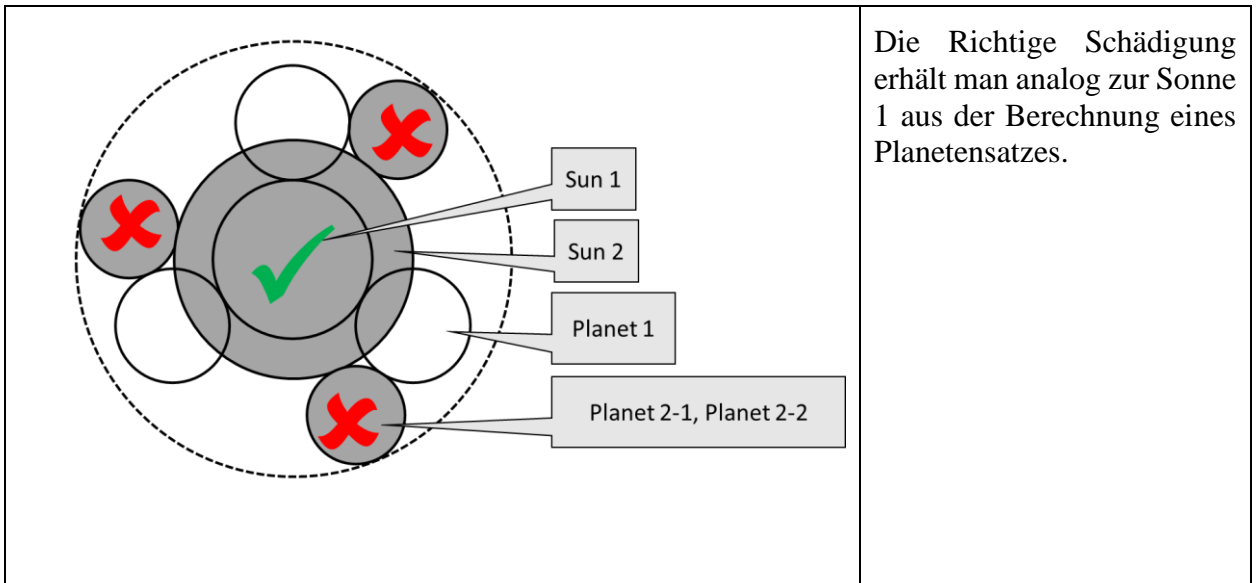


Tabelle 9-18: Bestimmung der Schädigung von Zahnrädern in einem Doppelplanetensatz

10 Literaturverzeichnis

- [1] „en.wikipedia.com,“ [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Automatic_transmission. [Zugriff am 2. Jänner 2018].
- [2] „de.wikipedia.org,“ [Online]. Available: <https://de.wikipedia.org/wiki/Doppelkupplungsgetriebe>. [Zugriff am 29. Dezember 2017].
- [3] C. Breinfeld und P. Streng, „Konzepte für zukünftige Getriebeentwicklungen,“ *Automobiltechnische Zeitschrift*, Nr. 06/2007, 2007.
- [4] „www.transmission-symposium.com,“ [Online]. Available: <http://www.transmission-symposium.com/dht-neue-kategorie-von-hybridgetrieben/>. [Zugriff am 31 Dezember 2017].
- [5] AVL List GmbH, „2015_DynoShift_final_show,“ Graz, 2015.
- [6] „ebayimg.com,“ [Online]. Available: <http://i.ebayimg.com/images/g/rDUAAOSwux5YNHPI/s-l300.jpg>. [Zugriff am 30. September 2017].
- [7] „Hybrid-Autos.info,“ [Online]. Available: <http://www.hybrid-autos.info/images/stories/Technik/Hybrid-Varianten/Torquesplit-Hybrid-Leistungselektronik-gross.jpg>. [Zugriff am 24. September 2017].
- [8] „images.obi.de,“ [Online]. Available: https://images.obi.de/product/DE/1500x1500/569922_1.jpg. [Zugriff am 30. September 2017].
- [9] „www.zf.com,“ [Online]. Available: https://www.zf.com/corporate/de_de/products/product_range/cars/cars_9_speed_automatic_transmission.shtml. [Zugriff am 30. September 2017].
- [10] „www.van-eupen.de,“ [Online]. Available: https://www.van-eupen.de/Opel-Neuwagen/Easytronic-3-0/0_991.html. [Zugriff am 30. September 2017].
- [11] „www.SAE.org,“ [Online]. Available: http://www.sae.org/dlymagazineimages/web/516/13949_21445.png. [Zugriff am 30. September 2017].
- [12] „www.electrical4u.com,“ [Online]. Available: <https://www.electrical4u.com/hysteresis-motor/>. [Zugriff am 29. Juli 2017].
- [13] „https://www.quora.com,“ [Online]. Available: <https://www.quora.com/What-is-the-hysteresis-motor-working-principle-How-is-it-applied>. [Zugriff am 10. Oktober 2017].

