

Uwe Reichert

Eine Methode zur Auswahl von Standgetrieben für Antriebsstränge von Elektrofahrzeugen mit Zentralantrieb

A method for choosing fixed-axis gears for
powertrains of electric vehicles with central drive

Band 127

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen
(Hrsg.)

Copyright: IPEK ▪ Institut für Produktentwicklung, 2019
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

Druck: Stolzenberger Druck und Werbung GmbH & Co. KG, Leimen
06224-7697915

ISSN 1615-8113

Eine Methode zur Auswahl von Standgetrieben für Antriebsstränge von Elektrofahrzeugen mit Zentralantrieb

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)
von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene
DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Uwe Reichert

Tag der mündlichen Prüfung: 19. Dezember 2019

Hauptreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Vorwort der Herausgeber

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

- das Entwicklungs- und Innovationsmanagement,
- die Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik,
- der Leichtbau von der Ebene des ganzen Systems bis hinunter zur Optimierung des Bauteils,
- die Validierung technischer Systeme auch unter Berücksichtigung der NVH Aspekte (Noise, Vibration, Harshness) mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und in den Gesamtsystemen sowie deren subjektiver Beurteilung durch den Menschen,
- die Antriebssystemtechnik mit den Schwerpunkten komplette Antriebslösungen für Fahrzeuge und Maschinen,
- das Design, die Tribologie und Erprobung von Kupplungen und Bremsen sowie
- die Gerätetechnik mit dem Schwerpunkt auf Power-Tools.

Die Forschungsberichte stellen Ergebnisse unserer Forschung sowohl anderen Wissenschaftlern als auch den Unternehmen zu Verfügung um damit die Produktentwicklung in allen ihren Facetten mit innovativen Impulsen zu optimieren.

Albert Albers und Sven Matthiesen

* Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)

Vorwort zu Band 127

Eine der großen Herausforderungen für die Gesellschaft und auch für die Technik dieser Tage ist die Erderwärmung. Diese wird nach den vorliegenden Erkenntnissen sehr stark durch die globale CO₂ Emission beeinflusst. Damit ist die Reduktion der CO₂-Erzeugung in allen Sektoren der Gesellschaft und der Wirtschaft von entscheidender Bedeutung. Hier werden weltweit große Anstrengungen unternommen. Für den Sektor der Mobilität führt diese Herausforderung zu ganz neuen Zielvorgaben bei der Entwicklung von Fahrzeugen und insbesondere deren Antriebssystemen. Ziel muss es dabei sein, die CO₂ Emission sowohl im Individualverkehr als auch im Bereich des öffentlichen Verkehrs und der Nutzfahrzeuge zu reduzieren. Auch Deutschland hat sich hier – entsprechend den internationalen Vereinbarungen – verpflichtet, in den nächsten Jahren durch geeignete Maßnahmen einen wesentlichen Beitrag zu leisten. Die Lösung dieser Herausforderung ist dabei nicht trivial. Neben den reinen batterie-elektrischen Fahrzeugen werden auch weitere Antriebslösungen – wie die Brennstoffzelle oder auch synthetische Kraftstoffe für den Verbrennungsmotor und die Gasmotoren -untersucht. Es ist klar, dass zukünftige Mobilitätslösungen aus einem Mix von unterschiedlichen Antriebstechnologien bestehen werden. Dabei sind die batterie-elektrischen Fahrzeuge, insbesondere im urbanen, innerstädtischen Bereich und auch als Fahrzeuge im stadtnahen Zubringerdienst sehr geeignet. Die Antriebsstränge solcher batterie-elektrischer Fahrzeuge, aber auch von Fahrzeugen, die mit Brennstoffzellen ausgerüstet werden, können in unterschiedlicher Konfiguration dargestellt werden. Auf der Ebene der Forschung gibt es verschiedene Ansätze, bis hin zu sogenannten Radnabenmotoren, die in die Räder integriert sind, den Elektroantrieb zu realisieren. Die dominierende Lösung ist aber bisher auf Grund seiner entscheidenden maschinendynamischen Vorteile und auch sicherlich der Kostenstruktur ein Antriebsstrang mit einem Zentralantrieb, also einem Elektromotor und einer Verteilung des Drehmoments auf die angetriebenen Räder. Diese Antriebsstränge benötigen selbstverständlich entsprechende Getriebe-lösungen, um hier die Leistungsverteilung durchzuführen.

Parallel rückt eine weitere wichtige Fragestellung in der Gestaltung von elektrischen Fahrzeugantriebssträngen in den Fokus. Es geht darum, die Effizienz des Elektromotors möglichst hoch zu halten, um so die in der Batterie gespeicherte Energie für eine möglichst lange Fahrstrecke nutzen zu können. Daher sollen die E-Maschinen – bezogen auf ihre individuellen Kennfelder – entsprechend betrieben werden. Hierzu werden dann auch mehrgängige Getriebe eingesetzt.

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die Drehzahl der E-Maschine. Je höher diese gewählt werden kann, je kleiner baut die E-Maschine bei gleicher Leistung und umso mehr – insbesondere kostspielige – Materialien bei der E-Motor-Gestaltung können eingespart werden. Um dieses Potenzial zu nutzen, sind wiederum Getriebe-lösungen notwendig, um

die hohen Drehzahlen von bis zu 30.000 Umdrehungen pro Minute dann soweit zu reduzieren, dass sie entsprechend an den Achsen in den Fahrzeugantrieb eingeleitet werden können.

Die Thematik der Hochdrehzahl E-Antriebe ist ein wichtiges Forschungsthema in der Forschungsgruppe für Antriebssystemtechnik des IPEK. Hier wird an unterschiedlichen Lösungen gearbeitet. Ziel ist es dabei, einen ganzheitlichen Entwicklungsansatz zu erforschen und neue Lösungen für die Teilsysteme des elektrifizierten Antriebsstranges zu entwickeln.

An dieser Stelle setzt die Forschungsarbeit von Herrn Dr.-Ing. Uwe Reichert an. Im Rahmen eines größeren Forschungsprojektes des IPEK hat er in seiner wissenschaftlichen Arbeit eine Methode zur Auswahl von Standgetrieben für Antriebsstränge von Elektrofahrzeugen mit Zentralantrieb entwickelt und realisiert. Die Methode ist so aufbereitet, dass sie als Entwicklungswerkzeug beim praktischen Definieren, Gestalten und Dimensionieren von Hochdrehzahlgetrieben in der Konstruktion genutzt werden kann.

Dezember, 2019

Albert Albers

Kurzfassung

Die Entwicklung neuer Fahrzeugmodelle beschränkte sich in den letzten Jahrzehnten überwiegend auf Fahrzeuge mit einem verbrennungsmotorischen Antriebsstrang. Dabei wurde häufig das Grundprinzip des Antriebsstrangs, bestehend aus Verbrennungsmotor, Kupplung und Getriebe beibehalten und lediglich die Karosserieform und die Fahrzeugausstattung erweitert oder angepasst. Aufgrund von neuen Gesetzgebungen, die den Ausstoß von CO₂ begrenzen oder gar komplett verbieten, ist eine gleichbleibende Entwicklung basierend auf dem Verbrennungsmotor weiterhin nicht mehr möglich. Die Elektromobilität bietet die Möglichkeit lokal emissionsfrei zu fahren und somit die Gesetzgebungen und Grenzwerte zu erfüllen. Das bedeutet jedoch für die Entwicklung neuer Fahrzeuge, dass der Übernahmeanteil der Vorgängergeneration deutlich kleiner wird. Der Antriebsstrang aus Verbrennungsmotor, Kupplung und dem bis zu achtgängigen Getriebe wird durch einen Antriebsstrang bestehend aus Leistungselektronik, Elektromotor und Getriebe ersetzt. Dabei steht der Produktentwickler vor der Frage, wie ein elektrischer Antriebsstrang für ein Fahrzeug effizient und für die entsprechenden Fahrzeuganforderungen entwickelt werden kann?

Der elektrische Antriebsstrang sollte eine größtmögliche Effizienz bei einer möglichst hohen Leistungsdichte aufweisen. Bisher werden hierfür in den meisten Fällen Hightorque-Elektromotoren mit einem eingängigen Getriebe eingesetzt. Ein Ansatz zur Verbesserung der Effizienz und Leistungsdichte ist die Erhöhung der maximalen Drehzahl des Elektromotors. Das Anheben der maximalen Drehzahl führt zu einer Verkleinerung des maximalen Drehmoments aufgrund des begrenzten Rotordurchmessers bei hohen Drehzahlen und dem begrenzten Strom der Leistungselektronik. Um die Leistungsanforderungen des Fahrzeugs zu erfüllen, ist daher ein mehrgängiges Getriebe erforderlich. Dieses bietet die Möglichkeit, die Effizienz des gesamten Antriebsstrangs zu verbessern, indem durch eine Verschiebung der Betriebspunkte in Bereiche mit einem besseren Wirkungsgrad die Verluste reduziert werden.

Die zentrale Fragestellung bei der Entwicklung von elektrischen Antriebssträngen für Fahrzeuge ist, wie geeignete Kombinationen aus Leistungselektronik, Elektromotor und Getriebe unter Berücksichtigung der verschiedenen Fahrzeuganforderungen und Klassen, sowie den Wechselwirkungen der einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs, identifiziert werden können. In der vorliegenden Arbeit wird eine Methode erarbeitet, mit der aus unterschiedlichen Elektromotoren und Getrieben ein wirkungsgrad- und bauraumoptimaler Antriebsstrang entwickelt werden kann. Hierfür werden unter Berücksichtigung der Fahrzeugklasse und den Antriebsstrangkomponenten die Ganganzahl und die Übersetzungen der einzelnen

Gänge definiert. Mitberücksichtigt werden dabei die Performanceanforderungen, die Energieeffizienz sowie die Schaltstrategie. Auf Basis der Definition der Ganganzahl und der Übersetzungen erfolgt eine Getriebedimensionierung zur Ermittlung des Bauraums und der Masse der unterschiedlichen Antriebsstränge. Eine Effizienzbewertung der unterschiedlichen Antriebsstränge vervollständigt die Methode zur Entwicklung von wirkungsgrad- und bauraumoptimalen Antriebssträngen.

abstract

In recent decades, the development of new vehicle models has been limited primarily to vehicles with an internal combustion engine drive train. The basic principle of the powertrain, consisting of combustion engine, clutch and transmission, was often retained and only the body shape and vehicle equipment were extended or adapted. Due to new legislation that limits or even completely prohibits the emission of CO₂, a constant development based on the combustion engine is no longer possible. Electromobility offers the possibility of local emission-free driving and thus of complying with legislation and limit values. However, for the development of new vehicles this means that the carryover share of the previous generation will be significantly smaller. The drive train consisting of combustion engine, clutch and up to eight-speed transmission will be replaced by a drive train consisting of power electronics, electric motor and transmission. The product developer is faced with the question of how an electric drive train for a vehicle can be developed efficiently and for the corresponding vehicle requirements?

The electric drive train should be as efficient as possible with the highest possible power density. Up to now, high torque electric motors with a single-speed transmission have been used in most cases. One approach to improve efficiency and power density is to increase the maximum speed of the electric motor. Increasing the maximum speed leads to a reduction of the maximum torque due to the limited rotor diameter at high speeds and the limited current of the power electronics. To meet the power requirements of the vehicle, a multi-speed gearbox is therefore required. This offers the possibility of improving the efficiency of the entire powertrain by reducing losses by shifting the operating points to areas with better efficiency.

The central question in the development of electric powertrains for vehicles is how to identify suitable combinations of power electronics, electric motor and transmission, taking into account the different vehicle requirements and classes, as well as the interactions of the individual components of the powertrain. In the present work, a method is developed with which a drive train with optimum efficiency and installation space can be developed from different electric motors and transmissions. For this purpose, the number of gears and the ratios of the individual gears are defined taking into account the vehicle class and the powertrain components. The performance requirements, energy efficiency and shift strategy are also taken into account. On the basis of the definition of the number of gears and the ratios, the transmission is dimensioned to determine the installation space and the mass of the various drive trains. An efficiency evaluation of the different drive trains completes the method for developing drive trains with optimum efficiency and installation space.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers, Leiter des IPEK – Institut für Produktentwicklung am KIT, für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit und für das in mich gesetzte Vertrauen und die mir gewährten Freiräume. Während der engen Zusammenarbeit hatte ich dank der übertragenen Verantwortung und seinem Vertrauen die Gelegenheit mich fachlich und persönlich weiterzuentwickeln.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer, Leiter des Teilinstituts Mobile Arbeitsmaschinen des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik des KIT, danke ich für die Übernahme des Korreferats und die damit verbundenen Mühen.

Mein Dank gilt außerdem allen Mitarbeitern des Instituts, sowohl im wissenschaftlichen als auch im administrativen Bereich und in der Industriewerkstatt. Ebenso gilt mein Dank den wissenschaftlichen Hilfskräften und studentischen Abschlussarbeitern. Sie alle haben wesentlich zum Gelingen der vorliegenden Arbeit beigetragen, speziell Herr Bastian Bopp, Herr Ertugrul Bozkirli, Herr Simon Haas, Herr Simon Kapfer, Herr Nikolai Rensch und Herr Thomas Schmauser.

Mein größter Dank gilt allen, die in meinem privaten Umfeld zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, besonders meinen Eltern Marianne und Bruno, meinem Bruder Stefan und Freundin Linda, die mich stets nach Kräften unterstützt haben.

Karlsruhe, den 19. Dezember 2019

Uwe Reichert

Inhalt

1	Einleitung	1
2	Grundlagen und Stand der Forschung	3
2.1	Methoden und Prozesse der Produktentwicklung	3
2.1.1	Integriertes Produktentstehungs-Modell iPeM	4
2.1.2	Contact & Channel-Ansatz (C&C ² -A)	7
2.2	Antriebsstrangtopologien von Elektrofahrzeugen	8
2.3	Energiebedarf von Elektrofahrzeugen	12
2.3.1	Fahrwiderstände	13
2.3.2	Antriebsstrangverluste	15
2.4	Modelle zur Berechnung von Getriebeverlusten	19
2.4.1	Lagerverluste	19
2.4.1.1	Empirische Reibmodelle	24
2.4.1.2	Theoretische Reibmodelle	30
2.4.2	Verzahnungsverluste	32
2.4.2.1	Lastabhängige Verzahnungsverluste	32
2.4.2.2	Lastunabhängige Verzahnungsverluste	36
2.4.3	Kupplungsverluste	43
2.4.4	Dichtungsverluste	48
2.5	Dimensionierung und Auslegung von Getrieben	50
2.5.1	Getriebewellen	50
2.5.2	Zahnräder	51
2.5.3	Lager	55
2.5.4	Kupplungen	58
2.6	Stand der Forschung: Fahrzeuggetriebeentwicklung	60
2.6.1	Definition der Getriebeübersetzungen	60
2.6.2	Vorgehensweisen bei der Getriebeauslegung	61
2.6.3	Effizienzbewertung von Getrieben	62
3	Zielsetzung	67
3.1	Motivation und Zielsetzung	67
3.2	Forschungshypothese	69
3.3	Forschungsfragen	69
4	Systemanalyse und Modellbildung	71
4.1	Anwendungsbereich und Entwicklungsziele	71
4.2	Getriebeentwicklung als Produktentstehungsprozess	75
4.3	Systembildung mit dem Contact and Channel Ansatz	77
4.4	Einführung des initialen Zielsystems	80

5	Methodisches Vorgehen bei der Getriebeentwicklung für Elektrofahrzeuge	82
5.1	Definition der Ganganzahl und Übersetzung	83
5.1.1	Auswertung des Fahrzyklus	85
5.1.2	Eingrenzung des Übersetzungsbereiches	85
5.1.3	Ermittlung des Leistungsbedarfs	89
5.1.4	Softwaretool zur Unterstützung des Produktentwicklers	101
5.2	Getriebedimensionierung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen	105
5.2.1	Getriebe topologien	106
5.2.2	Darstellung der Funktionszusammenhänge und Vorgehen bei der Dimensionierung	108
5.2.3	Wellendimensionierung	111
5.2.4	Zahnrad dimensionierung	119
5.2.5	Lagerauswahl	122
5.2.6	Kupplungsdimensionierung	127
5.2.7	Softwaretool zur Unterstützung des Produktentwicklers	129
5.3	Getriebe simulation zur Effizienzbewertung	132
5.3.1	Modellierung der Lagerverluste	134
5.3.2	Modellierung der Verzahnungsverluste	137
5.3.3	Modellierung der Dichtungs-, Kupplungs- und Aktuatorikverluste	140
5.3.4	Ermittlung des Energiebedarfs	141
5.4	Getriebeauswahl in Abhängigkeit des Restantriebstrangs	143
6	Verifizierung der Methode	147
6.1	Verifizierung der Definition der Ganganzahl und der Übersetzungen	148
6.2	Validierung der Getriebedimensionierung	155
6.2.1	Verzahnungsdimensionierung	156
6.2.2	Wellendimensionierung	157
6.2.3	Lebensdauerberechnung der Wälzlager	160
6.3	Validierung der Verlustmodelle zur Effizienzbewertung	165
6.3.1	Lagerverluste	166
6.3.2	Verzahnungsverluste	173
7	Anwendung der Methode	183
8	Zusammenfassung und Ausblick	191
8.1	Zusammenfassung	191
8.2	Ausblick	193
9	Literaturverzeichnis	195
	Studentische Abschlussarbeiten	205
10	Anhang A	206

Formelzeichen

a	m/s ²	Beschleunigung
a	-	Lagerabhängiger Exponent nach ISO 14179-2
a ₁	-	Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit
a _{iso}	-	Lebensdauerbeiwert, auf der Grundlage einer Systembetrachtung der Lebensdauerberechnung
A	mm ²	Fläche
b	-	Lagerabhängiger Exponent nach ISO 14179-2
b _Z	mm	Zahnradbreite
c _w	-	Luftwiderstandsbeiwert
C	N	dynamische Tragzahl
C ₀	N	statische Tragzahl
C _u	N	Ermüdungsgrenzbelastung
d	mm	Innendurchmesser
d ₁	mm	Teilkreisdurchmesser Ritzel
d _a	mm	Kopfkreisdurchmesser
d _b	mm	Grundkreisdurchmesser
d _d	mm	Dichtungsdurchmesser
d _m	mm	mittlerer Durchmesser
d _{w1}	mm	Wälzkreisdurchmesser Ritzel
d _{w2}	mm	Wälzkreisdurchmesser Rad
D	mm	Außendurchmesser
e _c	-	Verunreinigungsbeiwert
f ₀	-	Von Lagerbauart und Schmierung abhängiger Beiwert
f ₁	-	Von Lagerbauart und relativer Belastung P ₀ /C ₀ abhängiger Beiwert
f ₂	-	Reibungsbeiwert
f _r	-	Rollwiderstandsbeiwert
F _a	N	Axialkraft
F _{bt}	N	Zahnnormalkraft im Stirnschnitt
F _{Be}	N	Beschleunigungswiderstand
F _L	N	Luftwiderstand
F _n , F _N	N	Normalkraft
F _r	N	Radialkraft
F _R	N	Rollwiderstand
F _{Rad} , F _Z	N	Zugkraft am Rad
F _{res}	N	resultierende Kraft
F _{St}	N	Steigungswiderstand
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
g ₁	-	Von der Belastungsrichtung abhängiger Beiwert
G	-	Gümbelzahl
h	m	Fluidfilmhöhe
H _V	-	Zahnverlustfaktor
i	-	Übersetzung
I	A	Strom

J_i	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	Trägheiten der Antriebsstrangsubsysteme
J_{red}	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	reduziertes Trägheitsmoment
K_A	-	Anwendungsfaktor Zahnradimensionierung
$K_{F\alpha}$	-	Stirnfaktor Zahnfußtragfähigkeit
$K_{F\beta}$	-	Breitenfaktor Zahnfußtragfähigkeit
$K_{H\alpha}$	-	Stirnfaktor Grübchentragfähigkeit
$K_{H\beta}$	-	Breitenfaktor Grübchentragfähigkeit
K_v	-	Dynamikfaktor Zahnradimensionierung
L_{10}	Millionen Umdrehungen	Nennlebensdauer bei 90 % Erlebenswahrscheinlichkeit nach DIN 281
L_{10h}	Betriebsstunden	nominellen Lebensdauer nach DIN 281
L_{na}	Millionen Umdrehungen	modifizierten Lebensdauer nach DIN ISO 281:1990
L_{nm}	Millionen Umdrehungen	erweiterten modifizierten Lebensdauer nach DIN 26281
m_{Fzq}	kg	Fahrzeugmasse
m_n	mm	Normalmodul
m_{rot}	kg	rotatorische Masse
M_0	Nm	Lastunabhängiges Reibmoment
M_1	Nm	Lastabhängiges Reibmoment
M_2	Nm	zusätzliches Reibmoment bei Axiallager
M_{aus}	Nm	Ausgangsdrehmoment
M_a	Nm	Motordrehmoment
M_{drag}	Nm	Reibmoment der Berührungsdichtung
M_{ein}	Nm	Eingangsdrehmoment
$M_{K,\text{nom}}$	Nm	Kupplungsmoment
M_{Lager}	Nm	Lagerreibmoment
M_{rr}	Nm	Rollreibmoment
M_R	Nm	Reibmoment
M_{Rad}	Nm	Drehmoment am Rad
M_{seal}	Nm	Reibmoment aufgrund der Verdrängung und des Planschen des Öls
M_{sl}	Nm	Gleitreibungsmoment
M_v	Nm	Verlustmoment
$M_{VZ0,V}$	Nm	Ventilationsverlustmoment
n	1/min	Drehzahl
n_{Rad}	1/min	Drehzahl am Rad
N_L	-	Lastwechselzahl
p	N/mm^2	Druck
p_{et}	mm	Teilung
p_m	N/mm^2	mittlere Flächenpressung
P	N	dynamisch äquivalente Lagerbelastung
P_0	N	Äquivalente statische Lagerbelastung
P_1	N	Lagerbelastung nach Schaeffler
$P_{\text{ab}}, P_{\text{aus}}$	W	Ausgangsleistung
$P_{\text{an}}, P_{\text{ein}}$	W	Eingangsleistung

P_{Rad}	W	Leistung am Rad
P_{VD}	W	Dichtungsverlustleistung
P_{VL}	W	Lagerverlustleistung
P_{V}	W	Verlustleistung
P_{VX}	W	Verlustleistung sonstiger Getriebesubsysteme
P_{VZ}	W	Verzahnungsverlustleistung
P_{VZ0}	W	Lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung
$P_{\text{VZ0,Be}}$	W	Beschleunigungsverlustleistung
$P_{\text{VZ0,PI}}$	W	Planschverlustleistung
$P_{\text{VZ0,Q}}$	W	Quetschverlustleistung
$P_{\text{VZ0,V}}$	W	Ventilationsverlustleistung
P_{VZP}	W	Lastabhängige Verzahnungsverlustleistung
$P_{\text{V,Batt}}$	W	Verlustleistung der Batterie
$P_{\text{V,Cu}}$	W	Verlustleistung durch den ohmschen Widerstand der Kupferwicklung
$P_{\text{V,i}}$	W	Verlustleistung der Antriebsstrangsubsysteme
r_{dyn}	mm	dynamischer Reifenradius
r_{a}	mm	Außenradius
r_{i}	mm	Innenradius; Abstand vom Punkt i zur momentanen Drehachse
r_{m}	mm	mittlerer Reibradius
R_{a}	μm	arithmetischer Mittenrauheitswert
R_{Cu}	Ω	Widerstand der Kupferwicklung
R_{i}	Ω	Innenwiderstand
T	K	Temperatur
$s_{\text{z}}, s_{\text{xy}}$	m	Wandabstände
S_{Fmin}	-	Sicherheitsfaktor für Zahnfußbeanspruchung (Zahnbruchsicherheit)
S_{Hmin}	-	Sicherheitsfaktor für Flankenpressung (Grübchensicherheit)
S_{min}	-	erforderliche Mindestsicherheit
u	-; m/s	Zähnezahlverhältnis; Geschwindigkeit
v	m/s	Geschwindigkeit
v_{g}	m/s	Gleitgeschwindigkeit
v_{i}	m/s	Geschwindigkeit eines Wälzkörpers
v_{s}	m/s	Einspritzgeschwindigkeit
v_{t}	m/s	Tangentialgeschwindigkeit
$v_{\Sigma\text{C}}$	m/s	Summengeschwindigkeit am Wälzkreis
W	J/mm^2	Arbeit
X	-	dynamischer Radiallastfaktor
X_{L}	-	Schmierstofffaktor
Y	-	dynamischer Axiallastfaktor
Y_{F}	-	Formfaktor
Y_{S}	-	Spannungskorrekturfaktor
Y_{β}	-	Schrägenfaktor (Zahnfuß)
Z_1	-	Zähnezahl Ritzel

$Z_{B,D}$	-	Einzeleingriffsfaktoren
Z_E	$(N/mm^2)^{1/2}$	Elastizitätsfaktor
Z_H	-	Zonenfaktor
Z_L	-	Schmierstofffaktor
Z_{NT}	-	Lebensdauerfaktor (Flanke) für Standard-Bedingungen
Z_R	-	Rauheitsfaktor für Grübchentragfähigkeit
Z_v	-	Geschwindigkeitsfaktor
Z_W	-	Werkstoffpaarungsfaktor
Z_X	-	Größenfaktor
Z_ϵ	-	Überdeckungsfaktor (Flanke)
Z_β	-	Schrägenfaktor (Flanke)
α_{St}	-	Steigungswinkel
ρ	kg/m^3	Dichte
η	$kg/(m*s)$	dynamische Viskosität
η_{Ant}	-	Antriebsstrangwirkungsgrad
ω_{WK}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers
ω_{aus}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit am Ausgang
ω_{ein}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit am Eingang
ω_{Rad}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit am Rad
τ	N/mm^2	Schubspannung
μ	-	Reibungszahl
μ_{EHD}	-	EHD-Reibungszahl
μ_F	-	Festkörperreibungszahl
μ_{mz}	-	Reibungszahl entlang der Eingriffsstrecke
ρ_{redC}	mm	Ersatzkrümmungsradius am Wälzkreis
α_{wt}	°	Betriebseingriffswinkel
β_b	°	Grundschrägungswinkel
λ	μm	relative Schmierfilmdicke
κ	-	Viskositätsverhältnis
ϵ_α	-	Profilüberdeckung
$\bar{\sigma}_{zda}$	N/mm^2	Spannungsamplitude Zug/Druck
$\bar{\sigma}_{zdmax}$	N/mm^2	maximale Spannung Zug/Druck
$\bar{\sigma}_{zdADK}$	N/mm^2	Spannungsamplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannung Zug/Druck
$\bar{\sigma}_{zdFK}$	N/mm^2	Bauteil-Fließgrenze Zug/Druck
$\bar{\sigma}_{ba}$	N/mm^2	Spannungsamplitude Biegung
$\bar{\sigma}_{bmax}$	N/mm^2	maximale Spannung Biegung
$\bar{\sigma}_{bADK}$	N/mm^2	Spannungsamplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannung Biegung
$\bar{\sigma}_{bFK}$	N/mm^2	Bauteil-Fließgrenze Biegung
$\bar{\sigma}_F$	N/mm^2	Zahnfußspannung
$\bar{\sigma}_{Flim}$	N/mm^2	Dauerfestigkeitswert für Zahnfuß-Biegenennspannung
$\bar{\sigma}_{F0}$	N/mm^2	Zahnfuß-Nennspannung
$\bar{\sigma}_H$	N/mm^2	Flankenpressung
$\bar{\sigma}_{Hlim}$	N/mm^2	Dauerfestigkeitswert für die Flankenpressung
$\bar{\sigma}_{H0}$	N/mm^2	Nominelle Flankenpressung

$\bar{\sigma}_{HP}$	N/mm ²	Zulässige Flankenpressung
T_{ta}	N/mm ²	Spannungsamplitude Torsion
T_{tmax}	N/mm ²	maximale Spannung Torsion
T_{tADK}	N/mm ²	Spannungsamplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannung Torsion
T_{tFK}	N/mm ²	Bauteil-Fließgrenze Torsion

Abkürzungsverzeichnis

ASM	Asynchronmaschine
C	Connector
C&C ² -A	Contact & Channel-Ansatz
EHD	Elastohydrodynamik
GUI	Graphical User Interface
IGBT	Bipolartransistor mit isolierter Gate-Elektrode
iPeM	integriertes Produktentstehungs-Modell
LSS	Leitstützstruktur
PGE	Produktgenerationsentwicklung
PSM	permanent erregte Synchronmaschine
RWDR	Radialwellendichtring
WFP	Wirflächenpaar
ZHO	Zielsystem – Handlungssystem – Objektsystem

1 Einleitung

Wiederkehrende Meldungen über hohe CO₂- und Feinstaubbelastungen in Innenstädten und außerstädtischen Gebieten zeigen den erhöhten Bedarf an sauberer Mobilität. Lokal emissionsfreie Fahrzeuge bieten eine ernstzunehmende Möglichkeit, die Feinstaubbelastung und Umweltverschmutzung durch Abgase zu vermeiden, weshalb elektrifizierte Fahrzeuge zunehmend in den Fokus der Automobilhersteller und Zulieferer rücken. Aktuelle Zulassungszahlen bestätigen den Anstieg an elektrifizierten Fahrzeugen, sind jedoch im Vergleich zu verbrennungsmotorischen Fahrzeugen gering. Hybridelektrische Antriebsstränge sind häufig im Oberklasse- oder Luxussegment verbaut, während rein batterieelektrische Antriebsstränge vermehrt in den Kleinst- und Kleinwagen zu finden sind. Zur Steigerung der Verkaufszahlen besteht die Möglichkeit, Elektrofahrzeuge auch in anderen Fahrzeugsegmenten anzubieten. Eine weitere ernst zu nehmende Problematik für die mangelnde Akzeptanz bei den Kunden liegt in der geringen Reichweite der Fahrzeuge, gepaart mit den hohen Kosten im Vergleich zu bekannten konventionellen Fahrzeugen.

Eine Lösung könnten Batteriezellen mit einem höheren Anteil an Energie pro Masse sein. Neben der Verbesserung der Energiedichte von Batterien gibt es Ansätze zur Verbesserung der Energieeffizienz des Antriebsstrangs resultierend aus der Erhöhung der Leistungsdichte durch die Reduzierung der Gesamtmasse des Antriebsstrangs. Ein Ansatz zur Erhöhung der Leistungsdichte ist die Erhöhung der maximalen Drehzahl der elektrischen Maschine. Die Erhöhung der Maximaldrehzahl führt aufgrund des begrenzten möglichen Rotordurchmessers bei hohen Drehzahlen und des begrenzten möglichen Stroms der Leistungselektronik häufig zu einer Verringerung des maximalen Drehmoments. Um allen Leistungsanforderungen des Fahrzeugs gerecht zu werden, wird daher ein mehrgängiges Getriebe benötigt. Zusätzlich ermöglicht ein mehrgängiges Getriebe die elektrische Maschine in effizienteren Betriebsbereichen zu betreiben und somit den Wirkungsgrad des gesamten Antriebsstrangs zu steigern. Dies führt zu neuen Anforderungen an das Getriebe und zu mehr Freiheitsgraden bei der Auslegung des Antriebsstrangs.

Daraus resultiert die grundlegende Frage nach dem Vorgehen bei der Antriebsstrangentwicklung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Fahrzeugklasse, Leistungselektronik, Elektromotor und Getriebe (Albers, Reichert, Ott & Radimersky, 2016). Eine weitere Problematik ist die fehlende Erfahrung der Produktentwickler. Derzeit sind die ersten Produktgenerationen (Albers, Bursac & Rapp, 2017) von Kleinserien-Elektrofahrzeugen auf dem Markt. Die nächsten

Generationen sind in der Entwicklung, die Erfahrungen der Entwickler und auch der Anwender basieren jedoch auf einer relativ geringen Anzahl an Fahrzeugen. Aufgrund der fehlenden Erfahrung bedarf es nicht nur einer Methode zur Auswahl von Getrieben für einen effizienten Antriebsstrang mit hoher Leistungsdichte für Elektrofahrzeuge unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen mit dem Restsystem, sondern der Produktentwickler muss bei dem Design, der Auslegung, der Effizienzbewertung und der Auswahl frühzeitig im Produktentwicklungsprozess unterstützt werden, um einen für den Anwendungsfall optimalen Antriebsstrang entwickeln zu können. Frühzeitig bedeutet in diesem Kontext, dass die Anzahl, Härte und Reife von lösungsbestimmenden Anforderungen gering ausgeprägt und nur wenige Eigenschaften der letztendlichen Lösung festgelegt sind.

Dazu werden in Kapitel 2 die notwendigen Grundlagen zum Verständnis dieser Arbeit eingeführt und der Stand der Forschung bezüglich der Entwicklung von elektrischen Antriebssträngen aufgezeigt. Darauf aufbauend wird in Kapitel 3 die Arbeit motiviert, die Zielsetzung aufgezeigt, die Forschungshypothese abgeleitet und die daraus resultierenden Forschungsfragen definiert. In Kapitel 4 erfolgt die Einführung des initialen Zielsystems für die zu realisierenden Methoden und Modelle durch die Eingrenzung des Anwendungsbereichs der gesamten Methode. Zur Identifikation des Anwendungsbereichs und zur Beschreibung der relevanten Wechselwirkungen zwischen den Subsystemen erfolgt die Funktions- und Gestaltanalyse nach dem C&C²-Ansatz (Albers & Wintergerst, 2014). Die Umsetzung der Methoden und Modelle erfolgt in Kapitel 5, gefolgt von der Verifizierung der Methoden und der Validierung der Modelle in Kapitel 6. In Kapitel 7 wird die Methode am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung eines Oberklassefahrzeugs angewendet. Abschließend beinhaltet Kapitel 8 eine Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse sowie ein Ausblick für weiterführende Arbeiten auf dem Gebiet der Antriebsstrangentwicklung für Elektrofahrzeuge.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

Dieses Kapitel enthält die wichtigsten Grundlagen, die zur Auswahl, Dimensionierung und Effizienzbewertung eines Getriebes für ein Elektrofahrzeug notwendig sind. Zu Beginn werden Methoden und Prozesse zur Identifikation funktionsrelevanter Bauteile und zur Synthese der Simulationswerkzeuge für die Bewertung des Antriebsstrangs vorgestellt. Nach einer Klassifizierung der unterschiedlichen Antriebsstrangtopologien von Elektrofahrzeugen und einem Vergleich der Antriebsstränge von am Markt verfügbaren Elektrofahrzeugen werden mit dem Fokus auf einen Zentralantrieb mehrgängige Getriebekonzepte vorgestellt. Die entwickelte Methode in dieser Arbeit berücksichtigt mehrgängige Getriebe mit bis zu drei Gängen. Da im Stand der Forschung mehrgängige Getriebe für elektrische Fahrzeugantriebsstränge mit bis zu vier Gängen bekannt sind, werden diese ebenfalls aufgeführt. Zur Effizienzbewertung der Getriebe im Kontext Gesamtfahrzeug wird nach den Berechnungsvorschriften der Fahrwiderstände auf die Verluste der Antriebsstrangsubsysteme Batterie, Leistungselektronik, elektrische Maschine und Getriebe genauer eingegangen. Mit dem Fokus auf den Getrieben werden im Weiteren unterschiedliche Berechnungsverfahren zur Ermittlung der Getriebeverluste näher untersucht. Neben den Getriebeverlusten werden zudem die Dimensionierungsvorschriften der einzelnen Getriebesubsysteme Wellen, Zahnräder, Lager, Kupplungen und Dichtungen fokussiert, die zur Auslegung eines Getriebes elementar notwendig sind. Darauf aufbauend werden abschließend Auslegungswerkzeuge für Getriebe entsprechend dem Stand der Forschung vorgestellt. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf Methoden zur Dimensionierung und Effizienzbewertung von Getrieben.

2.1 Methoden und Prozesse der Produktentwicklung

Der Produktentwicklungsprozess ist die chronologische Abfolge von Aktivitäten, die unter Berücksichtigung der zur Verfügung stehenden Ressourcen zu einem Produkt führen. Browning beschreibt die Produktentwicklung als ein Bestreben, welches die multifunktionalen Aktivitäten zwischen dem Erkennen einer Bedarfssituation eines Produkts am Markt und dem Beginn der Produktion umfasst (Browning, Fricke & Negele, 2006). Nach Albers (2010) ist der Produktentwicklungsprozess für jedes Produkt individuell und Teil der Produktentstehung, die die Produktionsvorbereitung und alle Tätigkeiten zur Vermarktung des Produktes berücksichtigt (Albers & Braun, 2011). Zur Charakterisierung von Produktentstehungsprozessen sind zahlreiche Modelle bekannt, wie beispielsweise die VDI-Richtlinie 2221 (1993), das Stage-Gate-

Modell von Cooper (1994), die VDI-Richtlinie 2206 (2004) oder das Vorgehensmodell nach Gausemeier, Hahn, Kespohl und Seifert (2006).

Nach Albers und Braun (2011) liegt ein grundsätzlicher Nachteil dieser Modelle in der fehlenden Reaktionsfähigkeit bei zunehmender Komplexität im Produktentstehungsprozess. Neben einem zunehmenden Zeit- und Kostendruck und dem Trend hin zu individualisierten Käufermärkten nimmt die Vielfältigkeit und Vernetzung in der Produktentwicklung zu. Zusätzlich zu den zuvor genannten Punkten berücksichtigen die meisten Prozessmodelle die hohe Dynamik sowie die Vernetzung der Prozesselemente nicht oder ausschließlich stark vereinfacht. Prozessmodelle mit starr vorgegebenen sequenziellen Entwicklungsschritten ermöglichen keine Abbildung der in der Praxis üblichen Prozess-Iterationen, wo hingegen zu offen bzw. zu weit definierte Modelle dem operativ tätigen Entwickler nur in geringem Maße Hilfestellungen bieten. Für erfolgreiche Entwicklungsprojekte sind Prozessmodelle notwendig, die sowohl aus Sicht der operativ tätigen Entwickler als auch aus Sicht des Managements oder Controllings eine geeignete Basis für ein durchgängiges Wissensmanagement garantieren (Albers & Braun, 2011). Das integrierte Produktentstehungs-Modell ist ein Ansatz, um die oben genannten Aspekte in einem konsistenten Modell zu berücksichtigen. Aufgrund der hohen Relevanz von Prozessmodellen für die Modellierung von Produktentwicklungsprozessen wird im Folgenden das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM) genauer dargestellt. Anschließend wird zur Analyse und Modellierung der Funktions- und Gestaltzusammenhänge der Contact & Chanel-Ansatz (C&C²-A) eingeführt.

2.1.1 Integriertes Produktentstehungs-Modell iPeM

Das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM) ist ein Ansatz zur Beschreibung von individuellen Produktentstehungsprozessen unter Berücksichtigung der zuvor genannten Aspekte, sowohl aus der Sicht des operativ tätigen Entwicklers als auch aus Sicht des Managements oder Controllings. Das iPeM basiert auf der Grundlage der Systemtheorie und beschreibt nach Albers und Braun (2011) die Produktentstehung als Transformation eines (anfängs vagen) Zielsystems in ein konkretes Objektsystem durch ein Handlungssystem.

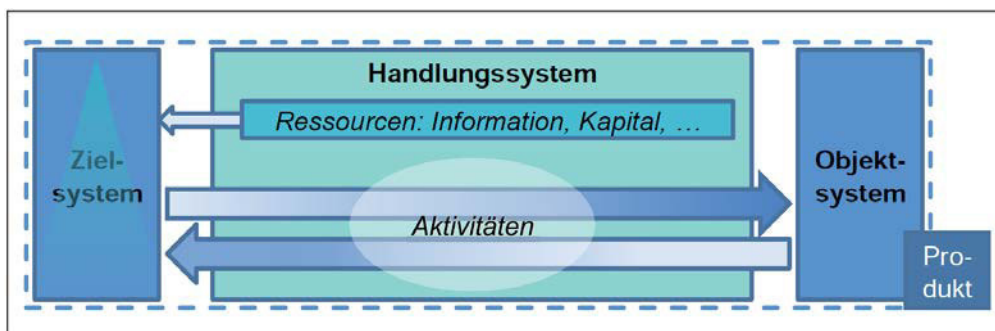


Abbildung 2.1: System der Produktentstehung (Albers & Braun, 2011)

Das ZHO-Modell (Abbildung 2.1) basierend auf der Arbeit von Ropohl (2009) beschreibt die Wechselwirkungen zwischen Zielsystem, Objektsystem und Handlungssystem. Albers und Braun (2011) beschreiben das Zielsystem, Handlungssystem und Objektsystem entsprechend der nachfolgenden Definitionen:

„Das **Zielsystem** umfasst die mentale Vorstellung der geplanten Eigenschaften eines Produkts und alle dafür notwendigen Restriktionen, deren Abhängigkeiten und Randbedingungen. Die Ziele beschreiben dabei den gewünschten zukünftigen Zustand des Produkts (und seiner Subsysteme) und dessen Kontext, nicht jedoch die Lösung als solche. Das Zielsystem wird im Verlauf des Produktentstehungsprozesses fortwährend erweitert und konkretisiert.“ (Albers und Braun (2011), S. 16)

„Das **Handlungssystem** ist ein sozio-technisches System, das aus strukturierten Aktivitäten, Methoden und Prozessen aufgebaut ist. Es enthält weiterhin alle für die Realisierung einer Produktentstehung notwendigen Ressourcen (Entwickler, Budget, Ausstattung etc.). Das Handlungssystem erstellt sowohl das Ziel- als auch das Objektsystem, beide Systeme sind ausschließlich durch das Handlungssystem miteinander verbunden.“ (Albers und Braun (2011), S. 16)

„Das **Objektsystem** enthält alle Dokumente und Artefakte, die als Teillösungen während des Entstehungsprozesses anfallen. Es ist vollständig, sobald der geplante Zielzustand erreicht ist. Das eigentliche Produkt ist neben Zwischenprodukten – wie Projektplänen, Zeichnungen, Prototypen usw. – eines der Elemente des Objektsystems. Das Handlungssystem nimmt während des Produktentstehungsprozesses ständig Teile des Objektsystems auf und leitet daraus durch Schritte der Analyse und Validierung neue Ziele ab.“ (Albers und Braun (2011), S. 16)

Durch Aktivitäten der Analyse und Validierung im Produktentstehungsprozess erfolgt ein kontinuierlicher Abgleich zwischen Soll-Zustand (Zielsystem) und erreichtem Ist-Zustand (Objektsystem). Hierbei bilden die Aktivitäten der Produktentstehung und der Problemlösung das Handlungssystem. Während sich die Aktivitäten der Produktentstehung grob an den Lebenszyklusphasen eines Produkts orientieren und grundsätzlich die zu unterscheidenden Tätigkeiten beschreiben, die im Laufe eines Produktlebens aus Entwicklersicht wichtig sind, stehen die Aktivitäten der Problemlösung für einen Problemlösungsprozess. Dieser wird im iPeM durch den Prozess SPALTEN abgebildet und kann in jeder Aktivität der Produktentstehung angewendet werden, um Ziele (z. B. Anforderungen) in Objekte (Ergebnisse) zu überführen (Albers & Braun, 2011). Die Aktivitäten der Produktentstehung und Problemlösung spannen gemeinsam die Aktivitätenmatrix auf (Abbildung 2.2). Der

Prozess SPALTEN (Albers, Burkardt, Meboldt & Saak, 2005) steht für die Aktivitäten im Problemlösungsprozess:

- **S**ituationsanalyse
- **P**roblemeingrenzung
- **A**lternative Lösungen
- **L**ösungsauswahl
- **T**ragweitenanalyse
- **E**ntscheiden und Umsetzen
- **N**acharbeiten und Lernen

Abbildung 2.2 zeigt die grafische Darstellung des Metamodells iPeM. Zur Komplementierung des Metamodells iPeM werden zusätzlich zur Aktivitätenmatrix das Ressourcensystem und das Phasenmodell eingeführt.

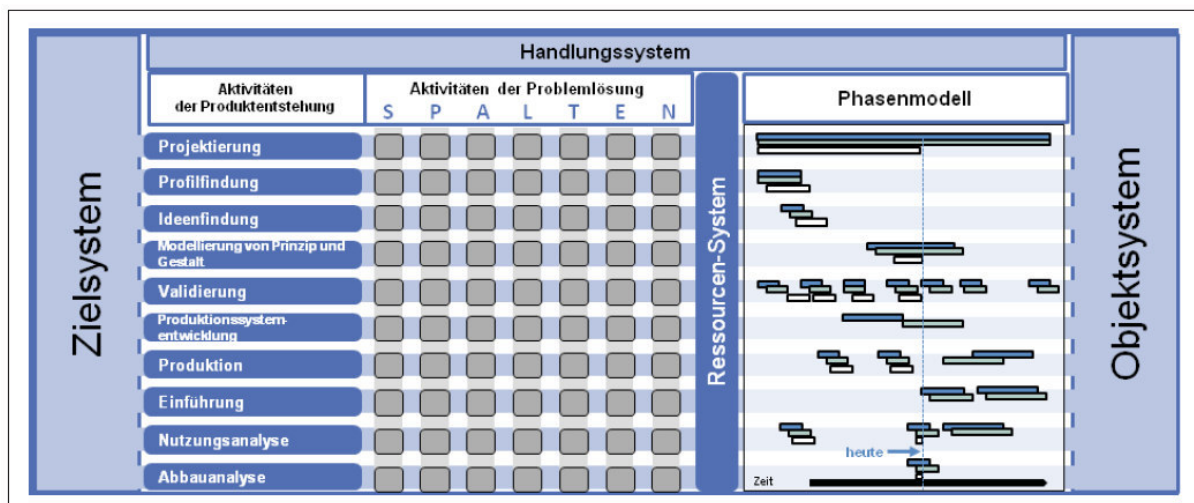


Abbildung 2.2: Integriertes Produktentstehungs-Modell iPeM (Albers & Braun, 2011)

Die Ressourcen umfassen im Wesentlichen Mitarbeiter, Kapital, Information und Arbeitsmittel, die der Aktivitätenmatrix zugewiesen werden. Aus Entwicklersicht werden die Ressourcen hierbei den einzelnen Tätigkeiten der Aktivitätenmatrix zugewiesen. Durch das Auftragen der Aktivitäten auf einem Zeitstrahl können die einzelnen Aktivitäten mit der managementorientierten Sicht des Controllings verknüpft werden. Durch das Abbilden der Aktivitäten auf einem Zeitstrahl entsteht das Phasenmodell. Dabei werden verschiedene Aktivitäten bestimmten Zeitintervallen zugeordnet, parallelisiert oder kombiniert, wodurch auf dynamische Anpassungen bei individuellen Produktentstehungsprozessen schnellstmöglich und frühzeitig reagiert werden kann. Das Phasenmodell unterscheidet drei Modelle: Referenz-, Implementierungs- und Anwendungsmodell. Das Referenzmodell beinhaltet verallgemeinerte Prozesse und Zeitintervalle. Das

Implementierungsmodell stellt die gezielte Planung von Aktivitäten und Ressourcen dar. Das Anwendungsmodell erfasst den tatsächlichen Verlauf eines konkreten Projektes. Durch den Abgleich von Anwendungs- und Implementierungsmodell wird eine kontinuierliche Überwachung des Projektfortschritts ermöglicht.