- [14 AVL-List GmbH, „AVL DYNOSHIFT Low Cost Torque Filled Transmission
] concept,“ 2015.
- [15 D. Görke, Untersuchungen zur kraftstoffoptimalen Betriebsweise von
] Parallelhybridfahrzeugen und darauf basierende Auslegung regelbasierter
Betriebsstrategien, Springer, 2016.
- [16 „<https://paultan.org>,“ [Online]. Available: <https://paultan.org/2006/06/26/vw-phases-out-automatics-makes-way-for-dsg/>. [Zugriff am 7. Jänner 2018].
- [17 J. Loomann, Zahnradgetriebe 3. Auflage, Heidelberg: Springer-Verlag, 1996.
]
- [18 W. Müller, Die Umlaufgetriebe, Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1970.
]
- [19 L. Kissling & Co. AG, „[kisssoft.ch](http://www.kisssoft.ch),“ [Online]. Available:
] <http://www.kisssoft.ch/english/downloads/pdf/manual.pdf>. [Zugriff am 09. September
2017].
- [20 L. Kissling & Co. AG, „<http://www.kisssoft.ch>,“ [Online]. Available:
] http://www.kisssoft.ch/english/downloads/pdf/GearSolutions_KISSsoft.pdf. [Zugriff am 11.
Jänner 2018].
- [21 G. Niemann und H. Winter, Maschinenelemente Band 2: Getriebe allgemein,
] Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe, 2. Auflage, Heidelberg: Springer-Verlag,
2003.
- [22 R. Fischer, F. Küçükay, G. Jürgens und B. Pollak, Das Getriebebuch, 2. Auflage, Wiesbaden:
] Springer Vieweg, 2016.
- [23 H. Naunheimer, B. Bertsche und G. Lechner, Fahrzeuggetriebe, Heidelberg: Springer-Verlag,
] 2007.
- [24 G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen und K.-H. Grote, Pahl/Beitz Konstruktionslehre Grundlagen,
] 7. Auflage, Heidelberg: Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [25 C. Sandner, B. Lorenz, T. Tobie und R. Ratzl, „Sintered gears – achievable load-carrying
] capacities by conventional and new production methods (VDI-Berichte Nr.
1665),“ München, 2002.
- [26 K. B., Köhler Rögitz Maschinenteile 2, Vieweg+Teubner.
]

- [27 Deutsches Institut für Normung e.V., DIN 7190: Pressverbände - Teil 1:
] Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische Pressverbände, Berlin:
Beuth Verlag GmbH, 2017.
- [28 G. Niemann, H. Winter und B.-R. Höhn, Maschinenelemente Band 1: Konstruktion und
] Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, 4. Auflage, Heidelberg: Springer-Verlag,
2005.
- [29 H.-H. Fahrenwaldt und V. Schuler, Praxiswissen Schweißtechnik 3. Auflage, Wiesbaden:
] Vieweg+Teubner, 2009.
- [30 C. Haring, Erstellen einer Bewertungs- und Entscheidungshilfe zur optimalen Zuordnung von
] Fertigungstechnologien zu Bauteilanforderungen von Getriebekomponenten
(Diplomarbeit), Mittweida: Hochschule Mittweida, 2015.
- [31 Tesko Laser Division, „teskolaser.com,“ [Online]. Available:
] http://www.teskolaser.com/waterjet_cutting.html. [Zugriff am November 2017].
- [32 H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch und J. Voßiek, Roloff/Matek Maschinenelemente
] Tabellenbuch 11. Auflage, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2011.
- [33 International Organization for Standardization, ISO 6336: Calculation of load capacity of
] spur and helical gears, Genf, 1996.
- [34 INA FAG Schaeffler AG & Co, „<http://medias.schaeffler.de>,“ [Online]. Available:
] <http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.tg/>. [Zugriff am 2. November 2017].
- [35 IBC WÄLZLAGER GMBH, „www.ibt-waelzlager.eu,“ [Online]. Available:
] <http://www.ibt-waelzlager.eu/file/Downloads/Lebensdauerberechnung.pdf>. [Zugriff am 10.
November 2017].
- [36 Deutsches Institut für Normung e.V., DIN 743: Tragfähigkeitsnachweis von Wellen und
] Achsen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2012.
- [37 Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., FKM Richtlinie Rechnerischer
] Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, Frankfurt am Main: VDMA Verlag GmbH,
2012.
- [38 INA FAG Schaeffler AG & Co, „<http://medias.schaeffler.de>,“ [Online]. Available:
] <http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr;/awWPmPivpzp7?mode=calc>. [Zugriff am
2. November 2017].
- [39 SKF AG, „<http://webtools3.skf.com>,“ [Online]. Available:
] <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/>. [Zugriff am 3. November 2017].

[40 SKF AG, „<http://www.skf.com/at>“, [Online]. Available:
] <http://www.skf.com/at/products/bearings-units-housings/roller-bearings/needle-roller-bearings/needle-roller-and-cage-assemblies/bearing-data/index.html>. [Zugriff am 15. Jänner 2018].

[41 G. Jürgens, Skriptum Maschinenelemente 2, Graz: TU Graz, 2010.
]

[42 A. Böge, Die Mechanik der Planetengetriebe, Braunschweig: Friedr. Vieweg & Sohn
] Verlagsgesellschaft, 1980.

[43 Seeger-Orbis GmbH & Co. OHG, „<http://data.seeger-orbis.de>“, [Online]. Available:
] <http://data.seeger-orbis.de/catalog/SEEGER-KATALOGUE-light.pdf>. [Zugriff am November 2017].

11 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Komponenten und Hauptbaugruppen des Getriebes 6DFT 15kW 48V	9
Tabelle 1-2: Betriebsmodi 6DFT Dynoshift Gen II	10
Tabelle 1-3: Vergleich Dynoshift 6DFT-DQ250+P2	17
Tabelle 2-1: Übersetzungen im einfachen Planetensatz	19
Tabelle 2-2: Momentenbeziehungen am Einfachplanetensatz	22
Tabelle 2-3: Schema des Morphologischen Kastens	38
Tabelle 5-1: Vergleich der Ergebnisse, hintere Eingangswelle, nach DIN und FKM	68
Tabelle 5-2: Vergleich der Ergebnisse, 2. Abtriebswelle, nach DIN und FKM.....	71
Tabelle 5-3: Zielwerte der Zahnradauslegung	78
Tabelle 9-1: Grundlegende Getriebespezifikation	105
Tabelle 9-2: Schalttabelle	105
Tabelle 9-3: Kennwerte von Werkstoffen im Getriebebau.....	106
Tabelle 9-4: Lastzyklus 6DFT 15 kW 48V	106
Tabelle 9-5: Ergebnisse der Auslegung der Sicherungsringe	106
Tabelle 9-6: Lagerdaten und Berechnungsergebnisse	107
Tabelle 9-7: Berechnungsergebnisse Zahnradstufe G12R	108
Tabelle 9-8: Berechnungsergebnisse Zahnradstufe G35	109
Tabelle 9-9: Berechnungsergebnisse Zahnradstufe G46	110
Tabelle 9-10: Berechnungsergebnisse Planetensatz	111
Tabelle 9-11: Berechnungsergebnisse Finaldrive.....	112
Tabelle 9-12: Evolventenzahnwellen Übersicht	113
Tabelle 9-13: Kräftesituation an der Rotorwelle	115
Tabelle 9-14: Berechnung der Kräfte an Planet 1	118
Tabelle 9-15: Berechnung der Kräfte an Planet 2	123
Tabelle 9-16: Berechnung der Kräfte an Countershaft 1	125
Tabelle 9-17: Berechnung der Kräfte an Countershaft 2.....	131
Tabelle 9-18: Bestimmung der Schädigung von Zahnrädern in einem Doppelplanetensatz.....	133