Durch die Kombination der oben genannten Aspekte ZHO-System, Problemlösungsprozess SPALTEN, Aktivitäten der Produktentwicklung, Ressourcensystem und Phasenmodell zu dem Metamodell iPeM kann dynamisch, sowohl aus Sicht des Entwicklers und des Managements, auf Besonderheiten in der individuellen Produktentwicklung reagiert werden.

2.1.2 Contact & Channel-Ansatz (C&C²-A)

Produkte, die in Entwicklungsprozessen von einem Zielsystem in ein Objektsystem überführt werden, müssen hinsichtlich der gewünschten Produktfunktionen und Eigenschaften analysiert und mit dem Zielsystem verglichen werden. Albers und Matthiesen (2002) entwickelten zur Beschreibung der Gestalt-Funktions-Zusammenhänge technischer Systeme den Contact & Channel-Ansatz (C&C²-A).

In der vorliegenden Arbeit wird der Contact & Channel-Ansatz zur Beschreibung der technischen Anwendungsgrenzen von Subsystemen in Wechselwirkung mit dem Restsystem eines Getriebes für elektrifizierte Fahrzeugantriebsstränge und zum Ableiten von Simulationsmodelle herangezogen. Mit diesem Produktmodell kann die Gestalt mit den entsprechenden Funktionen verknüpft und damit die Modellierung wesentlich vereinfacht werden. Nach Albers und Wintergerst (2014) können die Funktionen technischer Systeme mit folgenden Grundelementen beschrieben werden:

- **Wirkflächenpaare** (WFP) werden aus zwei Wirkflächen gebildet, die dauerhaft oder gelegentlich über feste Oberflächen von Körpern oder generalisierten Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern in Wechselwirkung stehen.
- **Leitstützstrukturen** (LSS) sind gestaltungsrelevante Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzten Räumen, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und eine Leitung von Stoff, Energie oder Information zwischen den Wirkflächenpaaren eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines Feldes ermöglichen.
- **Connectoren** (C) beschreiben die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die außerhalb des Betrachtungsbereichs liegen und integrieren diese in die Systembetrachtung.

Die Gesamtheit der Grundelemente WFP, LSS und C innerhalb des Gestaltungsraums wird als Wirk-Netz bezeichnet. Abbildung 2.3 zeigt das Wirk-Netz

eines rein elektrischen zentralen Antriebsstrangs bestehend aus Batterie, Leistungselektronik, elektrischer Maschine, Getriebe und Differential. Die Connectoren beschreiben hierbei die Umgebungsbedingungen, Fahrsituationen, Fahrzeugparameter und Leistungsanforderungen.

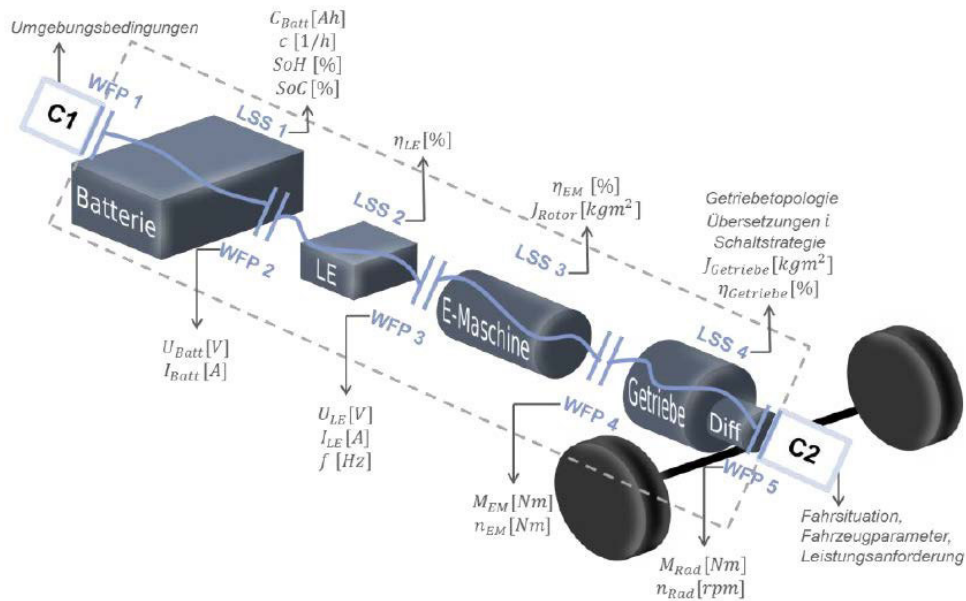


Abbildung 2.3: Wirk-Netz eines rein elektrischen Antriebsstrangs nach C&C²-A für die Funktion „Leistung bereitstellen“ (Albers, Radimersky & Brezger, 2015)

Bei der in der Arbeit vorgestellten Getriebesynthese wird zur Beschreibung der Wechselwirkungen der Subsysteme der C&C²-Ansatz verwendet. Dadurch kann für die Auslegung der Subsysteme unterschiedlicher Getriebe der identische Ansatz verwendet werden, wodurch der Modellierungsaufwand deutlich reduziert wird.

2.2 Antriebsstrangtopologien von Elektrofahrzeugen

Elektrische Antriebsstränge bestehen im Vergleich zu klassischen verbrennungsmotorischen Fahrzeugantrieben nicht zwingend aus einem Energiespeicher, einem zentralen Motor, einem Getriebe mit Kupplung und einem Differential. Ein verbrennungsmotorischer Antriebsstrang eines Fahrzeugs mit angetriebener Hinterachse ist exemplarisch in Abbildung 2.4 dargestellt.

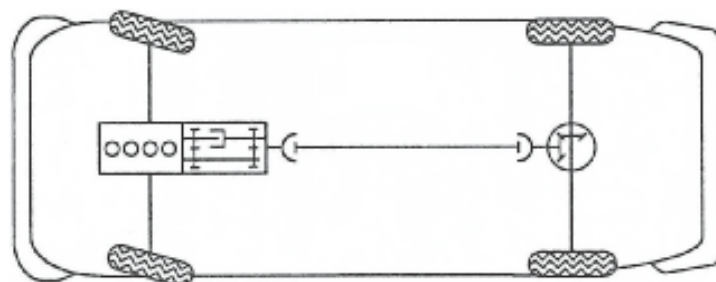


Abbildung 2.4: Längsmotor vorn über/hinter der Vorderachse, Getriebe in Längsrichtung an den Motor angeflanscht, Achsantrieb mit Differential an der Hinterachse (Kirchner, 2007)

Fahrzeuge mit elektrischen Antriebsmaschinen ermöglichen aufgrund ihrer Eigenschaften einen deutlich höheren Gestaltungsfreiraum bei der Wahl der geeigneten Antriebsstrangtopologie. Resultierend aus dem hohen Drehmoment der elektrischen Maschinen über einen großen Drehzahlbereich kann die Anzahl der Gänge und Stufen im Vergleich zu Getrieben von verbrennungsmotorischen Antriebssträngen reduziert werden. Zudem weisen elektrische Antriebsstränge aufgrund der geringeren Anzahl an beweglichen Teilen im Vergleich zu einem verbrennungsmotorischen Antriebsstrang und in Abhängigkeit des eingelegten Gangs eine geringere reduzierte Massenträgheit auf (Fuchs, 2014). In Kombination mit geringeren Verlusten der Antriebsstrangsubsysteme können elektrische Antriebsstränge im Vergleich zu verbrennungsmotorischen Antriebssträngen den Energiebedarf verringern. Abbildung 2.5 gibt einen Überblick über mögliche Antriebsstrangtopologien von Elektrofahrzeugen.

	Zentralmotor, Schaltgetriebe und Differenzial	Achsantrieb mit Differenzial	Getriebeübersetzter Einzelradantrieb	Einzelrad-Direktantrieb, Radnabenmotoren	Ohne mechanische Kopplung	Achs-Differenzial
Vorderachse						
Hinterachse						
	Zwei Schaltgetriebe unüblich	Boost, Längsverteilung	Boost, Längsverteilung, (Querverteilung)	Boost, Längsverteilung, (Querverteilung)	Heckantrieb konventionell	Allrad konventionell
	Boost, Längsverteilung	Längsverteilung	Längs- und Querverteilung vorne	Längs- und Querverteilung vorne	Heckantrieb	Nicht kombinierbar
	Boost, Längs- und Querverteilung	Längs- und Querverteilung hinten	Längs- und Querverteilung	Längs- und Querverteilung	Leistungsverzweigter Heckantrieb	Nicht kombinierbar
	Boost, Längs- und Querverteilung	Längs- und Querverteilung hinten	Längs- und Querverteilung	Längs- und Querverteilung	Leistungsverzweigter Heckantrieb	Nicht kombinierbar
	Frontantrieb konventionell	Frontantrieb	Leistungsverzweigter Frontantrieb	Leistungsverzweigter Frontantrieb	Keine Antriebs-einheit	Keine Antriebs-einheit
	Allrad konventionell	Nicht kombinierbar	Nicht kombinierbar	Nicht kombinierbar	Keine Antriebs-einheit	Keine Antriebs-einheit

Abbildung 2.5: Bewertungsmatrix möglicher Antriebsstrangtopologien für reine Elektroantriebe (M: Elektromotor, SG: Schaltgetriebe, DG: Differenzialgetriebe, G: Getriebe mit fester Übersetzung) (Tschöke, 2015)

Die Bewertungsmatrix nach Tschöke (2015) zeigt die unterschiedlichen Antriebsstrangtopologien und deren Kombinationsmöglichkeiten an der Vorder- und Hinterachse. Die Anordnung der Antriebsstrangsubsysteme ermöglicht die Einteilung in Radnabenantriebe, radnahe Antriebe und Zentralantriebe mit Schaltgetriebe oder fester Übersetzung. Aktuell am Markt verfügbare Elektrofahrzeuge weisen in der Regel die gleiche Antriebsstrangtopologie in Form eines Zentralantriebs, bestehend aus Batterie, Leistungselektronik, Elektromotor und einem eingängigen Getriebe mit Differential auf. Tabelle 2.1 gibt einen Überblick über die Subsysteme der einzelnen Antriebsstränge.

Tabelle 2.1: Übersicht ausgewählter Elektrofahrzeuge

Fahrzeug	Elektromotor	Getriebe
Renault Twizy 80	Asynchronmotor	eingängig
Mitsubishi EV (i-Miev)	Synchronmotor	eingängig
Smart fortwo electric drive	Synchronmotor	eingängig
VW e-up!	Asynchronmotor	eingängig
Renault Zoe	Synchronmotor	eingängig
Nissan Leaf	Synchronmotor	eingängig
VW e-Golf	Synchronmotor	eingängig
BMW i3	Hybrid-Synchronmotor	eingängig
Mercedes B-Klasse Electric Drive	Asynchronmotor	eingängig

Als elektrische Maschine werden derzeit Drehstrommotoren in Form von Asynchronmaschinen oder permanent erregten Synchronmaschinen eingesetzt. Die Leistung dieser Maschinen liegt zwischen 20 und 130 kW, die Drehzahl in einem Bereich von 4.000 bis 16.000 1/min und das Drehmoment in einem Bereich von 50 bis 350 Nm. Zur Leistungsübertragung vom Elektromotor zu den Rädern werden eingängige Getriebe eingesetzt. Der Übersetzungsbereich der Getriebe liegt zwischen $i = 8 \dots 11$. Mittels der Getriebeübersetzung wird die Drehzahl und das Drehmoment des Elektromotors an die Anforderungen an den Rädern angepasst. Abbildung 2.6 zeigt zwei unterschiedliche Auslegungen der Getriebeübersetzung für eine identische Synchronmaschine am Beispiel der Fahrzeuggeschwindigkeit und des am Rad zu Verfügung stehenden Drehmoments.

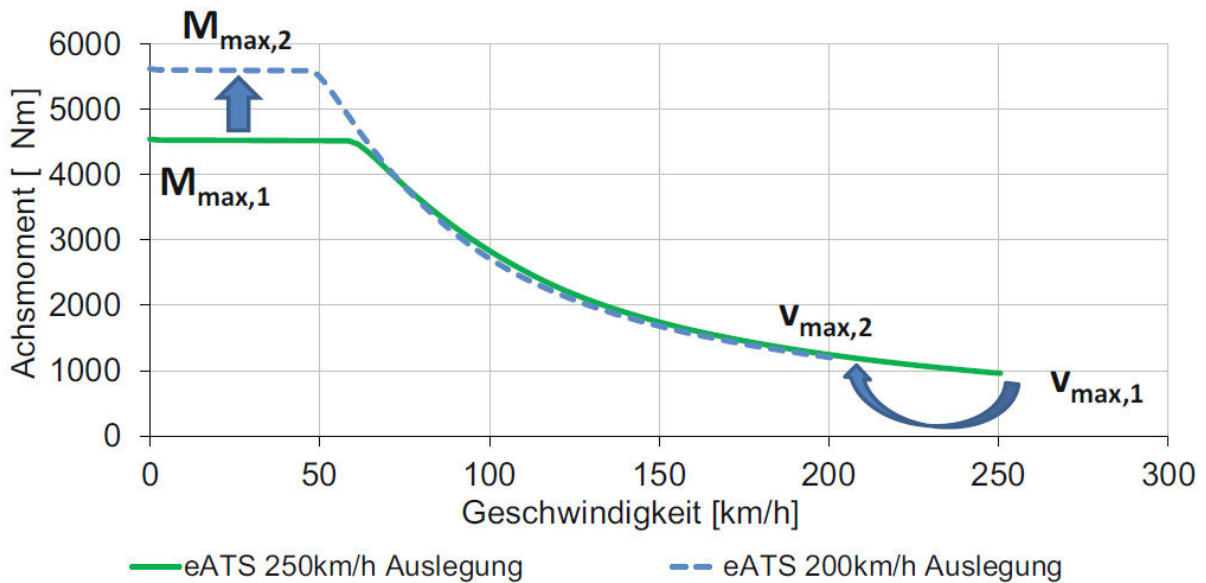


Abbildung 2.6: Vergleich zweier virtueller Auslegungen eines leistungsstarken 1-Gang eATS mit permanenterregter Synchronmaschine mit Fahrzeughöchstgeschwindigkeit von 200 km/h und 250 km/h (Pischinger & Seiffert, 2016)

Bei der grünen Auslegung beträgt die maximale Geschwindigkeit 250 km/h, insofern die zur Verfügung stehende Leistung die notwendige Leistung zur Überwindung der Fahrwiderstände nicht übersteigt. Für die blaue Auslegung gilt $i_1 < i_2$. Aufgrund der größeren Übersetzung steigt das maximale Achsmoment an, wodurch höhere Beschleunigungen erreicht werden. Dadurch sinkt die maximal mögliche Fahrzeuggeschwindigkeit aufgrund der geringeren Drehzahl auf 200 km/h.

Zur Erfüllung der Anforderungen aus Abbildung 2.6, $M_{max,2}$ und $v_{max,1}$ mit demselben Getriebe, kann zum Einen das Antriebsmoment des Elektromotors erhöht werden. Dieses ist durch die Festigkeit des Rotors bei der maximalen Drehzahl des Elektromotors begrenzt und kann nicht beliebig erhöht werden. Zudem nimmt mit zunehmendem Drehmoment die Masse des Antriebs zu. Eine weitere Möglichkeit zur Anforderungserfüllung ist die Umsetzung eines zweigängigen Getriebes. Durch eine höhere Übersetzung des ersten Gangs und einer niedrigeren Übersetzung des zweiten Gangs erfüllt derselbe Elektromotor beide Anforderungen, ohne hierfür das Drehmoment zu erhöhen. Eine Erhöhung der Übersetzung des ersten Gangs führt zu einem geringeren Drehmoment am Elektromotor bei gleichbleibenden Anforderungen an das Drehmoment am Rad, wodurch die Masse verringert werden kann. Bei größeren Übersetzungen muss die Drehzahl des Elektromotors erhöht werden, um einem Gangwechsel bei niedrigen Geschwindigkeiten entgegenzuwirken. Zudem können Betriebspunkte des Elektromotors, beispielsweise resultierend aus einem Fahrzyklus, mit zwei unterschiedlichen Gängen abgebildet werden. Dadurch können die Verluste in der Leistungselektronik und im Elektromotor in Abhängigkeit der Schaltstrategie reduziert und die Gesamteffizienz des Antriebsstrangs erhöht werden. Tabelle 2.2

zeigt einen Vergleich prototypisch umgesetzter mehrgängiger Getriebe für reine Elektrofahrzeuge.

Tabelle 2.2: Vergleich mehrgängige Getriebekonzepte

Getriebe	Gänge	Gangwechsel
Oerlikon 2AMT	2	lastschaltfähig
Oerlikon 2SED	2	lastschaltfähig
GKN 2-Speed-eAxe	2	Nicht lastschaltfähig
Antonov 3-Speed Transmission	3	lastschaltfähig
TwinSpeed	2	lastschaltfähig

Alle diese Getriebe weisen gegenüber einem eingängigen Referenzantrieb eine Steigerung der Effizienz und Leistungsdichte auf und wechseln bis auf eine Ausnahme die Gänge ohne Zugkraftunterbrechung mittels lastschaltfähigen Kupplungen. Eine weitere Möglichkeit des zugkraftunterbrechungsfreien Gangwechsels ist die Kombination von zwei Elektromotoren mit einem mehrgängigen Getriebe, wie die prototypisch umgesetzten Getriebe von Oerlikon 4SED und Speed2E zeigen. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Lastschaltfähigkeit mit zwei Elektromotoren nicht betrachtet, weshalb diese nicht weiter vertieft wird.

Zur Bewertung der Effizienz und des Gesamtwirkungsgrads des Antriebsstrangs müssen sowohl der Energiebedarf des Fahrzeugs zur Überwindung der Fahrwiderstände als auch die Verluste der einzelnen Subsysteme des Antriebsstrangs ermittelt werden.

2.3 Energiebedarf von Elektrofahrzeugen

Der Energiebedarf eines Elektrofahrzeugs ergibt sich aus den zu überwindenden Fahrwiderständen und den Verlusten der einzelnen Antriebsstrangsubsysteme. Bei der Bilanzierung der einzelnen Fahrwiderstände und Verluste wird zwischen motorischem und generatorischem Betrieb der elektrischen Maschine unterschieden. Unter motorischem Betrieb wird das Antreiben des Fahrzeugs mit elektrischer Energie verstanden. Im generatorischen Betrieb wird kinetische Energie umgewandelt und in die Batterie zurückgespeist. In beiden Betriebszuständen treten sowohl mechanische als auch elektrische Verluste bei einzelnen Subsystemen auf.

2.3.1 Fahrwiderstände

Die zur Beschleunigung bzw. Verzögerung eines Fahrzeugs notwendige Leistung ist vom Zugkraftbedarf an den Rädern abhängig und berechnet sich über den Gesamtfahrwiderstand.

$$P_{Rad} = F_{Rad} \cdot v \quad (1)$$

Der Gesamtfahrwiderstand wird aus vier verschiedenen Einzelfahrwiderständen, dem Beschleunigungswiderstand F_{Be} , dem Steigungswiderstand F_{St} , dem Rollwiderstand F_R und dem Luftwiderstand F_L berechnet (Naunheimer, Bertsche & Lechner, 2007). Der gesamte Fahrwiderstand ergibt sich damit aus:

$$F_{Rad} = F_{Be} + F_{St} + F_R + F_L \quad (2)$$

Beschleunigungswiderstand

Der Beschleunigungswiderstand eines Fahrzeugs mit der Masse m_{Fzg} und einer Beschleunigung a besteht aus einem translatorischen und einem rotatorischen Anteil. Die rotatorischen Massen des Antriebsstrangs werden in eine äquivalente Ersatzmasse m_{rot} umgerechnet und mit der translatorisch zu beschleunigenden Masse addiert:

$$F_{Be} = (m_{rot} + m_{Fzg}) \cdot a \quad (3)$$

$$m_{rot} = \frac{(J_{Rad} + J_{Br}) + J_{Diff} \cdot i_{Diff}^2 + (J_{EM} + J_{Ku} + J_G) \cdot i_{Diff}^2 \cdot i_G^2}{r_{dyn}^2} \quad (4)$$

Die Ersatzmasse m_{rot} berücksichtigt das Massenträgheitsmoment der Räder J_{Rad} und Bremsen J_{Br} , des Differentials J_{Diff} , des Getriebes im eingelegten Gang J_G , sowie den Trägheitsmomenten des Elektromotors J_{EM} und der Kupplung J_{Ku} . i_{diff} und i_G sind die Übersetzungen des Differentials und des Getriebes und werden zur Reduzierung der Massenträgheiten benötigt.

Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand wird über die Hangabtriebskraft bestimmt und ist demzufolge abhängig von der translatorisch beschleunigten Masse m_{Fzg} und der Fahrbahnsteigung α_{St} .

$$F_{St} = m_{Fzg} \cdot g \cdot \sin\alpha_{St} \quad (5)$$

Fährt das Fahrzeug auf einer Strecke mit Gefälle wird der Steigungswiderstand negativ.

Rollwiderstand

Der Rollwiderstand resultiert aus der Verformänderungsarbeit der Reifen. Der Rollwiderstand ist vom Rollwiderstandsbeiwert f_r und dem Schlupfwiderstand abhängig. Da für die Berechnung des Fahrwiderstandes im Normalfall eine gerade, trockene Strecke angenommen wird und der Schlupfwiderstand durch die Verformung des Reifens gegenüber der Rollreibung vernachlässigbar ist, wird der Rollwiderstand vereinfachend als äquivalent zur Rollreibungskraft angenommen.

$$F_R = f_r \cdot m_{Fzg} \cdot g \quad (6)$$

Die Rollwiderstandsbeiwerte für unterschiedliche Untergründe sind Tabelle 2.3 zu entnehmen.

Tabelle 2.3: Richtwerte für den Rollwiderstandsbeiwert nach Kirchner (2007)

Fahrbahnzustand	Rollwiderstandsbeiwert f_r
Glatte Asphaltstraße	0,010
Glatte Betonstraße	0,011
Raue, gute Betonfahrbahn	0,014
Gutes Steinpflaster	0,020
Schlechte, ausgefahrene Straße	0,035
Sehr gute Erdwege	0,045
Schlechte Erdwege	0,160
Looser Sand	0,15...0,3

Luftwiderstand

Der Luftwiderstand ist quadratisch von der Anströmgeschwindigkeit v abhängig und resultiert aus der Umströmung und Durchströmung des Fahrzeugs bei frontaler Anströmung. Vereinfachend wird für die Berechnung von einer ruhigen Windsituation ausgegangen, sodass sich der Luftwiderstand aus der Luftdichte ρ , dem Querschnitt des Fahrzeugs A , dem Luftwiderstandsbeiwert c_w und der Fahrzeuggeschwindigkeit v berechnet.

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot c_w \cdot A \cdot \rho \cdot v^2 \quad (7)$$

2.3.2 Antriebsstrangverluste

Der Energiebedarf, die Reichweite und die Fahrleistungen eines Elektrofahrzeugs sind maßgeblich abhängig vom Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs von der Batterie bis zu den Rädern. Dieser wird aus der Multiplikation der Wirkungsgrade der Antriebsstrangsubsysteme Batterie, Leistungselektronik, Elektromotor, Getriebe und Differential berechnet. Der Gesamtwirkungsgrad eines Antriebsstrangs ist definiert als Verhältnis zwischen der abgegebenen und der zugeführten Leistung.

$$\eta_{Ant} = \frac{P_{ab}}{P_{an}} \quad (8)$$

Die abgegebene Leistung ist die Differenz aus der zugeführten Leistung und der Verlustleistung der einzelnen Antriebsstrangsubsysteme.

$$P_{ab} = P_{an} - P_{V,i} \quad (9)$$

Die Verlustleistung der Antriebsstrangsubsysteme resultiert aus unterschiedlichen physikalischen Phänomenen und wird in den meisten Fällen als Wärme abgegeben.

Batterie

Aktuell am Markt verfügbare Elektrofahrzeuge beziehen in den meisten Fällen ihre Energie aus einem Akkumulator auf Lithium-Basis (Ehsani, Emadi & Gao, 2010). Durch unterschiedliche Betriebsbedingung werden sowohl die Speicherkapazität als auch der Lade- und Entladewirkungsgrad beeinflusst. Deshalb müssen zur Bestimmung des Wirkungsgrads der Ladezustand, die Zelltemperatur und die Größe des fließenden Stroms relativ zur Nennkapazität (C-Rate) (Vaillant, 2016) berücksichtigt werden. Beim Laden und Entladen einer Batterie treten stromabhängige Verluste und in Folge elektrochemischer Prozesse nichtlineare Verluste und Selbstentladung auf. Stromabhängige Verluste $P_{V,Batt}$ werden aus dem Innenwiderstand der Zelle R_i und dem Strom I berechnet:

$$P_{V,Batt} = R_i \cdot I^2 \quad (10)$$

Im Vergleich zu Bleibatterien mit einem Wirkungsgrad von bis zu 80% beträgt der Wirkungsgrad moderner Lithium-Ionen-Batterien bis zu 95% (Omar et al., 2010).

Leistungselektronik

Zur Versorgung der Drehfeldmaschinen mit einer frequenz- und amplitudenvariablen Spannung ist ein Wechselrichter zwischen der Batterie mit Gleichspannung und dem Elektromotor erforderlich. Mittels Halbleitern wird die Gleichspannung entsprechend den Betriebspunkten der geforderten Motordrehzahl in eine Spannung mit variabler Frequenz umgeformt. Bei der Erzeugung der mehrphasigen Wechselspannung entstehen in den dafür notwendigen Schaltungen Verluste. Hierbei wird zwischen

drei Verlustmechanismen zur Beeinflussung des Wirkungsgrads unterschieden (Marenbach, Nelles & Tuttas, 2013):

Zur Schaltung der Leistungselektronik werden in der Regel Halbleiter verwendet. Die am häufigsten verwendeten Halbleiter sind Bipolartransistoren mit isolierter Gate-Elektrode (IGBT). Während des Ein- oder Ausschaltvorgangs in einem Halbleiter kommt es zu einem zeitlichen Versatz, woraus eine zeitliche Überschneidung von durchgelassenem Strom und Spannung resultiert. Die dabei entstehende Verlustleistung wird als Ein- bzw. Ausschaltverluste bezeichnet. Mit steigender Motordrehzahl, das bedeutet mit steigender Schaltfrequenz, steigen die Schaltverluste.

Durchlassverluste entstehen im eingeschalteten Zustand des Halbleiters durch einen Spannungsabfall. Die Höhe der Durchlassverluste hängt von der Durchlassspannung, dem Durchlasswiderstand und der Einschaltzeit ab. Die Durchlassverluste steigen mit zunehmend fließendem Strom.

Sperrverluste treten auf, wenn bei einer hohen anliegenden Spannung ein relativ geringer Sperrstrom durch den gesperrten Halbleiter fließt. Oftmals ist es ausreichend, für den Sperrstrom einen konstanten Wert anzunehmen. Sperrverluste sind in der Regel meist vernachlässigbar klein (Kennel, 2017).

Elektromotor

Elektrische Maschinen werden in reinen Elektrofahrzeugen während des Beschleunigens als Kraftmaschinen eingesetzt, die elektrische Leistung in eine Drehbewegung umwandeln. Im generatorischen Betrieb, das bedeutet während des Bremsens, fungiert der Elektromotor als Arbeitsmaschine und erzeugt dabei aus einer Drehbewegung elektrische Leistung. Bei der Wandlung von Leistung in elektrischen Maschinen entstehen Verluste, die Abbildung 2.7 zu entnehmen sind.

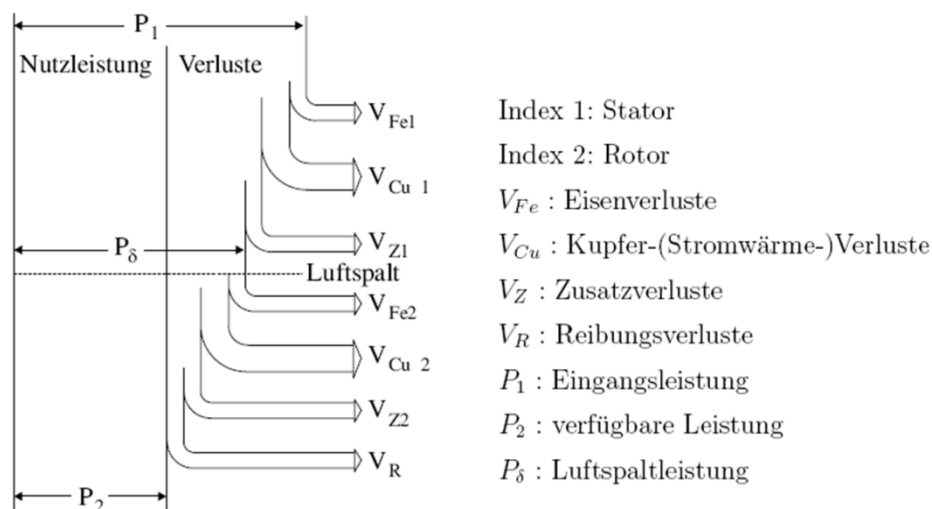


Abbildung 2.7: Elektromotorverluste (Schröder, 2017)

Die Gesamtverluste setzen sich aus Eisenverlusten, ohmschen (Kupferverlusten) und mechanischen Verlusten zusammen. Die mechanischen Verluste entstehen durch Reibung in den Lagern und Dichtungen und durch Luftreibungsverluste durch die Rotorbewegung, besonders bei hohen Drehzahlen. Zusätzlich treten elektromagnetische Verluste auf, die die Eisen- und ohmschen Verluste nicht berücksichtigen. Die zusätzlichen elektromagnetischen Verluste betragen maximal 0,5% von der Eingangsleistung (Pyrhonen, Jokinen & Hrabovcová, 2014). Starken Einfluss auf die Höhe und das Verhältnis von Eisen- und ohmschen Verlusten hat der Maschinentyp. Das sind bei Elektrofahrzeugen hauptsächlich Asynchron- (ASM) und permanenterregte Synchronmaschinen (PSM).

Eisenverluste werden hauptsächlich in Hysterese- und Wirbelstromverluste unterteilt. Hystereseverluste entstehen durch die Ummagnetisierung der inneren Elementarstrukturen, den so genannten Weisschen Bezirken. Diese Ummagnetisierung verursacht Wärme im Eisen. Aufgrund einer Änderung des magnetischen Flusses wird in den Fluss umschließenden elektrischen Leitern eine elektrische Spannung induziert. Durch die Leitfähigkeit von Eisen führen diese Spannungen zu Wirbelströmen, welche das Eisen aufheizen. Die induzierte Spannung ist abhängig von der Querschnittsfläche, der magnetischen Flussdichte und der Frequenz. Die Wirbelstromverluste nehmen mit der induzierten Spannung bis zum Eckpunkt quadratisch zu.

Ohmsche- oder Kupferverluste entstehen durch den ohmschen Widerstand der Kupferwicklung im Elektromotor. Je nach Maschinentyp befinden sich die Kupferwicklungen nicht ausschließlich im Stator, sondern beispielsweise bei einer ASM auch im Rotor. Die Verluste sind lastabhängig aufgrund der Proportionalität von Drehmoment und Strom und steigen quadratisch mit der Stromstärke vereinfacht durch Formel (11) an.

$$P_{V,Cu} = i^2 \cdot R_{Cu} \quad (11)$$

Hierbei werden die zusätzlich bei hohen Frequenzen auftretenden Stromverdrängungsverluste nicht berücksichtigt.

Im Vergleich zu einer PSM dominieren bei einer ASM die drehmoment- bzw. stromabhängigen Kupferverluste aufgrund der Magnetisierung des Rotors und des Stators und den daraus resultierenden zusätzlichen ohmschen Verlusten in den (Kupfer-)Rotorstäben und Statorwicklungen. Bei einer PSM entstehen aufgrund des permanenterregten Magnets im Rotor die Kupferverluste ausschließlich im Stator, wodurch bei diesem Maschinentyp die drehzahlabhängigen Eisenverluste im Rotor überwiegen, was zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrads mit steigender Drehzahl führt. Abbildung 2.8 zeigt den Unterschied zwischen den

Wirkungsgradkennfeldern einer ASM und PSM sowie deren Wirkungsgradbereiche über 90 %.

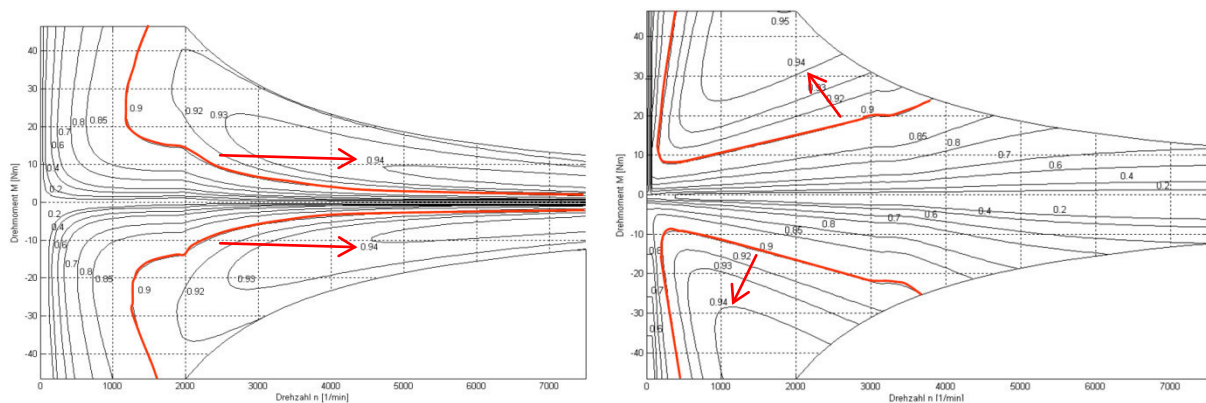


Abbildung 2.8: Vergleich der Wirkungsgradkennfelder einer ASM (links) und einer PSM (rechts) (May, Meins, Canders & Palka, 2009)

Durch die Permanenterregung, insbesondere im Grunddrehzahlbereich, werden hohe Drehmomente bei vergleichsweise geringem Strom ermöglicht, weshalb der wirkungsgradoptimale Bereich bei niedrigen Drehzahlen und mittleren Drehmomenten liegt (Finken, 2011).

Um hohe Drehzahlen erreichen zu können, ist eine Schwächung des Magnetfelds notwendig (Bolte, 2012). Bei hohen Drehzahlen hat die ASM spezifische Wirkungsgradvorteile. Im Gegensatz zur PSM muss bei der ASM das Feld nicht aktiv geschwächt, sondern lediglich der Magnetisierungsstrom reduziert werden. Daraus resultiert ein verringerter stromabhängiger Verlustanteil, wodurch der Wirkungsgrad auch bei hohen Drehzahlen über 90 % liegt.

Getriebe

Die Gesamtverlustleistung P_V eines Stirnradgetriebes wird im Allgemeinen in Verzahnungsverlustleistung P_{VZ} , Lagerverlustleistung P_{VL} , Dichtungsverlustleistung P_{VD} und Verlustleistung sonstiger Subsysteme P_{VX} unterteilt. Die Getriebeverluste resultieren aufgrund von Reibung und werden als Wärme an das Öl oder die Umgebung abgegeben.

$$P_V = P_{VZ} + P_{VL} + P_{VD} + P_{VX} \quad (12)$$

Die sonstigen Verluste eines Getriebes umfassen die Kupplungsverluste, Synchronisierungsverluste und die Aktuatorikverluste. Verzahnungs- und Lagerverluste werden in lastabhängige und lastunabhängigen Verluste unterteilt. Die lastabhängigen Verluste sind von der Belastung abhängig und steigen mit zunehmender Last an. Die lastunabhängigen Verlustanteile sind hauptsächlich von der Drehzahl abhängig und führen zu einem Schleppmoment, das auch bei frei rollendem Fahrzeug entsteht. Prinzipiell überwiegen die lastabhängigen Verluste bei

hohen Lasten und niedrigen Drehzahlen. Bei schnelllaufenden Getrieben bestehen die Gesamtverluste zum überwiegenden Teil aus lastunabhängigen Verlusten. Auf die detaillierte Berechnung der einzelnen Verluste wird in Kapitel 2.4 näher eingegangen.

2.4 Modelle zur Berechnung von Getriebeverlusten

Inhalt des Kapitels sind unterschiedliche Berechnungsverfahren zur Ermittlung der Getriebeverluste, die in Kapitel 5.3 zur Effizienzbewertung der unterschiedlichen Getriebetopologien benötigt werden.

2.4.1 Lagerverluste

Lagerverluste lassen sich aufgrund der Belastung in lastabhängige und lastunabhängige Verluste aufteilen. Lastunabhängige Lagerverluste sind hauptsächlich von der Drehzahl und der Schmierung abhängig und beschreiben die hydrodynamischen Verluste in den Gleitkontakten des unbelasteten Wälzlagers, während die lastabhängigen Verluste aus den Belastungen der Wälzkörper berechnet werden. Zur Ermittlung der Lagerverluste müssen neben dem Wirkflächenpaar, in dem die Reibung vorliegt, auch die Ursachen der Reibanteile bekannt sein. Koryciak (2007) identifiziert für die Entstehung der Lagerverluste die in Abbildung 2.9 dargestellten Wirkflächenpaare und Reibanteile.

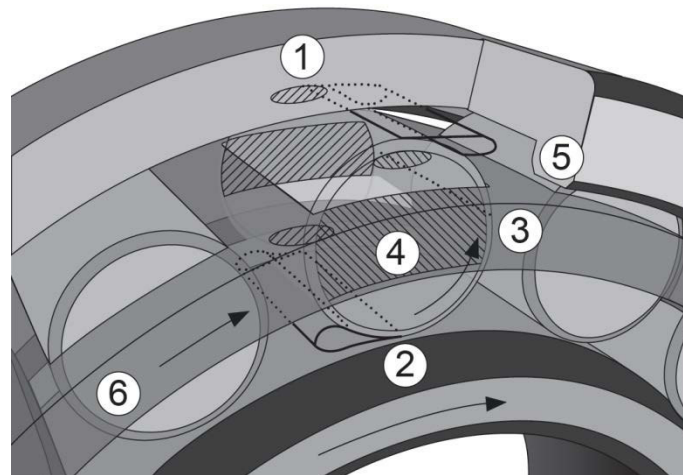


Abbildung 2.9: Verlustanteile in einem Wälzlager nach Koryciak (2007)

Die einzelnen Verlustanteile ergeben sich nach Abbildung 2.9 zu:

- Roll- und Gleitreibung zwischen Wälzkörper und Laufbahn (1), (2)
- Gleitreibung zwischen Käfigsteg und Wälzkörpermantel (3)
- Gleitreibung zwischen Käfig und Wälzkörperstirnfläche (4)
- Gleitreibung zwischen Wälzkörper und Lagerborde (5)
- Reibung zwischen Käfig, Wälzkörper und Ölbad (6)

Die Anteile der Lagerreibung beschreiben Eschmann, Hasbargen, Weigand und Brändlein (1978) als Rollreibung, Gleitreibung und Schmierstoffreibung.

Rollreibung

Beim Abrollen eines belasteten Wälzkörpers auf einer Laufbahn verformt sich aufgrund von großen Hertz'schen Pressungen im Wälzkontakt des Lagers das Materialvolumen beider Partner vor und in der Kontaktzone. Die hierfür eingebrachte Arbeit zur Formänderung müsste unter der Annahme von idealem Werkstoffverhalten beim Rückfedern des durch die weitere Rotation entlasteten Materialvolumens ausgeglichen werden. Reale Werkstoffe wandeln ein Teil der Formänderungsarbeit aufgrund auftretender Hysterese in Form von innerer Werkstoffreibung in Wärme um. Das dabei entstehende Rollreibungsmoment resultiert aus der Reaktionskraft sowie dem Hebelarm aufgrund der elastischen Verformung des Materials als Auslenkung der Kraft und wirkt entgegengesetzt der Bewegungsrichtung.

Zusätzlich treten im verformten Wälzkontakt weitere Anteile des Rollreibmomentes aufgrund von Schlupf auf. Rolllt ein belasteter Wälzkörper in einer Laufbahn, resultiert hieraus eine gekrümmte Druckfläche. Die einzelnen Punktkontakte in dieser Kontaktfläche haben aufgrund der Krümmungsradien unterschiedliche Abstände r_i von der momentanen Drehachse des Wälzkörpers. Daraus resultieren mit der Winkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers ω_{WK} , nach Gleichung (13) Differenzgeschwindigkeiten zwischen den einzelnen Punktkontakten, die im belasteten Wälzkontakt Gleitflächen ausbilden, welche zu Reibung führen. Dieser Effekt geht auf Heathcote aus dem Jahr 1921 zurück und wird als "Heathcote-Schlupf" bezeichnet. Dieser ist von der Krümmung in der Kontaktfläche abhängig (Eschmann, 1964). Bei Zylinderrollenlagern tritt kein "Heathcote-Schlupf" aufgrund der Parallelität zwischen Drehachse und Laufbahnfläche auf. Der "Heathcote-Schlupf" wird trotz seiner Gleitanteile zur Rollreibung gezählt, da dieser immer gekoppelt mit den zuvor beschriebenen Hystereseeffekten auftritt.

$$v_i = r_i \cdot \omega_{WK} \quad (13)$$

Bei einem von 0 Grad abweichenden Druckwinkel tritt zusätzlich Bohrreibung im Lager auf. Diese entsteht in der Kontaktfläche zwischen Wälzkörper und Laufbahn aufgrund einer Drehbewegung des Wälzkörpers parallel zur Belastungsrichtung und senkrecht zur Drehachse des Lagers.

Gleitreibung

Die Gleitreibung setzt sich wie in Abbildung 2.9 dargestellt aus der Gleitbewegung zwischen Wälzkörper und Käfig in den Käfigtaschen sowie Wälzkörperstirnfläche und Lagerbord zusammen. Bei Lagern ohne Käfig tritt zudem Reibung zwischen den einzelnen Wälzkörpern auf. Hierbei entfällt die Reibung zwischen dem Käfig und den

Wälzkörpern. Die beschriebenen Gleitanteile finden, im Gegensatz zu dem oben angesprochenen "Heathcote-Schlupf", auf makroskopischer Ebene statt und hängen maßgeblich von der Bordgeometrie, der Bauart des Käfigs und den in den Kontaktflächen auftretenden Geschwindigkeiten ab.

Schmierstoffreibung

Der an den Wälzkörpern haftende Schmierstoff wird durch die Rotation des Lagers in den Schmierpalt zwischen Wälzkörper und dem Lagerring gefördert. Aufgrund der kleinen Schmierpalte in den elastohydrodynamischen Kontakten (im Bereich von $1\mu\text{m}$) wird nicht der vollständig am Wälzkörper haftende Schmierstoff in die Kontaktzone gefördert, weshalb durch den Rücklauf von Schmierstoff ein Schmierstoffvorlauf ausgebildet wird (Abbildung 2.10). Die Schmierstoffreibung entsteht in diesem Bereich durch innere Reibung im Schmiermittel, die Scherverluste verursacht, welche das Lagerreibmoment, wie auch die Temperatur im Schmierstoff erhöhen. Bei größeren Schmierstoffmengen treten zusätzlich Plansch- und Walkverluste im Lager auf.

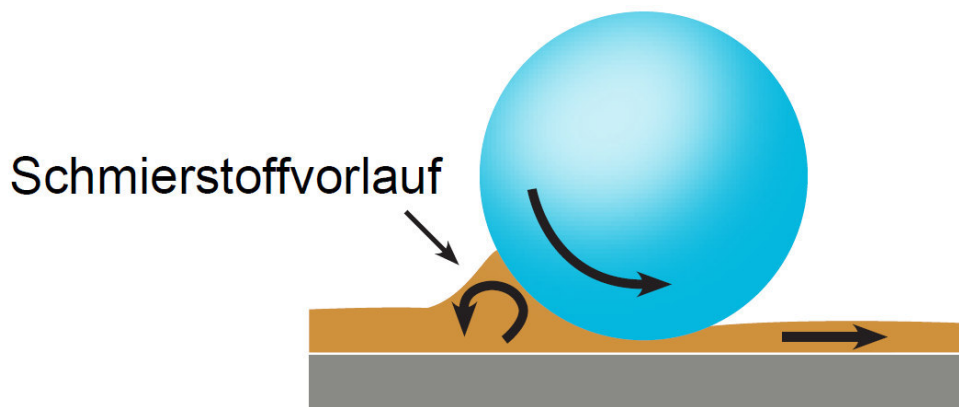


Abbildung 2.10: Schmierstoffvorlauf im Wälzkontakt (SKF Gruppe, 2014)

Die hierdurch entstehende Schubspannung lässt sich nach dem Newton'schen Reibungsgesetz für ein Newton'sches Fluid folgendermaßen beschreiben:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dz} \quad (14)$$

Die Schubspannung ist proportional zum Geschwindigkeitsgradienten dv/dz (Abbildung 2.11). Die Proportionalitätskonstante η ist die dynamische Viskosität des Fluids. Diese ist abhängig von der Temperatur und dem Druck ($\eta = f(T, p)$). Für Drücke bis zu 5.000 bar kann die dynamische Viskosität mit der Barus-Gleichung (Schouten & van Leeuwen, 1995) modelliert werden.

$$\eta(T, p) = \eta(T, p_0) \cdot \exp(\alpha_p p) \quad (15)$$

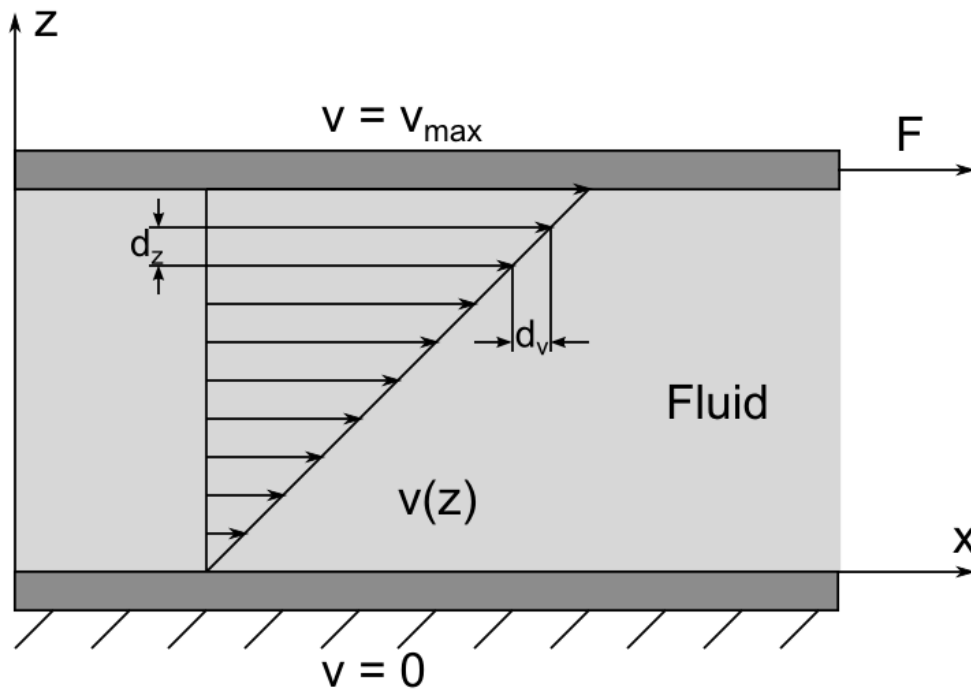


Abbildung 2.11: Newton'sche Reibung

Die Kraft, die auf ein Fluid aufgebracht werden muss, um es zu scheren, wird folglich als die dynamische Viskosität $\eta(T, p)$ bezeichnet. Aufgrund der Druck- und Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität $\eta(T, p)$ führt eine Temperaturerhöhung aufgrund von Scherung im Schmierstoff zu einer Absenkung der Viskosität im Betrieb. Daraus resultiert ein verringertes Rollreibungsmoment. Meyer (2009) und Roelands (1966) beschreiben die mathematische Modellierung dieses Effektes und der damit korrespondierenden Änderung der Schmierfilmhöhe h_0 im Schmierpalt.

Sind bei einer ausreichenden Schmierung des Lagers sämtliche Oberflächen mit dem eingesetzten Schmiermittel benetzt, tritt zwischen den relativ zueinander bewegten Lagersubsystemen Schmierstoffreibung in den gescherten Fluiden auf. Der Betrag der Schmierstoffreibung hängt nach Gleichung (14) von der Viskosität des Schmierstoffes und der Relativgeschwindigkeit im Kontakt, der Lagerdrehzahl, ab. Bei einer Überversorgung des Lagers mit Schmierstoff müssen die umlaufenden Teile das überflüssige Schmiermittel verdrängen. Dabei wird Arbeit verrichtet, welche zu einer Wärmeentwicklung führt. Diese Wärmeverluste werden als Planschverluste bezeichnet. Abbildung 2.12 zeigt den Anstieg des Lagerreibungsmomentes mit zunehmender Ölmenge.

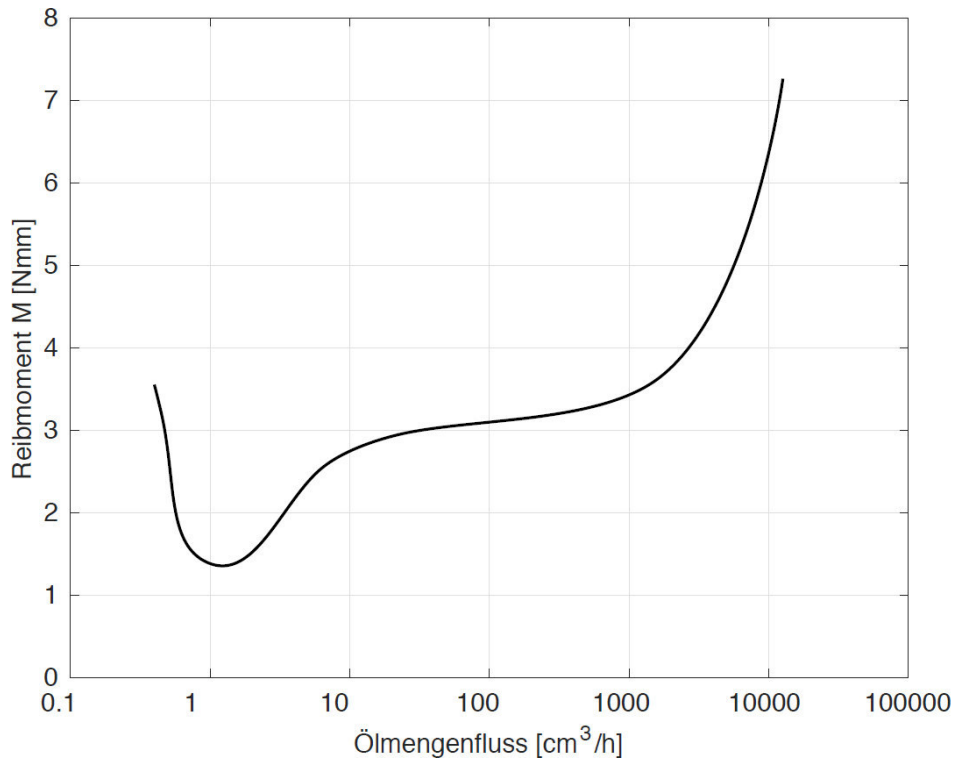


Abbildung 2.12: Abhängigkeit der Reibung von der Ölmenge (Rillenkugellager leicht belastet bei $n = 5.0000 \text{ min}^{-1}$) nach Koryciak (2007)

Im Bereich des Ölmengenflusses von $10 \dots 1.000 \text{ cm}^3/\text{h}$ ist die Abhängigkeit des Reibmoments von der Ölmenge relativ gering. Bei kleineren Ölmengen (Minimalmengenschmierung) wird der Widerstand aufgrund geringerer Planschverluste zunächst verringert. Unterschreitet der Ölmengenfluss den für eine ausreichende Schmierung benötigten Wert, so tritt Mischreibung auf. Das Reibmoment steigt bei einem Ölmengenfluss $< 1 \text{ cm}^3/\text{h}$ stark an (Koryciak, 2007). Bei übermäßig viel Öl im Lager verursachen die zusätzlichen Planschverluste einen starken Anstieg des Wälzlagerreibmoments. Dieser Anteil des Reibmomentes tritt insbesondere bei hochdrehenden Lagern auf.

Zusammengefasst ergeben sich nach Palmgren (1964) die folgenden Haupteinflussfaktoren auf das Reibmoment eines Lagers:

1. Bauart des Lagers
2. Abmessungen des Lagers
3. Lagerbelastung und ihre Verteilung auf die einzelnen Rollkörper
4. Drehzahl des Lagers
5. Schmiermittelmenge
6. Eigenschaften des Schmiermittels bei der Betriebstemperatur
 - a. Viskosität
 - b. Kapillareigenschaften
 - c. Haftvermögen

Die Anzahl der aufgezeigten Einflussfaktoren und unterschiedlichen Reibanteile in einem Wälzlager verdeutlichen die Komplexität der Reibmomentberechnung. Im Folgenden wird auf unterschiedliche empirische und theoretische Modelle unterschiedlicher Autoren zur Berechnung des Reibmoments eingegangen.

2.4.1.1 Empirische Reibmodelle

”Empirische Forschung ist die wissenschaftliche Methodik, welche Aussagen über die Realität durch Befragung, Beobachtung und Messung gewinnt. Dabei werden theoretisch abgeleitete Aussagen (Hypothesen) durch geeignete Instrumentarien, welche die erforderlichen Informationen aus der Realität erbringen (Messungen), überprüft.“ (Villani, 2018)

Im Folgenden werden unterschiedliche empirische Ansätze zur Berechnung des Lagerreibmoments aufgezeigt.

Reibmoment nach Stribeck

Einen ersten Ansatz zur Berechnung des Reibmoments in Wälzlagern liefert der deutsche Ingenieur Richard Hermann Stribeck (1861-1950). Er beschreibt in der 1902 veröffentlichten Stribeck-Kurve (Stribeck, 1902) den schematischen Verlauf von Reibbeiwert und Schmierfilmdicke in Abbildung 2.13:

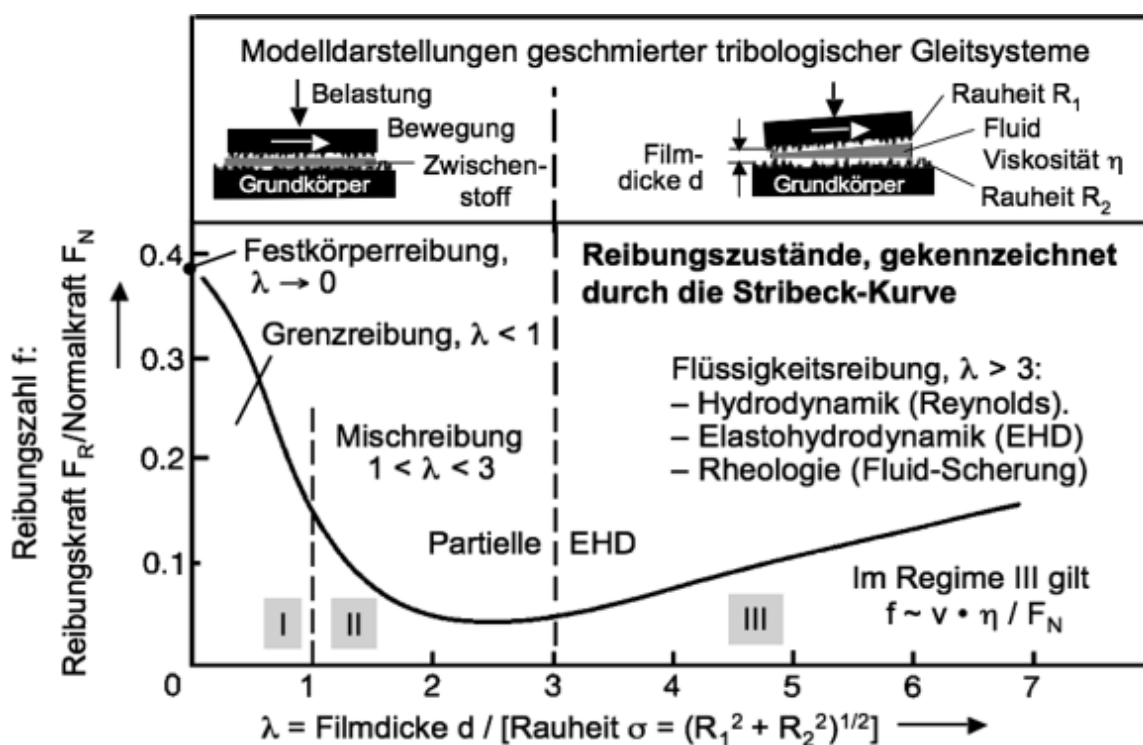


Abbildung 2.13: Stribeck-Kurve mit Reibungszuständen (Czichos & Habig, 2015)

Aufgetragen ist die Reibungszahl über dem Verhältnis aus der Schmierfilmdicke und der Rauheit. Zur Charakterisierung der unterschiedlichen Schmierzustände unterteilen Czichos und Habig (2015) die Stribeck-Kurve in drei unterschiedliche Bereiche:

- „Die **Grenzreibung (I)** ist als ein Sonderfall der Festkörperreibung anzusehen, bei der die tribologisch beanspruchten Oberflächen mit einer Adsorptionsschicht aus Schmierstoffmolekülen bedeckt sind. Die Belastung wird von den kontaktierenden Rauheitshügeln der Kontaktpartner aufgenommen, während bei der Relativbewegung die Scherung überwiegend.“ (Czichos & Habig, 2015, S.181)
- „Bei der **Mischreibung (II)** wird ein Teil der Belastung vom Schmierfilm, der elastohydrodynamisch oder hydrodynamisch erzeugt werden kann, und ein anderer Teil von den kontaktierenden Rauheitshügeln aufgenommen.“ (Czichos & Habig, 2015, S.181)
- „Die **elastohydrodynamische Schmierung (III)** ist eine Folge der elastischen Deformation der Kontaktpartner und der Zunahme der Ölviskosität mit steigendem Druck. Die Schmierfilmdicke ist in der Regel gering. Wenn die Anordnung der Kontaktpartner die Bildung eines sich in Strömungsrichtung des Öles verengenden Spaltes zulässt, werden die Kontaktpartner durch einen dickeren, hydrodynamisch gebildeten Schmierfilm voneinander getrennt.“ (Czichos & Habig, 2015, S.182)

Stribeck berechnet mit einer ersten überschlägigen Formel das Lagerreibmoment.

$$M_{Lager} = F_{res} \cdot \mu \cdot \frac{d_m}{2} \quad (16)$$

$$F_{res} = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$$

$$d_m = \frac{d + D}{2}$$

Durch die Annahme einer konstanten Reibungszahl μ werden die Schmierungseinflüsse, die in Abbildung 2.13 dargestellt sind, vernachlässigt, welche jedoch sehr hoch sein können (Klaus Baalman, 1994). Die Reibungszahlen sind von verschiedenen Wälzlagern, der Belastung, der Drehzahl und der Schmierung abhängig (Eschmann, 1964).

Gleichung (16) besitzt auch heute noch Gültigkeit zur Berechnung eines groben Richtwertes (SKF Gruppe, 2014), ist jedoch für genauere Aussagen ungeeignet. Wesentliche Faktoren, wie beispielsweise die Lagerdrehzahl oder die Viskosität, gehen nicht in die Berechnung mit ein. Die Stribeckkurve bildet die Grundlage zur weiteren Berechnung der Lagerverluste.

Reibmoment nach Palmgren

Durch theoretische Überlegungen und Versuche erkannte Arvid Palmgren den Zusammenhang eines lastunabhängigen Anteils M_0 und eines lastabhängigen Anteils M_1 zur Berechnung des Lagerreibmoments M_{Lager} (Palmgren, 1964).

$$M_{Lager} = M_0 + M_1 \quad (17)$$

Das lastunabhängige Reibmoment M_0 kann nach Palmgren aus der Funktion

$$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (\nu \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 \quad \text{für } \nu \cdot n \geq 2.000 \quad (18)$$

und

$$M_0 = 159 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3 \quad \text{für } \nu \cdot n < 2.000 \quad (19)$$

berechnet werden.

Das lastunabhängige Reibmoment M_0 berücksichtigt die hydrodynamischen Lagerverluste in den Gleitkontakten des unbelasteten Lagers. Durch Versuche mit minimal belasteten Lagern stellt Palmgren (1957) fest, dass das lastunabhängige Reibmoment M_0 für $\nu \cdot n < 2.000$ nahezu konstant ist. Diese Abhängigkeit ist in Abbildung 2.14 deutlich zu erkennen. Unterhalb dem Grenzwert von $\nu \cdot n = 2 \cdot 10^3$ ist das auf den mittleren Lagerdurchmesser d_m und dem Beiwert f_0 bezogene lastunabhängige Reibmoment M_0 nahezu konstant (siehe Gleichung (19)). Für Werte von $\nu \cdot n \geq 2 \cdot 10^3$ steigt das lastunabhängige Reibmoment M_0 mit $n^{2/3}$ an (siehe Gleichung (18)).

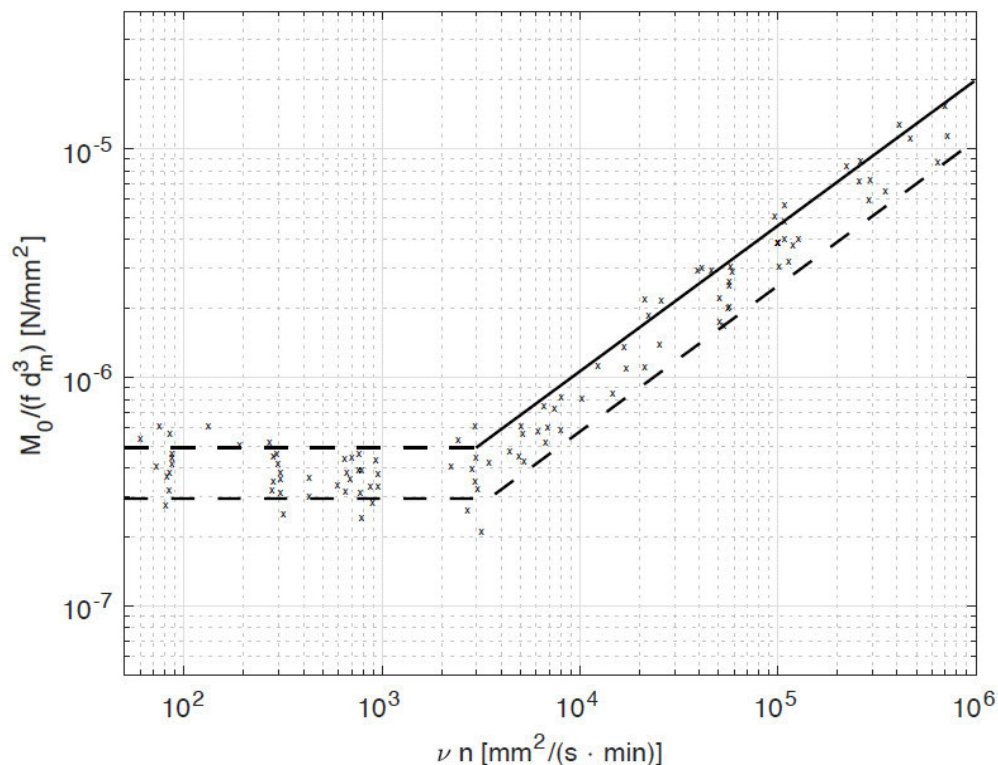


Abbildung 2.14: Laufwiderstand minimalbelasteter Wälzlager nach Palmgren (1957)

Der von Lagerbauart und Schmierung abhängige Beiwert f_0 wird für verschiedene Wälzlager durch Palmgren empirisch ermittelt. Die Gültigkeit dieser Werte nach Palmgren (1964) bezieht sich auf eine waagrechte Welle und Ölbad schmierung, welche bei stillstehendem Lager einen Ölstand bis zur Mitte des untersten Wälzkörpers aufweist. Aufgrund der seit Palmgren starken Entwicklungen in der Wälzlagerindustrie bestehen durchaus Abweichungen dieser Werte für heutige Lager. So ergeben sich beispielsweise für eine kontinuierliche Einspritzschmierung bis zu doppelt so große Werte für f_0 und bei einer Ölnebelschmierung kann der Beiwert bis auf die Hälfte der Werte absinken (Palmgren, 1964). Genaue Werte für die unterschiedlichen Schmierungsarten gibt Palmgren jedoch nicht an.

Den lastabhängigen Anteil des Reibmomentes M_1 berechnet Palmgren mit der Formel:

$$M_1 = f_1 \cdot g_1 \cdot P_0 \cdot d_m \quad (20)$$

Das lastabhängige Reibmoment M_1 berücksichtigt hauptsächlich Rollreibung, die durch Hystereseeffekte und Mikrogleitbewegungen in der Kontaktzone entsteht. Der lastabhängige Anteil hängt maßgebend von der Belastung und der Art des Lagers ab. Die Drehzahl geht nicht in die Berechnung des Reibmoment M_1 mit ein (Gleichung (20)).

Der von der Belastungsrichtung abhängige Beiwert g_1 aus Gleichung (20) ergibt sich für Radial-Kugellager aus der Formel:

$$g_1 \cdot P_0 = 0,9 \cdot F_a \cdot \cot \alpha - 0,1 \cdot F_r \geq F_r \quad (21)$$

für Radial-Rollenlager aus:

$$g_1 \cdot P_0 = 0,8 \cdot F_a \cdot \cot \alpha \geq F_r \quad (22)$$

und für Axiallager aus:

$$g_1 \cdot P_0 = F_a \quad (23)$$

Der Beiwert f_1 ist von der Lagerbauart und der relativen Belastung abhängig. Analog zu f_0 beziehen sich die kleinen Werte für die leichten und die großen Werte für die schweren Baureihen. Während für Rollenlager konstante Werte für f_1 angenommen werden, wird f_1 für Kugellager in Abhängigkeit der relativen Belastung P_0/C_0 berechnet. Kugellager haben deshalb eine höhere Lastabhängigkeit des Reibmomentes als Rollenlager.

Für axial belastete Zylinderrollenlager ergänzte Kispert Gleichung (17) nach Palmgren durch einen zusätzlichen Reibungsanteil M_2 , der aufgrund der Axialkraft F_a

zwischen der Stirnfläche des Wälzkörpers und den Lagerborden auftritt. Der zusätzliche Reibungsanteil berechnet sich durch:

$$M_2 = f_2 \cdot F_a \cdot d_m \quad (24)$$

Hiermit ergibt sich Gleichung (17) zu:

$$M_{Lager} = M_0 + M_1 + M_2 \quad (25)$$

Der Reibungsbeiwert f_2 ist nach ISO08 abhängig von der Käfigbauform, der Rollenanzahl und der Schmierung. (Deutsches Institut für Normung e.V., 2001)

Abbildung 2.15 zeigt den qualitativen Verlauf des Lagerreibmomentes nach dem Berechnungsmodell von Palmgren.

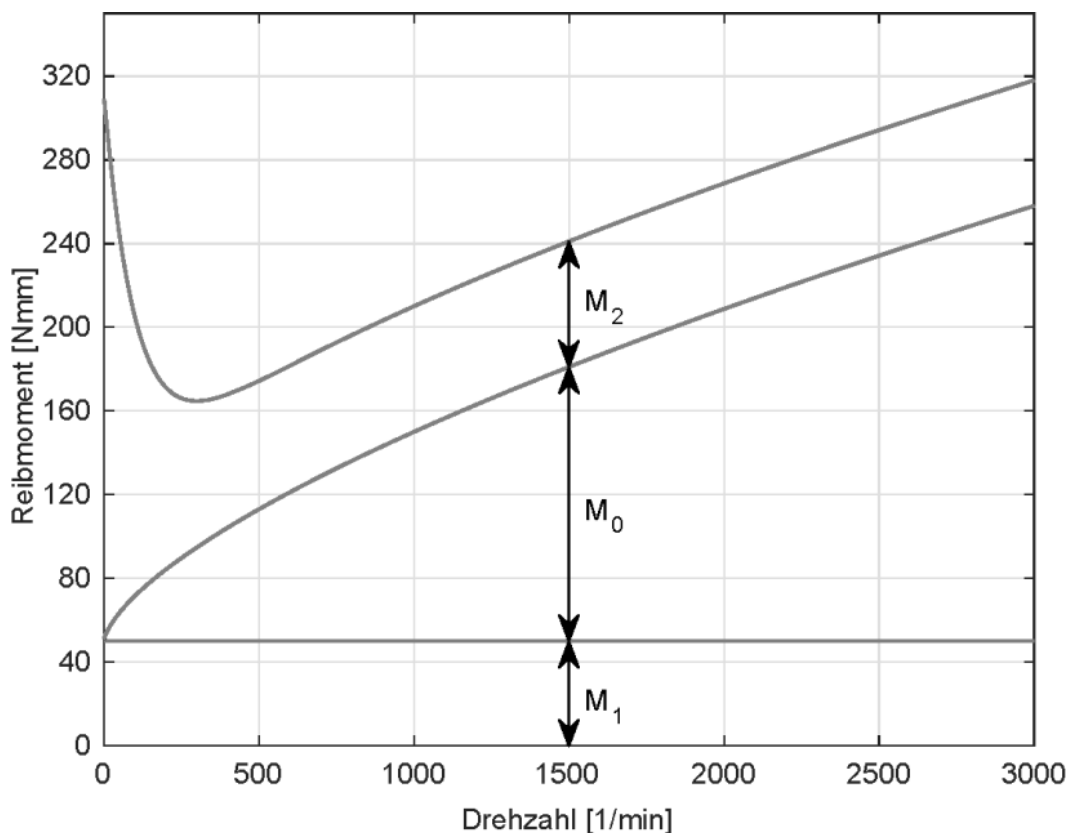


Abbildung 2.15: Qualitativer Verlauf des Reibmomentes nach Palmgren (Kispert, 1981)

Reibmoment nach Schaeffler

Das Berechnungsmodell nach Schaeffler entspricht im Wesentlichen den Gleichungen (18), (19), (20), (24) und (25) nach Palmgren. Die Beiwerte f_0 , f_1 und f_2 sind an das Lieferprogramm des Herstellers angepasst und variieren dabei je nach Hersteller (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2013). Schaeffler unterscheidet bei der Angabe des Beiwerts f_0 die Lagerbauart und die Schmierungsart Fett, Öl-Luft und Ölbad beziehungsweise Ölumlauf. Die Werte für die Fettschmierung beziehen sich auf eingelaufene Lager und die Beiwerte für die Ölschmierung bei einem

Ölstand bis zur Mitte des unteren Wälzkörpers (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2013). Mit steigendem Ölstand nimmt der Beiwerts f_0 zu. Die Berechnung der maßgebenden Belastung

$$P_1 = g_1 \cdot P_0 \quad (26)$$

wird im Vergleich zu dem Modell von Palmgren nach Schaeffler (2013) differenzierter betrachtet. Hierbei wird nicht ausschließlich zwischen den Lagertypen, sondern auch zwischen Einzellagern und Lagerpaaren unterschieden.

Reibmoment nach ISO 14179-2

Das Reibmoment nach ISO 14179-2 (Deutsches Institut für Normung e.V., 2001) basiert wie das Reibmoment nach Schaeffler (2013) auf dem Berechnungsmodell von Palmgren (1964). Das lastunabhängige Reibmoment M_0 und das Reibmoment axialbelasteter Zylinderrollenlager M_2 werden analog der Gleichungen (18), (19) und (24) berechnet. Die Formeln des lastunabhängigen Reibmoments sind bei der Berechnung durch Palmgren, Schaeffler und ISO 14179-2 identisch, jedoch unterscheiden sich die Lagerbeiwerte f_0 .

Für die Berechnung des lastabhängigen Reibmoments M_1 werden zwei Exponenten a und b eingeführt.

$$M_1 = f_1 P_1^a d_m^b \quad (27)$$

Diese sind für die Beschreibung des Reibmomentverhaltens einer Reihe selbstausrichtender Wälzlager vorgesehen. Für andere Lagertypen sind diese Werte identisch eins und haben somit keinen Einfluss auf den Reibmomentanteil.

Reibmoment nach SKF

SKF veröffentlicht im Jahr 2004 ein neues Berechnungsmodell für das Reibmoment in Wälzlagern. Dieses ermittelt die Reibung ursachen- und nicht lastabhängig. Das Verfahren beruht auf weiterentwickelten, computergestützten Berechnungsmodellen (SKF Gruppe, 2014). Das Lagerreibmoment ergibt sich aus dem Rollreibmoment M_{rr} , dem Gleitreibungsmoment M_{sl} , dem Reibmoment der Berührungsdichtungen M_{seal} und dem Reibmoment aufgrund der Verdrängung und des Planschen des Öls M_{drag} :

$$M_{Lager} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (28)$$

Das Berechnungsverfahren nach SKF (2014) besitzt unter folgenden Betriebsbedingungen Gültigkeit:

- Fettschmierung
 - stabiler Betriebszustand nach einigen Stunden Einlaufzeit
 - Lithiumseifenfett auf Mineralölbasis

- Füllgrad von 30 % im Freiraum des Lagers
- Umgebungstemperaturen gleich/größer 20° C
- Bei Ölschmierung
 - Ölbad, Öl-Luft, oder Öleinspritz-Verfahren
 - Viskositäten im Bereich von 2 bis 500 mm²/s
- Belastung gleich/größer der Mindestbelastung, mindestens aber:
 - 0,01*C bei Kugellagern
 - 0,02*C bei Rollenlagern
- Belastungen in Größe und Richtung unveränderlich
- Normales Betriebsspiel
- Drehzahlen in Größe unveränderlich und nicht höher als die zulässigen

Die Berechnung des Rollreibungsmoments M_{rr} berücksichtigt unter anderem die Dicke des Schmierfilms im EHD Wälzkontakt und einer damit verbundenen Reduzierung der kinematischen Viskosität aufgrund der Temperaturerhöhung, der Schmierstoffverdrängung in der Wälzkörperlaufbahn und dem Rollreibungsgrundwert, der von der Belastung, der Lagerbauart, der Lagergröße und der Lagerdrehzahl abhängig ist.

Das Gleitreibungsmoment M_{sl} ist abhängig von dem Gleitreibungsgrundwert, der analog zum Rollreibungsgrundwert berechnet wird und der Gleitreibungszahl, die die Schmierungsbedingungen im Wälzkontakt berücksichtigt und die bei Festkörperbeziehungweise Mischreibung ansteigt (vgl. Stribeck-Kurve aus Abbildung 2.13).

Das Reibmoment der Berührungsdichtungen gilt für beidseitig abgedichtete Wälzlager. Für einseitig abgedichtete Wälzlager muss der Reibmomentanteil halbiert werden. Die Halbierung des Reibmoments besitzt keine Gültigkeit für Rillenkugellager mit einem Außendurchmesser von über 25 mm und den reibungsarmen Dichtungsausführungen RSL.

Das Reibmoment M_{drag} entsteht aufgrund von Planschen und Verdrängen des Öls im Lager. Dieses ist von der Ölstandshöhe h abhängig und wird für Kugel- und Rollenlager bei Ölbad schmierung unterschiedlich berechnet.

2.4.1.2 Theoretische Reibmodelle

Die in Kapitel 2.4.1.1 erläuterten Berechnungsverfahren beschreiben das Reibmoment in Wälzlagern aufgrund phänomenologischer Betrachtungen durch Gleichungen und Beiwerte. Eine weitere Möglichkeit ist die Berechnung des Reibmoments ausgehend von theoretischen Überlegungen. Hierbei wird in der Regel

vom Kontakt zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen ausgegangen. Die Beschreibung der physikalischen Wechselwirkungen zwischen den Bauteilsystemen erfolgt durch das Aufstellen von Bewegungsgleichungen und Kräftegleichgewichten. Diese Betrachtungsweise erhöht im Allgemeinen den Detaillierungsgrad sowie die Komplexität unter Abnahme der Allgemeingültigkeit der Rechenmodelle. In der Regel kann durch diese Rechenroutinen nur ein bestimmter Lagertyp mit eingeschränkten Randbedingungen beschrieben werden. Ein allgemeingültiges Berechnungsverfahren der Verluste für ein breites Spektrum an Wälzlagern ist beim Aufstellen des Reibmomentes, ausgehend von den Kontakten im Lager, somit nicht möglich (Jacobs, Burghardt & Ploß, 2015). Als Ausgangspunkt für die Berechnung der Lagerreibung ist bei dieser Vorgehensweise eine möglichst genaue Kenntnis folgender Punkte nötig: (Jacobs et al., 2015)

- Geometrie der Subsysteme des Wälzlagers
- Materialeigenschaften der Subsysteme des Wälzlagers
- Kinematik der Subsysteme des Wälzlagers
- Schmierstoffverhalten im Betrieb

Durch eine geeignete mathematische Modellierung lassen sich Größen, wie zum Beispiel die Schmierstalthöhe, der Druckwinkel, Schlupfanteile oder auch die Abhängigkeit der Viskosität von Temperatur und Druck, beschreiben (Jacobs et al., 2015). Insbesondere letzteres hat bei den im Wälzkontakt vorliegenden hohen Hertz'schen Pressungen eine große Bedeutung (Meyer, 2009).

Aufgrund der Vielfältigkeit von Kontaktmodellen und deren Komplexität und der geringen Relevanz für das weitere Verständnis wird in dieser Arbeit ausschließlich eine kleine Auswahl an Modellen kurz beschrieben. Beispielsweise beschäftigten sich Steinert (1996), Wen und Ying (1988) sowie Liang (1992) auf Basis der klassischen Physik mit der Wälzlagerreibung spezieller, ölgeschmierter Lager. Inhalt dieser Arbeiten ist die Herleitung von Ansätzen zur Betrachtung der unterschiedlichen Anteile des Reibmoments, basierend auf analytischen Gleichungen. Die Schwierigkeit besteht maßgeblich in der Tribologie, die durch eine Vielzahl an empirisch ermittelten Berechnungsgleichungen beschrieben werden kann (Jacobs et al., 2015). Steinert erzielte durch sein Modell für Kugellager mit bordgeführtem Käfig deutlich bessere Ergebnisse als mit dem Berechnungsverfahren nach Palmgren. Zugleich liefert die Berechnung in Bezug auf die Genauigkeit ähnliche Ergebnisse wie das in Unterabschnitt 2.4.1.1 erläuterte semi-empirische Berechnungsverfahren nach SKF.

Baly, Poll, Cann und Lubrecht (2004) und Meyer (2009) forschen an dem Reibverhalten von fettgeschmierten Lagern mit Punktkontakt. Hierbei untersuchen

sie insbesondere axialbelastete Schrägkugellager. Um die Genauigkeit der Modelle zu erhöhen, führt Meyer umfassende rheologische Untersuchungen zum Schmierfilm- und Schubspannungsaufbau im Wälzkontakt und den daraus resultierenden Kräften durch. Des Weiteren untersucht Meyer das Druck-Viskositäts-Verhalten von Schmierstoffen. Hierzu führt er zahlreiche Untersuchungen an einem Kugel-Scheibe-Apparat und Zweischeibenprüfstand durch. Die hierbei gewonnenen Messwerte fließen anschließend in seine Berechnungsgleichungen mit ein. Die Berechnungsmodelle nach Baly und Meyer werden später von Wang (2013) hinsichtlich der Lagerarten, Betriebsbedingungen und Schmierungsmethoden erweitert.

2.4.2 Verzahnungsverluste

Ähnlich den Lagerverlusten werden die Verzahnungsverluste ebenfalls in lastabhängige Verluste P_{VZP} und in lastunabhängige Verluste (Leerlaufverluste) P_{VZ0} unterteilt. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten bestimmen die lastunabhängigen Verluste quantitativ gesehen den größten Anteil der Verlustleistung von Stirnradverzahnungen und setzen sich aus Planschverlusten $P_{VZ0,Pl}$, Beschleunigungsverlusten $P_{VZ0,Be}$, sowie Quetschverlusten $P_{VZ0,Q}$ und Ventilationsverlusten $P_{VZ0,V}$ zusammen (Doleschel, 2002).

$$P_{VZ0} = P_{VZ0,Pl} + P_{VZ0,Be} + P_{VZ0,Q} + P_{VZ0,V} \quad (29)$$

Planschverluste resultieren aus dem Widerstand beim Eintauchen der Zahnräder in das Ölbad und durch Scherspannungen zwischen Öl und Zahnradstirnfläche. Daher sind Planschverluste nur bei tauchgeschmierten Getrieben relevant. Beschleunigungsverluste treten ausschließlich bei Einspritzschmierungen auf und entstehen durch den Impulsaustausch beim Auftreffen des Ölstrahls auf die Zahnflanken. Die Verluste, die durch das Verdrängen des Öls aus den Zahnlücken entstehen, werden als Quetschverluste bezeichnet. Ventilationsverluste sind strömungsbedingte Verluste, die durch Wechselwirkung von Zahnrad und Luft entstehen.

2.4.2.1 Lastabhängige Verzahnungsverluste

Die lastabhängigen Verluste P_{VZP} resultieren aus den Rollreibungs- und Gleitreibungsverlusten (vgl. Kapitel 2.4.1) der sich jeweils im Zahneingriff befindenden Zahnflanken. Rollreibungsverluste sind sehr gering und werden praktisch vernachlässigt. Die Gleitreibungsverluste werden mit Hilfe des Coulomb'schen Reibungsgesetzes (1821) bestimmt, wobei $F_n(x)$ die auf die Zahnflanken wirkende Normalkraft, $\mu(x)$ die Reibungszahl und $v_g(x)$ die vorhandene Gleitgeschwindigkeit beschreibt, die jeweils über die Eingriffsstrecke x wirkt.

$$P_{VZP} = F_n(x) \cdot \mu(x) \cdot v_g(x) \quad (30)$$

Unter der von Stöbel (1973) getroffenen Annahme einer mittleren Reibungszahl μ_{mz} entlang der Eingriffsstrecke, außer in Wälzpunktnähe, lässt sich die lastabhängige Verlustleistung nach Ohlendorf (1959) durch Integration von Gleichung (30) über der Eingriffsstrecke berechnen.

$$P_{VZP}(x) = \mu_{mz} \cdot \frac{1}{p_{et}} \cdot \int_A^E F_n(x) \cdot v_g(x) dx \quad (31)$$

Diese Gleichung wird nach Ohlendorf (1959) durch die Annahme einer vereinfachten Lastverteilung entlang der Eingriffsstrecke wie folgt vereinfacht, wobei H_V den Zahnverlustfaktor und P_1 die Belastung beschreibt:

$$P_{VZP} = P_1 \cdot \mu_{mz} \cdot H_V \quad (32)$$

Mittlere Reibungszahl μ_{mz}

Die mittlere Reibungszahl μ_{mz} variiert je nach Art des vorliegenden Schmierzustands im Zahneingriff und in der Aufteilung der äußeren Last in einen Flüssigkeits- und Festkörpertraganteil. Die elastohydrodynamische Theorie in der Flüssigkeitsreibung besagt, dass es am Ende des Schmierpalts zu einer Schmierpaltverengung aufgrund lokaler elastischer Deformationen der Zahnflanken kommt. Basierend auf dem elastohydrodynamischen Kontakt ist die mittlere Zahnreibungszahl von der Druckbelastung, des Schmierstoffes, der Schmierfilmdicke und der Oberflächenbeschaffenheit der Zahnflanken abhängig.

Die von Michaelis (1987) entwickelte und von Schlenk (1995) optimierte Gleichung (33) beschreibt die mittlere Zahnreibungszahl von Stirnradgetrieben in Abhängigkeit der Zahnnormalkraft im Stirnschnitt (Umfangskraft am Grundkreis) F_{bt} , der Zahnradbreite b_z , der Summengeschwindigkeit am Wälzkreis $v_{\Sigma C}$, dem Ersatzkrümmungsradius am Wälzkreis ρ_{redC} , der dynamischen Ölviskosität bei Betriebstemperatur $\eta_{öl}$, dem arithmetischen Mittenrauheitswert $Ra=0,5 \cdot (Ra_1+Ra_2)$, sowie dem von der Art des Schmierstoffs abhängigen Schmierstofffaktor X_L .

$$\mu_{mz} = 0,048 \cdot \left(\frac{F_{bt}}{b_z} \right)^{0,2} \eta_{öl}^{-0,05} \cdot Ra^{0,25} \cdot X_L \quad (33)$$

Die Summengeschwindigkeit am Wälzkreis $v_{\Sigma C}$ (34) sowie der Ersatzkrümmungsradius am Wälzkreis ρ_{redC} (35) sind wiederum abhängig von Geometrieparametern und der Umfangsgeschwindigkeit des Zahnrads.

$$v_{\Sigma C} = 2 \cdot v_t \cdot \sin(\alpha_{wt}) \quad (34)$$

$$\rho_{redC} = \frac{1}{2} \cdot d_{w1} \cdot \sin(\alpha_{wt}) \frac{u}{(u+1) \cdot \cos(\beta_b)} \quad (35)$$

Der Schmierstofffaktor X_L ist abhängig von dem verwendeten Öl.

Die experimentell ermittelte Gleichung (33) ist gültig für Umfangsgeschwindigkeiten v_t von 4 bis 50 m/s, breitenbezogenen Zahnnormalkräften F_{bt}/b_z von 150 bis 620 N/mm und dynamischen Ölviskositäten $\eta_{Öl}$ von 4 bis 120 mPas.

Im Vergleich zu Michaelis (1987) und Schlenk (1995) berücksichtigt der Ansatz für die mittlere Zahnreibungszahl von Doleschel (2002) einen Anteil für Festkörperreibung μ_F und einen Anteil für EHD-Reibung μ_{EHD} .

$$\mu_{mz} = (1 - \xi) \cdot \mu_F + \xi \cdot \mu_{EHD} \quad (36)$$

Der Anteil ξ bezeichnet die bei der Mischreibung auftretende EHD-Reibung, welche nach Mang (2014) in Abhängigkeit der relativen Schmierfilmdicke λ berechnet wird:

$$\text{Für } \lambda < 2 \quad \xi = 1 - \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)^2$$

$$\text{Für } \lambda \geq 2 \quad \xi = 1$$

Die Festkörperreibung und die EHD-Reibung werden nach den Gleichungen (37) und (38) berechnet:

$$\mu_F = \mu_{F,R} \cdot \left(\frac{p_C}{p_R}\right)^{\alpha_F} \cdot \left(\frac{v_{\Sigma C}}{v_{R,F}}\right)^{\beta_F} \quad (37)$$

$$\mu_{EHD} = \mu_{EHD,R} \cdot \left(\frac{p_C}{p_R}\right)^{\alpha_{EHD}} \cdot \left(\frac{v_{\Sigma C}}{v_{R,EHD}}\right)^{\beta_{EHD}} \cdot \left(\frac{\eta_{M0}}{\eta_R}\right)^{\gamma_{EHD}} \quad (38)$$

Hierfür ermittelt Doleschel (2002) mittels eines Wirkungsgradtests die Reibungszahlen bei Referenzbedingungen $\mu_{F,R}$ und $\mu_{EHD,R}$, die Exponenten für den Pressungseinfluss α_F und α_{EHD} , die Exponenten für den Geschwindigkeitseinfluss β_F und β_{EHD} , sowie den Exponent für den Viskositätseinfluss γ_{EHD} .

Zahnverlustfaktor

Den Zahnverlustfaktor beschreibt Ohlendorf (1959) in Abhängigkeit der Zahnradgeometrie (β_b und u) und der Profilüberdeckung ε_α mit der Formel:

$$H_V = \frac{\pi(u+1)}{z_1 u \cos(\beta_b)} (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_{\alpha 1}^2 + \varepsilon_{\alpha 2}^2) \quad (39)$$

Die Profilüberdeckung wird hierbei für beide Zahnräder berechnet:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{d_b}{2 \cdot p_{et}} \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{d_a}{d_b}\right)^2} - 1 - \tan(\alpha_{wt}) \right) \quad (40)$$

Gleichung (40) ist für Normalverzahnungen mit Profilüberdeckungen $1 \leq \epsilon_\alpha \leq 2$ gültig. Die auf die Zahnflanken wirkende Normalkraft sowie die Zahnreibungszahl über die Eingriffsstrecke werden hierbei als konstant angenommen, entsprechen in der Realität aber Abbildung 2.16.

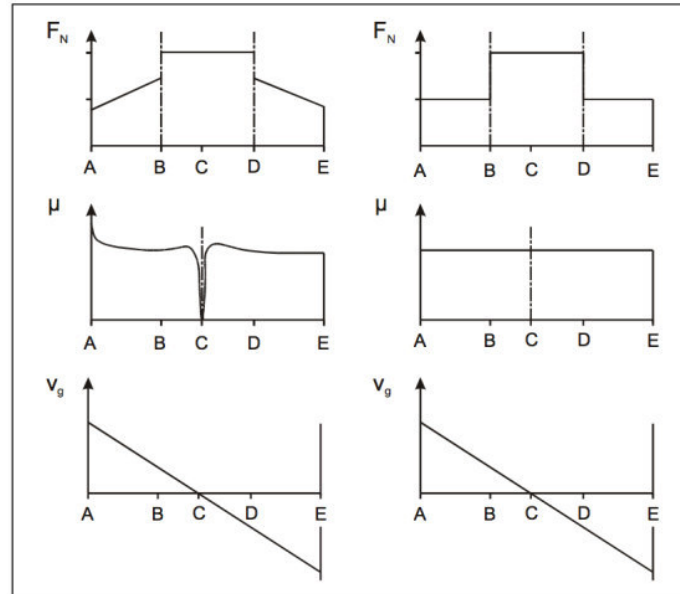


Abbildung 2.16: realer Verlauf (links) und für die Berechnung von Ohlendorf angenommener Verlauf (rechts) der Normalkraft, der Zahnreibungszahl und der Gleitgeschwindigkeit über die Eingriffsstrecke (Wimmer & Michaelis, 2004)

Da die Gleichung zur Bestimmung des Zahnverlustfaktors von Ohlendorf (1959) bei großen Schrägungswinkeln und Profilkorrekturen ($\epsilon_\alpha < 1$ und $\epsilon_\alpha > 2$) stark abweichende Ergebnisse liefert, erweiterten Wimmer und Michaelis (2004) den Gültigkeitsbereich auf Stirnräder mit Profilkorrekturen ($0 \leq \epsilon_\alpha \leq 3$) durch den Ausdruck:

$$H_V = \frac{\pi(u + 1)}{z_1 u \cos(\beta_b)} (a_0 + a_1 \epsilon_{\alpha 1} + a_2 \epsilon_{\alpha 2} + a_3 \epsilon_{\alpha 1}^2 + a_4 \epsilon_{\alpha 2}^2) \quad (41)$$

Die Faktoren a_0 bis a_4 werden in Abhängigkeit von der Profilüberdeckung und der Lage des Wälzpunktes vor dem Eingriffsgebiet, im Eingriffsgebiet und hinter dem Eingriffsgebiet bestimmt.

Auch die von Wimmer und Michaelis ermittelte Gleichung (41) für den Zahnverlustfaktor geht von einer über die Eingriffsstrecke stückweisen konstanten Normalkraft aus. Deshalb entwickelten Wimmer und Michaelis (2004) einen numerisch zu lösenden Ausdruck für den lokalen Zahnverlustfaktor H_{VL} , welcher die Lastverteilung über die Eingriffsstrecke aus dem FVA-Rechenprogramm RIKOR berücksichtigt und dabei die lokale Lastverteilung mit einbezieht.

$$H_{VL} = \frac{1}{p_{et}} \cdot \int_{y=0}^b \int_A^E \frac{F_n(x, y)}{F_{bt}} \cdot \frac{v_g(x)}{v_{bt}} dx dy \quad (42)$$

2.4.2.2 Lastunabhängige Verzahnungsverluste

Lastunabhängige Verluste, auch Leerlaufverluste genannt, entstehen im Leerlauf ohne äußere Belastung. Zu den lastunabhängigen Verzahnungsverlusten zählen Plansch-, Impuls-, Quetsch und Ventilationsverluste. Die unter Anwesenheit von Schmierstoff im Getriebe anfallenden lastunabhängigen Verluste werden von Mauz (1986) zu hydraulischen Verlusten zusammengefasst. Zu ihnen zählen Planschverluste (nur bei Tauchschmierung), Beschleunigungsverluste (nur bei Einspritzschmierung) und Quetschverluste.

Hydraulische Verzahnungsverluste

Die zu untersuchenden Standgetriebe in dieser Arbeit sind durchgehend mit einer Ölspritzschmierung ausgestattet. Aufgrund dessen werden im Folgenden lediglich Gleichungen für einspritzgeschmierte Standgetriebe erläutert.

Bei einspritzgeschmierten Getrieben wird der Schmierstoff mithilfe einer Pumpe entweder aus dem Ölsumpf oder einem gesonderten Behälter über Einspritzdüsen den zu schmierenden Subsystemen im Getriebe zugeführt. Dabei kann das Öl tangential (A) oder radial (B) zum Wälzkreis auf die Zahnflanken eingespritzt werden (Abbildung 2.17). Dabei wird zwischen dem Spritzen in den beginnenden Zahneingriff (A1 bzw. B1) und dem Spritzen in den auslaufenden Zahneingriff (A2 bzw. B2) unterschieden.