12 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Getriebekonzepte am Markt.....	2
Abbildung 1-2: Verblockter Planetensatz.....	3
Abbildung 1-3: Planetensatz mit festgesetzter Sonne	4
Abbildung 1-4: Planetensatz mit E-Motor.....	4
Abbildung 1-5: Hysterese motor im Asynchronbetrieb	5
Abbildung 1-6: Hysterese motor im Synchronbetrieb.....	5
Abbildung 1-7: Betriebsmodi des Hysterese motors	6
Abbildung 1-8: Vergleich der Achitektur: Typisches MT und Dynoshift	7
Abbildung 1-9: Übersicht Dynoshift 6DFT Gen II	8
Abbildung 1-10: Getriebe bei der Fahrt in G1	11
Abbildung 1-11: Getriebe bei der Fahrt in G2	12
Abbildung 1-12: Volkswagen DQ250 + P2-Modul	13
Abbildung 2-1: Planetensatz (Minusgetriebe).....	18
Abbildung 2-2: Kinematisches System mit 3 Gliedern	20
Abbildung 2-3: Kräftegleichgewicht am Einfachplanetensatz	21
Abbildung 2-4: Druckverteilung am Zahn (Tragbild).....	34
Abbildung 2-5: Flusschaubild der Tragbildoptimierung	36
Abbildung 2-6: Schweißbaugruppen Losräder.....	37
Abbildung 2-7: Morphologischer Kasten Losrad.....	39
Abbildung 2-8: Lösungen 1 und 2 aus dem Morphologischen Kasten	40
Abbildung 2-9: Geschmiedete Einteilige Lösung	40
Abbildung 2-10: Achsparallele Ansicht, Hinterschnitt nicht sichtbar.....	40
Abbildung 2-11: Geschwenkte Ansicht, Hinterschnitt sichtbar	40
Abbildung 2-12: Einteiliges Schmiedebauteil mit spanender Bearbeitung.....	41
Abbildung 2-13: Einteiliges Schmiedebauteil mit Laserbearbeitung.....	41
Abbildung 2-14: Reduzierter Morphologischer Kasten	42
Abbildung 2-15: Verbleibender Lösungspool	42
Abbildung 2-16: Lösungen 3,4 und 5 aus dem Morphologischen Kasten	43
Abbildung 2-17: Lösung 3 für das Losrad	43
Abbildung 2-18: Lösung 4 für das Losrad	43
Abbildung 2-19: Lösung 5 für das Losrad	44

Abbildung 4-1: Früher Entwurf des Rädersatzes.....	49
Abbildung 4-2: Lagerkonzept und Kurzbezeichnungen.....	50
Abbildung 4-3: Ölversorgung der Komponenten auf den Abtriebswellen.....	52
Abbildung 4-4: Ölversorgung der Komponenten auf der Eingangswelle	53
Abbildung 5-1: Lineare Interpolation von Drehzahlen und Kräften	55
Abbildung 5-2: Balkenmodell zur Bestimmung der Zusatzkraft	57
Abbildung 5-3: Schaubild zur Bestimmung der Bezugviskosität	58
Abbildung 5-4: Formel zur Bestimmung der Bezugviskosität	59
Abbildung 5-5: Schaubild zur Bestimmung des Lebensdauerbeiwertes für Kugellager.....	59
Abbildung 5-6: Formeln zur Bestimmung des Lebensdauerbeiwertes für Kugellager	60
Abbildung 5-7: Variation des Lebensdauerbeiwertes über κ und eC^*Cu/P	61
Abbildung 5-8: Bauteildefinition im Skelettmodell	62
Abbildung 5-9: Flusschaubild Methodik.....	63
Abbildung 5-10: Statisch bestimmtes Lagerkonzept der Eingangswelle	65
Abbildung 5-11: KISSsoft-Modell der Eingangswelle.....	66
Abbildung 5-12: Momentenverläufe in den Eingangswellen	66
Abbildung 5-13: Vergleichsspannungen und Durchbiegungen in den Eingangswellen	67
Abbildung 5-14: Entlastungskerven auf hinterer Eingangswelle	68
Abbildung 5-15: KISSsoft-Modell der 1. Abtriebswelle.....	69
Abbildung 5-16: KISSsoft-Modell der 2. Abtriebswelle.....	70
Abbildung 5-17: Momentenverläufe in der 2. Abtriebswelle.....	70
Abbildung 5-18: Vergleichsspannung und Durchbiegung der 2. Abtriebswelle.....	71
Abbildung 5-19: Zahnwellenverbindung zwischen hinterer Eingangswelle und C1	74
Abbildung 5-20: Zahnwellenverbindung Sonne 1-Rotorwelle.....	74
Abbildung 5-21: Schweißgruppe Planetenträger.....	76
Abbildung 5-22: FE-Analyse der Schweißverbindung von innerer Eingangswelle und Planetenträger	77
Abbildung 5-23: Sicherungsring am Zahnkopf des Ritzels G12.....	79
Abbildung 5-24: FE-Modell der Klauenkupplung C5 auf Seite des 1. Ganges	88
Abbildung 5-25: Vergleichsspannung an der Klaue, C5 auf Seite des 1. Ganges.....	88
Abbildung 5-26: Relevante Schaltungen zur Auslegung der Synchronisierungen	91
Abbildung 5-27: Ergebnisse der Synchronisierungsgrundausslegung.....	91
Abbildung 5-28: Hüllkontur Planeten und Konstruktion Planetenträger	92
Abbildung 5-29: Beispiel für ein Blechumformbauteil (AVL Benchmarkteil).....	93

Abbildung 5-30: Konzept: Gebauter Planetenträger als Blechumformteil	93
Abbildung 5-31: Sicherungsringe auf Zahnwellen.....	94
Abbildung 9-1: Bezeichnungsschlüssel zu den Kräften	114