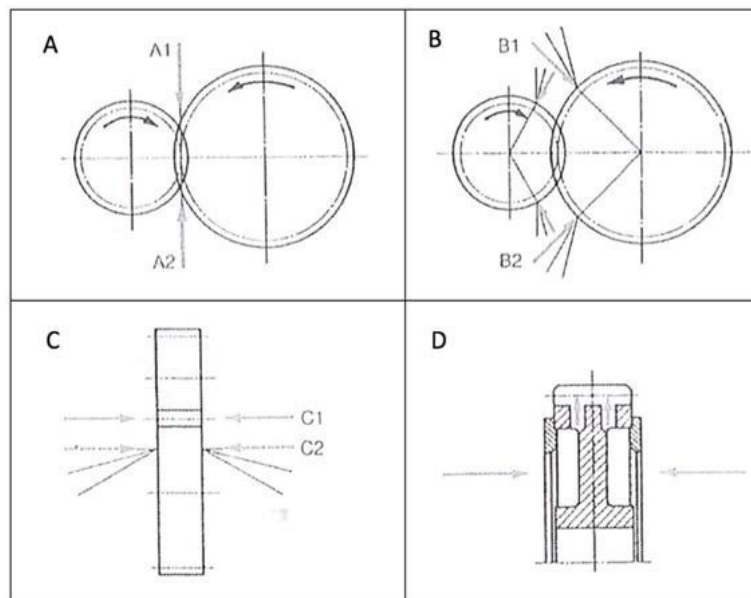


Abbildung 2.17: Möglichkeiten der Düsenposition und Einspritzrichtung bei einspritzgeschmierten Zahnradgetrieben (Klement, 2013)

Von der Wahl der Einspritzrichtung ist die Höhe der hydraulischen Verluste stark abhängig. Einspritzen in den beginnenden Zahneingriff (A1) führt zu höheren Quetschverlusten und folglich zu einer zusätzlichen Erwärmung des Öls (Niemann & Winter, 2003).

Die Einspritzrichtungen (A1) und (A2) werden zudem in Abhängigkeit von der Düsenposition in Einspritzen von oben (A1 bzw. A2) und Einspritzen von unten (A1' bzw. A2') unterteilt (Abbildung 2.18). Um Öldruckschwankungen vorzubeugen, empfiehlt es sich, das Öl stets von oben einzuspritzen (Niemann & Winter, 2003).

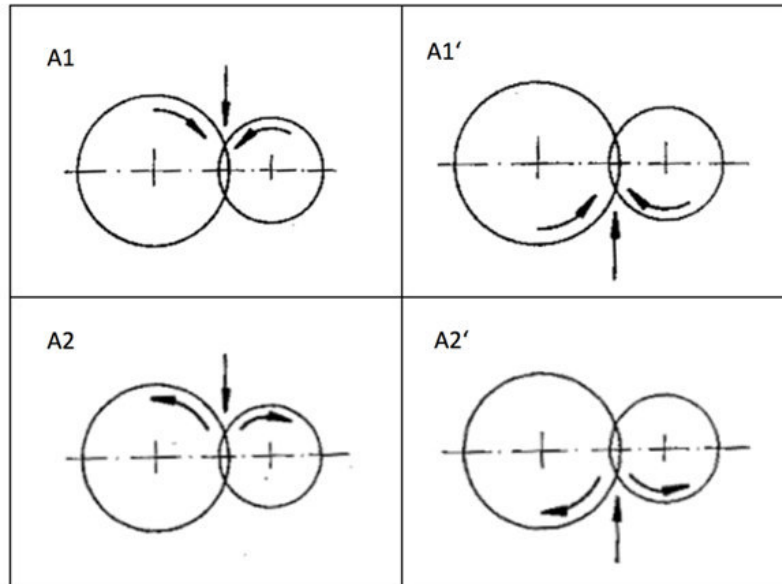


Abbildung 2.18: Düsenpositionen für Einspritzen tangential zum Wälzkreis (Mauz, 1986)

Niemann und Winter (2003) geben für Umfangsgeschwindigkeiten bis ca. 30 m/s das Einspritzen von oben in den beginnenden Zahneingriff an. Für Umfangsgeschwindigkeiten ≥ 30 m/s wird die Einspritzung von oben, in den auslaufenden Zahneingriff empfohlen. Wenn Einspritzen in den auslaufenden Eingriff aufgrund der Drehrichtung der Zahnräder nur von unten möglich ist (A2'), wird zu einer Stromaufteilung geraten, wobei etwa 70% des Ölvolumenstroms dem auslaufenden Zahneingriff von unten und weniger als 30% dem beginnenden Zahneingriff von oben zugeführt werden sollen.

Maurer (1994) stellt fest, dass eine simultan stattfindende Einspritzung in den beginnenden und den auslaufenden Zahneingriff zu einer deutlichen Wirkungsgradsteigerung im Vergleich zum Einspritzen in den beginnenden Zahneingriff führt. Dabei erfüllt das Spritzen in den beginnenden Zahneingriff die Schmierfunktion der Zahnflanken, das Spritzen in den auslaufenden Eingriff die Kühlfunktion.

Die Gewichtung der Notwendigkeit der Kühl- bzw. Schmierfunktion des Öls ist abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit. Bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten erfüllt das Öl primär die Bildung eines Schmierfilms auf den Zahnflanken, wohingegen das Öl bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten in erster Linie der Kühlung dient. Demnach werden bei Umfangsgeschwindigkeiten über 60 m/s ca. 80% des Öls für die Wärmeabfuhr benötigt (Niemann & Winter, 2003).

Die in dieser Arbeit betrachteten Gleichungen beschränken sich auf das Einspritzen tangential zum Wälzkreis in den beginnenden bzw. auslaufenden Eingriff.

Hydraulische Verzahnungsverluste - Spritzen in den beginnenden Zahneingriff (A1)

Auf Basis der Impulserhaltungsgleichung aus der Strömungslehre leiten Ariura, Ueno, Sunaga und Sunamoto (1973) ein physikalisches Modell zur Beschreibung des Beschleunigungsverlustmoments $M_{VZO,Be}$ her. Dabei wird vereinfachend angenommen, dass das Öl senkrecht auf die Zahnflanke trifft und nicht durch abspritzendes Öl beeinflusst wird. Die Wechselwirkung zwischen dem Ölstrahl und der mit den Zahnrädern rotierenden Luftschicht wird vernachlässigt (Mauz, 1986). Das Beschleunigungsverlustmoment wird wie folgt berechnet:

$$M_{VZO,Be,A1} = \frac{1}{2} \cdot 10^{-3} \rho_{\text{öl}} \cdot \dot{V}_{\text{öl}} \cdot d_{w2} \cdot (v_t - v_s) \quad (43)$$

Übersteigt die Öleinspritzgeschwindigkeit die Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder, so werden die Zahnräder in ihrer Drehrichtung beschleunigt, woraus ein negatives Beschleunigungsverlustmoment resultiert.

Zur Ermittlung der hydraulischen Verluste führte Mauz (1986) Versuche an einspritzgeschmierten Stirnrädern ohne Lastmoment durch. Diese wurden mit und ohne Ölbeaufschlagung gefahren und das Verlustmoment gemessen, wobei die Differenz der beiden Messungen die hydraulischen Verlustmomente ergibt. Durch Subtraktion der theoretischen Beschleunigungsverluste nach Ariura, Ueno, Sunaga und Sunamoto (1973) von den experimentell ermittelten hydraulischen Verlusten kann das Quetschverlustmoment ermittelt werden. Das Quetsch- und Beschleunigungsverlustmoment werden in der Berechnung mit einem einspritzrichtungsabhängigen Koeffizienten (C_1) berücksichtigt, mit $C_{1,Mauz} = 1$ für Einspritzrichtung A1 und $C_{1,Mauz} = 0,9$ für A1' (Abbildung 2.18)

Die Quetschverluste nehmen mit zunehmender Einspritzmenge, Umfangsgeschwindigkeit, Modul, Zahnradbreite, Zahnhöhe und Ölviskosität zu.

Mauz (1986) berücksichtigt in seinen Untersuchungen für die Quetschverluste ausschließlich die Ölverdrängungsvorgänge auf der Zahnflanke, bei denen der Hohlraum zwischen den Zahnflanken, das Quetschvolumen, stets größer als das eingeschlossene Ölvolumen ist. Mit berücksichtigt wird dabei nicht das Phänomen des axialen Ausquetschens, welches bei Umfangsgeschwindigkeiten $v_t \geq 20$ m/s auftritt. Die Versuche wurden bei Umfangsgeschwindigkeiten v_t von 10 bis 60 m/s, Einspritzgeschwindigkeiten v_s von 1 bis 16 m/s, Zahnradbreiten b_z von 10 bis 60 mm, Normalmodulen m_n von 3 bis 6 mm, Zahnhöhen h_z von 6,9 bis 13,8 mm, Schrägungswinkeln β von 10 bis 14° und Ölviskositäten bei 40°C $\nu_{\text{öl},40}$ von 30 bis 70 mm²/s durchgeführt.

Butsch (1990) untersucht in Anlehnung an Mauz die hydraulischen Verluste für Umfangsgeschwindigkeiten $v_t \leq 200$ m/s und Zahnradbreiten b_z von 75 bis 125 mm.

Als Grundlage dient ebenfalls die Gleichung zur Bestimmung der Beschleunigungsverluste nach Ariura, Ueno, Sunaga und Sunamoto (1973), erweitert diese jedoch um das von Mauz (1986) nicht berücksichtigte Auftreten des axialen Ausquetschens.

Der Ansatz nach Butsch (1990) ist gültig für Ölviskositäten ISO VG 22 bis 68, Zahnradbreiten b von 75 bis 125 mm und Umfangsgeschwindigkeiten v_t von 60 bis 200 m/s.

Hydraulische Verzahnungsverluste - Spritzen in den auslaufenden Zahneingriff (A2)

Als Grundlage für die Berechnung der Beschleunigungsverluste beim Einspritzen des Öls in den auslaufenden Eingriff werden erneut die physikalischen Betrachtungen von Ariura, Ueno, Sunaga und Sunamoto (1973) herangezogen.

$$M_{VZO,Be,A2} = \frac{1}{2} \cdot 10^{-3} \rho_{\text{öl}} \cdot \dot{V}_{\text{öl}} \cdot d_{w2} \cdot (v_t + v_s) \quad (44)$$

Beim Einspritzen in den auslaufenden Zahneingriff sind die Beschleunigungsverluste im Gegensatz zum Einspritzen in den beginnenden Zahneingriff immer positiv.

Mauz (1986) stellt fest, dass die Quetschverluste beim Einspritzen in den auslaufenden Zahneingriff vernachlässigbar gering sind, da nahezu die gesamte zugeführte Ölmenge abgeschleudert wird. Eine signifikante Änderung der Quetschverluste zwischen Einspritzen in den beginnenden und auslaufenden Zahneingriff ist nicht zu erkennen. Mauz (1986) erweitert daher Gleichung ((44) um den Faktor C_2 . Bei Einspritzvariante A2 gilt $C_{2,Mauz} = 1$ und für A2' gilt: $C_{2,Mauz} = 0,85$. Der Gültigkeitsbereich dieser Gleichung ist identisch mit dem für die Einspritzrichtung A1 nach Mauz.

Butsch (1990) erweitert die von Mauz (1986) formulierte Gleichung um die Quetschverluste, die durch das auf den Zahnflanken vorhandene Öl in den beginnenden Zahneingriff eingeleitet werden und/oder durch Mehrfachbeschleunigungen, die beim Abspritzen des Öls an der Gehäusewand entstehen. Abbildung 2.19 zeigt die auftretenden Quetschverluste für Spritzen in den auslaufenden Zahneingriff ab Umfangsgeschwindigkeiten von ca. 80 m/s (Punkte in der Abbildung). Die durchgezogenen Linien entsprechen dem gemessenen hydraulischen Verlustmoment, die strichpunktierten Linien dem berechneten Beschleunigungsverlustmoment.

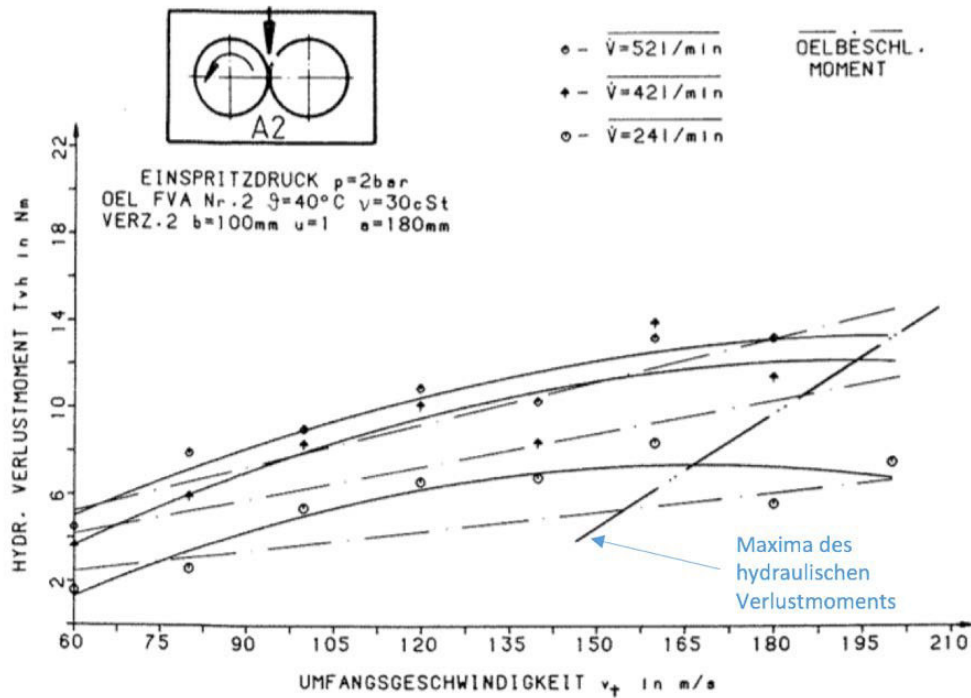


Abbildung 2.19: Vergleich Hydraulisches Verlustmoment, Beschleunigungsverlustmoment A2 (Butsch, 1990)

Je nach Umfangsgeschwindigkeit kann es zu negativen Quetschverlusten kommen, welche mit Null gleichgesetzt werden. Der Gültigkeitsbereich dieser Formeln ist identisch mit den Formeln für das hydraulische Verlustmoment für Spritzen in den beginnenden Zahneingriff von Butsch (1990).

Ventilationsverluste

Ventilationsverluste entstehen durch die Verwirbelung des Öl-Luft-Gemisches in einem Getriebegehäuse durch die Rotation der Zahnräder. Erste experimentelle Untersuchungen zur Ermittlung der Ventilationsverluste von Dudley (1962) betrachten einen glatten Körper, der gehäuselos an der Luft rotiert. Spätere Untersuchungen von Costomiris, Daely und Grube (1969) beschreiben die Ventilationsverluste eines einzelnen rotierenden Zahnrades an der Luft ohne Betrachtung des Gehäuses.

Auf Grundlage der von Mann und Marston (1961) durchgeführten Untersuchungen zum Ventilationsverlustmoment von Turbinenläufern entwickeln Anderson und Loewenthal (1980) eine empirische Gleichung zur Ermittlung der Ventilationsverlustleistung eines einzelnen in einem Gehäuse rotierenden Zahnrades. Die Gesamtventilationsverlustleistung wird hierbei aus Addition der Ritzelventilationsverlustleistung (45)

$$P_{VZ0,V,1,Anderson} = 2,04 \cdot 10^{-5} \cdot \left(1 + 2,3 \frac{2 \cdot b_z}{d_{w1}}\right) \cdot \rho_{\text{ÖlLuft}}^{0,8} \cdot n_1^{2,8} \cdot \left(\frac{d_{w1}}{2} \cdot 10^{-3}\right)^{4,6} \cdot \eta_{\text{ÖlLuft}}^{0,2} \quad (45)$$

und der Radventilationsverlustleistung (46) gebildet.

$$P_{VZ0,V,2,Anderson} = 2,04 \cdot 10^{-5} \cdot \left(1 + 2,3 \frac{2 \cdot b_z}{d_{w2}}\right) \cdot \rho_{\text{ölLuft}}^{0,8} \cdot \left(\frac{n_1}{u}\right)^{2,8} \cdot \left(\frac{d_{w2}}{2} \cdot 10^{-3}\right)^{4,6} \cdot \eta_{\text{ölLuft}}^{0,2} \quad (46)$$

Die effektive Dichte und dynamische Viskosität des sich einstellenden Öl-Luft-Gemisches werden wie folgt berechnet:

$$\rho_{\text{ölLuft}} = \frac{\rho_{\text{öl}} + n_{\text{Luft}} \cdot \rho_{\text{Luft}}}{1 + n_{\text{Luft}}} \quad (47)$$

$$\eta_{\text{ölLuft}} = \frac{\eta_{\text{öl}} + n_{\text{Luft}} \cdot \eta_{\text{Luft}}}{1 + n_{\text{Luft}}} \quad (48)$$

In diesen Gleichungen wird der Einfluss des Abstands des Zahnrads zur Gehäusewand nicht berücksichtigt. Über den Gültigkeitsbereich wird ebenfalls keine Aussage getroffen.

Dawson (1984) untersucht für einzelne Zahnräder an Luft, welche sich nicht im Eingriff befinden, den Einfluss von Umfangsgeschwindigkeiten, Gehäuseabständen, Schrägungswinkeln, Zahnradbreiten, Zahnradurchmessern und Modulen.

$$P_{VZ0,V,1,Dawson} = n_1^{2,9} \cdot (0,16 \cdot d_{f1}^{3,9} + d_{f1}^{2,9} \cdot b_z^{0,75} \cdot m_n^{1,15}) \cdot 10^{-17} \cdot \phi \cdot \lambda \quad (49)$$

$$P_{VZ0,V,2,Dawson} = \left(\frac{n_1}{u}\right)^{2,9} \cdot (0,16 \cdot d_{f2}^{3,9} + d_{f2}^{2,9} \cdot b_z^{0,75} \cdot m_n^{1,15}) \cdot 10^{-17} \cdot \phi \cdot \lambda \quad (50)$$

Die Gesamtverlustleistung ergibt sich wiederum durch Addition der ritzel- und radseitigen Verlustleistung.

Φ bezeichnet in den Gleichungen (49) und (50) eine Funktion der Dichte des Öls in der Luft ($\phi = 1$ für Luft) und λ einen gehäusewandabhängigen Koeffizienten.

Maurer (1994) ermittelt für Stirnradgetriebe mittels empirischen Gleichungen die Ventilationsverluste von eingreifenden Zahnrädern bei Umfangsgeschwindigkeiten von 0 bis 200 m/s. Neben den Verzahnungsparametern wird ebenfalls der Einfluss der Geometrie des Getriebegehäuses untersucht.

Die Untersuchungen basieren für Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s auf dem von Mauz (1986) verwendeten Plexiglasprüfstand, dessen Versuchsverzahnungen Normalmodule m_n von 4,5 bis 6,0 mm, Schrägungswinkel β von 10° bis 14° und Zahnradbreiten b von 10 bis 60 mm aufweisen.

Für Untersuchungen von Umfangsgeschwindigkeiten im Bereich von 20 bis 200 m/s wird ein Turbogetriebeprüfstand mit sieben verschiedenen Verzahnungen entwickelt. Dabei beträgt der Normalmodul m_n konstant 3,0 mm. Der Schrägungswinkel β variiert von 10° bis 20° und die Zahnradbreiten b von 75 bis 125 mm. Bei dem

Turbogetriebeprüfstand besteht die Möglichkeit, die Wandabstände des Gehäuses zu verändern.

Bei Versuchen werden die umfangsseitigen Wandabstände s_{xy} von 5 bis 50 mm und die stirnseitigen Wandabstände s_z von 5 bis 37,5 mm variiert. Der Ölvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ der Einspritzschmierung beträgt 0 bis 24 l/min. Abbildung 2.20 zeigt die Lage der Wandabstände s .

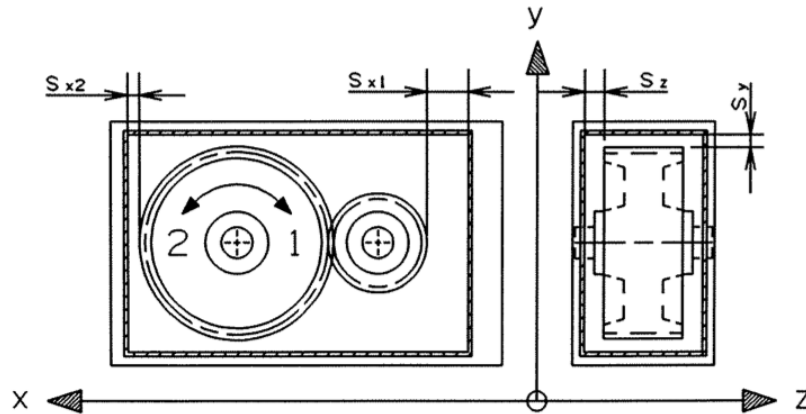


Abbildung 2.20: : Bezeichnungen der Wandabstände (Maurer, 1994)

Maurer (1994) unterscheidet bei den Ventilationsverlusten zwischen ritzel- und radseitigen Verlusten, sowie Verlusten, die durch den Zahneingriff entstehen und integriert die gehäuse- und ölabhängigen Einflüsse durch Faktoren in die Gleichung.

$$M_{VZ0,V,Maurer} = (M_{VZ0,V,Rad} + u \cdot M_{VZ0,V,Ritzel} + M_{VZ0,V,Eingriff}) \cdot F_{Wand} \cdot F_{\text{Öl}} \quad (51)$$

$$M_{VZ0,V,Rad} = 1,37 \cdot 10^{-9} \cdot v_t^{1,90} \cdot d_2^{1,60} \cdot b_z^{0,52} \cdot m_n^{0,69} \quad (52)$$

$$M_{VZ0,V,Ritzel} = 1,37 \cdot 10^{-9} \cdot v_t^{1,90} \cdot d_1^{1,60} \cdot b_z^{0,52} \cdot m_n^{0,69} \quad (53)$$

$$M_{VZ0,V,Eingriff} = 1,17 \cdot 10^{-6} \cdot v_t^{1,95} \cdot u^{0,73} \cdot b_z^{0,1,37} \quad (54)$$

$$F_{Wand} = 0,763 \cdot s_z^{0,26} \cdot s_{xy}^{-0,0043 \cdot (2,11 \cdot s_z - 9,53)} \quad (55)$$

$$F_{\text{Öl}} = 0,934 \cdot (60 \cdot 10^3 \cdot \dot{V}_{\text{Öl}})^{0,163} \quad (56)$$

Das Ventilationsverlustmoment wird auf die Abtriebswelle bezogen. Maurer (1994) beobachtet einen annähernd quadratischen Anstieg der Ventilationsverluste mit steigenden Umfangsgeschwindigkeiten. Er begründet dies mit dem Strömungswiderstand bei turbulenter Strömung, welcher dasselbe Verhalten aufweist. Zudem nehmen die Ventilationsverluste mit steigenden Zahnradbreiten, Moduln, Zähnezahlverhältnissen und Schrägungswinkeln zu. Bei der Betrachtung von Einzelrädern sinken im Vergleich die Ventilationsverluste mit zunehmenden Schrägungswinkeln. Die Ventilationsverluste sind insgesamt hauptsächlich von den Umfangsgeschwindigkeiten der Zahnräder abhängig.

Bei der Berücksichtigung der Wandabstände wird zwischen stirn- und umfangsseitigen Abständen eine komplexe Wechselwirkung festgestellt. Die größten Ventilationsverluste treten bei umfangsseitig engen und stirnseitig weiten Gehäuseabständen und die geringsten Verluste bei umfangsseitig mittleren und stirnseitig engen, bzw. bei umfangsseitig weiten und stirnseitig weiten Gehäuseabständen auf. Insgesamt ist zu erkennen, dass die umfangsseitigen Wandabstände s_{xy} einen größeren Einfluss als die stirnseitigen Wandabstände s_z auf die Ventilationsverluste haben.

Maurer stellt zudem fest, dass die Berücksichtigung des Zahneingriffes großen Einfluss auf das berechnete Ventilationsverlustmoment hat. Demnach liefert die Addition von rad- und ritzelseitigen Ventilationsverlusten lediglich 35 bis 45% der tatsächlich auftretenden Gesamtventilationsverluste einer Stirnradverzahnung. Grund dafür sind die durch die Luft verursachten Quetschphänomene im Zahneingriff, welche durch Formel (54) bei den Ventilationsverlusten berücksichtigt werden.

2.4.3 Kupplungsverluste

Im Folgenden wird auf die Berechnungsvorschriften von fremdbetätigten, schaltbaren, kraftschlüssigen Doppelkupplungen eingegangen. Berücksichtigt werden dabei die Verluste im Friktionskontakt sowie die dazugehörigen Aktuatorikverluste. Bei nasslaufenden Lamellenkupplungen treten zusätzlich Schleppverluste auf. Auf die Berechnung der Lagerverluste in Kupplungssystemen wurde ausführlich in Kapitel 2.4.1 eingegangen.

Im Allgemeinen werden kraftschlüssige Kupplungen als Drehzahlwandler charakterisiert. Während das eingeleitete Drehmoment dem abgegebenen Moment entspricht, hängt die Differenzdrehzahl vom Schaltzustand, in dem sich die Kupplung befindet, ab. Bei einem Reibelement wird aus Systemsicht zwischen dem Zustand Haften und dem Zustand Gleiten unterschieden. Bei einem haftenden Reibbelag treten idealerweise keine Verluste auf, da die Eingangsleistung der Ausgangsleistung entspricht (Formel (59)). Deshalb gilt für den haftenden Reibbelag:

$$M_{EIN} = M_{AUS} \tag{57}$$

$$\omega_{EIN} = \omega_{AUS} \tag{58}$$

$$P_{EIN} = M_{EIN} \cdot \omega_{EIN} = M_{AUS} \cdot \omega_{AUS} = P_{AUS} \tag{59}$$

Bei einem gleitenden Reibbelag wird die Verlustleistung durch die Differenz der Eingangs- und Ausgangsleistung charakterisiert:

$$M_{EIN} = M_{AUS} \tag{60}$$

$$\omega_{EIN} \neq \omega_{AUS} \quad (61)$$

$$P_{EIN} = M_{EIN} \cdot \omega_{EIN} \neq M_{AUS} \cdot \omega_{AUS} = P_{AUS} \quad (62)$$

Das von den Reibelementen übertragene Kupplungsmoment wird wie folgt berechnet:

$$M_{K,nom} = r_m \cdot \mu \cdot F_N \cdot z \quad (63)$$

Dabei entspricht μ der reibbelagsspezifischen Gleitreibungs- bzw. Haftreibungszahl, F_N der Anpresskraft und z der Anzahl der Reibflächen. Der wirksame Reibradius r_m lässt sich entsprechend Formel (64) berechnen:

$$r_m = \frac{2 \cdot (r_a^3 - r_i^3)}{3 \cdot (r_a^2 - r_i^2)} \quad (64)$$

Über die Anpresskraft F_N wird je nach Aktuierungsart die notwendige Leistung berechnet. Die verbreitetste Art ist die hydraulische Aktuierung. Abbildung 2.21 zeigt die Funktion einer hydraulischen Betätigung.

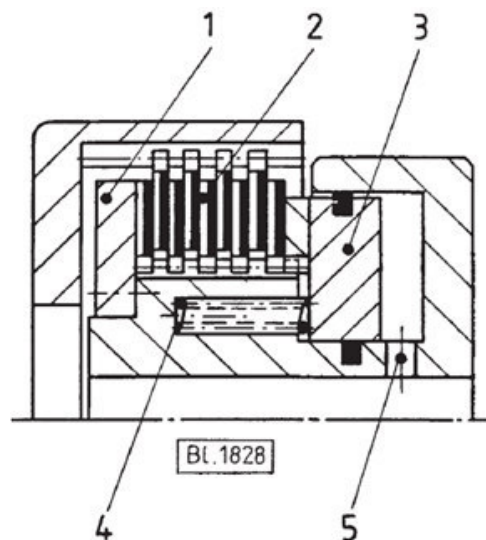


Abbildung 2.21: Funktionsskizze einer nasslaufenden Lamellenkupplung (Ortlinghaus, 2007)

Die Druckölzufuhr erfolgt über die Bohrung (5). Der Kolben (3) verschiebt die Lamellen (2) gegen die Anschlagplatte (1). Die Kupplung wird dadurch kraftschlüssig geschlossen. Wird der Öldruck reduziert, so wird der Kolben (3) durch die Feder (4) in seine Ursprungsposition verfahren. Das Spiel zwischen den Lamellen wird als Lüftspiel bezeichnet. Durch hohe Fliehkräfte bei hohen Drehzahlen ist ein selbstständiges Schließen der Kupplung möglich. Um dies zu vermeiden, müssen konstruktive Gegenmaßnahmen in Form von Druckentlastungen getroffen werden. Die notwendige Leistung zur Aktuierung wird ausgehend von der Anpresskraft über die Kolbenfläche in einen Druck umgerechnet, der anschließend mit dem Volumenstrom des Drucköls multipliziert wird. Alternativ sind mechanische oder

elektrische Aktuierungen möglich, die aber bei der energetischen Betrachtung des Getriebes nicht berücksichtigt werden.

Bei der Betrachtung einer Zughochschaltung werden die Anteile an haftender und gleitender Kupplung deutlich. Zughochschaltungen werden typischerweise bei Beschleunigungen durchgeführt, sobald die in der Betriebsstrategie definierte Schaltgeschwindigkeit erreicht wurde. Abbildung 2.22 veranschaulicht den qualitativen Verlauf des Radmomentes M_{Rad} , der Kupplungsmomente M_K , der Motordrehzahl n_{EM} und des Motormoments M_{EM} während einer Zughochschaltung. Der Lastschaltvorgang wird unterschieden zwischen der Überschneidungsphase ($t_1 - t_2$) und der Synchronisationsphase ($t_2 - t_3$). In der Überschneidungsphase wird das Drehmoment von Kupplung 1 an Kupplung 2 übergeben. Daraus resultiert ein geringeres Drehmoment am Rad aufgrund der Gangspreizung des Getriebes.

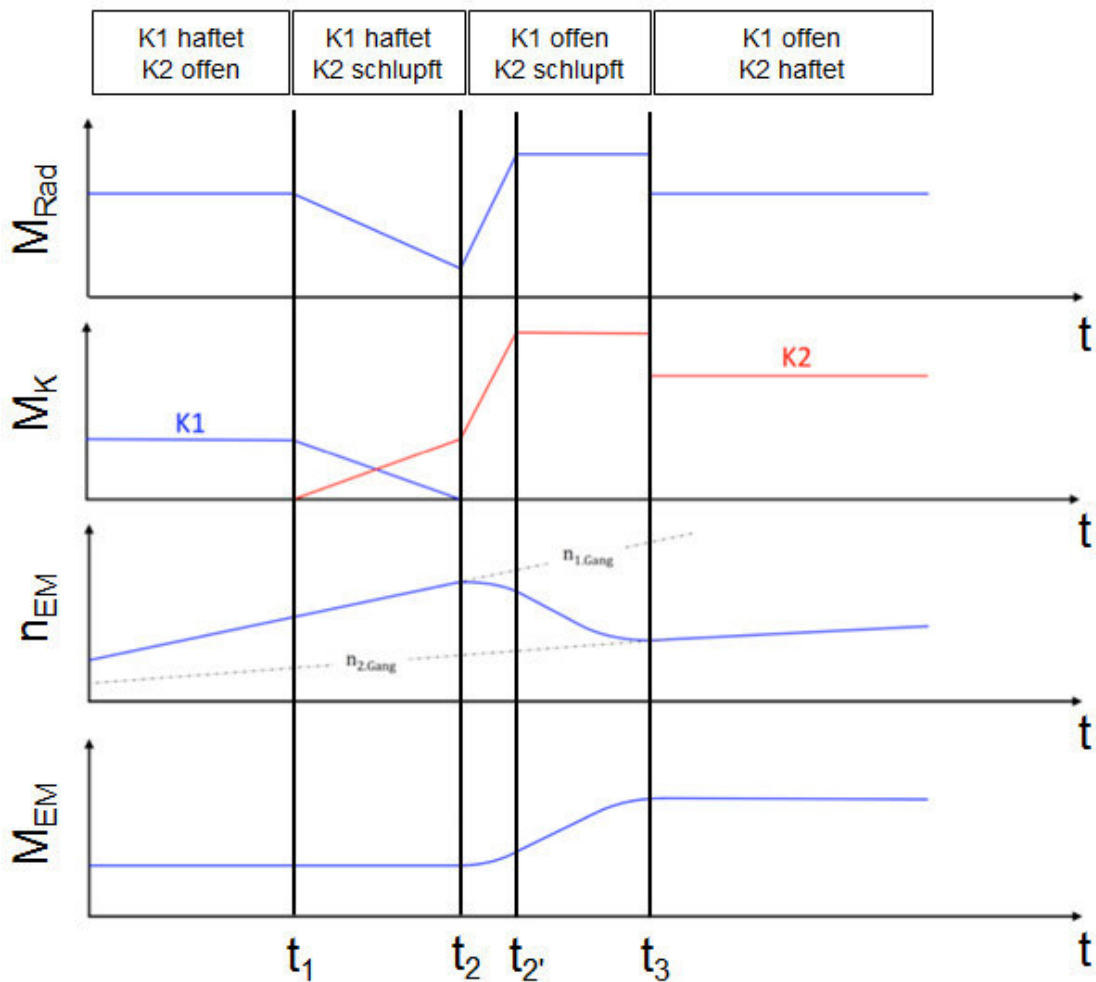


Abbildung 2.22: qualitative Zughochschaltung (Bause, Reichert, Ott & Albers, 2017)

In der Überschneidungsphase ist Kupplung 1 geschlossen, während Kupplung 2 schlupft. Bei sinkendem M_{K1} steigt das Kupplungsmoment M_{K2} an, bis das maximal übertragbare Kupplungsmoment betraglich erreicht ist und Kupplung 1 losgerissen wird. Dabei ändert sich die Motordrehzahl nicht. Sobald K2 das komplette

Motormoment überträgt und K1 gänzlich geöffnet ist, ist die Überschneidungsphase abgeschlossen. Dabei ist die schlupfende Kupplung K2 verlustbehaftet. In der Synchronisationsphase wird die Motordrehzahl an die Drehzahl des nächsten Gangs angepasst, indem das Kupplungsmoment K2 weiter erhöht wird. Durch die Drehzahlensenkung ergibt sich ein dynamisches Moment, welches eine Momentenüberhöhung am Rad zur Folge hat. Eine große Momentenüberhöhung wird vom Fahrer als unangenehm wahrgenommen, weshalb diese nicht beliebig groß sein kann. Der Schaltvorgang ist abgeschlossen, sobald K2 haftet.

Im Gegensatz zu trockenlaufenden Kupplungssystemen werden bei nasslaufenden Kupplungen meist mehrere Reibpaarungen eingesetzt, wodurch die Beanspruchbarkeit der Kupplung aufgrund einer größeren Netto- Reibfläche erhöht werden kann. Nachteilig erweisen sich beim Einsatz von Lamellenkupplungen die sogenannten Schleppmomente. Diese entstehen durch Relativbewegungen zwischen den mit Öl benetzten Schaltlamellen. Die wichtigsten Einflussfaktoren der Schleppmomente nach Oerleke (2000) sind:

- Bauart und Geometrie der Lamellen
- Betriebsparameter
- Betriebsart

Ein charakteristischer Verlauf des Schleppmoments ist in Abbildung 2.23 dargestellt und wird in drei Phasen unterteilt.

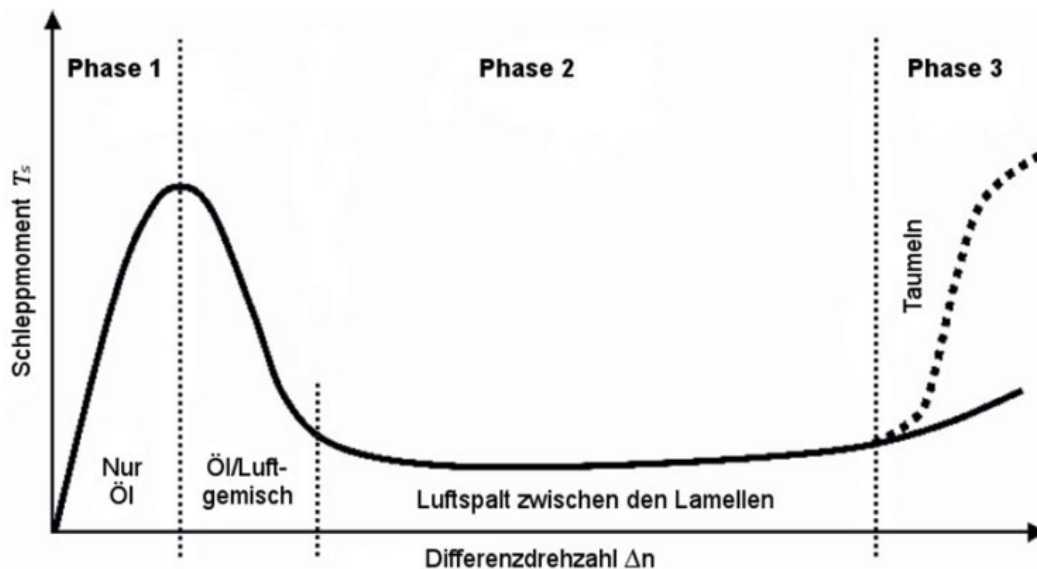


Abbildung 2.23: Charakteristischer Schleppmomentverlauf (Nauheimer et al., 2007)

- **Phase 1:** Die Zwischenräume der Lamellen sind vollständig mit Kühlflüssigkeit gefüllt. Bei zunehmender Umfangsgeschwindigkeit steigen die Schleppverluste

proportional. Die radiale Strömungsgeschwindigkeit ist maßgeblich vom Druck am Innenradius abhängig und nimmt mit steigendem Radius ab.

- **Phase 2:** Beim Überschreiten einer gewissen Umfangsgeschwindigkeit kann die Zentrifugalkraft, welche der Verlangsamung der Strömung mit steigendem Radius entgegen gewirkt, nicht weiter vernachlässigt werden. Die Kupplung fördert einen Volumenstrom Q , der ab einer kritischen Drehzahl n den zugeführten Volumenstrom Q_{zu} übersteigt, wodurch aufgrund der Massenerhaltung nicht mehr die gesamte Lamellenfläche mit Kühlflüssigkeit benetzt ist. Dadurch dringt Luft von außen in den Spalt ein. Aus dem sinkenden Spaltfüllungsgrad Ψ resultiert eine Abnahme des Schleppmoments. Dieses fällt ab, bis es auf einem konstanten, minimalen Niveau verharrt.
- **Phase 3:** Bei hohen Drehzahlen kann es zu einem starken Anstieg der Schleppverluste kommen. Die stehenden Lamellen beginnen axial zu schwingen, wobei diese nicht in axialer Richtung verschoben werden, sondern beginnende Kippbewegungen ausführen. Diese Auslenkungen sind größer als die Spaltbreite zwischen den einzelnen Lamellen, weshalb es zum Kontakt der Lamellen kommt, so dass sehr hohe Verluste bei starkem Verschleiß die Folge sind (Klausner, 1991).

Zur Beschreibung des Schleppmoments in nasslaufenden Kupplungen werden neben Versuchsreihen, zum Beispiel von Oerleke (2000), verschiedene Ansätze für eine analytische Beschreibung des Schleppmomentes entwickelt. Ein frühes Modell basiert auf dem Newton'schen Schubspannungsgesetz, das von einer laminaren Strömung ausgeht. Zwischen den beiden Lamellen liegt ein linearer Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung über die Spaltbreite vor (Abbildung 2.11).

Da im Betrieb die Winkelgeschwindigkeiten die einzigen Variablen sind, kann dieses Modell lediglich den linearen Anstieg des Schleppmomentes in Phase 1 wiedergeben. Dabei wird von einem vollständig mit Öl gefülltem Spalt ausgegangen, wobei keine Abnahme des Spaltfüllungsgrades Ψ durch Lufteinzug berücksichtigt wird. Hashimoto, Wada und Marayama (1984) untersuchen den Einfluss der Zentrifugalkraft auf thermo-hydrodynamische turbulente Gleitlager und haben ein Modell zur Beschreibung der Strömung, die sich zwischen zwei flach rotierenden, um einen Winkel gekippten Platten einstellt, aufgestellt. Aufbauend auf dieser Arbeit hat Kato (1993) den Ansatz auf Kupplungen übertragen, um so das Schleppmoment in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bestimmen zu können. Yuan, Liu, Hill und Zou (2007) erweitern Katos (1993) Ansatz um den Kapillareffekt und die Oberflächenspannung auf das Strömungsverhalten. Entgegen Katos (1993) Annahme gehen Yuan, Liu, Hill und Zou (2007) außerdem davon aus, dass nicht

Kavitation am Innenradius für die Abnahme des Schleppmomentes verantwortlich ist, sondern Luft, die von außen in den Spalt eindringt. Pahlovy, Mahmud, Kubota, Ogawa und Takakura (2014) greifen die von Yuan, Liu, Hill und Zou (2007) eingeführte Idee der Berücksichtigung der Oberflächenspannung auf. Weil Yuan, Liu, Hill und Zou's (2007) experimentelle Daten auf eine laminare Strömung im Spalt hinweisen, lassen Pahlovy, Mahmud, Kubota, Ogawa und Takakura (2014) den Ansatz von Hashimoto, Wada und Murayana (1984) fallen und wählen stattdessen den Newton'schen Schubspannungsansatz als Ausgangspunkt. Wie Pahlovy et al. (2014) erweitern Rao (2010), Hu, Peng und Yuan (2009), Yuan, Peng und Jing (2011), Cui, Yao, Yan, Feng und Liu (2014), Iqbal, Al-Bender und Pluymers, Dümeland (1983) und Desmet (2014) den Newton'schen Schubspannungsansatz um weitere Einflussparameter. Abbildung 2.24 zeigt die Gegenüberstellung von experimentell ermittelten Messergebnissen mit den analytischen Modellen.

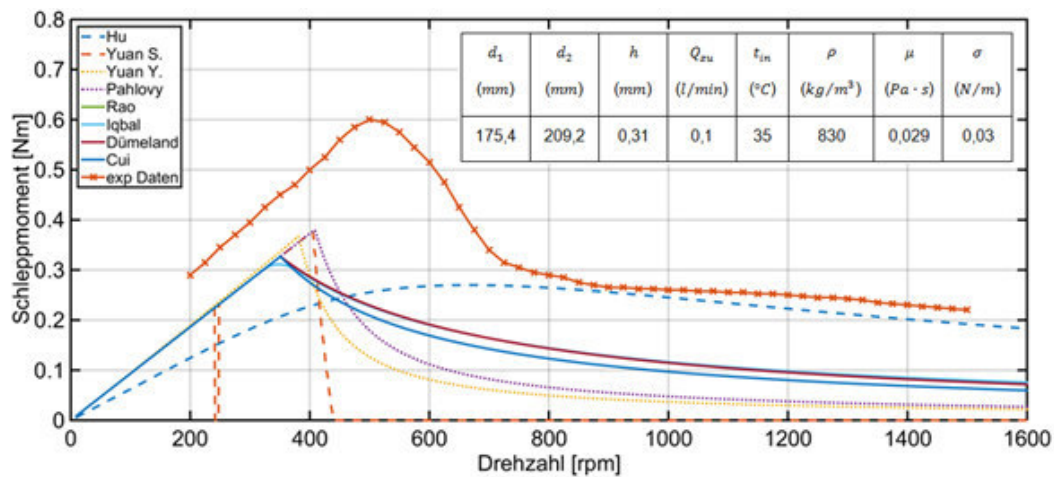


Abbildung 2.24: Gegenüberstellung der Messergebnisse mit den analytischen Modellen (Dräger, 2016)

Aufgrund der getroffenen Vereinfachungen der einzelnen Berechnungsansätze sind die Abweichungen der analytischen Ansätze mit den experimentell ermittelten Werten sehr hoch, weshalb diese für eine allgemeine Anwendung zur Bestimmung der Schleppmomente nicht geeignet sind.

2.4.4 Dichtungsverluste

Zur Abdichtung eines Getriebes werden hauptsächlich Radialwellendichtringe eingesetzt. Hierbei entsteht aufgrund von Relativbewegungen zwischen der gehäusefesten Dichtung und der rotierenden Welle Reibung. Diese ist abhängig von der Viskosität und der Art des Öls, der Relativgeschwindigkeit zwischen Gegenläufigkeit und Dichtkante des RWDR, des Werkstoffs und der Radialkraft. Die Einflussgrößen stehen in ständiger Wechselwirkung und bestimmen den Reibungszustand im Dichtspalt und damit das messbare Reibmoment (Kurfess, 1990).

Der tribologische Zustand im Dichtspalt bei neutral geschliffener Gegenlauffläche aus Stahl wird durch die Gümbelzahl G beschrieben (Borenius, 1990). Diese ist eine hydrodynamische, dimensionslose Kennzahl und wird in Abhängigkeit der dynamischen Viskosität η des Fluids im Dichtspalt, der Winkelgeschwindigkeit ω der Welle und der mittleren Flächenpressung p_m der Berührfläche berechnet (Formel (65)).

$$G = \frac{\eta \cdot \omega}{p_m} \tag{65}$$

Die mittlere Flächenpressung p_m resultiert aus der auf die Berührfläche wirkenden Radialkraft F_r und der Berührfläche als das Produkt aus der Breite und dem Umfang der Berührfläche (Müller, 1969) (Formel (66)).

$$p_m = \frac{F_r}{\pi \cdot d \cdot b} \tag{66}$$

Alterung und Verschleiß führen während des Betriebs zur Änderung der Radialkraft F_r und der Berührbreite des RWDR, wodurch der Reibungszustand an die neuen Randbedingungen angepasst wird. Bei bekannter temperaturabhängiger Betriebsviskosität kann die Gümbelzahl G näherungsweise abgeschätzt werden. Nicht berücksichtigt wird hierbei die Oberflächenrauheit der Welle, die den tribologischen Zustand beeinflusst. Deshalb streut der Bereich der tatsächlichen Reibungszahl bei bekannter Gümbelzahl. Abbildung 2.25 zeigt den Zusammenhang zwischen Gümbelzahl G und Reibungszahl f . Der Verlauf der Reibungszahl wurde in Versuchen für unterschiedliche Radialwellendichtringe und Betriebsbedingungen experimentell ermittelt und entspricht im Wesentlichen dem Stribeck-Diagramm für ein hydrodynamisches Gleitlager. Die minimale Reibungszahl liegt im Bereich des Übergangs von der Mischreibung zur Flüssigkeitsreibung.

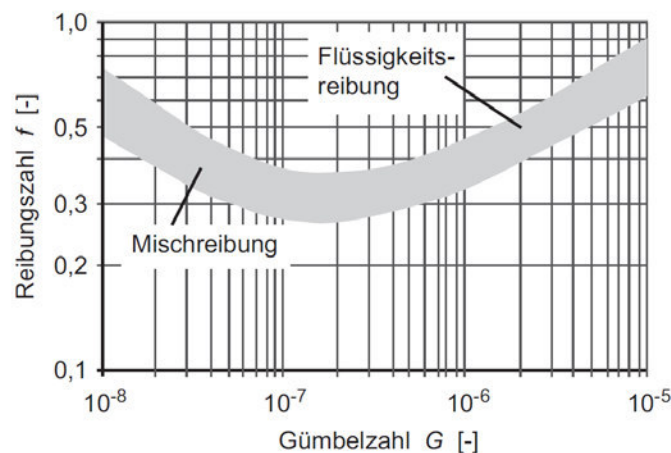


Abbildung 2.25: Gümbelzahl Diagramm (Müller, 1969)

Die Verlustleistung eines RWDR entsteht aufgrund von Reibung und wird aus dem Reibmoment M_R und der Winkelgeschwindigkeit ω der Welle berechnet:

$$P_{VD} = M_R \cdot \omega \quad (67)$$

Das Reibmoment M_R wird in Abhängigkeit der Reibungszahl f , der Radialkraft F_r und dem Wellendurchmesser d berechnet:

$$M_R = \frac{f \cdot F_r \cdot d_d}{2} \quad (68)$$

Unberücksichtigt bleibt bei Formel (68) der Einfluss der Fluidhöhe im Dichtspalt. Unter der Annahme reiner Flüssigkeitsreibung kann die Fluidfilmhöhe h basierend auf dem Newtonschen Reibungsgesetz berechnet werden. Voraussetzung ist, dass keine Fluidgeschwindigkeit an der stehenden Berührfläche anliegt und die Umfangsgeschwindigkeit bis an die Gegenlaufläche linear ansteigt (Petroffsche Gleichung) (Fritz, Haas & Müller, 1990).

$$M_R = \frac{\eta \cdot d_d^3 \cdot \pi^2 \cdot b \cdot n}{2 \cdot h} \quad (69)$$

Formel (69) zeigt den Zusammenhang bei gleichbleibendem Dichtsystem und innerhalb der Grenzen der Anwendbarkeit, dass mit steigender Fluidfilmhöhe h das Reibmoment M_R abnimmt.

2.5 Dimensionierung und Auslegung von Getrieben

Da der Fokus der Arbeit auf Getrieben für elektrische Antriebsstränge liegt, wird auf die Dimensionierung der einzelnen Subsysteme Wellen, Zahnräder, Lager und Kupplungen näher eingegangen. Dieses Kapitel ist die Grundlage für die in Kapitel 5.2 durchgeführte Getriebedimensionierung.

2.5.1 Getriebewellen

Die Dimensionierung der Getriebewellen erfolgt nach DIN 743 und enthält die Grundgleichungen sowie das Vorgehen des Tragfähigkeitsnachweises. Die DIN 743-1 (2012a) beinhaltet die Ermittlung einer rechnerischen Sicherheit gegen Dauerbrüche und Schäden infolge einer Maximalbelastung. DIN 743-2 (2012b) berücksichtigt lokale Spannungsüberhöhungen durch Kerben und Formänderungen der Wellengeometrie und deren Einfluss auf die Bauteil-Festigkeit. Die Berechnung der Sicherheit einer Welle zur Vermeidung von Dauerbrüchen in Folge von Zug/Druck, Biegung und Torsion erfolgt nach Formel (70):

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zADK}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^2}} \quad (70)$$

Dabei entspricht S der rechnerischen Sicherheit, die gleich oder größer sein muss als die Mindestsicherheit S_{\min} . Nach der DIN 743 beträgt $S_{\min} = 1,2$. σ_{zda} , σ_{ba} und τ_{ta}

sind die Amplituden der vorhandenen Spannung infolge der äußeren Belastung in Form von Zug/Druck, Biegung und Torsion. Die vorhandenen wirkenden Spannungen werden aus dem Quotienten der Amplituden oder Mittelwerte der wirkenden äußeren Belastung und der Querschnittsfläche, bzw. dem Widerstandsmoment gegen Biegung oder Torsion berechnet. Die Gestaltfestigkeit $\sigma_{zd,bADK}$ und T_{tADK} des Bauteils wird aus der Festigkeit des glatten Probestabes ermittelt. Diese wird als Nennspannung angegeben und stellt die maximal dauerhaft ertragbare Amplitude des Bauteils für den vorliegenden Lastfall dar. Dabei werden berücksichtigt (Deutsches Institut für Normung e. V., 2012a):

- Vergütbarkeit bzw. Härbarkeit
- Übergang der Biegeschwingfestigkeit auf die Zug-/Druckschwingfestigkeit mit steigendem Durchmesser durch Abnahme des Spannungsgradienten
- Bauteilform, insbesondere Kerben
- Oberflächenrauheit
- Einfluss von Randschichtverfestigungen und an der Oberfläche wirkende Druckeigenstressungen
- Einfluss der Mittelspannung auf die ertragbare Spannungsamplitude

Der Tragfähigkeitsnachweis ist gültig für Einzelbeanspruchungen und kombiniert im Wechsel- oder Schwellbereich.

Die Sicherheit gegen bleibende Verformung unter Maximalbelastung wird analog Formel (70) berechnet.

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zdmax}}{\sigma_{zdFK}} + \frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} \quad (71)$$

σ_{zdmax} , σ_{bmax} und T_{tmax} sind die vorhandenen Maximalnennspannungen infolge der Betriebsbelastung und werden aus dem Quotient aus maximaler Belastung und der Querschnittsfläche, bzw. dem Widerstandsmoment berechnet. σ_{zdFK} , σ_{bFK} und T_{tFK} entsprechen der Bauteil-Fließgrenze bei Zug/Druck, Biegung und Torsion.

2.5.2 Zahnräder

Die Matlab basierte Auslegung der Zahnräder erfolgt in Kapitel 5.2.4 nach den Normen DIN 3990 (1987) und ISO 6336 (2006). Der Hauptunterschied der beiden Normen liegt in den Abweichungen (2-3%) bei der Berechnung der zulässigen Spannungen und in dem unterschiedlichen Ansatz zur Berechnung der vereinfachten Wöhlerlinien. Im Dauerfestigkeitsbereich weist die ISO 6336 15% geringere Sicherheiten bei der Berechnung von Zahnrädern im Dauerfestigkeitsbereich auf. Die

Dimensionierung der Zahnräder erfolgt nach der Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit.

Grübchentragfähigkeit

Die Berechnung der Grübchentragfähigkeit nach ISO 6336-2 und DIN 3990 T2 basiert auf dem Ansatz der Hertz'schen Pressung. Dabei wird grundsätzlich die Flankenpressung im Zahnkontakt auf Basis der Hertz'schen Pressung berechnet.

Die Berechnung der Flankenpressung σ_H erfolgt im Wälzpunkt oder im inneren Einzeleingriffspunkt, wobei der höhere der beiden Werte maßgebend ist. Die anliegende Flankenpressung σ_H und die zulässige Flankenpressung σ_{HP} werden separat für Ritzel und Rad berechnet. Dabei muss σ_H kleiner sein als σ_{HP} . Bei der Berechnung von σ_H werden drei Bereiche unterschieden (Deutsches Institut für Normung e. V., 1987):

- „Geradverzahnung“

Ritzel: Hierfür wird im Allgemeinen σ_H im inneren Einzeleingriffspunkt B des Ritzels berechnet. In Sonderfällen ist σ_H im Wälzpunkt größer und damit maßgebend.

Rad: Bei Außenverzahnung wird im Allgemeinen σ_H im Wälzpunkt berechnet. In Sonderfällen - insbesondere bei kleinen Übersetzungen - ist σ_H im inneren Einzeleingriffspunkt D des Rades größer und damit maßgebend. Bei Innenverzahnung wird σ_H stets im Wälzpunkt berechnet.“

- „Schrägverzahnung mit Sprungüberdeckung $\varepsilon_\beta \geq 1$ “

Für **Ritzel** und **Rad** wird hierbei stets σ_H im Wälzpunkt berechnet.“

- „Schrägverzahnung mit Sprungüberdeckung $\varepsilon_\beta \leq 1$ “

Hierbei wird σ_H zwischen den beiden Grenzwerten, nämlich σ_H für Geradverzahnung und oh für Schrägverzahnung mit $\varepsilon_\beta = 1$ linear interpoliert.

Für die Grenzwerte wird dieselbe Stirnschnittverzahnung wie bei dem aktuellen Radpaar zugrunde gelegt.“

Die Berechnung der Flankenpressung für Ritzel und Rad erfolgt nach Formel (72). Hierbei werden lediglich die beiden Eingriffsfaktoren für Ritzel und Rad unterschieden:

$$\sigma_H = Z_{B,D} \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (72)$$

Der Anwendungsfaktor K_A berücksichtigt alle Kräfte, welche über die Nenn-Umfangskraft hinausgehen. Der Dynamikfaktor K_v berücksichtigt die Auswirkungen der inneren dynamischen Kräfte, die durch Schwingungen von Ritzel und Rad

hervorgerufen werden. Der Breitenfaktor $K_{H\beta}$ und Stirnfaktor $K_{H\alpha}$ sind für die Flankenpressung getrennt zu berechnen und berücksichtigen eine lokale Überhöhung der Flankenpressung durch Fertigungsabweichungen und Verlagerungen im Betrieb. Die Einzeleingriffsfaktoren $Z_{B,D}$ berücksichtigen den Einfluss der veränderten Zahnflankenkrümmungen in den inneren Einzeleingriffspunkten von Ritzel und Rad. Die nominelle Flankenpressung σ_{H0} im Wälzpunkt entspricht der Flankenpressung einer fehlerfreien Verzahnung bei statischem Nennmoment:

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b_z} \cdot \frac{u + 1}{u}} \quad (73)$$

Durch den Zonenfaktor Z_H wird der Einfluss der Zahnflankenkrümmung im Wälzpunkt beschrieben. Der Elastizitätsfaktor Z_E berücksichtigt die Einflüsse der werkstoffspezifischen Größen Elastizitätsmodul E und Poissonzahl ν auf die Pressung. Der Überdeckungsfaktor Z_ε und Schrägungsfaktor Z_β berücksichtigen den Einfluss der effektiven Länge der Berührlinien sowie den Einfluss des Schrägungswinkels, wie z. B. die Kraftschwankungen entlang der Berührlinien.

Durch den Vergleich der tatsächlichen Flankenpressung σ_H und der zulässigen Flankenpressung σ_{HP} kann eine Bewertung der Tragfähigkeit durchgeführt werden:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (74)$$

Der Dauerfestigkeitswert für die Flankenpressung $\sigma_{H\lim}$ des jeweiligen Werkstoffs ist von der Wärmebehandlung und der Oberfläche des Standard-Referenz-Prüfrades abhängig. Der Lebensdauerfaktor Z_{NT} berücksichtigt die erhöhte Tragfähigkeit des Werkstoffs bei einer begrenzten Anzahl von Lastwechseln.

Die Faktoren Z_L , Z_R und Z_v beziehen die Qualität des Schmierfilms in die Berechnung mit ein. Der Schmierstofffaktor Z_L beschreibt den Einfluss des Schmierstoffes und dessen Viskosität auf die Schmierfilmbildung. Durch den Rauheitsfaktor Z_R wird der Einfluss der Oberflächenrauheit des Zahnrades abgebildet. Die relative Gleitgeschwindigkeit im tribologischen Kontakt ist direkt proportional zur Dicke des Schmierfilms und der Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf die Wirkung des Schmierfilms wird durch den Geschwindigkeitsfaktor Z_v berücksichtigt. Bei geschliffenen Verzahnungen und richtiger Schmierstoffauswahl ist es zulässig, die Faktoren gleich eins zusetzen (Linke, 2010).

Durch eine Vielzahl von Einflussfaktoren, wie zum Beispiel Kaltverfestigung oder Glättung, kann bei der Paarung eines weichen Rades mit einem harten Ritzel eine Zunahme der Grübchentragfähigkeit des weichen Rades beobachtet werden. Dieser Einfluss wird durch den Werkstoffpaarungsfaktor Z_W berücksichtigt. Der Größenfaktor

Z_x beschreibt den statistischen Größeneinfluss infolge der Verteilung von Fehl- und Schwachstellen im Gefüge.

Bei der Bestimmung der Grübchentragsfähigkeit einer zeitfesten Auslegung wird die zulässige statische und Dauerflankenfestigkeit berechnet. Anschließend wird in Abhängigkeit der Lastwechselzahl N_L zwischen statischer Festigkeit und Dauerfestigkeit interpoliert.

Zahnfußtragsfähigkeit

Analog zur Berechnung der Grübchentragsfähigkeit wird die Zahnfußtragsfähigkeit über den Vergleich der anliegenden und zulässigen Zahnfußspannung berechnet. Dabei muss σ_F kleiner sein als σ_{FP} . Die Druck- und Schubbeanspruchung (σ_D und τ_m) werden bei der Berechnung vernachlässigt, sodass der Zahn als reiner Biegebalken betrachtet wird. Dieser Biegebalken wird im Einspannbereich dimensioniert.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_\alpha \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (75)$$

Der Anwendungsfaktor K_A und der Dynamikfaktor K_v werden analog der Grübchentragsfähigkeit bestimmt. Der Breitenfaktor $K_{F\beta}$ und Stirnfaktor $K_{F\alpha}$ sind ebenfalls getrennt zu berechnen und berücksichtigen eine ungleichmäßige Kraftverteilung durch Fertigungsabweichungen und elastischen Verformungen. Die Zahnfuß-Nennspannung σ_{F0} entspricht der Belastung einer fehlerfreien Verzahnung durch das Nennmoment und wird entsprechend einzelner Faktoren und der Umfangskraft am Teilkreis F_t berechnet:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b_z \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \quad (76)$$

Der Formfaktor Y_F berücksichtigt den Einfluß der Zahnform auf die Biegenennspannung für Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt. Die Spannungsüberhöhung im Zahnfuß durch die Kerbwirkung des Zahnfußkrümmungsradius und des am Fuß auftretenden Spannungszustands wird durch den empirisch ermittelten Spannungskorrekturfaktor Y_S berücksichtigt. Y_β ist in Formel (76) der Schrägungsfaktor und berücksichtigt die Fußbeanspruchung bei Schrägverzahnung infolge der schrägen Berührlinien. Für Geradverzahnungen gilt $Y_\beta = 1$. In der ISO 6336-3 wird die Berechnung der Zahnfuß-Nennspannung durch den Zahnkranzfaktor Y_B und den Hochverzahnungsfaktor Y_{DT} ergänzt.

Für eine zeitfeste Auslegung wird die Zahnfußdauerfestigkeit $\sigma_{FP \text{ dauer}}$ und die statische Zahnfußfestigkeit $\sigma_{FP \text{ statisch}}$ bestimmt.

$$\sigma_{FP \text{ dauer}} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_{F \text{ min}}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta \text{ rel } T \text{ dauer}} \cdot Y_{R \text{ rel } T \text{ dauer}} \cdot Y_x \quad (77)$$

$$\sigma_{FP \text{ statisch}} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_{F \text{ min}}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta \text{ rel } T \text{ statisch}} \cdot Y_{R \text{ rel } T \text{ statisch}} \cdot Y_x \quad (78)$$

σ_{Flim} ist der Dauerfestigkeitswert für die Zahnfuß-Biegespannung des verwendeten Werkstoffs und seiner Wärmebehandlung, ermittelt an Standard-Referenz-Prüfrädern. Der Spannungskorrekturfaktor Y_{ST} berücksichtigt die Abweichung der Abmessungen der Standard-Referenz-Prüfräder, mit welchen die Festigkeitswerte ermittelt werden, gegenüber den Getriebezahnrädern. $S_{F \text{ min}}$ ist der geforderte Mindest-Sicherheitsfaktor. Der Lebensdauerfaktor Y_{NT} beschreibt die höhere Tragfähigkeit bei einer begrenzten Anzahl von Lastwechseln. Der Größenfaktor Y_x berücksichtigt die mit zunehmender Zahnabmessung steigende Anzahl von Fehlstellen im Werkstoff. Die relative Stützziffer $Y_{\delta \text{ rel } T}$ beschreibt die Kerbempfindlichkeit des Werkstoffes, während der relative Oberflächenfaktor $Y_{R \text{ rel } T}$ den Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit des Zahnfußes berücksichtigt. Die relative Stützziffer und der relative Oberflächenfaktor sind von der Laufzeit abhängig und müssen für die statische Zahnfußfestigkeit und Zahnfußdauerfestigkeit getrennt berechnet werden.

2.5.3 Lager

Zur Auswahl eines Lagers für einen Anwendungsfall erfolgt eine statische und dynamische Auslegung. Während die statische Auslegung von der Lagerart und dem axialen und radialen Anteil der Belastung abhängig ist, wird bei der dynamischen Auslegung die Lebensdauer des eingesetzten Lagers unter Berücksichtigung der Umgebungsbedingungen, der Belastung und der Lagergeometrie bestimmt.

Die Lebensdauerberechnung nach Schaeffler basiert auf der DIN ISO 281 (2010b). Grundlage der genormten Lebensdauerberechnung in DIN ISO 281 ist die Ermüdungstheorie von Lundberg und Palmgren, die zu einer endlichen Lebensdauer führt. Aktuell am Markt verfügbare Lager können unter günstigen Betriebsbedingungen die berechnete Lebensdauer überschreiten. Das Modell von Ioannides und Harris, die die Ermüdung im Wälzkontakt betrachtet haben, beschreibt die Lebensdauer moderner Lager besser. Das Verfahren der „Erweiterten Berechnung der modifizierten Lebensdauer“ (Ioannides & Harris, 1985) berücksichtigt die Einflüsse Lagerbelastung, Ermüdungsgrenze des Werkstoffes, Grad der Oberflächentrennung durch den Schmierstoff, Sauberkeit im Schmierpalt, Additivierung des Schmierstoffes und die innere Lastverteilung und die Reibungsverhältnisse im Lager.

Die Lebensdauer von Lagern wird aus der dynamischen Tragzahl C nach DIN ISO 281, die vom Ermüdungsverhalten des Werkstoffes abhängig ist, der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung P , der Betriebsdrehzahl n und der statistischen Zufälligkeit des ersten Schadeneintritts p , berechnet.

Bei der Berechnung der Lebensdauer wird zwischen der nominellen Lebensdauer L_{10} und L_{10h} nach DIN ISO 281, der modifizierten Lebensdauer L_{na} nach DIN ISO 281:1990 (nicht mehr Bestandteil der DIN ISO 281), sowie der erweiterten modifizierten Lebensdauer L_{nm} nach DIN ISO 281 unterschieden. Die nominelle Lebensdauer L_{10} und L_{10h} ergibt sich aus:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (79)$$

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (80)$$

L_{10} ist die nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen, die von 90 % einer genügend großen Anzahl gleicher Lager erreicht oder überschritten wird, bevor erste Anzeichen einer Ermüdung einsetzen. L_{10h} entspricht L_{10} umgerechnet auf eine nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden bei einer konstanten oder veränderlichen Drehzahl n aus einem Lastkollektiv. Die in Größe und Richtung konstante oder auch auf einem Lastkollektiv basierende dynamisch äquivalente Lagerbelastung P wird aus dem Axial- und Radialfaktor X und Y sowie aus der Axial- und Radialkraft F_a und F_r berechnet:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (81)$$

Die modifizierte Lebensdauer L_{na} wird in Abhängigkeit weiterer Einflüsse wie z.B. besonderen Werkstoffeigenschaften, der Schmierung oder einer von 90 % abweichenden Erlebenswahrscheinlichkeit berechnet. Die modifizierte Lebensdauer L_{na} wurde in DIN ISO 281:2007 durch die erweiterte modifizierte Lebensdauerberechnung L_{nm} ersetzt.

Die erweiterte modifizierte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 (2010b) Beiblatt 4 ist seit 2010 in der DIN 26281 (2010a) spezifiziert und wird nach Formel (82) berechnet:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \quad (82)$$

Die erweiterte modifizierte Lebensdauer ist abhängig vom Lebensdauerbeiwert für die von 90 % abweichende Erlebenswahrscheinlichkeit a_1 und vom Lebensdauerbeiwert für die Betriebsbedingungen a_{ISO} . Im Lebensdauerbeiwert a_{ISO} werden im Wesentlichen die dynamisch äquivalente Lagerbelastung, der Schmierungszustand, die Ermüdungsgrenze des Werkstoffes, die Lagerbauart, die Eigenspannung des Werkstoffes, die Umgebungsbedingungen und die Verunreinigungen des Schmierstoffs berücksichtigt.

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}, \kappa\right) \quad (83)$$

Die Ermüdungsgrenzbelastung C_u nach ISO 281 (2010b) ist die Belastung bei der unterhalb der Laborbedingungen keine Ermüdung im Werkstoff auftritt. Der Lebensdauerbeiwert für Verunreinigungen e_c berücksichtigt die Verschmutzung des Schmiermittels. Verunreinigungen durch z.B. Wasser werden nicht berücksichtigt. Der Beiwert e_c kann dem Lagerkatalog entnommen werden. Basis für die zuvor aufgeführten Berechnungen ist eine konstante Lagerbelastung. Für eine nicht konstante Belastung und Drehzahl müssen äquivalente Betriebswerte berechnet werden, welche die gleiche Ermüdung verursachen wie die tatsächlich wirkende Beanspruchung. Diese Berechnung erfolgt entsprechend den Formeln (84) und (85) nach Miner (1945). Hierbei gilt, dass die berechneten Betriebswerte die Lebensdauerbeiwerte a_3 oder a_{ISO} bereits berücksichtigen. Diese dürfen bei der Berechnung der modifizierten Lebensdauer deshalb nicht mit berücksichtigt werden.

$$n = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T n(t) dt \tag{84}$$

$$P = \sqrt{\frac{\int_0^T \frac{1}{a(t)} \cdot n(t) \cdot (F(t))^p dt}{\int_0^T n(t) dt}} \tag{85}$$

DIN 26281 (2010a) entspricht dem neuesten Stand der Forschung und berücksichtigt die Einflüsse von Schmierung, Verunreinigungen, der Ermüdungsgrenzbelastung des Lagermaterials, der Schiefstellung, der Verkippung, dem Betriebsspiel des Lagers und der inneren Lastverteilung im Lager. Berechnet wird hierbei die Ermüdungslebensdauer. Schadensmechanismen wie etwa Verschleiß oder Mikropitting werden in der Norm nicht berücksichtigt. Die Berechnung gilt für einreihige Radialkugellager unter Radial- und Axiallast und Verkippung, sowie für einreihige Rollenlager unter Radiallast und Verkippung, sowie unter Berücksichtigung der daraus resultierenden Kantenspannung. Die Berechnung der internen Lastverteilung und der modifizierten Referenz-Lebensdauer für mehrreihige Lager oder Lager mit einer komplexeren Geometrie kann von den Gleichungen der Norm abgeleitet werden. Für diese Lager muss die Lastverteilung für jede Reihe berücksichtigt werden.

Die interne Lagerlastverteilung wird für ein statisches Gleichgewicht berechnet. Dynamische Effekte wie Flieh- und Kreiselkräfte werden vernachlässigt. Diese Annahme ist im Allgemeinen nur für niedrige und mittlere Geschwindigkeiten gültig. Bei hohen Geschwindigkeiten können Flieh- und Kreiselkräfte überwiegen und die Lagerlastverteilung signifikant verändern. Die Berechnung von zweireihigen Radiallagern und zweiseitig wirkenden Axiallagern erfolgt nach DIN ISO 281 (2010b).

Hochgenauigkeitslager müssen im Betrieb Maschinenteile präzise führen und dabei Kräfte bei sehr hohen Drehzahlen übertragen. Deshalb werden die Lager auf Genauigkeit, Steifigkeit und Laufverhalten ausgelegt. Zur Erfüllung dieser Aufgaben müssen die Lager nahezu verschleißfrei laufen. Dies fordert einen ausreichend tragenden Schmierfilm. Ist dieser Schmierfilm vorhanden, erreichen die Lager in einer Vielzahl von Anwendungen Dauerfestigkeit. „Bei dauerfester Auslegung ist der begrenzende Faktor der Lagergebrauchsdauer meist die Schmierstoffgebrauchsdauer, siehe auch Abschnitt Fettgebrauchsdauer.“ (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2016) Für die Beurteilung der Gebrauchsdauer sind die Hertz'sche Pressung in den Kontaktstellen und die Lagerkinematik entscheidend. Deshalb ist es für Hochgenauigkeits-Spindellager sinnvoll, diese individuell auszulegen.

Die hohe Laufgenauigkeit der Lager und die spezielle Auslegung auf Kraftübertragung bei hohen Geschwindigkeiten führen in der Praxis zu keinem Ausfall durch Ermüdung bei diesen Lagern. Deshalb ist die Berechnung der Lebensdauer nach DIN ISO 281 für diese Lager nicht sinnvoll. „Ist das Belastungsverhältnis bei Hochgenauigkeits-Zylinderrollenlagern $S_0^* \geq 8$, liegt eine wesentliche Voraussetzung für Dauerfestigkeit vor.“ (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2016)

$$S_0^* = \frac{C_0}{P_0^*} \quad (86)$$

C_0 entspricht hierbei der statischen Tragzahl. P_0^* wird mit den Kräften der dynamischen Belastung nach der Gleichung der statisch äquivalenten Belastung berechnet. Der Mindestwert für das Belastungsverhältnis S_0^* ist abhängig von der Lagerbauart und dem verwendeten Material der Lagerkomponenten und kann dem Lagerkatalog entnommen werden. Ist zusätzlich ein ausreichend tragender Schmierfilm ($\kappa \geq 2$) sowie höchste Sauberkeit vorhanden, ist eine Berechnung der Lebensdauer nicht erforderlich. Sind diese Voraussetzungen nicht erfüllt, kann zur Abschätzung des Einflusses von Schmierung und Verschmutzung eine erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 durchgeführt werden.

2.5.4 Kupplungen

Die Auslegung einer Kupplung basiert im Wesentlichen auf der mechanischen und thermischen Belastung. Zu den mechanischen Kenngrößen der Kupplungsdimensionierung zählen hauptsächlich das maximal übertragbare Kupplungsmoment, die zulässige Reibflächenpressung und die zulässige Gleitgeschwindigkeit. Die thermischen Kennwerte sind die Reibleistung und Reiarbeit. Die Berechnung der mechanischen und thermischen Belastung erfolgt analog der VDI 2241 Blatt1 (1982). Das maximal übertragbare Kupplungsmoment ist

die Summe aus Motormoment M_A und reduziertem Trägheitsmoment auf die Antriebsseite J_{red} abzüglich des Verlustmoments M_V :

$$M_K = M_A + \dot{\omega} \cdot J_{red} - M_V \quad (87)$$

$\dot{\omega}$ entspricht hierbei der Winkelbeschleunigung der Motordrehzahl in Abhängigkeit der Zeit. Die Dimensionierung der Kupplung erfolgt analog Formel (63) und ist abhängig von der Gleit- bzw. Haftreibungszahl, der Anpresskraft, der Anzahl an Reibflächen und dem mittleren Reibradius (Formel (64)) von Innen- und Außendurchmesser. Über den Außendurchmesser der Kupplung wird die maximale Gleitgeschwindigkeit bei gegebener Differenzdrehzahl berechnet:

$$v_R = \Delta\omega \cdot r_a \quad (88)$$

Die zulässige Flächenpressung wird über die Anpresskraft und die Reibfläche berechnet:

$$p_R = \frac{F_N}{A} \quad (89)$$

Die Reibleistung einer schlupfenden Kupplung wird über das Kupplungsmoment und die aktuell anliegende Differenzdrehzahl berechnet:

$$P = M_K \cdot (\omega_2 - \omega_1) = M_K \cdot \Delta\omega \quad (90)$$

Durch Integration der Reibleistung über der Rutschzeit wird die Reibarbeit ermittelt:

$$W = \int_0^t P dt \quad (91)$$

Durch Division der Reibleistung und Reibarbeit durch die Reibfläche kann die spezifische Reibleistung, bzw. spezifische Reibarbeit berechnet werden, die in der Literatur häufig als Kennwert für die Dimensionierung zu finden ist. Tabelle 2.4 gibt einen Überblick über verschiedenen Reibpaarungen für nasslaufende Kupplungen und deren Einsatzgrenzen.

Die Kennwerte für unterschiedliche Reibpaarungen nach Grote und Feldhusen (2007) wurden nach Rücksprache mit einem Reibbelagerhersteller um die Paarung Carbon/Stahl erweitert.

Tabelle 2.4: Beanspruchungsgrenzen nasslaufender Kupplungen (Grote & Feldhusen, 2007)

Reibpaarung	Sinterbronze/ Stahl	Sintereisen/ Stahl	Papier/ Stahl	Stahl gehärtet/ Stahl gehärtet	Carbon/ Stahl
Gleitreibungszahl [-]	0,05...0,10	0,07...0,1	0,1...0,12	0,05...0,08	0,1...0,12
Haftreibungszahl [-]	0,12...0,14	0,10...0,14	0,08...0,10	0,08...0,12	-
max. Reibflächenpressung [N/mm ²]	4	4	2	0,5	4
max. Gleitgeschwindigkeit [m/s]	40	20	30	20	50
zulässige flächenbezogene Schaltarbeit [J/mm ²]	1...2	0,5...1	0,8...1,5	0,3...0,5	1...2
zulässige flächenbezogene Reibleistung [W/mm ²]	1,5...2,5	0,7...1,2	1...2	0,4...0,5	2...3

2.6 Stand der Forschung: Fahrzeuggetriebeentwicklung

Es gibt unterschiedliche Ansätze zur Entwicklung von Getrieben für rein elektrische Antriebsstränge, die sich auf die Aktivitäten Anforderungsdefinition, Gestaltsynthese und Simulationsmethoden aufteilen. Kapitel 2.6 gibt einen Überblick über Methoden zur Ermittlung der Anforderungen an das Getriebe, die Vorgehensweisen bei der Getriebeauslegung und die Effizienzbewertung von Getrieben.

2.6.1 Definition der Getriebeübersetzungen

Zur effizienz- und fahrleistungsbasierten Definition der Ganganzahl sowie der Übersetzungen der einzelnen Gänge müssen die Wechselwirkungen mit dem Restsystem identifiziert werden. Trzesniowski (2012), Emmelmann (1999) und viele andere beschreiben die Auslegung der Getriebeübersetzung über die Fahrleistungen. Auch Vaillant (2016) leitet die Getriebeübersetzung für eingängige Getriebe aus der geforderten Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs und der maximalen Drehzahl des Elektromotors ab. Bei zweigängigen Getrieben erfolgt die Übersetzungsdefinition des zweiten Gangs ebenfalls über die Höchstgeschwindigkeit, während die Definition des ersten Gangs vom Schaltzeitpunkt und Getriebetyp abhängig ist. Die Optimierung der Getriebeübersetzungen nach Vaillant basiert auf der Variation der elektrischen

Maschine bei gegebenen Getriebeübersetzungen. Allgemein wird festgestellt, dass ein Antriebsstrang mit Zweiganggetriebe und optimierter Schaltstrategie die zusätzlichen Verluste im Getriebe bei der gesamtsystemischen Betrachtung überkompensiert.

Knödel, Strube, Blessing und Klostermann (2010) beschreiben eine fahrleistungs- und effizienzbasierte Auslegung von Getrieben unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen mit den Restsystemen am Beispiel eines Eingang-High-Torque-Antriebs und eines Zweigang-High-Speed-Antriebs derselben Leistungsklasse. Die Optimierung der Getriebeübersetzung erfolgt unter Berücksichtigung der Antriebsanforderungen und des Verwendungszwecks. Die Ermittlung des minimalen Energiebedarfs erfolgt durch die Verwendung einer optimalen Schaltstrategie. Welche Parameter und Wechselwirkungen zur Ermittlung der Schaltstrategie berücksichtigt werden, ist nicht bekannt. Die Effizienzbewertung erfolgt unter Berücksichtigung der Batterie, Leistungselektronik, des Elektromotors, des Getriebe und den Fahrzeugdaten.

2.6.2 Vorgehensweisen bei der Getriebeauslegung

Die Getriebeauslegung setzt eine Konzeptidee für die Getriebetopologie heraus. Die Identifizierung von geeigneten Getriebetopologien auf Basis von mathematischen Optimierungsverfahren für gegebene Anforderungen behandeln unter anderem Hirzel und Kasper (2013) und Altherr, Ederer, Pfetsch und Pelz (2017). Die Synthese der geeigneten Antriebsstrangtopologie beschreiben unter anderem Ruoff (2017), Bause, Behrendt, Albers und Ott (2014) und Palm, Holzmann, Schneider und Koegeler (2013) für hybride und elektrische Fahrzeuge.

Bei gegebenem Design eines Getriebes werden für die Dimensionierung unterschiedliche Softwaretools am Markt angeboten. Weit verbreitet sind die Auslegungstools von Kisssoft, Romax, FVA Workbench oder RiKor, um die bekanntesten Programme zu nennen. Dabei handelt es sich um analytische Berechnungsprogramme für Getriebeanwendungen zur Dimensionierung von Zahnrädern, Wellen, Lagern und weiteren Getriebeelementen wie Verbindungselementen, Federn, Ketten und Riemen. Unterschiedliche Programme bieten mehrere Möglichkeiten der Tragfähigkeitsberechnung einzelner Subsysteme an. Zur Berechnung von Zahnrädern stehen je nach Programm die Normen nach ISO, DIN, AGMA, VDI, sowie weitere Auslegungs- und Optimierungswerkzeuge für unterschiedliche Zahnrad- und Getriebetypen zur Verfügung (Mahr & Kissling, 2013).

Die Berechnung der Getriebe erfolgt in der Regel auf zwei- oder dreidimensionalen Geometriedaten. Unter Berücksichtigung der Geometrie und den Lasten werden Spannungsverläufe sowie Sicherheiten für die einzelnen Subsysteme bestimmt. Hierbei ist die Wellen- und Lagerberechnung in die Programme integriert. Eine

automatisierte Getriebesynthese unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen ist nicht möglich, da die Programme keine iterativen Anpassungen der Geometrien bei zu groß oder klein dimensionierten Subsystemen anbieten.

Die vorgestellten Berechnungsprogramme sind iterativ aufgebaut und funktionieren nach dem „Trial and Error“ Prinzip. Beispielsweise führt eine zu geringe Sicherheit zur Anpassung des Parametersatzes der Subsysteme. Dabei ist die Synthese in den meisten Fällen dem Konstrukteur überlassen, indem er die Ergebnisse der Analyse interpretiert und in Korrekturen der bestehenden Konstruktion überführt (Parlow, Otto & Stahl, 2016). Parlow et al. (2016) verfolgen den Ansatz der expliziten Getriebedimensionierung. Dabei erfolgt die Dimensionierung der Verzahnungen auf Basis von wenigen allgemeinen Eingangsgrößen, die zu ausreichend dimensionierten Getriebeentwürfen führen. Bei der Variation eines Parameters werden entsprechend den Freiheitsgraden die weiteren Parameter dahingehend angepasst, dass daraus erneut ein realistischer Getriebeentwurf entsteht.

Reick (2018) beschreibt in seiner Arbeit einen Ansatz zur Dimensionierung von stufenlosen Getrieben für Traktoren der Leistungsklasse 150 kW mit mehreren Schnittstellen. Darin beschreibt Reick (2018) eine automatisierte Getriebedimensionierung der Komponenten in der Reihenfolge:

1. Verzahnungen
2. Wellen und Lager
3. Schaltelemente
4. Energiewandler

Dabei dient die dimensionierte Verzahnung als Grundlage für die Dimensionierung der Wellen und Lager. Die Wechselwirkungen der Getriebekomponenten bei der Dimensionierung werden lediglich in eine Richtung berücksichtigt, während Anpassungen an Getriebekomponenten im laufenden Entwicklungsprozess keinen Einfluss auf die vorangegangenen Berechnungsschritte haben. Zudem erfolgt die Dimensionierung der Getriebekomponenten auf überschlägigen Berechnungsvorschriften, weshalb in Kombination mit der reihenfolge-basierten Getriebedimensionierung kein für den Anwendungsfall detailliert entwickeltes Getriebe ausgegeben werden kann.

2.6.3 Effizienzbewertung von Getrieben

Die Effizienzbewertung von Kraftfahrzeugen zur Ermittlung von Fahrleistungen, Verbräuchen und Zykluswirkungsgraden erfolgt grundsätzlich nach zwei unterschiedlichen Simulationsmethoden, der dynamischen und der inversen, quasistationären Simulation. Beide Simulationsmethoden basieren hierbei auf den in Kapitel 2.4 eingeführten analytischen Berechnung der Verluste. Der letzte Abschnitt

gibt einen Überblick zur Effizienzbewertung von Getriebeverlusten speziell in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses.

Dynamische Simulation

Mittels detaillierter physikalischer Modelle werden das dynamische Fahrzeugverhalten und damit insbesondere die Systemzustände zwischen zwei (quasi-)stationären Zuständen abgebildet. Dabei werden die Zusammenhänge zwischen den einzelnen Subsystemen eines Systems nachmodelliert, um Systemzustände, die an jedem Punkt des Wirknetzes eines Antriebsstrangs zwischen Systemeingang und -ausgang auftreten, zu untersuchen (Nollau, 2009). Diese Simulationsmethode basiert auf mathematischen Beschreibungen der physikalischen Subsystemmodelle (Schramm, Hiller & Bardini, 2013), wie diese in Kapitel 2.4 eingeführt wurden. Der Detaillierungsgrad der Modelle hängt von der Zielsetzung der Untersuchung ab. Es gilt jedoch zu beachten, dass je nach Detaillierungsgrad zu starke Vereinfachungen zu falschen Ergebnissen führen (Meywerk, 2007). Zur Abbildung des gesamten Systems werden die erforderlichen Zustandsgleichungen der einzelnen Subsystemmodelle erstellt und deren Eingangs- und Ausgangsgrößen mit denen der angrenzenden Subsysteme verknüpft. Die Reihenfolge der Subsysteme bzw. deren Verknüpfungen sind identisch mit der Reihenfolge im realen System. Daraus resultiert eine Differentialgleichung, die mit numerischen Programmen wie beispielsweise MATLAB gelöst werden kann und die das gesamte System beschreibt, in dem die Gleichung entlang des Leistungs- und Signalflusses gelöst wird. Im Kontext der Modellierung eines Fahrzeugs wird ausgehend vom Fahrerwunsch das Wirknetz von den Antriebsstrangsubsystemen wie beispielsweise Elektromotor oder Getriebe über die Reifenkräfte bis hin zur resultierenden Fahrzeugbeschleunigung durchlaufen (Vaillant, 2016). Der Fahrerwunsch wird beispielsweise über die Pedalstellung und einer damit einhergehenden Änderung des Drehmoments bei einer Abweichung der Soll- zur Ist-Drehzahl abgebildet. Deshalb werden dynamische Simulationen häufig als Vorwärtssimulation bezeichnet. Ähnlich einem realen Fahrzeug verfügt das Simulationsmodell über einen geschlossenen Regelkreis zwischen dem Fahrer (virtuell) und dem Fahrzeug.

Die Vorwärtssimulation wird hauptsächlich bei der Untersuchung von Szenarien mit hohen dynamischen Effekten eingesetzt, beispielsweise bei quer- oder längsdynamischen Untersuchungen mit wechselnden Radlasten, zum Beispiel bei der Ermittlungen von Zykluswirkungsgraden oder Energieverbräuchen über einen Fahrzyklus (Schramm et al., 2013). Je nach Detaillierungsgrad und Schrittweite des Differentialgleichungs-Solvers variiert die Rechenzeit und kann bei einem hohen Detaillierungsgrad und einer hohen zeitlich Auflösung die simulierte Zeit übersteigen. Jedoch muss beachtet werden, dass die Schrittweite des Differentialgleichungs-

Solvers zu Gunsten der Rechenzeit nicht beliebig groß gewählt werden kann, um eine Unschärfe bei den Ergebnissen zu vermeiden (Assadian, Mohan & Longo, 2013).

Quasistationäre Simulation

Quasistationäre Simulationen berücksichtigen keine transienten Systemzustände, sondern eine Anzahl von (quasi-)stationären Systemzuständen, deren Dauer als konstant angenommen wird (Vaillant, 2016). Das Systemverhalten der Subsysteme wird nicht wie bei der dynamischen Simulation über zeitabhängige Differentialgleichungen, sondern über Kennfelder beschrieben. Die Kennfelder bilden das stationäre Systemverhalten in einem Betriebspunkt ab und berücksichtigen keine dynamischen Effekte des Subsystems, beispielsweise ein Getriebewirkungsgradkennfeld bei konstanter Öltemperatur. Die Werte zwischen zwei Betriebspunkten werden interpoliert. Quasistationäre Simulationen werden eingesetzt, wenn dynamische Effekte vernachlässigt werden können oder ein geringer Detaillierungsgrad ausreichend ist, wie dies beispielsweise bei der Ermittlung des Energiebedarfs auf Basis von Kennfeldern bei konstanter Geschwindigkeit der Fall ist (Liebl, Lederer & Rohde-Brandenburger, 2014).

Ein weiterer Unterschied zur dynamischen Simulation liegt in der Betrachtungsrichtung. Während bei der Vorwärtssimulation die Systemzustände im Leistungs- und Signalfuss betrachtet werden, erfolgt bei der quasistationären Simulation die Betrachtung in umgekehrter Richtung. Deshalb wird die quasistationäre Simulation auch als Rückwärtssimulation bezeichnet. Basierend auf einem Systemzustand am Ende eines Berechnungsschrittes wird der entsprechende Zustand eines Subsystems rückwärts ermittelt. Zum Beispiel wird bei einer Rückwärtssimulation zur Effizienzbewertung über den Fahrzyklus und die Fahrwiderstände die Drehzahl und das Drehmoment berechnet und die Effizienzbewertung über Wirkungsgradkennfelder der einzelnen Subsysteme durchgeführt. Hierbei werden keine Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Subsystemen berücksichtigt, weshalb diese Art der Modellierung als akausal bezeichnet wird (Hauer & Moore, 2003). Ein Vergleich zwischen Soll- und Ist-Werten ist deshalb nicht notwendig (Meywerk, 2007). Die Vorteile der Rückwärtssimulation liegen in dem einfachen Modellaufbau und in der kurzen Berechnungszeit, da die Anzahl an zu lösenden Differentialgleichungen deutlich reduziert wird.

Modellierungsmethoden in der frühen Entwicklungsphase

Die dynamischen und quasistationären Simulationsmethoden basieren auf Modellen, die je nach Abstraktionsgrad der Subsysteme mehr oder weniger detailliert abgebildet sind und für unterschiedliche Antriebsstränge individuell aufgebaut werden. Deshalb wird frühzeitig im Produktentwicklungsprozess auf weniger

aufwändige Methoden zurückgegriffen, da für eine detaillierte Effizienzbewertung nicht alle notwendigen Designparameter zur Verfügung stehen.

Wittel, Muhs, Jannasch und Voßiek (2017) führen eine erste Abschätzung der Getriebeverluste auf Basis von erfahrungsgemäßen Mittelwerten durch:

- Lagerung einer Welle mit zwei Wälzlagern (Gleitlagern): $\eta_L \approx 0,99$ (0,97)
- Dichtung einer Welle einschließlich Schmierung: $\eta_D \approx 0,98$
- Stirnradverzahnung geradeverzahnt: $\eta_Z \approx 0,99$
- Stirnradverzahnung schrägverzahnt: 1 – 2% kleiner als Geradverzahnung
- Kegelradgetriebe: $\eta_Z \approx 0,98$

Angaben zum Gültigkeitsbereich der Aussagen, beispielsweise dem Drehzahl- oder Drehmomentbereich, dem Schmierungskonzept oder der Zahnrad- oder Lagergeometrie, werden nicht getroffen. Damit dient die Verlustermittlung nach Wittel et al. (2017) einer ersten sehr ungenauen Abschätzung der Getriebeverluste in der ersten Konzeptphase der Getriebeentwicklung.

Allendorf, Kalverkamp und Eckstein (2015) verfolgen den Ansatz, einzelne Getriebeverluste auf Basis auskonstruierter Getriebe zu abstrahieren und in frühen Entwicklungsphasen einzusetzen. Am Beispiel eines 4-Wellen-Highspeed-Getriebes mit $i = 18$ und einem 3-Wellen-Hightorque-Getriebe mit $i = 6$ wird der Abstraktionsprozess durchgeführt. Zur Berechnung der Dichtungsverluste wird die Drehzahl der entsprechenden Getriebewelle vereinfacht mit einem Faktor multipliziert. Die Abstraktion der Kegelrollen- und Kugellager erfolgt durch die Multiplikation eines angenommenen drehzahl- und drehmomentabhängigen Prozentwerts mit den Verzahnungsverlusten. Plansch- und Quetschverluste werden durch einen drehzahlabhängigen Prozentwert abstrahiert. Nach Allendorf et al. (2015) beträgt der Wirkungsgradunterschied für beide Getriebe zwischen den detaillierten und abstrahierten Berechnungen 0,1 % an 90 % der Stützstellen und liefert damit für die beiden Getriebe in dem angegebenen Drehzahl- und Drehmomentbereich eine gute Übereinstimmung. Die Abweichung bei den restlichen Stützstellen ist nicht angegeben. Angaben zur Übertragbarkeit der Abstraktionsmethode auf Getriebe mit geänderten Subsystemen wie Verzahnungen oder Lager werden nicht gemacht. Der Gültigkeitsbereich des Anwendungsbeispiels liegt bei einer maximalen Eingangsdrehzahl von 18.000 1/min und einem maximalen Ausgangsdrehmoment von 1800 Nm. Allendorf, Jenter, Nett und Eckstein (2015) erweitern ihren Ansatz für Eingangsdrehzahlen bis 24.000 1/min für die gleichen Getriebe. Für Drehzahl- und Drehmomentbereiche darüber hinaus wird keine Angabe gemacht. Zudem sind die Randbedingungen der detaillierten Verlustberechnung nicht gegeben.

Zudem beschreibt Reick (2018) wie zuvor bei der Getriebedimensionierung einen Ansatz zur Modellierung der Getriebeverluste und berechnet hierfür das Verlustmoment der Komponenten Verzahnungen, Dichtungen, Lager, Schaltelemente und Energiewandler. Dabei werden die Verluste wiederum überschlägig berechnet, da beispielsweise bei den Verzahnungsverlusten die lastunabhängigen Verluste nicht berücksichtigt werden. Reick (2018) begründet sein Vorgehen aufgrund von in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses unbekanntem Betriebsbedingungen, die zur Berechnung der lastunabhängigen Verluste notwendig sind. Wie in Kapitel 6.3.2 herausgearbeitet, resultieren bei Getrieben von elektrischen Antriebssträngen mit Drehzahl bis 30.000 1/min ein Großteil der Verzahnungsverluste auf lastunabhängigen Phänomenen.

3 Zielsetzung

Basierend auf den in Kapitel 2 erläuterten Grundlagen und dem Stand der Forschung wird das Ziel der vorliegenden Arbeit formuliert. Darauf aufbauend werden Forschungshypothesen abgeleitet und in Forschungsfragen überführt.

3.1 Motivation und Zielsetzung

Wie in Kapitel 2.2 gezeigt, werden in aktuell am Markt verfügbaren Elektrofahrzeugen häufig zentrale Antriebsstränge mit einem Elektromotor und einem Getriebe mit integriertem Differential eingesetzt. Die Herausforderungen sind hierbei einen möglichst effizienten Antriebsstrang mit geringen Verlusten für eine große Reichweite bei einer hohen Leistungsdichte zur Verringerung der Fahrwiderstände und zur Minimierung des Materialeinsatzes zu entwickeln. Die Auslegung eines Getriebes für einen elektrischen Antriebsstrang ist ein komplexer Prozess, der nur durch eine gesamtsystemische Betrachtung des Fahrzeugs bewältigt werden kann. Um eine möglichst ressourceneffiziente Produktentwicklung sicherzustellen, müssen frühzeitig im Produktentstehungsprozess ein Zielsystem für das Getriebe definiert und die Wechselwirkungen mit den restlichen Subsystemen des Antriebsstrangs identifiziert werden. Einige der wichtigsten Anforderungen und Einflüsse bei der Getriebeentwicklung eines elektrischen Antriebsstrangs sind in Abbildung 3.1 dargestellt.

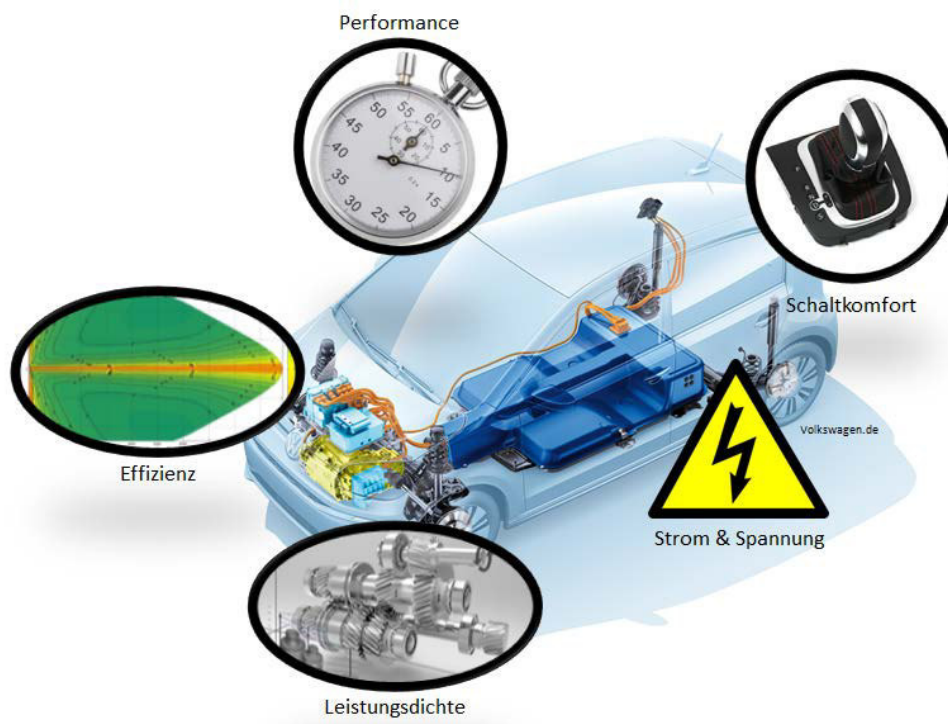


Abbildung 3.1: Einflüsse auf die Entwicklung von Getrieben für elektrische Antriebsstränge

Je nach Fahrzeugklasse kann durch die Wahl der Ganganzahl und der Übersetzungen die Effizienz eines Antriebsstrangs verbessert werden, indem die Verluste in den Subsystemen Leistungselektronik und Elektromotor durch eine Verschiebung der Betriebspunkte in einen Bereich besseren Wirkungsgrads unter Berücksichtigung der Schaltstrategie minimiert werden. Die verringerten Verluste in der Leistungselektronik und dem Elektromotor müssen die zusätzlichen Verluste in mehrgängigen Getrieben kompensieren. Bei der Definition der Getriebeübersetzungen dürfen die Performance-Anforderungen an das Fahrzeug, wie Beschleunigung, maximale Geschwindigkeit und Leistung nicht vernachlässigt werden. Wie in Kapitel 2.6.1 beschrieben, gibt es einige Ansätze zur Ermittlung der Übersetzungen, die jeweils einen Teilaspekt wie beispielsweise unterschiedliche Schaltstrategien untersuchen. Ein Ansatz unter Berücksichtigung der notwendigen Wechselwirkungen mit dem Resttriebstrang, den Komforteigenschaften, den Performanceeigenschaften und der Effizienz ist nicht bekannt und wird im Rahmen dieser Arbeit entwickelt.

Zudem bieten mehrgängige Getriebe die Möglichkeit, die Leistungsdichte des gesamten Antriebsstrangs gegenüber einer eingängigen Referenz zu erhöhen, indem mit einer großen Getriebeübersetzung das Drehmoment und damit der Durchmesser des Elektromotors reduziert werden kann, um das geforderte Drehmoment am Rad für die maximale Beschleunigung zu erreichen. Ein weiterer Gang mit einer kleineren Übersetzung eignet sich hierbei für den normalen Fahrbetrieb oder die maximale Geschwindigkeit. Dabei kann trotz des Anstiegs des Bauraums für ein mehrgängiges Getriebe der Bauraum des gesamten Antriebsstrangs aufgrund eines volumetrisch kleineren Elektromotors reduziert werden (Albers, Bause, Reichert & Ott, 2017). Zur Bewertung der Leistungsdichte existieren einige Ansätze zur Dimensionierung von Getrieben auf Basis einer vorgegebenen Geometrie der Getriebesubsysteme, die zuvor auskonstruiert werden müssen und keine Wechselwirkungen berücksichtigen. In dieser Arbeit wird ein Ansatz vorgestellt, der unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen die Subsysteme nach gültigen Normen dimensioniert und einzelne Subsysteme automatisiert an die restlichen Subsysteme anpasst. Dadurch ist frühzeitig im Produktentwicklungsprozess eine Aussage über die Masse und den Bauraum des Getriebes möglich. Durch eine detaillierte Auslegung der Subsysteme kann bereits zu einem frühen Zeitpunkt eine qualitative Effizienzbewertung des Antriebsstrangs durchgeführt werden. Daraus wird das Hauptziel dieser Arbeit abgeleitet:

Das **Ziel** der Arbeit ist die **Entwicklung** einer **Methode** zur Auswahl von **Standgetrieben** für einen **wirkungsgrad-** und/oder **bauraumoptimalen** Antriebsstrang für Elektrofahrzeuge um damit den **Produktentwickler** bei der Auslegung und Effizienzbewertung in der frühen Phase des **Produktentwicklungsprozess** zu unterstützen.

3.2 Forschungshypothese

Aufbauend auf dem Ziel dieser Arbeit wird die Forschungshypothese formuliert, die dieser Arbeit zu Grunde liegt:

Forschungshypothese:

Durch ein methodisches Vorgehen auf Basis von analytischen Gleichungen zur Dimensionierung und Effizienzbewertung von Getrieben und deren strukturierten Anordnung zu einem Prozess, können für einen Anwendungsfall wirkungsgrad- und/oder bauraumoptimale Getriebe für elektrische Antriebsstränge unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen ermittelt werden, um frühzeitig im Entwicklungsprozess detaillierte Aussagen bezüglich Masse, Bauraum und Effizienz treffen zu können.

3.3 Forschungsfragen

Auf Basis der Forschungshypothese kann das zuvor formulierte Ziel in die nachfolgenden Forschungsfragen untergliedert werden

Forschungsfrage 1:

Wie kann ein Getriebe bei vorgegebenen Topologien für einen wirkungsgrad- und/oder bauraumoptimalen Antriebsstrang ermittelt werden?

Zentrale Fragestellungen sind hierbei, welche Fahrzeuganforderungen und Wechselwirkungen mit dem Gesamtsystem bei der Auslegung des Getriebes berücksichtigt werden und wie daraus Anforderungen an das Getriebe abgeleitet werden. Darüber hinaus muss beantwortet werden, was technische Leistungsgrenzen zur Eignung von unterschiedlichen Getrieben in elektrischen Antriebssträngen sind und wie diese ermittelt werden können.

Forschungsfrage 2:

Welche Modelle sind für die Dimensionierung und Effizienzbewertung von elektrischen Fahrzeugantriebssträngen geeignet und wie werden diese miteinander verknüpft?

Die Frage adressiert zum Einen die Auswahl von geeigneten Modellen auf Basis von analytischen Gleichungen zur Dimensionierung von elektrischen Fahrzeugantriebssträngen und zum Anderen, mit welchen Modellen in Abhängigkeit der Bauart der Getriebekomponenten, beispielsweise der Lagerart, sowie deren Betriebsbereiche, abhängig von Drehzahl und Drehmoment, die genauesten Ergebnisse bei der Verlustberechnung erzielt werden. Zudem wird beantwortet, wie die einzelnen Modelle miteinander verknüpft werden müssen, um durch eine Automatisierung bei der Getriebeentwicklung den Produktentwickler bei seiner Arbeit zu unterstützen.

Der Lösungsweg zur Beantwortung der Fragestellungen wird im folgenden Kapitel aufgezeigt.

4 Systemanalyse und Modellbildung

Die Entwicklung von initialen Zielsystemen (Albers & Braun, 2011) für Methoden und Modelle legt den Grundstein für eine effiziente und zielgerichtete Auslegung von Getrieben für elektrische Fahrzeugantriebsstränge unter Berücksichtigung der Anforderungen und Wechselwirkungen mit den restlichen Antriebsstrangsubsystemen. Die Implementierung der initialen Zielsysteme basiert auf definierten Entwicklungszielen unter konsequenter Anwendung der eingeführten Methoden und Prozesse der Produktentwicklung aus Kapitel 2.1. Zur effektiven Zielerreichung wird hierfür der Contact & Channel-Ansatz C&C²-A zur Entwicklung geeigneter Modelle eingesetzt.

Im Rahmen dieser Arbeit wird zunächst der Demonstrator etabliert und die Entwicklungsziele aufgezeigt. Weiterhin werden die einzelnen Subsysteme eines Getriebes für Elektrofahrzeuge eingeführt, die notwendig sind, um ein Getriebe an die geänderten Randbedingungen, im Vergleich zu verbrennungsmotorischen Antriebssträngen, mit Drehzahlen bis 30.000 1/min anzupassen. Anschließend erfolgt die Einordnung der Aktivitäten zur Getriebeauslegung in den Produktentstehungsprozess und die Deduktion der daraus resultierenden Anforderungen an die zu entwickelnden Methoden und Modelle. Im nächsten Schritt werden die Zusammenhänge von Funktion und Gestalt der einzelnen Getriebesubsysteme mit dem C&C²-Ansatz analysiert und die relevanten Wechselwirkungen identifiziert.

4.1 Anwendungsbereich und Entwicklungsziele

Aktuell verfügen die meisten Fahrzeughersteller über batterieelektrische Fahrzeuge in ihrer Flotte. Viele dieser Fahrzeuge werden der Kleinst-, Klein- und Kompaktklasse zugeordnet und erzielen Reichweiten im Bereich 100 bis 130 km. Zudem kommen vermehrt Elektrofahrzeuge im Bereich der Mittel- und Oberklasse sowie in Sportwagen auf den Markt, deren Mehrkosten durch den Kunden akzeptiert werden (Frenzel, Jarass, Trommer & Lenz, 2015). Dennoch handelt es sich bei dem Großteil der in Deutschland zugelassenen Elektrofahrzeuge um kleine bis mittelgroße Pkw. Die meisten dieser Elektrofahrzeuge verfügen hierbei über einen Zentralantrieb, bestehend aus einem Elektromotor mit Leistungselektronik und einem Getriebe mit Differential. Abbildung 4.1 zeigt die technischen Daten einiger der am häufigsten zugelassenen Fahrzeuge bis 2016.

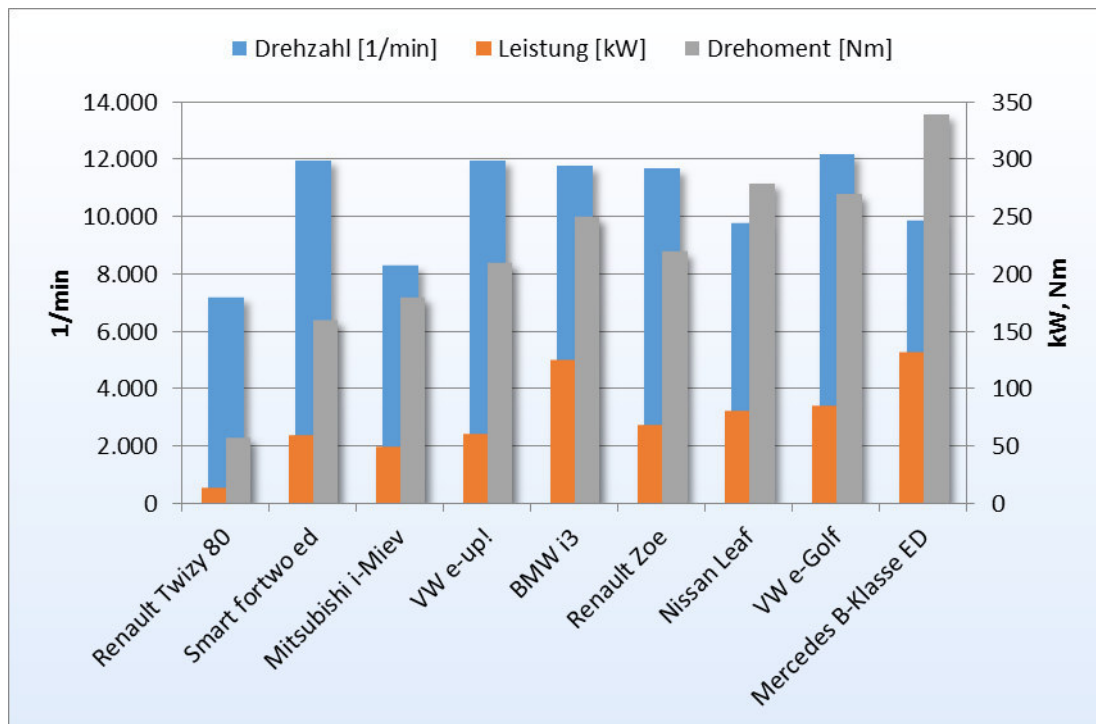


Abbildung 4.1: Leistung, Drehzahl und Drehmoment von aktuellen Elektrofahrzeugen

Die Elektromotoren dieser Elektrofahrzeuge haben eine maximale Drehzahl von 7.000 bis 12.200 U/min und ein maximales Drehmoment von 50 bis 340 Nm bei einer Leistung von 18 bis 110 kW. Aufgrund der geringen Anforderungen an die Fahrleistungen ist ein einstufiges Getriebe für alle Fahrzeuge ausreichend, um diese zu erfüllen.

Bei Fahrzeugklassen mit höheren Anforderungen an die Fahrleistungen sowie einem höheren Fahrzeuggewicht, wird an den Rädern mehr Drehmoment benötigt. Zudem steigen die Anforderung bezüglich der Maximalgeschwindigkeit bis hin zu über 200 km/h. Dies führt bei elektrischen Antrieben mit eingängigem Getriebe zu einem Konflikt zwischen maximaler Drehzahl und maximalem Drehmoment des Fahrzeugs. Aus einer hohen maximalen Geschwindigkeit resultiert bei einer konstanten Getriebeübersetzung eine ebenso gesteigert Drehzahl der elektrischen Maschine bis hin zu 30.000 1/min. Die Erhöhung der maximalen Geschwindigkeit bei gleichbleibender Leistung des Antriebs führt zu einem geringeren Durchmesser der elektrischen Maschine und einer größeren Länge. Dadurch ist das maximal verfügbare Drehmoment deutlich kleiner. Zusammengefasst ist ein geringeres Volumen des Systems möglich. Eine weitere begrenzende Größe des maximalen Drehmoments bei hochdrehenden Elektromotoren ist die Festigkeit des Rotors. Dies führt zu neuen Einschränkungen für das gesamte Antriebssystem. Die erforderlichen Betriebspunkte des Fahrzeugs, wie in Abbildung 4.2 dargestellt, können mit einem eingängigen Getriebe nicht erreicht werden, weshalb ein mehrgängiges Getriebe notwendig ist.

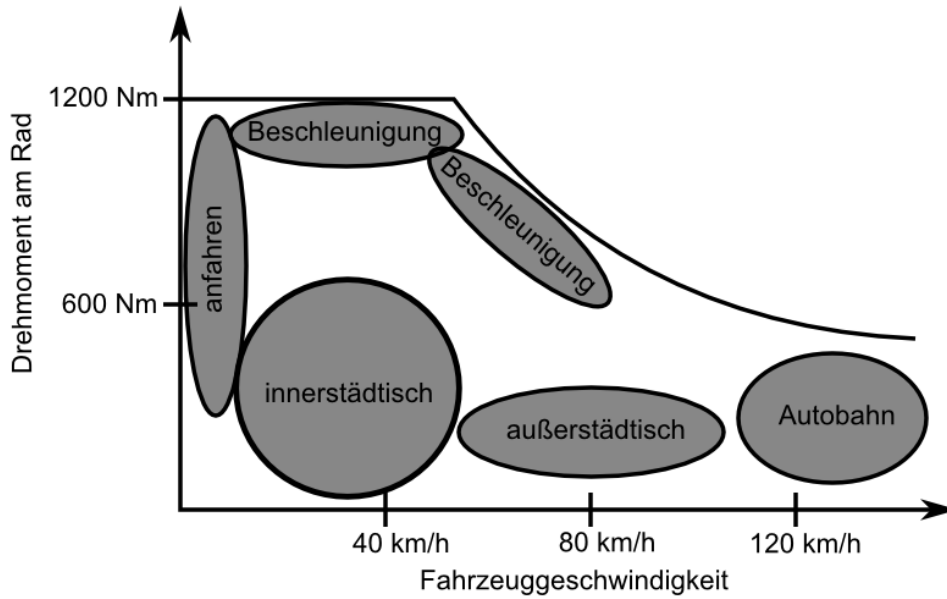


Abbildung 4.2: Drehmoment und Drehzahl an den Rädern bei unterschiedlichen Manövern

In Abbildung 4.3 wird die Erfüllung der Fahrzeuganforderungen mit unterschiedlichen Antriebskonzepten verglichen. In beiden Diagrammen sind die gleiche erforderliche maximale Zugkraft und Fahrzeuggeschwindigkeit angegeben. Das linke Diagramm zeigt, dass ein Hightorque Antrieb mit geringeren Drehzahlen mit einem einstufigen Getriebe die Anforderungen erfüllt. Im Gegensatz dazu zeigt das rechte Diagramm, dass der Hochdrehzahlantrieb ein mehrstufiges Getriebe benötigt, um die Fahrzeuganforderungen zu erfüllen. Mit einem Mehrganggetriebe kann der Betriebspunkt des Elektromotors in einer bestimmten Fahrsituation entlang der maximalen Leistungshyperbel verschoben werden.

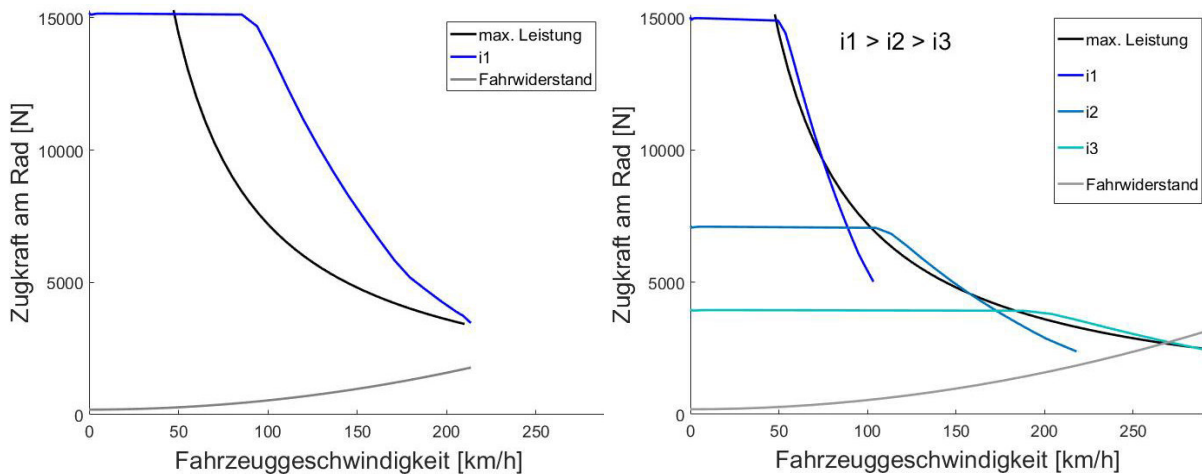


Abbildung 4.3: Erfüllung der Anforderungen eines langsam laufenden Antriebs mit eingängigem Getriebe und einem Hochdrehzahlantrieb mit mehrstufigem Getriebe

Neben der Erfüllung der Fahrzeuganforderungen ermöglicht ein Mehrganggetriebe die Wahl des optimalen Betriebspunktes. Damit kann ein Betriebspunkt am Rad durch unterschiedliche Übersetzungen in wirkungsgradoptimalere Bereiche des

Elektromotors und der Leistungselektronik verschoben werden (Abbildung 4.4). Dabei steht jedoch nicht ausschließlich der optimale Wirkungsgrad der elektrischen Maschine im Vordergrund, sondern der Wirkungsgrad des gesamten Antriebssystems. Im Vergleich zu einem einstufigen Getriebe verfügt ein mehrstufiges Getriebe über eine größere Anzahl an Subsystemen. Zu den zusätzlichen Zahnrädern, Wellen, Lagern, und einem komplexeren Schmiersystem werden mehrgängige Getriebe um Schaltelemente erweitert. Das erhöhte Getriebevolumen sowie die Verluste müssen bei der gesamtsystemischen Betrachtung der Effizienz, des Bauraums und des Gewichts berücksichtigt werden.

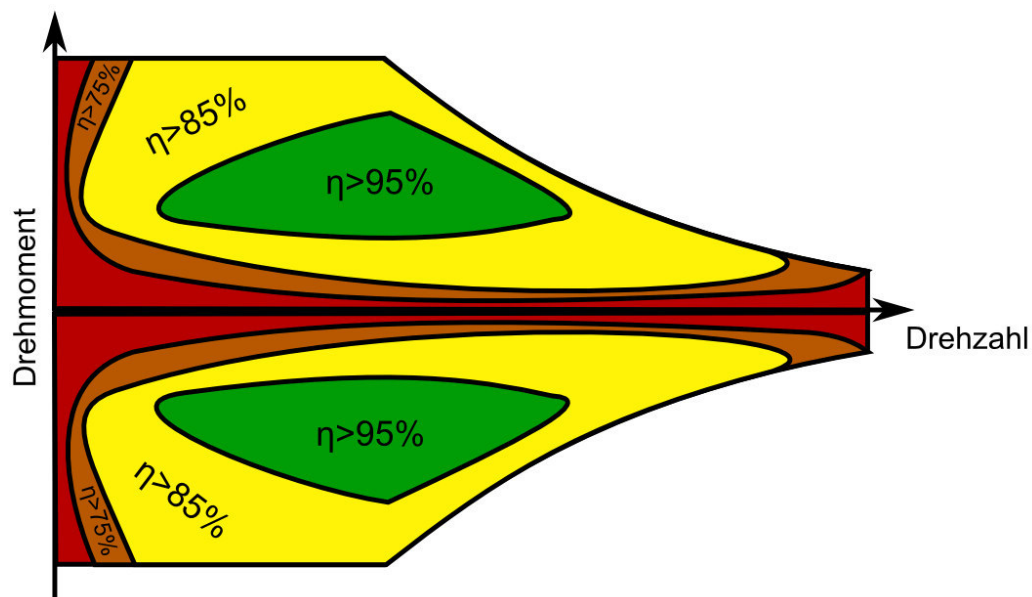


Abbildung 4.4: Wirkungsgradkennfeld einer Asynchronmaschine nach Pinner, Radimersky und Ott (2015)

Zusammenfassend wirken das steigende Volumen und die höheren Verluste des Getriebes dem abnehmenden Volumen und der verbesserten Effizienz der elektrischen Maschine und der Leistungselektronik entgegen. Die Herausforderung besteht darin, eine optimale Kombination aus elektrischer Maschine, Leistungselektronik und Getriebe zu entwickeln, die eine hohe Leistungsdichte bei möglichst hoher Effizienz ermöglicht, ohne dabei die Anforderungen an die Fahrleistungen zu vernachlässigen. Abgeleitet wird die Frage, wie die Getriebeauslegung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen und der daraus resultierenden Anforderungen an das Subsystem des Antriebsstrangs systematisch zu definieren ist. Daraus werden die folgenden Entwicklungsziele abgeleitet:

- Erhöhung der Leistungsdichte und der Energieeffizienz des Gesamtantriebs sowie die Verbesserung der Fahrleistungen durch eine gesamtsystemische Betrachtung unter Berücksichtigung sämtlicher Wechselwirkungen

- Verknüpfung von Modellen auf Basis von analytischen Gleichungen zur Dimensionierung und Effizienzbewertung von Getrieben für elektrische Fahrzeugantriebsstränge, um den Produktentwickler durch teilautomatisierte Abläufe zu unterstützen

4.2 Getriebeentwicklung als Produktentstehungsprozess

Um ein effizientes Getriebe für elektrische Fahrzeugantriebsstränge mit einer hohen Leistungsdichte ressourcenschonend und in einem möglichst kurzen Zeitraum zu entwickeln, initiiert ein Entwicklerteam einen Produktentwicklungsprozess, wie dieser in Kapitel 2.1.1 beschrieben ist. Dabei wird im Allgemeinen ein Zielsystem mit Hilfe eines Handlungssystems in ein konkretes Objektsystem überführt. Das Zielsystem umfasst alle Ziele und Vorgaben eines Entwicklungsprozesses einschließlich ihrer Abhängigkeiten und Randbedingungen innerhalb eines definierten Interessengebietes (Albers, Behrendt, Klingler, Reiss & Bursac, 2017) und wird im Laufe der Entwicklung kontinuierlich erweitert und angepasst (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016). Am Beispiel eines Getriebes für elektrische Fahrzeugantriebsstränge ist der verbesserte Getriebewirkungsgrad Teil des Zielsystems. Das Objektsystem enthält die Lösung des Zielsystems und wird im laufenden Entwicklungsprozess durch neu gewonnene Ergebnisse ständig erweitert. Folglich ist das effizienz- und leistungsdichteoptimierte Getriebe mit dem Objektsystem gleichzusetzen. Die Überführung des Zielsystems in ein konkretes Objektsystem erfolgt durch das Handlungssystem, welches die erforderlichen Prozesse, Methoden, Aktivitäten und Ressourcen zur Verfügung stellt.

Die zentrale Aktivität im Produktentstehungsprozess für eine erfolgreiche Einführung eines Produkts am Markt (Albers, Behrendt et al., 2016) stellt die Validierung dar. Diese steuert und überwacht die kontinuierliche Anpassung zwischen dem erreichten Ist-Zustand und dem definierten Soll-Zustand. Darüber hinaus werden produktbezogene Merkmale, beispielsweise durch virtuelle Simulationen oder physikalische Prototypen, validiert. Validierungsaktivitäten dienen hierbei der Generierung von Wissen im Produktentstehungsprozess sowie zu dessen Steuerung. Die Basis einer erfolgreichen Entwicklung einer Produktgeneration (Albers et al., 2019) ist daher eine begleitende Validierung über die gesamte Entwicklungszeit vom Anfang bis zum Ende. Die Wichtigkeit der Aktivität Validierung wird am Beispiel der Kostenentstehung zur Fehlerbehebung im Entwicklungsprozess in Abbildung 4.5 deutlich. Von Entwicklungsphase zu Entwicklungsphase erhöhen sich die Anpassungskosten um den Faktor zehn, auch als „Zehner-Regel“ oder „Rule of Ten“ (Ehrlenspiel, 2009) bekannt. Je früher negative oder neue Validierungsergebnisse bekannt werden, desto geringer sind die Kosten, die während des Eingriffs in die Produktentwicklung entstehen.

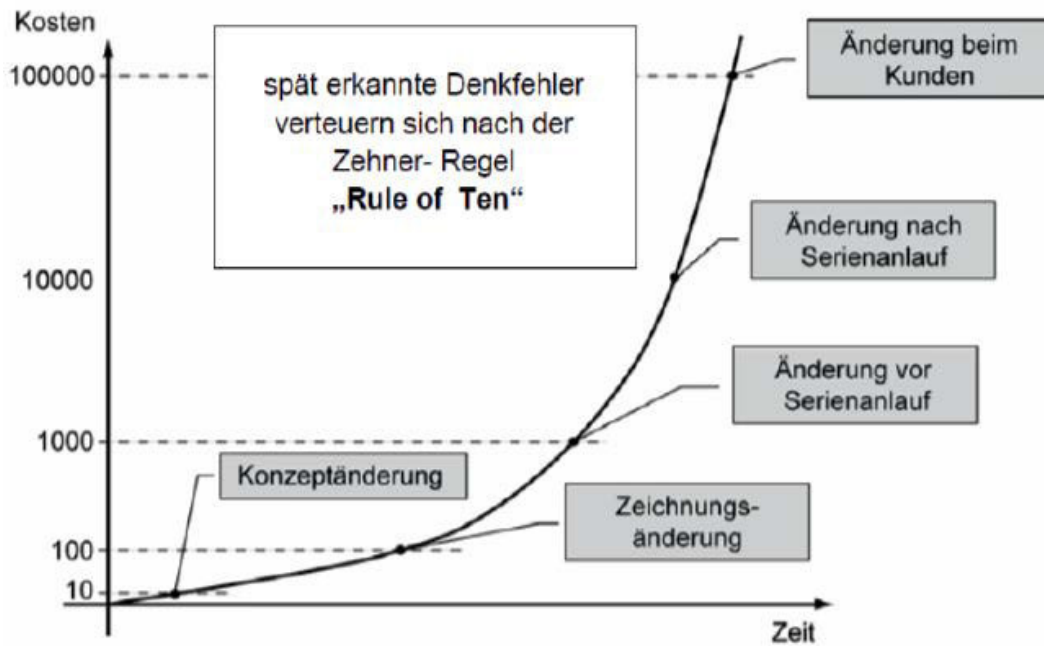


Abbildung 4.5: Zehnerregel – Rule of Ten (Ehrlenspiel, 2009)

Aufgrund des stark individuellen und erfahrungsbasierten Charakters der Validierung und das durch Validierungsaktivitäten erworbene Wissen kann eine Intervention oder Anpassung des Produktentwicklungsprozesses erforderlich machen.

Für die Optimierung eines elektrischen Fahrzeuggetriebes bezüglich der Effizienz und Leistungsdichte bedeutet dies, dass während des gesamten Produktentstehungsprozesses geeignete Validierungsumgebungen zur Verfügung stehen müssen. Aufgrund der unzähligen Restriktionen und Wechselwirkungen der einzelnen Subsysteme des Getriebes, aber auch des Antriebsstrangsubsystems Getriebe mit den restlichen Subsystemen des Antriebsstrangs, ist eine frühzeitige ganzheitliche Betrachtung des Antriebssystems von höchster Bedeutung. Die Betrachtung eines Subsystems ohne Berücksichtigung der Wechselwirkungen ist nicht zielführend, da diese nicht spezifisch auf den Anwendungsfall ausgelegt werden können. Deshalb stellt diese Arbeit einen virtuellen Ansatz einer Validierungsumgebung für die Entwicklung von Getrieben für Elektrofahrzeuge unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen der Antriebsstrangsubsysteme dar. Zu Beginn muss dieser virtuelle Ansatz verifiziert werden, d.h. ist das Modell grundsätzlich plausibel und korrekt und erfüllt es die anfangs genannten Anforderungen. Ob das erstellte Modell ein reales System adäquat beschreibt und damit auch nicht spezifizierte Anforderungen erfüllt, kann nur durch die Validierung begründet werden. Die Beschreibung der Wechselwirkungen des Getriebes mit dem restlichen Antriebsstrang und auch die Wechselwirkungen der Getriebe subsysteme erfolgt dabei mit dem in Kapitel 2.1.2 vorgestellten C&C²-Ansatz.

4.3 Systembildung mit dem Contact and Channel Ansatz

In diesem Kapitel wird die Funktion eines Getriebes detailliert analysiert. Zur Identifikation der relevanten Wechselwirkungen zwischen den Subsystemen eines Getriebes sowie zur Ermittlung der Einsatzgrenzen der einzelnen Subsysteme erfolgt die Funktions- und Gestaltanalyse nach dem C&C²-Ansatz aus Kapitel 2.1.2. Zur Beschreibung der Wechselwirkungen des Getriebes mit dem Fahrzeug und dem restlichen Antriebsstrang erfolgt die Festlegung der Systemgrenze entsprechend Abbildung 4.6 am Beispiel eines eingängigen Getriebes. Mit dem Fokus auf den Wechselwirkungen mit dem Restsystem wird der Abstraktionsgrad dahingegen angepasst, dass das gesamte Getriebe als eine Leitstützstruktur betrachtet wird und die Wechselwirkungen über die Connectoren abgebildet werden.

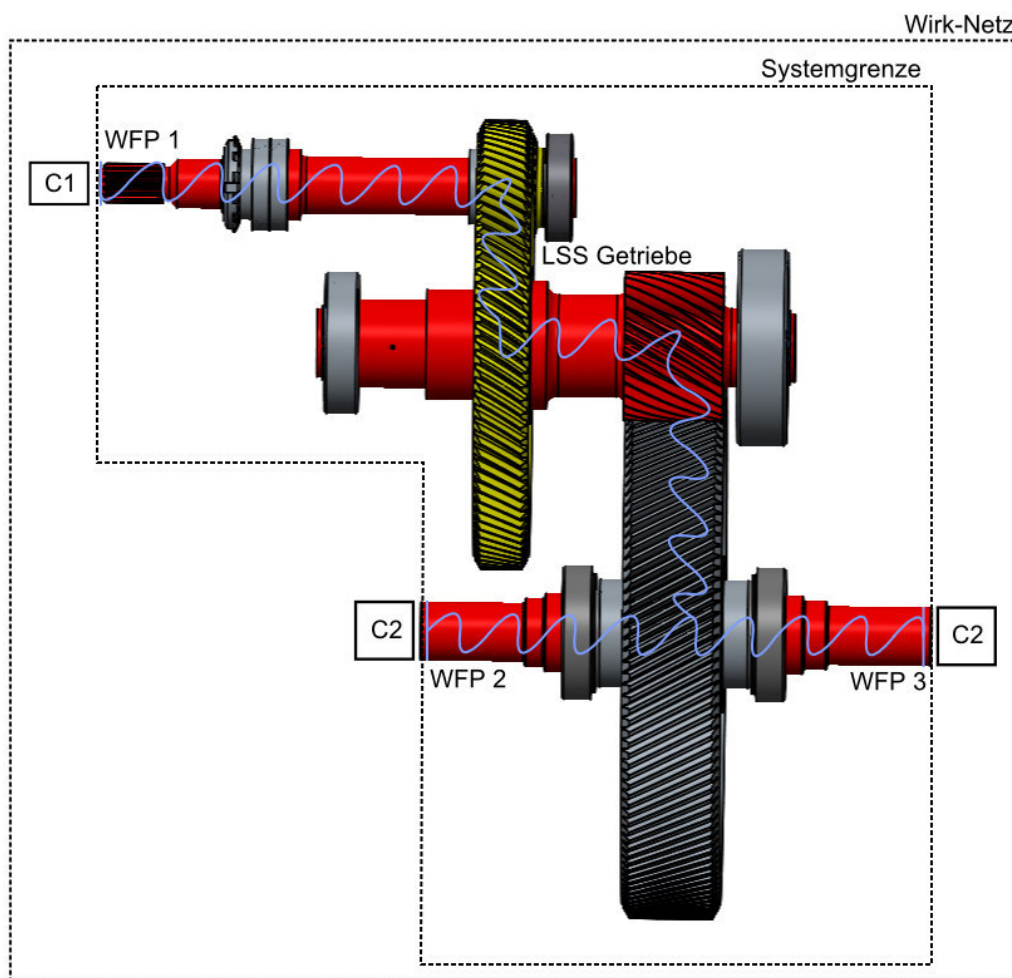


Abbildung 4.6: Analyse des Funktions- und Gestaltzusammenhangs eines eingängigen Getriebes mit dem C&C²-Ansatz

Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird das Differential vereinfachend als Zahnrad ohne Drehzahlausgleich dargestellt. Die Systembetrachtung erfolgt unter Berücksichtigung der Connectoren, um die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die außerhalb der Systemgrenze liegen und damit vorgegeben sind, abzubilden. Tabelle 4.1 zeigt die wichtigsten Eigenschaften der Connectoren aus Abbildung 4.6.

Tabelle 4.1: Eigenschaften der Connectoren auf der Ebene Getriebe

Connector	Eigenschaften
C1	Eigenschaften des Elektromotors/Leistungselektronik <ul style="list-style-type: none"> • Drehzahl-Drehmoment-Verlauf • Wirkungsgradkennfeld • Zur Verfügung stehende Leistung
C2	<ul style="list-style-type: none"> • Fahrzeugparameter • Fahrleistungen • Fahrsituationen, beispielsweise ein Fahrzyklus

Durch die systemische Betrachtung unter Berücksichtigung der Connectoren können in Abhängigkeit des Restsystems die Anzahl der Gänge und die Übersetzungen der einzelnen Gänge ermittelt werden. Weitere Abhängigkeiten bei der Definition der Ganganzahl und den Übersetzungen, wie beispielsweise die Schaltstrategie bei mehrgängigen Getrieben, werden in Kapitel 5.1 detailliert eingeführt und erläutert.

Zur Beschreibung der Wechselwirkungen innerhalb des Systems „Getriebe“ zwischen Wellen, Zahnrädern und Lagern wird sowohl die Systemgrenze als auch der Abstraktionsgrad angepasst.

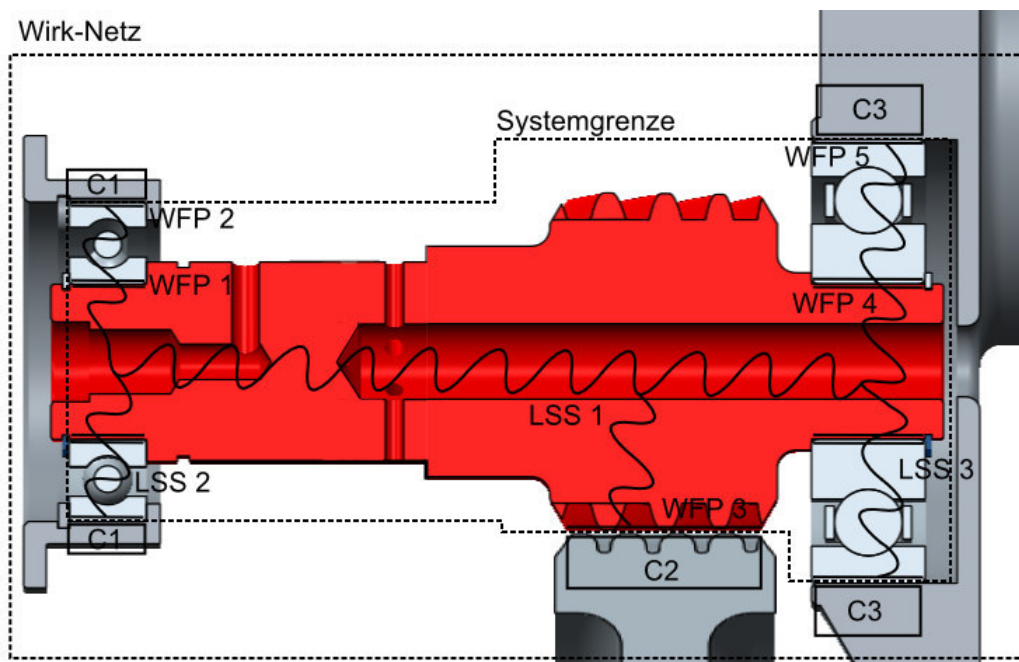


Abbildung 4.7: Analyse des Funktions- und Gestaltzusammenhangs einer Getriebewelle mit dem C&C²-Ansatz

Abbildung 4.7 zeigt das System „Getriebewelle“ und berücksichtigt die Wechselwirkungen zwischen der Welle, der Lagerung und der Verzahnung. Die Dimensionierung der einzelnen Subsysteme erfolgt für eine vorgegebene Belastung. Ein Belastungskollektiv auf Basis eines Fahrzyklus zur dynamischen Dimensionierung sowie die maximale Belastung werden über den Connector 2 bei der Auslegung berücksichtigt. Die Wechselwirkungen bei der Dimensionierung der einzelnen Subsysteme wie beispielsweise die Durchmesser der Welle, der Lager und der Zahnräder und deren Breiten werden durch die Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen beschrieben. Dadurch können beispielsweise die Einflüsse der Verzahnungsgeometrie auf die weiteren Subsysteme beschrieben werden. Beispielsweise führt eine Veränderung der Profilverschiebung zu einem angepassten Betriebseingriffswinkel des Zahnrades und daraus resultieren geänderten Kraftverhältnisse, die sich auf die Dimensionierung der Wellen und Lager auswirken. Wie bei der Definition der Ganganzahl und der Übersetzungen erfolgt die detaillierte Betrachtung der Funktionszusammenhänge zur Getriebedimensionierung auf Basis des C&C²-Ansatzes in Kapitel 5.2.

Zur Analyse der Eignung einzelner Subsystem im Getriebe werden erneut die Systemgrenze und der Abstraktionsgrad angepasst. Abbildung 4.8 zeigt die Analyse der Eignung eines Rillenkugellagers im Getriebe. Durch die einzelnen Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen können die Belastung aufgrund des eingeleiteten Drehmoments, die maximal auftretende Differenzdrehzahl zwischen Innen- und Außenring, die geometrischen Randbedingungen wie Toleranzen und Wellen- und Gehäuseschultern und die Umgebungsbedingungen wie beispielsweise der Beölungszustand abgebildet werden.

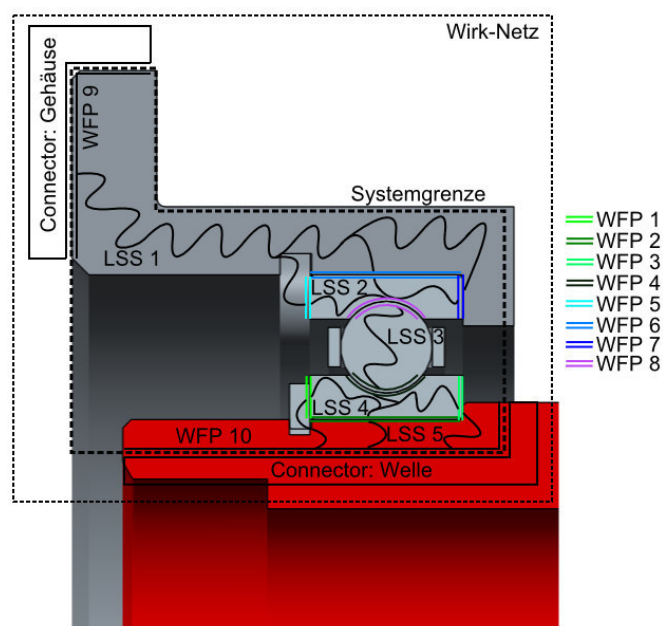


Abbildung 4.8: Analyse des Funktions- und Gestaltzusammenhangs eines Rillenkugellagers mit dem C&C²-Ansatz

Die Randbedingungen der Lagerauswahl und der Lebensdauerbestimmung werden detailliert in Kapitel 5.2 beschrieben.

Durch die frühzeitige Analyse mit dem C&C²-Ansatz kann sichergestellt werden, dass alle relevanten Wirkflächenpaare sowie Leitstützstrukturen in den folgenden Modellen berücksichtigt werden. Prinzipiell besteht aufgrund von Wirkflächenpaaren und Tragstrukturen die Möglichkeit, zwischen den Connectoren in Abbildung 4.6, Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8 Energie, Stoff und Informationen auszutauschen.

4.4 Einführung des initialen Zielsystems

Auf Basis der Zielsetzung aus Kapitel 3 und den Erläuterungen in diesem Kapitel wird das Hauptziel der Arbeit abgeleitet, die Entwicklung einer Methode zur Auswahl von Standgetrieben für einen wirkungsgrad- und/oder bauraumoptimalen Antriebsstrang für Elektrofahrzeuge und damit den Produktentwickler bei der Auslegung und Effizienzbewertung in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozess zu unterstützen. Mangels einer durchgängigen Methode zur Getriebeentwicklung soll dieser Ansatz helfen, den Produktentwickler bei der Auslegung von Getrieben für elektrische Antriebsstränge von der Definition der Anzahl an Gängen und deren Übersetzungen bis hin zur Getriebeauswahl zu unterstützen. Die Methode erfolgt am Beispiel von Standgetrieben mit einer Ganganzahl von einem, zwei oder drei Gängen, die je nach den gegebenen Randbedingungen variieren. Die Methode wird dabei in vier wesentliche Teilbereiche gegliedert:

- Definition der Ganganzahl und Übersetzung
- Getriebedimensionierung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen
- Effizienzbewertung der unterschiedlichen Getriebevarianten
- Getriebeauswahl in Abhängigkeit des Restantriebsstrangs

Die Definition der Ganganzahl und Übersetzung erfolgt unter Berücksichtigung der folgenden Randbedingungen:

- Elektromotor und Leistungselektronik
- Schaltstrategie bei mehrgängigen Getrieben
- Fahrzyklus
- Fahrzeugparameter
- Leistungsanforderungen
- Zulässige Gang- und Getriebespreizung

Die Getriebedimensionierung und Effizienzbewertung wird unter den folgenden Randbedingungen durchgeführt:

- Dimensionierung der Subsysteme Wellen, Lager und Verzahnungen nach aktuell gültigen Normen unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen
- Bei mehrgängigen Getrieben zusätzliche Dimensionierung der Subsysteme Kupplung und Synchronisierung nach aktuell gültiger Norm unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen
- Berechnung der Verluste der einzelnen Subsysteme nach aktuell gültigen Verlustmodellen

Die Getriebeauswahl in Abhängigkeit des Restantriebsstrangs erfolgt unter den Kriterien:

- Wirkungsgradoptimaler Antriebsstrang
- Bauraumoptimaler Antriebsstrang
- Wirkungsgrad- und bauraumoptimaler Antriebsstrang in Abhängigkeit des im Fahrzeug zur Verfügung stehenden Bauraums

Zur Entwicklung der Methode, die valide Informationen zur Getriebeentwicklung bereitstellt, sind mehrere Schritte notwendig:

- Entwicklung der vier Teilmethoden
- Bereitstellung einer Benutzeroberfläche für den Produktentwickler
- Validierung und Verifizierung der Methode
- Bewertung der Ergebnisse der Methode

Diese Schritte werden in den folgenden Kapiteln detailliert beschrieben.

5 Methodisches Vorgehen bei der Getriebeentwicklung für Elektrofahrzeuge

Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Methode zur Auswahl von Standgetrieben für Elektrofahrzeuge. Der Fokus bei der Getriebeauswahl liegt hierbei auf der Effizienz und/oder der Leistungsdichte des Antriebsstrangs. Das Vorgehen bei der Getriebeauswahl ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Die Methode ist in vier elementare Schritte gegliedert:

- (1) Definition der Ganganzahl und Übersetzung
- (2) Getriebedimensionierung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen
- (3) Effizienzbewertung der unterschiedlichen Getriebevarianten
- (4) Getriebeauswahl in Abhängigkeit des Restantriebsstrangs

Den Abschluss bildet die finale Umsetzung des Antriebsstrangs (5) inklusive der konstruktiven Ausarbeitung und Anpassung einzelner Subsysteme.

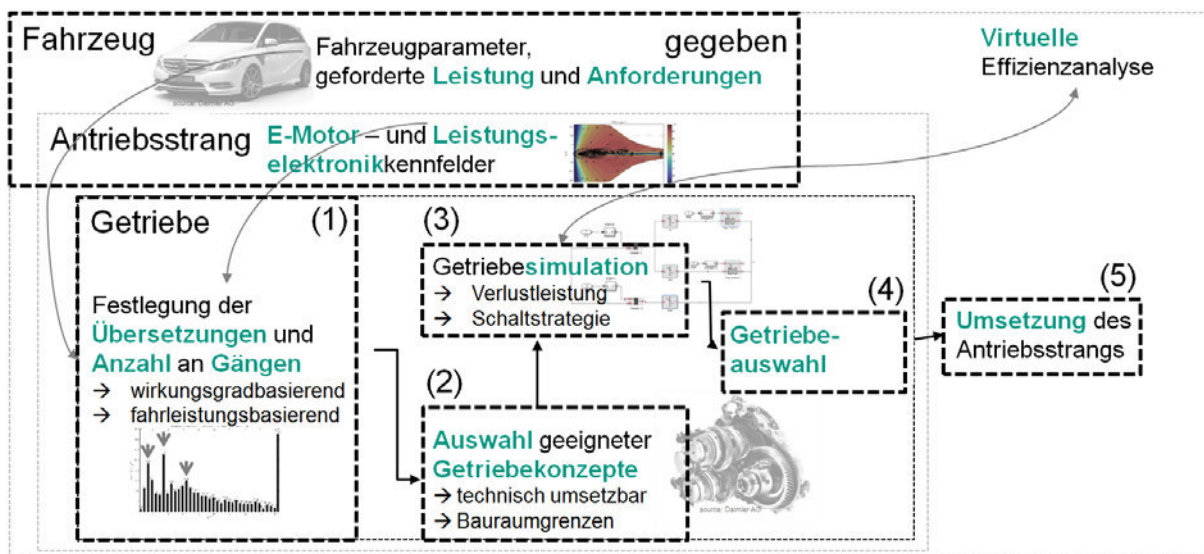


Abbildung 5.1: methodisches Vorgehen bei der Getriebeauswahl für elektrische Antriebsstränge

Die notwendigen Input-Parameter zur Durchführung der Methode werden auf Fahrzeug- und Antriebsstrangebene heruntergebrochen. Input-Parameter auf Fahrzeugebene sind fest vorgegeben und somit unveränderlich, beispielsweise die minimalen Performance-Anforderungen an eine Beschleunigung von 0 auf 100 km/h. Input-Parameter auf Antriebsstrangebene, beispielsweise Wirkungsgradkennfelder von elektrischen Maschinen, sind hingegen nicht fest vorgegeben und variieren je nach Zusammensetzung des Antriebsstrangs. In Abbildung 5.2 sind die Input- und

Output-Parameter der einzelnen Teilprogramme der Methode zur Entwicklung eines wirkungsgrad- und/oder bauraumoptimierten Antriebsstrangs der nächsten Produktgeneration dargestellt.

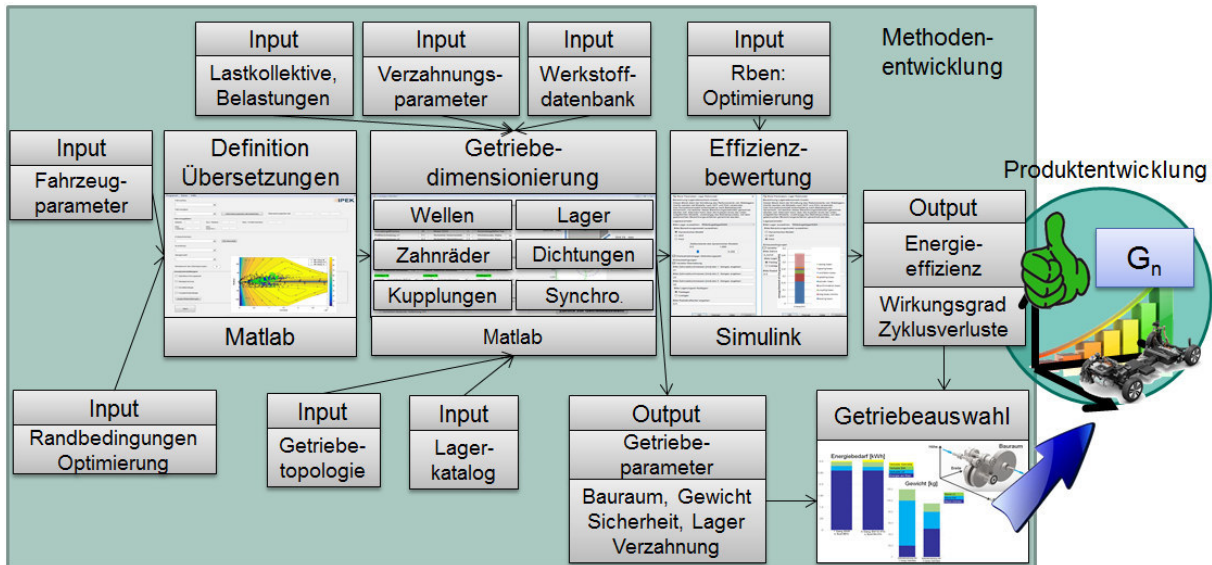


Abbildung 5.2: Übersicht über die Teilprogramme, Input- und Output-Parameter

Die Beschreibung der einzelnen Teilprogramme sowie deren Input- und Output-Parameter werden detailliert in den nachfolgenden Kapiteln beschrieben.

5.1 Definition der Ganganzahl und Übersetzung

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Softwaretool unterstützt den Produktentwickler bei der Ermittlung der Ganganzahl eines Getriebes sowie dessen Übersetzungen in Abhängigkeit des Restantriebsstrangs. Mit Hilfe des in Matlab implementierten Tools erfolgt die Bestimmung der Ganganzahl und der Übersetzungen für bis zu dreigängige Getriebe zum einen fahrleistungsbasierend, das bedeutet in Abhängigkeit der Zugkraft am Rad sowie der maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit werden diejenigen Getriebeübersetzungen bestimmt, die in Abhängigkeit der maximalen Drehzahl und des maximalen Drehmoments des Elektromotors die Anforderungen am Rad erfüllen. Anschließend wird in Abhängigkeit der Antriebsstrangverluste der für die Effizienz optimale Gang, oder bei mehrgängigen Getrieben die effizienzoptimalen Gänge bestimmt, indem für jede Übersetzung die Antriebsstrangverluste berechnet werden. Die effizienzoptimalen Gänge werden unter Berücksichtigung unterschiedlicher Schaltstrategien ermittelt. Über das entwickelte Eingabeinterface in Abbildung 5.3 werden die Eingabeparameter zur Gangoptimierung eingegeben. Das Ergebnis sind die fahrleistungs- und wirkungsgradoptimalen Übersetzungen. Diese Übersetzung ist abhängig von der Ganganzahl und weitestgehend unabhängig von der verwendeten Getriebeart, mit Ausnahme des vorgegebenen statischen Getriebewirkungsgrads.

Eingabe Parameter:

- Schaltstrategie
- Kennfelder von E-Motor & LE
- Fahrzyklus
- M_{max}
- V_{max}
- Fahrzeugparameter
- Übersetzungsbereich
- Schrittgröße der Übersetzungen
- Getriebewirkungsgrad (statisch)
- Zulässige Gangspreizung
- Zugkrafteinbruch am Rad

Wirkungsgrad- und fahrleistungs- basierte Optimierung der Gänge

Ergebnisse:

- i_{opt} (optimale Übersetzung(en))
- i_{opt} ist abhängig von der Ganganzahl
- i_{opt} ist (un)abhängig vom Getriebe

Abbildung 5.3: wirkungsgrad- und fahrleistungsbasierte Optimierung der Gänge

Das genaue Vorgehen sowie der Einfluss und die Variation der Eingabeparameter und deren Auswirkungen auf die Ergebnisse werden im Folgenden detailliert vorgestellt.

5.1.1 Auswertung des Fahrzyklus

Die Optimierung der Übersetzungen erfolgt auf Basis eines Fahrzyklus wie beispielsweise des WLTP (United Nations Economic Commission for Europe, 2015) oder NEFZ (Rat der Europäischen Gemeinschaft, 1972) (Abbildung 5.4). Das Tool verfügt über mehrere voreingestellte Fahrzyklen:

- FTP - Federal-Test-Procedure-75 (US Code of Federal Regulations, 2012)
- WLTP - Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure
- NEFZ – Neuer europäischer Fahrzyklus
- AMS – Auto Motor Sport Fahrzyklus
- Fahrt von Karlsruhe nach Pforzheim
- Mehrere maximale Beschleunigungen auf unterschiedliche Geschwindigkeiten

Zusätzlich können vom Produktentwickler weitere Fahrzyklen über eine spezielle Funktion in das Tool integriert werden.

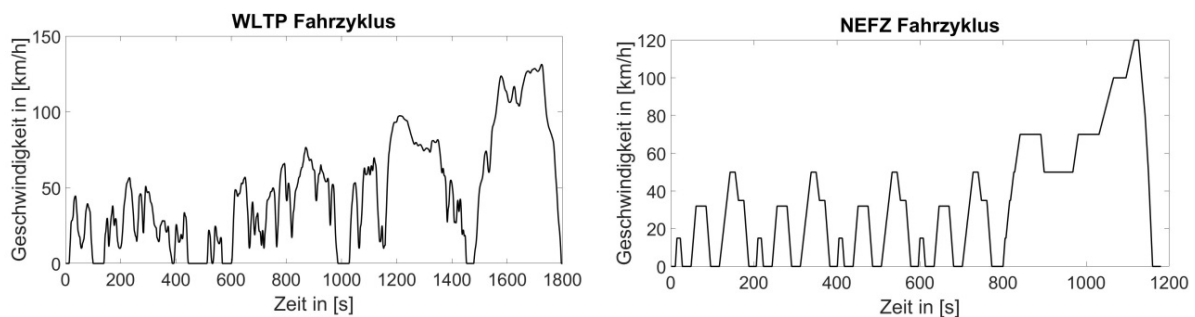


Abbildung 5.4: NEFZ und WLTP Fahrzyklus

Auf Basis der Fahrzyklen wird ein Beschleunigungsvektor erstellt, der die Beschleunigung zu jeder Sekunde abbildet. Darüber werden im Folgenden die notwendigen Leistungen am Rad bestimmt.

5.1.2 Eingrenzung des Übersetzungsbereiches

Nach der Datenauswertung eines ausgewählten Fahrzyklus wird unter Berücksichtigung der Gravitationskraft g , der Dichte der Luft ρ , den spezifischen Fahrzeugdaten Gesamtmasse m und dynamischer Reifenradius r_{dyn} und den Fahrwiderständen aus Kapitel 2.3.1 der Zugkraftbedarf am Rad bei gegebenen Beschleunigungen ermittelt. Voreingestellt sind in dem Tool die in Tabelle 5.1 dargestellten Fahrzeugklassen hinterlegt.

Tabelle 5.1: wichtigste Merkmale der unterschiedlichen Fahrzeugklassen

	Kleinwagen	Mittelklasse	Oberklasse
Masse [kg]	1.150	2.160	2.450
Dynamischer Reifendurchmesser [d_{dyn}]	0,297	0,317	0,347
Reibwert Reifen [-]	0,008	0,008	0,008
$C_w \times A$ Wert [-]	0,7	0,7	0,7
Anfahrdrehmoment [Nm]	2.000	2.900	5.000
Maximalgeschwindigkeit [km/h]	140	180	210
Maximale Leistung [KW]	100	140	200

Die Berechnung erfolgt unter Berücksichtigung weiterer Größen wie beispielsweise der Gewichtsverteilung und des reduzierten Trägheitsmoments. Zusätzlich können beliebig weitere Fahrzeugklassen mit geänderten Eigenschaften und Anforderungen implementiert werden. Aus den zuvor genannten Größen wird das geforderte Drehmoment am Rad aus der Zugkraft F_Z zu jedem Zeitpunkt im Zyklus entsprechend Gleichung (92) bestimmt.

$$M_{Rad} = F_Z \cdot r_{dyn} \quad (92)$$

Die Drehzahl, Winkelgeschwindigkeit und die Leistung zu jedem Zeitpunkt im Zyklus werden analog den Formeln (93), (94) und (95) berechnet.

$$n_{Rad} = \frac{u}{(2 \cdot r_{dyn} \cdot \pi)} \quad (93)$$

$$\omega_{Rad} = \frac{u}{r_{dyn}} \quad (94)$$

$$P_{Rad} = M_{Rad} \cdot \omega_{Rad} \quad (95)$$

Über die Leistung am Rad zu jedem Zeitpunkt im Zyklus wird die benötigte Leistung bzw. der benötigte Energiebedarf über den Zyklus in Abhängigkeit der gewählten Schaltstrategie errechnet.

Im nächsten Schritt erfolgt die Definition des Übersetzungsbereiches des Getriebes. Dabei wird die minimale Übersetzung zum Erreichen des Anfahrdrehmoments in Abhängigkeit des maximalen Drehmoments des Elektromotors bestimmt. Unterschreitet das maximal definierte Anfahrdrehmoment das maximal benötigte Drehmoment eines Fahrzykluses, wird die minimale Übersetzung über den

Fahrzyklus definiert. Die zweite Randbedingung ist das Erreichen der maximalen Geschwindigkeit in Abhängigkeit des Drehzahlbereichs des Elektromotors. Daraus kann eine minimale und maximale Übersetzung zur Erreichung der Höchstgeschwindigkeit abgeleitet werden. Aus diesen Anforderungen wird ein Übersetzungsvektor erstellt, der von der kleinsten zulässigen Übersetzung i_{\min} bis hin zur größten Übersetzung i_{\max} definiert ist.

Das Vorgehen zur Bestimmung der minimalen und maximalen Getriebeübersetzung ist am Beispiel eines Kleinwagens mit einem eingängigen Getriebe dargestellt. Das Kennfeld des Elektromotors des Fahrzeugs ist in Abbildung 5.5 dargestellt.

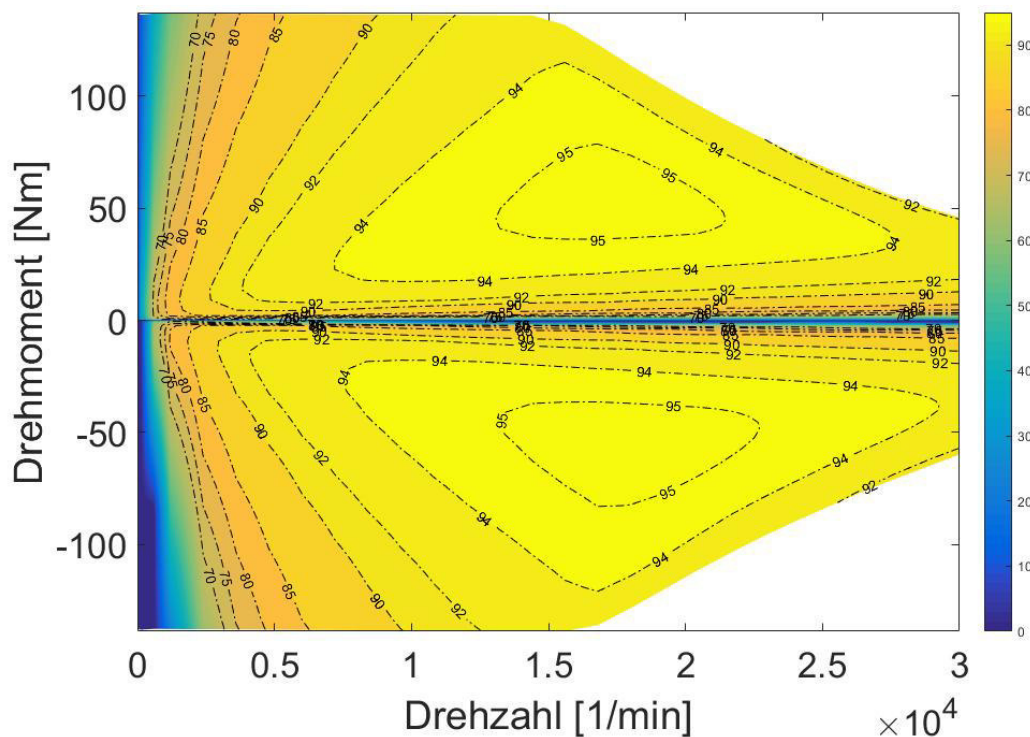


Abbildung 5.5: Kennfeld eines Elektromotors mit $M_{\max} = 138 \text{ Nm}$ und $n_{\max} = 30.0001/\text{min}$

Das maximale Drehmoment beträgt 138 Nm, welches bis zu zur Eckdrehzahl im motorischen Betrieb von 15.000 1/min annähernd konstant ist. Mit zunehmender Drehzahl bis hin zu 30.000 1/min fällt das maximale Drehmoment ab. Die Anforderung an das maximale Anfahrtdrehmoment des Kleinwagens beträgt 2.000 Nm. Bei der Bestimmung des Drehmoments des Elektromotors wird ein Getriebewirkungsgrad von 94%, unabhängig von der gewählten Übersetzung, mit berücksichtigt. Die Anforderung an die maximale Geschwindigkeit von 140 km/h entspricht einer Raddrehzahl von 1.250,38 1/min. Das hierfür notwendige Drehmoment am Rad zur Überwindung der Fahrwiderstände beträgt 229,6 Nm. Die Getriebeübersetzung wird von $i_{\min} = 1$ bis $i_{\max} = 25$ variiert. Die Ergebnisse der Anforderungen an das Anfahrtdrehmoment und die Maximalgeschwindigkeit umgerechnet auf den Elektromotor in Abhängigkeit des Getriebewirkungsgrads und der Übersetzung sind in Tabelle 5.2 dargestellt.

Tabelle 5.2: Leistungsanforderungen des Fahrzeugs umgerechnet auf den Elektromotor in Abhängigkeit der Getriebeübersetzung

Eingabeparameter:		i_{vec}	max. notwendiges Drehmoment des EM zum Anfahren	EM - Drehzahl bei Maximalgeschwindigkeit	EM - Drehmoment bei Maximalgeschwindigkeit
Fahrzeugklasse:	Kleinwagen	1	2.120,0 Nm	1.250,4 1/min	244,3 Nm
M_{max} Elektromotor:	138 Nm	2	1.060,0 Nm	2.500,8 1/min	122,1 Nm
n_{max} Elektromotor:	30.000 1/min	3	706,7 Nm	3.751,2 1/min	81,4 Nm
Getriebewirkungsgrad:	94%	4	530,0 Nm	5.001,6 1/min	61,1 Nm
Anfahrdrehmoment:	2.000 Nm	5	424,0 Nm	6.252,0 1/min	48,9 Nm
Höchstgeschwindigkeit:	140 km/h	6	353,3 Nm	7.502,4 1/min	40,7 Nm
		7	302,9 Nm	8.752,8 1/min	34,9 Nm
		8	265,0 Nm	10.003,2 1/min	30,5 Nm
		9	235,6 Nm	11.253,6 1/min	27,1 Nm
		10	212,0 Nm	12.504,0 1/min	24,4 Nm
		11	192,7 Nm	13.754,4 1/min	22,2 Nm
		12	176,7 Nm	15.004,8 1/min	20,4 Nm
		13	163,1 Nm	16.255,2 1/min	18,8 Nm
		14	151,4 Nm	17.505,6 1/min	17,4 Nm
		15	141,3 Nm	18.756,0 1/min	16,3 Nm
		16	132,5 Nm	20.006,4 1/min	15,3 Nm
		17	124,7 Nm	21.256,8 1/min	14,4 Nm
		18	117,8 Nm	22.507,2 1/min	13,6 Nm
		19	111,6 Nm	23.757,6 1/min	12,9 Nm
		20	106,0 Nm	25.008,0 1/min	12,2 Nm
		21	101,0 Nm	26.258,4 1/min	11,6 Nm
		22	96,4 Nm	27.508,8 1/min	11,1 Nm
		23	92,2 Nm	28.759,2 1/min	10,6 Nm
		24	88,3 Nm	30.009,6 1/min	10,2 Nm
		25	84,8 Nm	31.260,0 1/min	9,8 Nm

Die Anforderung an das maximale Anfahrdrehmoment am Rad kann mit dem gewählten Elektromotor mit einer Getriebeübersetzung von $i \geq 16$ erreicht werden. Die Raddrehzahl bei maximaler Fahrzeuggeschwindigkeit kann in einem Übersetzungsbereich von $i_{min} = 1$ bis $i_{max} = 23$ durch den Elektromotor erfüllt werden. Limitierende Größe ist hierbei die maximale Drehzahl des Elektromotors von 30.000 1/min. Das notwendige Drehmoment zur Überwindung der Fahrwiderstände bei maximaler Geschwindigkeit kann durch den Elektromotor in einem Übersetzungsbereich des Getriebes von $i_{min} = 2$ bis $i_{max} = 25$ bereitgestellt werden. Unter Berücksichtigung sämtlicher Anforderungen kann ein eingängiges Getriebe mit dem Übersetzungsbereich $i_{min} = 16$ bis $i_{max} = 23$ eingesetzt werden. Im Falle eines zweigängigen Getriebes vergrößert sich der Übersetzungsbereich der beiden Gänge.

Je nach Spreizung der Anforderungen Anfahrdrehmoment und Höchstgeschwindigkeit und dem verwendeten Elektromotor ist ein mehrgängiges Getriebe notwendig. Die minimale und maximale Übersetzung kann unabhängig von den Grenzen manuell angepasst werden, um gegebenenfalls einen Effizienzvorteil auf Kosten der Performance zu erreichen. Die Inkrementgröße d_{vec} wird durch den Produktentwickler vorgegeben. Daraus resultiert ein Vektor, welcher von i_{min} bis i_{max} in d_{vec} -Schritten verläuft, um die in Abhängigkeit des Fahrzyklus ermittelten

Drehzahlen und Drehmomente auf den Getriebeeingang und daraus resultierend auf den Elektromotor umzurechnen. Die daraus erzeugten Matrizen beinhalten die Informationen über jede Übersetzung innerhalb des definierten Vektors zu jedem Zeitpunkt des Zyklus. Damit ist es möglich die elektrischen Leistungen, Verlustleistungen, mechanische Leistungen und Wirkungsgrade der einzelnen Subsysteme des Antriebsstrangs in Abhängigkeit der Übersetzung zu berechnen.

5.1.3 Ermittlung des Leistungsbedarfs

Die Ermittlung der benötigten Leistung erfolgt in Abhängigkeit des zuvor definierten Übersetzungsbereichs des Getriebes. Weitere Einflussparameter sind die Ganganzahl, die Gangspreizung, der Getriebewirkungsgrad, der gewählte Fahrzyklus, die Fahrzeugklasse, die Schaltstrategie und die Verlustleistungen der Subsysteme des Restantriebsstrangs. Der Leistungsfluss ist schematisch in Abbildung 5.6 dargestellt.

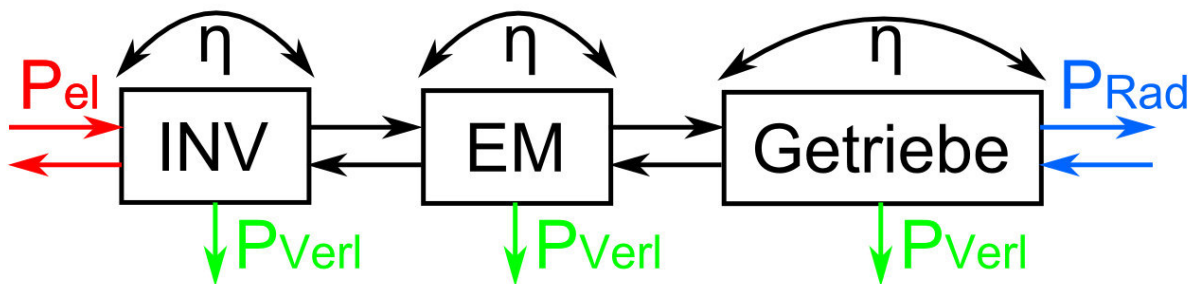


Abbildung 5.6: Prinzipskizze des Leistungsflusses eines Fahrzeugs mit elektrischem Antriebsstrang beim Antreiben und Rekuperieren

Je nach Betriebszustand, entweder Antreiben oder Rekuperieren, ändert sich die Richtung des Leistungsflusses. P_{el} entspricht der elektrischen Leistung am Eingang des Inverters, P_{Rad} der Leistung am Rad. P_{el} wird aus der Leistung am Rad und den einzelnen Verlustleistungen der Subsysteme berechnet. Die Verlustleistung sowie der Wirkungsgrad von Inverter und Elektromotor werden über entsprechende Kennfelder und das anliegende Drehmoment sowie die anliegende Drehzahl berechnet. Der Getriebewirkungsgrad wird bei der Definition der Ganganzahl und der Übersetzungen durch den Produktentwickler statisch vorgegeben, da das Getriebe bezüglich der Subsysteme wie beispielsweise Lager oder Verzahnungen zu diesem Entwicklungszeitpunkt unbekannt ist. In Abhängigkeit des Getriebewirkungsgrads ändert sich das Verlustmoment des Getriebes. Dieses Verlustdrehmoment muss bei der Definition der Getriebeübersetzung zum Erreichen des maximalen Anfahrtdrehmoments berücksichtigt werden. Das notwendige Drehmoment am Elektromotor wird aus der Getriebeübersetzung, dem Getriebeverlustmoment und dem maximalen Anfahrtdrehmoment berechnet. Durch eine Änderung der Getriebeübersetzung bei gleichbleibenden Anforderungen am Rad erfolgt eine

Verschiebung der Betriebspunkte bei der Leistungselektronik und dem Elektromotor, weshalb die Verlustleistung zu- oder abnimmt. Daraus resultiert eine Änderung des Wirkungsgrads des gesamten Antriebsstrangs.

Hierfür wird in dem zuvor definierten Übersetzungsbereich für jede Getriebeübersetzung zu jedem Zeitpunkt im Fahrzyklus der Leistungsbedarf ermittelt und gespeichert. Je kleiner die Inkrementgröße d_{vec} ist, desto genauer ist das Ergebnis bei der Bestimmung des wirkungsgradoptimalen Gangs. Eine kleine Inkrementgröße geht hierbei zu Lasten der Rechenzeit, die stark von der verwendeten Hardware abhängig ist. Zu jedem Zeitpunkt in einem Fahrzyklus wird die Übersetzung mit der geringsten Verlustleistung und damit dem besten Wirkungsgrad ausgewählt. Das Ergebnis ist eine Häufigkeitsverteilung der optimalen Getriebeübersetzung in Abhängigkeit des Elektromotors, der Leistungselektronik, des Fahrzeugs und des Fahrzyklus. Die Häufigkeitsverteilung der wirkungsgradoptimalen Übersetzung für das Anwendungsbeispiel aus Kapitel 5.1.2 ist in Abbildung 5.7 dargestellt. Ohne Berücksichtigung der minimalen und maximalen Getriebeübersetzung, die aus den Fahrzeuganforderungen und der Kombination aus Leistungselektronik und Elektromotor resultiert, wird die Häufigkeitsverteilung der wirkungsgradoptimalen Gänge für den Übersetzungsbereich von $i_{min} = 0$ bis $i_{max} = 40$ dargestellt. Die energieoptimale Getriebeübersetzung liegt dabei im Bereich von $i = 7$. Diese Übersetzung ist unabhängig von der gewählten Ganganzahl und zeigt, dass der Gang mit der Übersetzung $i = 7$ am häufigsten in dem gewählten Fahrzyklus WLTP eingelegt wird. Die Übersetzung $i = 0$ wird definitionsgemäß für die Stillstandsphasen in einem Fahrzyklus eingesetzt und wird bei der Übersetzungsdefinition nicht berücksichtigt.

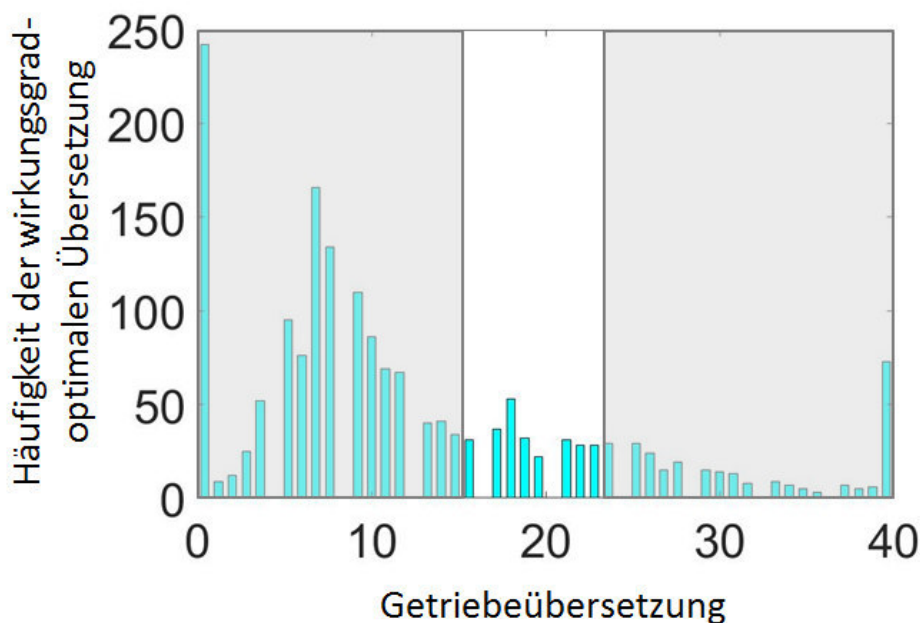


Abbildung 5.7: Häufigkeitsverteilung der Getriebeübersetzungen für einen Kleinwagen im Fahrzyklus WLTP

Jedoch erfüllt die Übersetzung $i = 7$ die Fahrzeuganforderungen für das in Kapitel 5.1.2 vorgestellte Fahrzeug nicht. In Kapitel 5.1.2 wurde der Übersetzungsbereich für ein Fahrzeug mit eingängigem Getriebe zwischen $i_{\min} = 16$ und $i_{\max} = 23$ eingegrenzt, in Abbildung 5.7 als ausgegrauter Bereich dargestellt. Zur Ermittlung des effizienzoptimalen Gangs ist es nicht möglich, den Gang mit der maximalen Häufigkeit in dem zulässigen Übersetzungsbereich zur Erfüllung der Fahrzeuganforderungen auszuwählen, da diese Häufigkeitsverteilung unter Berücksichtigung des gesamten zur Verfügung stehenden Übersetzungsbereichs bestimmt wird.

Aus einer neu durchgeführten Übersetzungsvariation im Bereich der Getriebeübersetzungen, die die Fahrzeuganforderungen erfüllen, resultiert eine angepasste Häufigkeitsverteilung (Abbildung 5.8) im Vergleich zu Abbildung 5.7. Die wirkungsgradoptimale Übersetzung von $i = 18$ verschiebt sich zu $i = 16$, da für die Häufigkeitsverteilung ausschließlich die zur Verfügung stehenden Übersetzungen berücksichtigt wurden. Die entwickelte Methode sieht deshalb zu Beginn die Festlegung des zulässigen Übersetzungsbereichs in Abhängigkeit der Fahrzeuganforderungen vor der Ermittlung der wirkungsgradoptimalen Übersetzung vor.

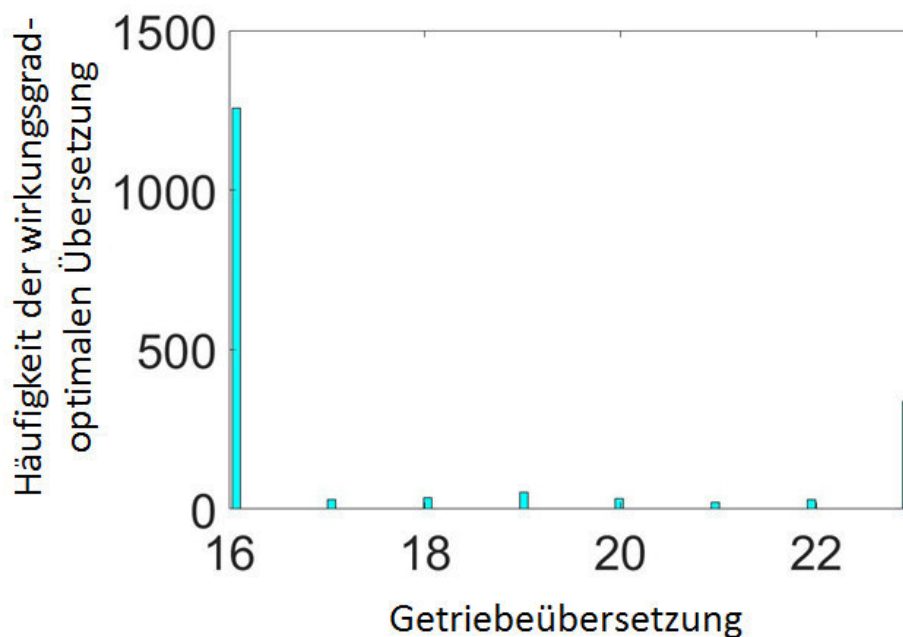


Abbildung 5.8: Häufigkeitsverteilung für einen Kleinwagen im Fahrzyklus WLTP unter Berücksichtigung der Fahrzeuganforderungen

Ein Hauptkriterium bei der Ermittlung des Energiebedarfs stellt die Ganganzahl dar. Grundsätzlich wird festgestellt, dass die Verlustleistung der Leistungselektronik und des Elektromotors mit zunehmender Ganganzahl abnimmt, da durch mehrere zur Verfügung stehende Gänge die Betriebspunkte der Leistungselektronik und des Elektromotors in wirkungsgradoptimalere Bereiche verschoben werden. Dem

gegenüber stehen die Getriebeverluste, die mit zunehmender Ganganzahl zunehmen. Deshalb ist eine systemische Betrachtung des Gesamtsystems Fahrzeug zwingend notwendig, um alle Wechselwirkungen und Randbedingungen bei der Auslegung mit zu berücksichtigen. Die Getriebeübersetzung hat nicht nur Einfluss auf die Effizienz des Antriebsstrangs und auf die Erfüllung der Fahrzeuganforderungen sondern auch auf den Bauraum des Antriebsstrangs. Durch die Wahl der Übersetzungen und der Anzahl der Gänge ändern sich die Anforderungen an die restlichen Antriebsstrang-Subsysteme. Je nach Getriebeübersetzung wird beispielsweise das maximale Drehmoment und daraus resultierend das Volumen und die Masse der elektrischen Maschine beeinflusst. Zunehmendes Volumen eines mehrgängigen Getriebes wirkt dem abnehmenden Volumen der elektrischen Maschine entgegen. Die Herausforderung besteht darin, eine optimale Kombination aus elektrischer Maschine und Getriebe zu entwickeln, die eine hohe Leistungsdichte bei gleichem Wirkungsgrad ermöglicht, indem alle Leistungsanforderungen erfüllt werden. Die energieoptimalen Übersetzungen für mehrgängige Getriebe resultieren aus der Häufigkeitsverteilung und der Ganganzahl in Abhängigkeit der Antriebsstrang-Subsysteme Leistungselektronik und Elektromotor, sowie dem Fahrzeug und dem Fahrzyklus. Abbildung 5.9 zeigt die Definition der Übersetzungen in Abhängigkeit der Ganganzahl.

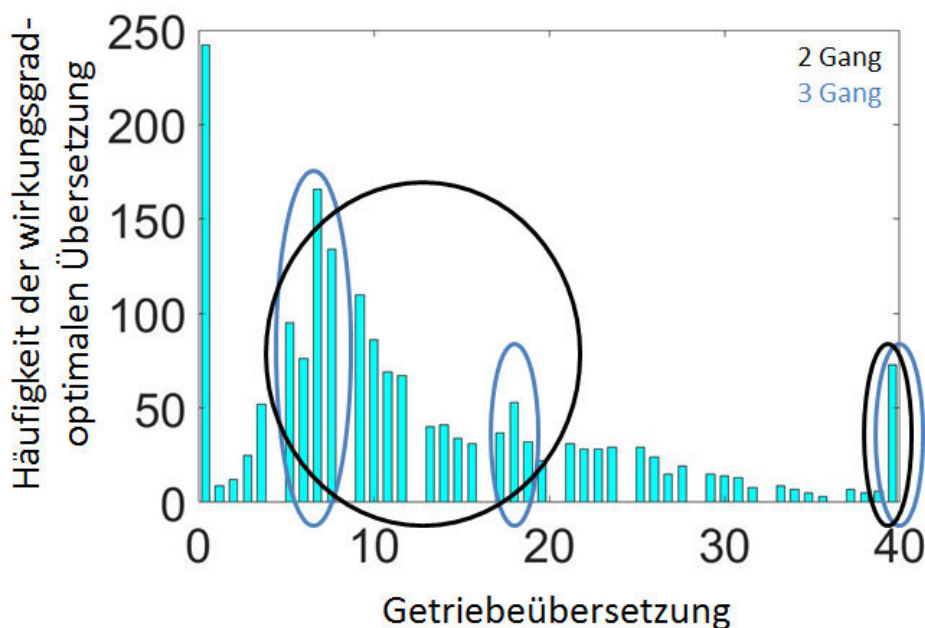


Abbildung 5.9: Häufigkeitsverteilung in Abhängigkeit der Ganganzahl für einen Kleinwagen im Fahrzyklus WLTP

Für ein zweigängiges Getriebe liegt die Gangverteilung für den in Kapitel 5.1.2 eingeführte Kleinwagen und den Fahrzyklus WLTP bei $i_1 = 40$ und $i_2 = 6 \dots 17$. Für ein dreigängiges Getriebe liegen die Übersetzungen der drei Gänge bei $i_1 = 40$, $i_2 = 18$

und $i_3 = 7$. Die Definition der Übersetzungen der einzelnen Gänge ist nicht ausschließlich abhängig von der Effizienz.

Ein weiteres Kriterium zur Festlegung der Getriebeübersetzungen bei mehrgängigen Getrieben ist die Gangspreizung, die je nach Getriebevariante und Ansteuerung des Elektromotors zu einem Zugkräfteinbruch und somit zu einer Abwertung im Fahrkomfort führt. Bei einer zugkraftunterbrechungsfreien Schaltung wie in Kapitel 2.4.3 vorgestellt, wird die Zugkraft während der Überschneidungsphase aufgrund der unterschiedlichen Übersetzungen der einzelnen Gänge reduziert, ohne dabei das Drehmoment des Elektromotors zu verändern. In der Überschneidungsphase wird das Motormoment an die Kupplung des Zielgangs übergeben. Hierzu wird der Anpressdruck der schlupfenden Kupplung langsam erhöht, um das Drehmoment kontinuierlich zu übernehmen. Gleichzeitig wird das Kupplungsmoment der gehenden Kupplung verringert. Wird der Elektromotor im Teillastbereich betrieben, so ist eine komfortable Lastschaltung möglich, da der Elektromotor stets über eine Drehmomentreserve verfügt, um etwaige Drehmomenteinbrüche während der Schaltung auszugleichen. Bei Volllastbetrieb besteht diese Möglichkeit nicht, sodass es hier zu Komforteinbußen kommen kann. Da der Volllastbetrieb mit einem konkreten Fahrerwunsch nach maximaler Leistung verbunden ist, sind Performance-Aspekte entscheidend. Der Zugkräfteinbruch in Abhängigkeit der Gangspreizung ist in Abbildung 5.10 dargestellt.

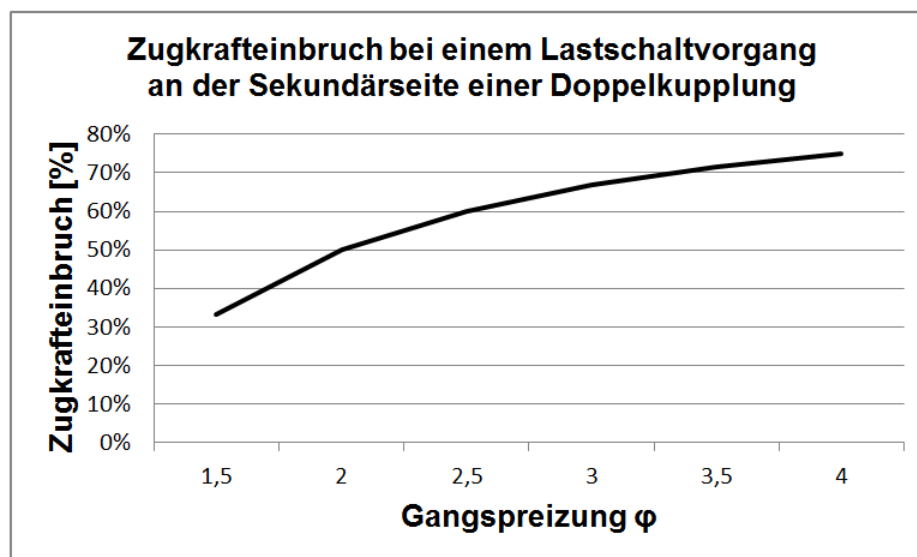


Abbildung 5.10: Zugkräfteinbruch während einer Lastschaltung im Volllastbetrieb

Je größer die Gangspreizung gewählt wird, desto größer ist der Zugkräfteinbruch während der Lastschaltung. Zudem führen hohe Gangspreizungen zu großen Differenzdrehzahlen in der Kupplung während eines Lastschaltvorgangs, die zu hohen Reibleistungen führen.

Die gewählte Gangspreizung ist zudem verantwortlich für den Verlauf der Leistungshyperbeln der einzelnen Gänge am Rad. Zu groß gewählte Gangspreizungen führen zu einem Leistungseinbruch in bestimmten Geschwindigkeitsbereichen. Abbildung 5.11 zeigt die Leistungshyperbeln der einzelnen Gänge aufgetragen über der Fahrzeuggeschwindigkeit links bei einer Gangspreizung $\varphi = 2$ und auf der rechten Seite einer Gangspreizung $\varphi = 1,54$ für ein Oberklassefahrzeug mit 200 kW Leistung.

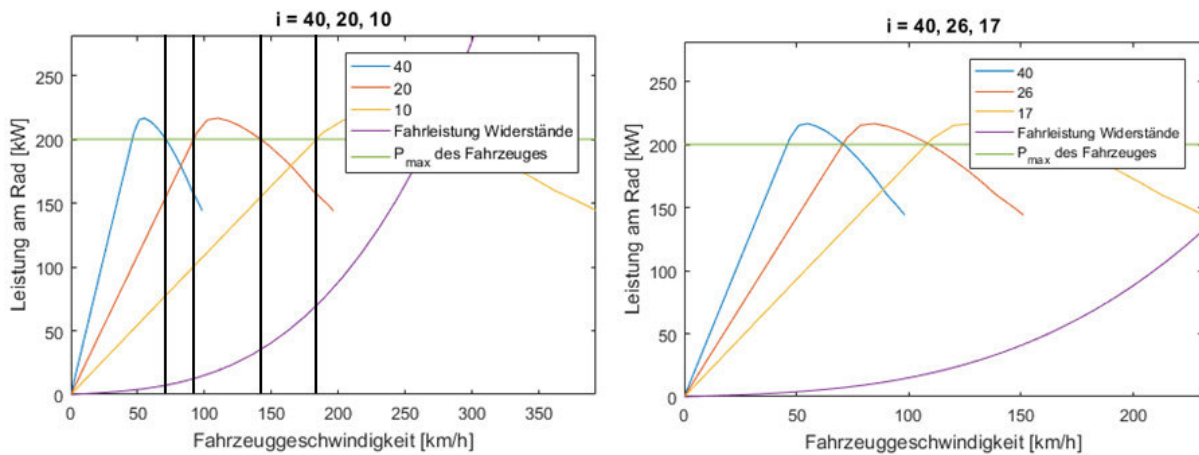


Abbildung 5.11: Vergleich der Leistungshyperbeln für unterschiedliche Gangspreizungen am Beispiel eines Oberklassefahrzeugs

Auf der linken Seite in Abbildung 5.11 ist deutlich der Leistungseinbruch bei den Fahrzeuggeschwindigkeiten zwischen 70 und 90 km/h und zwischen 140 und 180 km/h zu erkennen. Auf der rechten Seite steht aufgrund der angepassten Gangspreizung die über den vollständigen Geschwindigkeitsbereich die gesamte Leistung zur Verfügung. Der Leistungseinbruch wird besonders bei der Beschleunigung von 60 auf 120 km/h deutlich. Mit einer Gangspreizung von $\varphi = 2$ dauert die Beschleunigung 5,05 s, mit einer Spreizung von $\varphi = 1,54$ lediglich 4,88 s. Die Gangspreizung führt somit zu einer weiteren Einschränkung bei der Festlegung der wirkungsgradoptimalen Übersetzungen bei mehrgängigen Getrieben und damit zu einer Änderung der Effizienz, wird aber bei der Ermittlung der wirkungsgradoptimalen Übersetzungen, mit welchen die Fahrleistungen erfüllt werden, nicht von Beginn an berücksichtigt, da trotz des Leistungseinbruchs die Fahrzeuganforderungen an die Beschleunigung erfüllt werden. Der Produktentwickler kann während des Optimierungsprozesses die zulässige Gangspreizung anpassen und somit auf Kosten einer schlechteren Effizienz die Performanceanforderungen des Fahrzeugs optimieren.

Weiteren Einfluss auf die Effizienz des gesamten Antriebsstrangs in Abhängigkeit der Fahrzeuganforderungen bei mehrgängigen Getrieben hat der Zeitanteil der unterschiedlichen Gänge während eines Fahrzykluses. Der Zeitanteil der einzelnen Gänge wird über die verwendete Schaltstrategie festgelegt. Da zu Beginn des

Produktentwicklungsprozesses die Gestalt des Getriebes und insbesondere die Gestalt der Schaltelemente sowie die Art der Drehzahlangleichung nicht final bestimmt ist, werden bei der Definition der Ganganzahl und deren Übersetzungen die Schaltverluste nicht berücksichtigt. Diese gehen zu einem späteren Zeitpunkt im Entwicklungsprozess, der Effizienzbewertung in Kapitel 5.3, in den Energiebedarf mit ein. Die Schaltstrategie berücksichtigt die Verluste der Antriebsstrang-Subsysteme Leistungselektronik und Elektromotor über die unterschiedlichen Zeitanteile der Gänge während eines Fahrzyklusses bei einem konstanten Getriebewirkungsgrad. Je häufiger während eines Fahrzykluses geschaltet wird, desto größer werden bei der Effizienzbewertung des Antriebsstrangs die Schaltverluste. Dem Produktentwickler stehen in dem Softwaretool folgende Schaltstrategien zur Auswahl:

- Fahrzeuggeschwindigkeitsabhängige Schaltstrategie
- Motordrehzahlabhängige Schaltstrategie
- Zeitabhängige Schaltstrategie
- CVT Schaltstrategie
- Gaspedalstellungsabhängige Schaltstrategie

Die unterschiedlichen Schaltstrategien werden im Folgenden detailliert vorgestellt. Basis für die beispielhafte Darstellung der unterschiedlichen Schaltstrategien bildet das zuvor eingeführte Oberklassefahrzeug mit einem dreigängigen Getriebe mit den Übersetzungen $i_1 = 40$, $i_2 = 22$ und $i_3 = 13$. Die unterschiedlichen Schaltstrategien stehen dem Produktentwickler über das entwickelte Softwaretool zur Verfügung, um die Einflüsse der Schaltstrategie auf den Energiebedarf des Fahrzeugs untersuchen zu können. Die unterschiedlichen Strategien wählt der Produktentwickler über eine grafische Benutzeroberfläche aus, die in Kapitel 5.1.4 vorgestellt wird.

Fahrzeuggeschwindigkeitsabhängige Schaltstrategie

Die geschwindigkeitsabhängige Schaltstrategie basiert auf der manuellen Eingabe der Geschwindigkeit durch den Produktentwickler, bei welcher der Gangwechsel durchgeführt wird. Für ein dreigängiges Getriebe werden zwei unterschiedliche Geschwindigkeiten für den Schaltvorgang vorgegeben. Da es sich um einen idealisierten Schaltvorgang ohne Zugkrafteinbruch handelt, ist eine Hysterese beim Zurückschalten nicht notwendig. Die vorgegebene Schaltgeschwindigkeit wird zu jedem Zeitpunkt im Zyklus mit der Zyklusgeschwindigkeit verglichen. Sobald die Zyklusgeschwindigkeit die vorgegebene Schaltgeschwindigkeit erreicht, wird ein Gangwechsel durchgeführt. Die geschwindigkeitsabhängige Schaltstrategie ist exemplarisch über dem Fahrzyklus WLTP in Abbildung 5.12 dargestellt.

Sobald die Zyklusgeschwindigkeit die in diesem Anwendungsbeispiel vorgegebenen 60 km/h erreicht, schaltet das Getriebe in den zweiten Gang, entsprechend bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h in den dritten Gang. Beim Unterschreiten der Zyklusgeschwindigkeit von 100, bzw. 60 km/h schaltet das Getriebe wieder in den kleineren Gang.

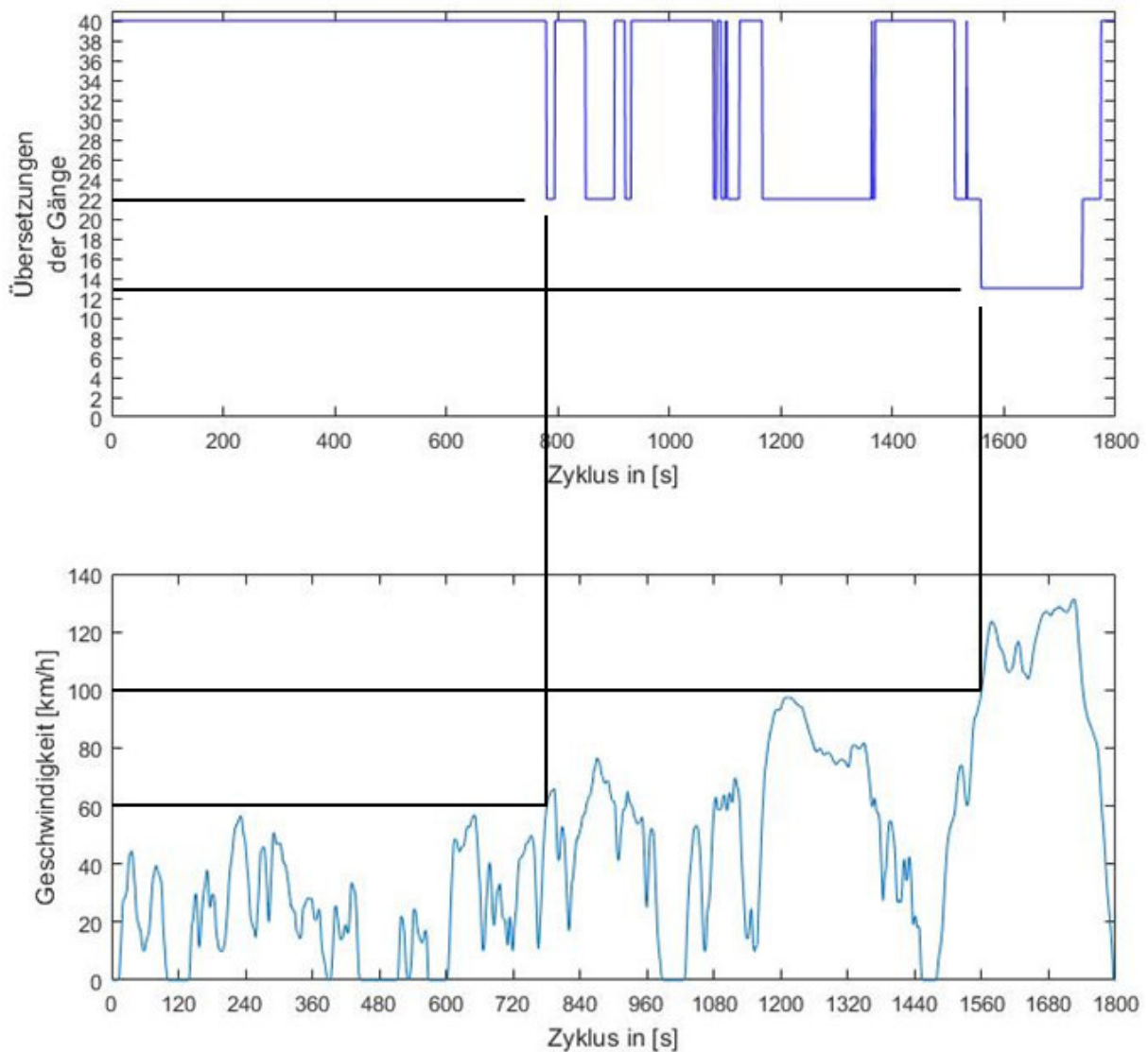


Abbildung 5.12: Fahrzeuggeschwindigkeitsabhängige Schaltstrategie für ein Oberklassefahrzeug mit dreigängigem Getriebe

Motordrehzahlabhängige Schaltstrategie

Die motordrehzahlabhängige Schaltstrategie beruht auf demselben Prinzip wie die geschwindigkeitsabhängige Schaltstrategie. Die Schaltstrategie greift hierzu nicht auf die Fahrzeuganforderungen am Rad zurück, sondern auf die Motordrehzahl, die über die Fahrzeuggeschwindigkeit, den Raddurchmesser und die Getriebeübersetzung umgerechnet wird. Das Beispiel in Abbildung 5.13 zeigt den Gangwechsel unter Verwendung einer motordrehzahlabhängigen Schaltstrategie für ein Oberklassefahrzeug im Fahrzyklus WLTP bei einer Hochschaltung mit einer

Motordrehzahl von 20.000 1/min. 20.000 1/min im 1. Gang entsprechen einer Fahrzeuggeschwindigkeit von ungefähr 65 km/h. Beim Erreichen der Schaltdrehzahl fällt die Motordrehzahl entsprechend der Gangspreizung auf die Zieldrehzahl des zweiten Gangs von ca. 11.000 1/min. Um das Drehmoment am Rad konstant zu halten, wird das Motordrehmoment entsprechend der Gangspreizung erhöht, insofern das maximale Motordrehmoment nicht überschritten wird. Vorteil dieser Schaltstrategie ist die manuelle Verschiebung der Betriebspunkte im Kennfeld der Leistungselektronik und des Elektromotors. Die Ausnutzung des Drehzahlbereichs führt zu einer Änderung des Energiebedarfs über den gewählten Fahrzyklus.

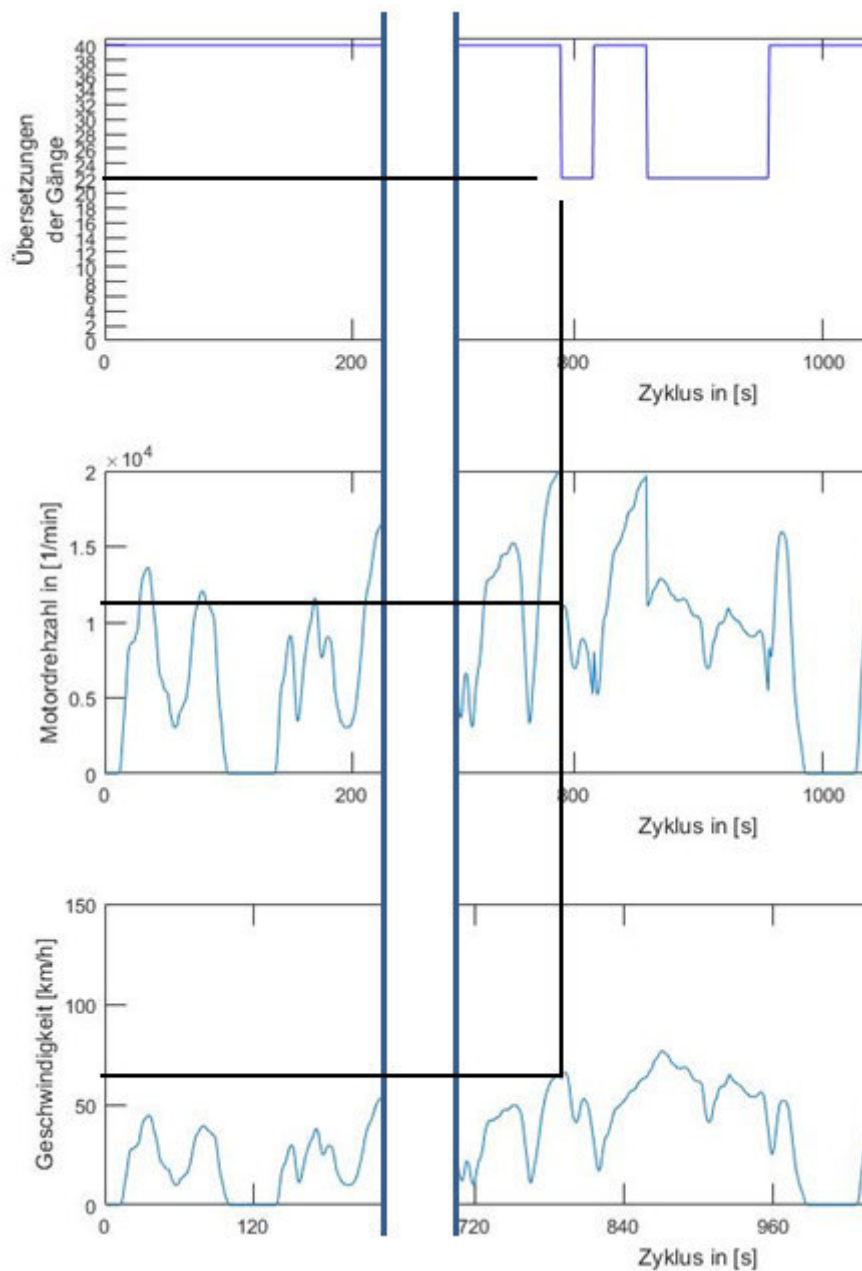


Abbildung 5.13: motordrehzahlabhängige Schaltstrategie für ein Oberklassefahrzeug mit dreigängigem Getriebe

Zeitabhängige Schaltstrategie

Bei der zeitabhängigen Schaltstrategie wird durch den Produktentwickler eine Zeitspanne vorgegeben, in der der jeweilige eingelegte Gang gehalten wird. Die Gesamtleistung jedes zur Verfügung stehenden Gangs wird über diese Zeitspanne berechnet und derjenige Gang ausgewählt, welcher über die vorgegebene Zeit den geringsten Leistungsbedarf aufweist. In einer Stillstandsphase wird der erste Gang eingelegt, um ausreichend Drehmoment für den Anfahrvorgang zur Verfügung zu stellen. Der erste Gang wird dementsprechend wieder über die vorgegebene Zeitspanne gehalten. Je länger die Haltephase definiert ist, desto weniger Schaltvorgänge sind zulässig. Dadurch verschlechtern sich die Verlustleistungen der Leistungselektronik und des Elektromotors, die Schaltverluste nehmen jedoch ab. Die Besonderheit dieser Schaltstrategie liegt im Überspringen einzelner Gänge. Deshalb können nicht nur benachbarte Gänge eingelegt, sondern einzelne Gänge übersprungen werden, beispielsweise von einer Schaltung von Gang 1 nach Gang 3. Diese Schaltstrategie mit einer Haltezeit von mindestens 20 Sekunden ist in Abbildung 5.14 abgebildet.

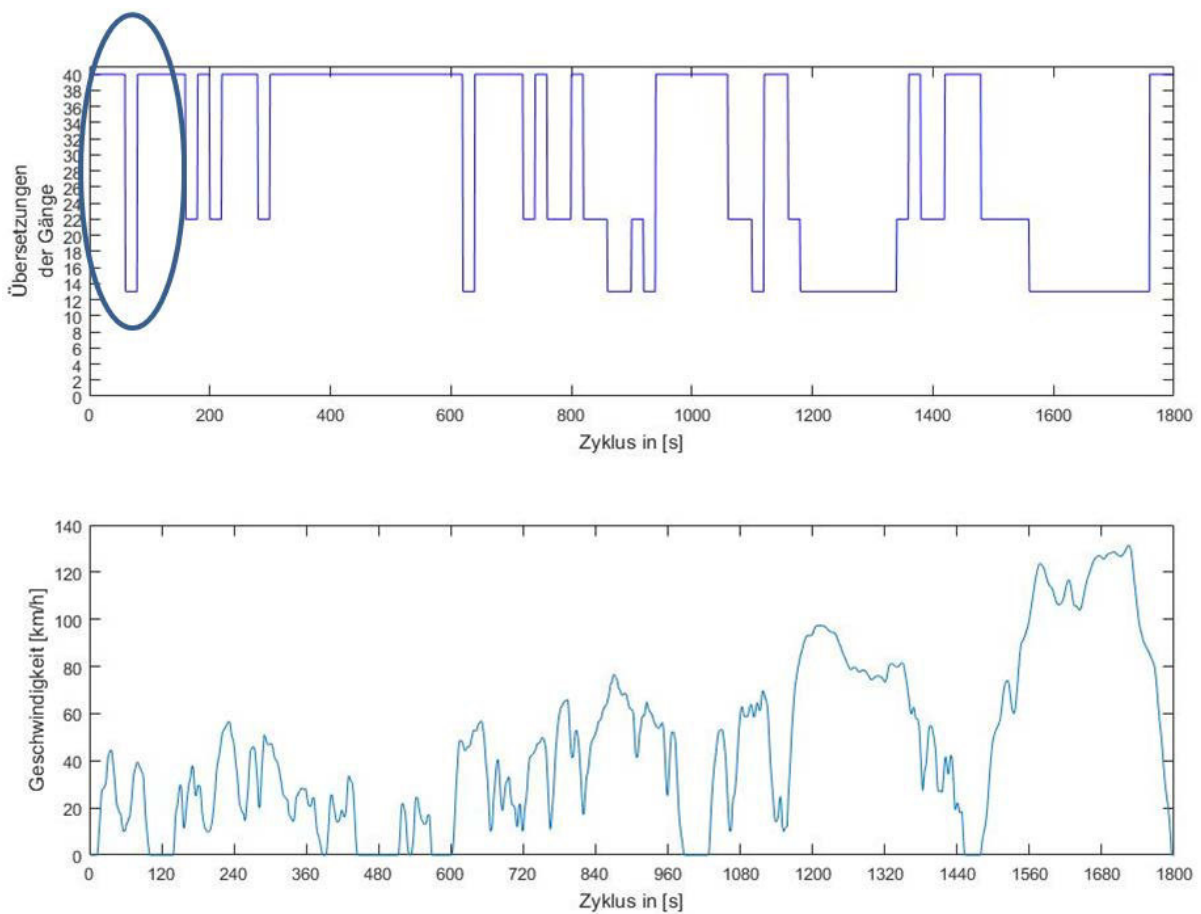


Abbildung 5.14: zeitabhängige Schaltstrategie für ein Oberklassefahrzeug mit dreigängigem Getriebe

Darin sind deutlich die Schaltungen von Gang 1 nach Gang 3 zu erkennen, da in dem Zeitraum von 20 Sekunden, der 3. Gang energieoptimaler als die übrigen Gänge ist.

CVT Schaltstrategie

Die CVT Schaltstrategie überprüft zu jedem Zeitpunkt in einem Fahrzyklus, welcher Gang den geringsten Energiebedarf aufweist. Damit wird ohne Berücksichtigung der Schaltverluste der geringste Energiebedarf erreicht. Falls zum aktuellen geprüften Zeitpunkt im Fahrzyklus die Geschwindigkeit null ist, wird der erste Gang ausgewählt. Diese Schaltstrategie verfügt über keine Einschränkungen wie die Schaltstrategien zuvor. Bei dieser Schaltstrategie ist ebenso das Überspringen von Gängen als auch das beliebig häufige Schalten während eines Fahrzykluses möglich. Auf Grund dieser Schaltstrategie werden im Vergleich die häufigsten Gangwechsel durchgeführt. Die Schaltstrategie ist exemplarisch für ein Oberklassefahrzeug in Abbildung 5.15 dargestellt.

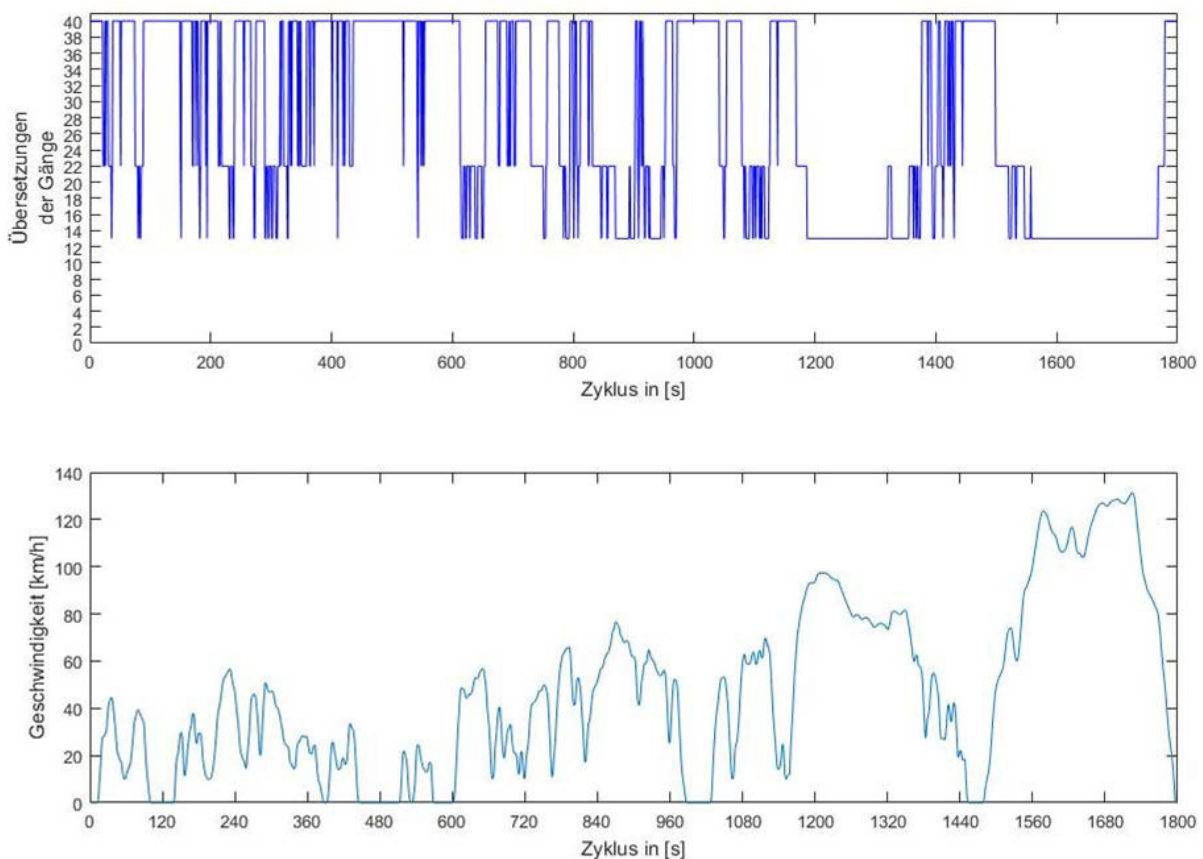


Abbildung 5.15: CVT Schaltstrategie für ein Oberklassefahrzeug mit dreigängigem Getriebe

Gaspedalstellungsabhängige Schaltstrategie

Die gaspedalstellungsabhängige Schaltstrategie basiert im Wesentlichen auf der zuvor vorgestellten CVT Schaltstrategie. Der einzige Unterschied liegt in der Vorgabe der Beschleunigung, bei deren Überschreiten kein Gangwechsel durchgeführt wird,

um das Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs nicht zu beeinflussen. Die Beschleunigung wird vom Produktentwickler vorgegeben. Das bedeutet, dass zu jedem Zeitpunkt in einem Fahrzyklus die Beschleunigung ausgewertet wird. Sobald diese den Schwellwert übersteigert, wird kein Gangwechsel durchgeführt. Wird der Schwellwert der Beschleunigung nicht erreicht, wird analog zur CVT-Schaltstrategie in den energieoptimalen Gang geschaltet. Abbildung 5.16 zeigt die angewandte Schaltstrategie für ein Oberklassefahrzeug im Fahrzyklus WLTP. Da die maximale Beschleunigung im Fahrzyklus $a = 1,9 \text{ m/s}^2$ beträgt, wird der Schwellwert auf $a = 0,2 \text{ m/s}^2$ festgelegt, um die Schalhäufigkeit gegenüber der CVT-Funktionalität deutlich zu verkleinern.

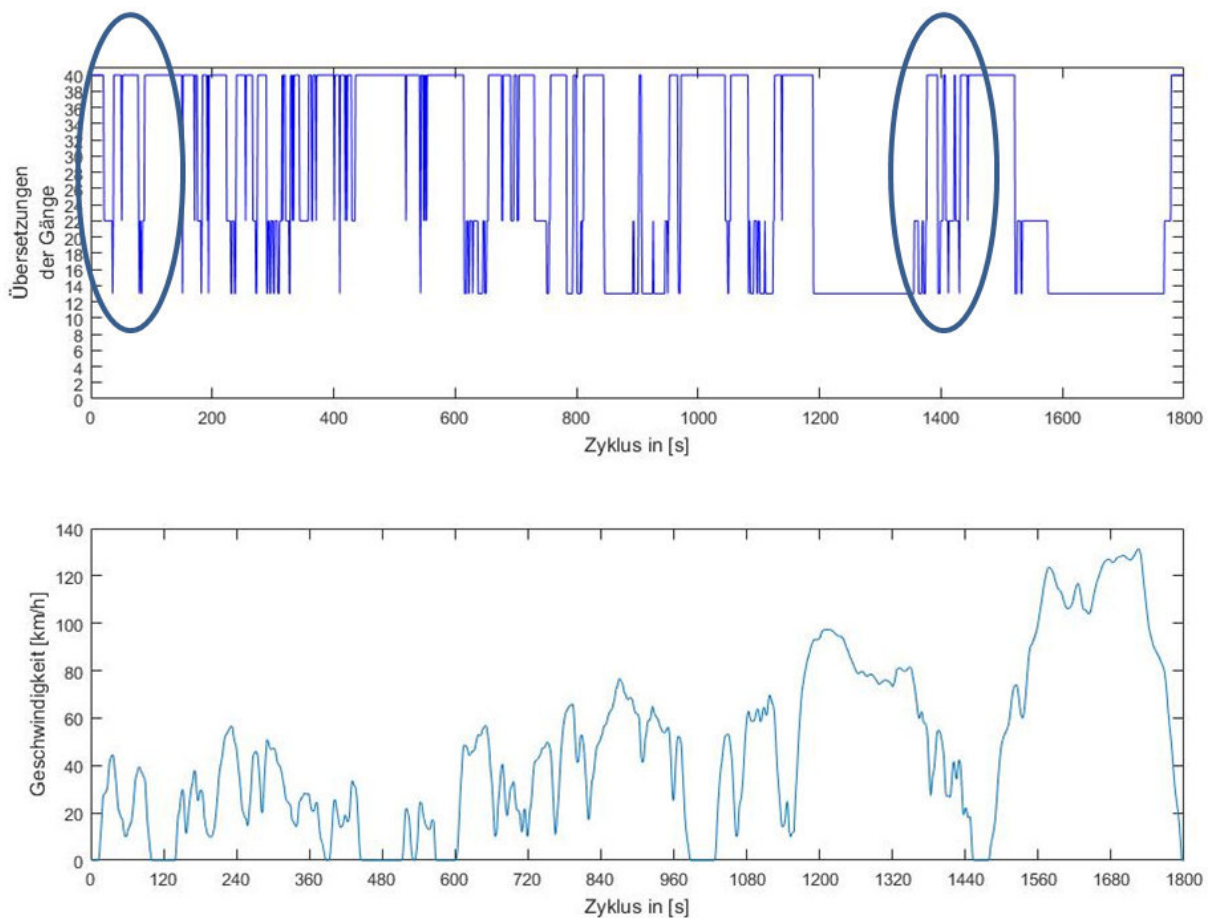


Abbildung 5.16: Gaspedalstellungsabhängige Schaltstrategie für ein Oberklassefahrzeug mit dreigängigem Getriebe

Dadurch ist eine Reduzierung der Schaltvorgänge im Vergleich zur CVT-Schaltstrategie zu erkennen, wie in den markierten Bereichen deutlich sichtbar ist, wodurch die Antriebsstrangverluste ohne Berücksichtigung der Schaltungsverluste zunehmen.

5.1.4 Softwaretool zur Unterstützung des Produktentwicklers

Die zuvor eingeführten Einflussfaktoren, Wechselwirkungen und Abhängigkeiten bei der Definition der Ganganzahl sowie bei der Bestimmung der Übersetzungen der einzelnen Gänge werden in einem Matlab basierten Softwaretool mit einer graphischen Benutzeroberfläche (GUI) zusammengefasst und damit dem Produktentwickler anwendungsnahe zur Verfügung gestellt. Dadurch kann der Produktentwickler bei der Definition der Anforderungen an das Getriebe für beliebige Elektromotoren, Leistungselektronik, Fahrzeugklassen und Anforderungen unterstützt werden. Die graphische Benutzeroberfläche ist in Abbildung 5.17 dargestellt und wurde im Rahmen der betreuten Bachelorarbeit von Rensch entwickelt.

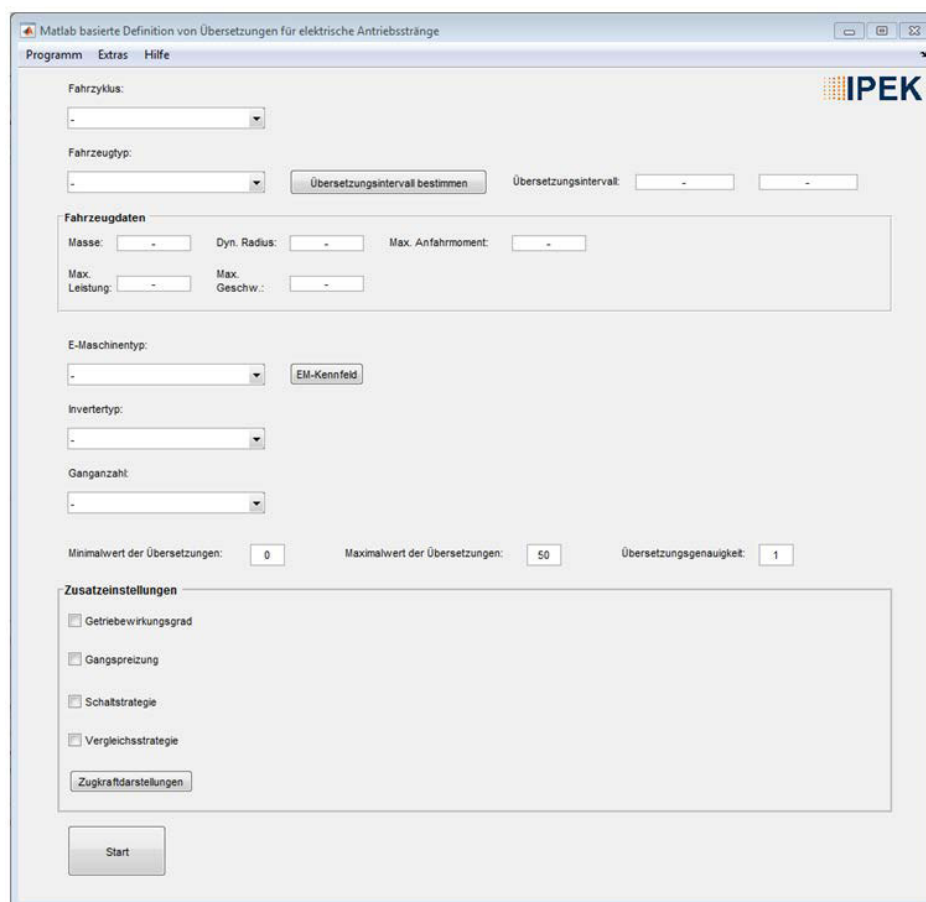


Abbildung 5.17: graphische Benutzeroberfläche des Matlab basierten Softwaretools¹

Die graphische Benutzeroberfläche verfügt über mehrere Einstellmöglichkeiten, die den Produktentwickler intuitiv bei der Definition der Ganganzahl und der Übersetzungen unterstützen. Die unterschiedlichen Einstell- und Auswahlmöglichkeiten sind in Tabelle 5.3 aufgeführt.

¹ Rensch, N. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Tabelle 5.3: Funktionen der graphischen Benutzeroberfläche

Fahrzyklus:

- Auswahl unterschiedlicher Fahrzyklen und Lastkollektive für die Optimierung
- Importfunktion für weitere Fahrzyklen

Fahrzeugtyp und Fahrzeugdaten:

- Auswahl einer Fahrzeugklasse
- Importfunktion für weitere Fahrzeugklassen
- Ausgabe der Hauptanforderungen

E-Maschinen- und Invertertyp:

- Auswahl eines Elektromotors
- Auswahl eines Inverters
- Optimierung ohne Berücksichtigung des Inverters möglich
- Importfunktion für weitere E-Maschinen und Inverter
- Ausgabe der Wirkungsgradkennfelder

Übersetzungsintervall:

- Bestimmung der minimalen und maximalen Übersetzung in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse, des Elektromotors und der Anforderungen

Ganganzahl:

- Festlegung der Ganganzahl
- maximal 3 Gänge

Vorgabe des Übersetzungsbereichs:

- Festlegung der minimalen und maximalen Getriebeübersetzung
- Vorgabe der Schrittweite

Getriebewirkungsgrad:

- Definition eines konstanten Getriebewirkungsgrads

Gangspreizung:

- Vorgabe der Gangspreizung
- minimale Gangspreizung wird in Abhängigkeit der Ganganzahl und des Übersetzungsbereichs berechnet

Schaltstrategie:

- Auswahl einer Schaltstrategie

Vergleichsstrategie:

- Auswahl einer Vergleichsschaltstrategie zum direkten Vergleich

Zugkraftdarstellung:

- Ausgabe der optimalen Übersetzung(en) entsprechend der Kriterien
- Anzeigen der Leistungskurven und der Zugkraftverläufe
- Ausgabe des Leistungs- und Energiebedarfs
- Ausgabe der Beschleunigung

Extras: Häufigkeitsverteilung:

- Ausgabe der Häufigkeitsverteilung der Übersetzungen

Start:

- Starten der Berechnungsvorgangs

Die Ausgabe der Ergebnisse beinhaltet die Leistungskurven der einzelnen Gänge, die Zugkraftverteilung der Gänge, die unter dem Kriterium Effizienz optimalen Gänge in Abhängigkeit der Ganganzahl, den Leistungs- und Energiebedarf für die gewählte Fahrzeugklasse und den Fahrzyklus und die Beschleunigungswerte. Die Beschleunigungswerte werden ohne die Berücksichtigung von Schlupf zwischen Reifen und Fahrbahn ermittelt. Die Ausgabe der Ergebnisse ist in Abbildung 5.18 dargestellt.

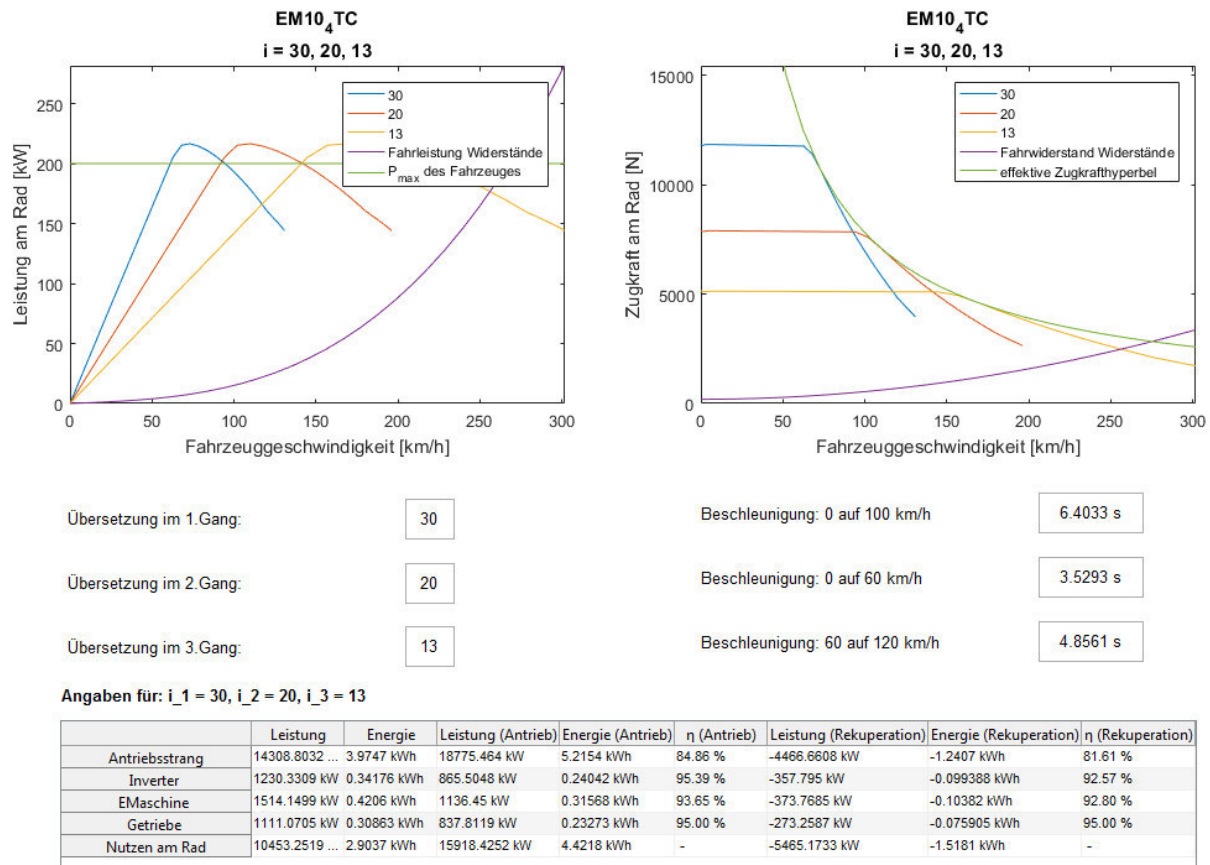


Abbildung 5.18: Ausgabe der Ergebnisse der graphischen Benutzeroberfläche für ein Fahrzeug mit 200 kW Leistung

Das Beispiel zeigt ein Fahrzeug mit 200 kW Leistung und einem dreigängigen Getriebe. Neben den Übersetzungen der unterschiedlichen Gänge werden zusätzlich die Leistung am Rad und der Zugkraftverlauf der einzelnen Gänge angezeigt. Zusätzlich werden zu den unterschiedlichen Beschleunigungen, die über die Fahrwiderstände berechnet werden, im unteren Teil der Abbildung der Leistungs- und Energiebedarf des gesamten Antriebsstrangs sowie der einzelnen Antriebsstrang-Subsysteme dargestellt. Für die beiden Betriebsmodi Antreiben und Rekuperieren werden getrennt voneinander die Leistung, Energie und der Wirkungsgrad angegeben. Bei einer Änderung der Übersetzungen werden sämtliche Größen angepasst, wodurch der Produktentwickler die Übersetzungen zu Gunsten der Fahrbarkeit anpassen kann. Dadurch wird der direkte Einfluss auf die gesamte Effizienz des Antriebsstrangs deutlich. Die Ergebnisse der Optimierung werden zusätzlich in einer PDF-Datei und einer Matlab-Datenbank gespeichert.

Ergebnis des methodischen Vorgehens in Kapitel 5.1 ist die optimale Ganganzahl sowie die optimalen Übersetzungen der einzelnen Gänge bezüglich der Kriterien Effizienz und Fahrbarkeit. Die Ganganzahl und die Übersetzungen sind direkt abhängig von den Subsystemen des Restantriebsstrangs und den Anforderungen. Die Ganganzahl sowie deren Übersetzungen sind bis auf den vorgegebenen

konstanten Getriebewirkungsgrad unabhängig von der Art des Getriebes. Die technische Umsetzung der Anforderungen in eine konkrete Gestalt des Getriebes erfolgt im nächsten Kapitel.

5.2 Getriebedimensionierung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen

Nach der Definition der Ganganzahl und der Übersetzungen folgt die Getriebedimensionierung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen. Das in diesem Kapitel vorgestellte Vorgehen zur Auslegung von eingängigen, zweigängigen und dreigängigen Standgetrieben für Elektrofahrzeuge beschreibt die Getriebekonstruktion unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen der Getriebesubsysteme und der systematischen Definition der daraus resultierenden Anforderungen an die Subsysteme des Getriebes. Eingängige Standgetriebe werden in Abhängigkeit der Übersetzung als einstufige oder zweistufige Variante ausgelegt und berücksichtigen bei der Dimensionierung die Wechselwirkungen von Getriebewellen, Zahnrädern, Lagern, Dichtungen und dem Gehäuse. Für zwei- und dreigängige Getriebe werden zusätzlich die Subsysteme Kupplungen und Synchronisierungen berücksichtigt. Im Fokus steht hierbei eine möglichst Bauraum optimale Verteilung der Gesamtübersetzung eines Gangs auf die zur Verfügung stehenden Zahnradstufen. Das Vorgehen der Getriebedimensionierung ist in Abbildung 5.19 dargestellt.

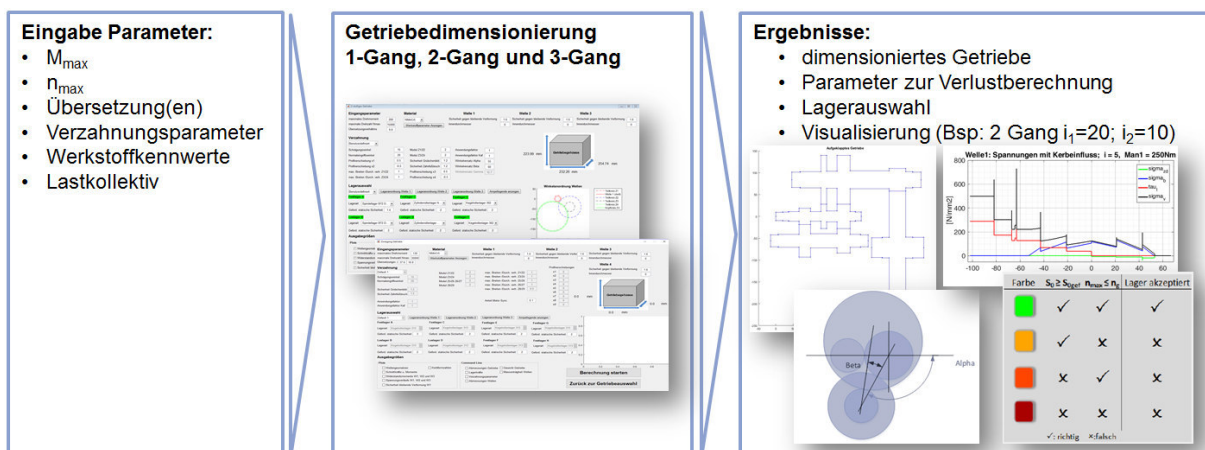


Abbildung 5.19: Getriebedimensionierung von ein- und mehrgängigen Standgetrieben unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen

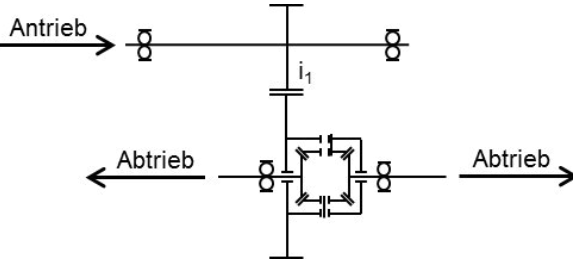
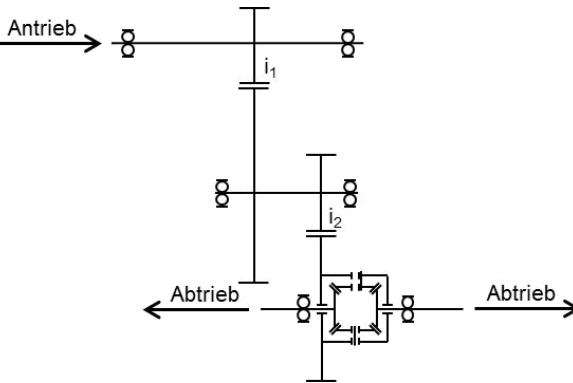
Basierend auf den Eingabeparametern zur statischen und dynamischen Dimensionierung der Getriebe-Subsysteme werden die Geometrie und die Masse des Getriebes ermittelt. Dabei greift das Tool auf eine im Rahmen dieser Arbeit entwickelten und in Matlab programmierten Werkstoff- und Lagerdatenbank zurück. Neben der Geometrie werden beispielsweise Sicherheitsverläufe der Getriebewellen, Lebensdauerwerte der Lager oder Massenträgheiten der einzelnen Subsysteme

ausgegeben. Massenträgheiten, geometrische Faktoren, Verzahnungs-, Lager-, und Dichtungsparameter werden gespeichert und für die in Kapitel 5.3 durchgeführte Effizienzbewertung wieder aufgerufen. Das Vorgehen bei der Getriebedimensionierung wird im Folgenden detailliert beschrieben.

5.2.1 Getriebe-topologien

Das Tool basiert maßgeblich auf zuvor hinterlegten Getriebe-topologien, die bedarfsgerecht für den jeweiligen Anwendungsfall dimensioniert werden. Als Getriebe für elektrische Antriebsstränge von Fahrzeugen eignen sich aufgrund des hohen Wirkungsgrads und der hohen Leistungsdichte Stand- und Planetengetriebe in besonderem Maße. Aufgrund der Flexibilität bei der Anordnung der Subsysteme, besonders bei mehrgängigen Getrieben, werden im Rahmen dieser Arbeit Standgetriebe-topologien umgesetzt. Bei mehrgängigen Getrieben in Verbindung mit dem Kriterium Lastschaltfähigkeit besteht aufgrund der flexiblen Anordnung der Schaltelemente im Getriebe enormes Optimierungspotential gegenüber Planetengetriebe. Die eingängigen Standgetriebe sind in zwei Varianten, einstufig und zweistufig, umgesetzt. Die prinzipielle Topologie der Getriebe ist in Tabelle 5.4 dargestellt.

Tabelle 5.4: Getriebe-topologien des eingängigen Standgetriebes

eingängig, einstufiges Getriebe	eingängig, zweistufiges Getriebe
	
$I_{\max} = 5$	$I_{\max} = 25$

Je nach zuvor definierter Gesamtübersetzung wird eine unterschiedliche Topologie gewählt. Das einstufige Getriebe verfügt über eine maximale Übersetzung von fünf, während bei dem zweistufigen Getriebe eine maximale Übersetzung von bis zu 25 umsetzbar ist.

Unter den gegebenen Randbedingungen Zentralantrieb mit einem Elektromotor und der Lastschaltfähigkeit sind die mehrgängigen Getriebe in der Doppelkupplungsbauweise ausgeführt, das bedeutet mit zwei Kupplungen. Die

Synchronisierung der Zieldrehzahl bei einem Lastschaltvorgang erfolgt entweder reibschlüssig über die Kupplungen oder über den Elektromotor. Zudem ist eine Synchronisierung der Drehzahl über die Kupplungen und den Elektromotor anteilig möglich. Die im Tool hinterlegten mehrgängigen Topologien basieren auf der aus dem verbrennungsmotorischen Antriebsstrang bekannten Doppelkupplungstopologie in Abbildung 5.20.

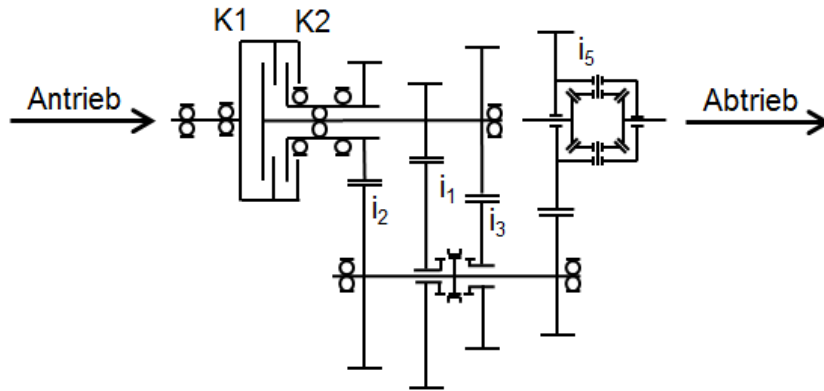
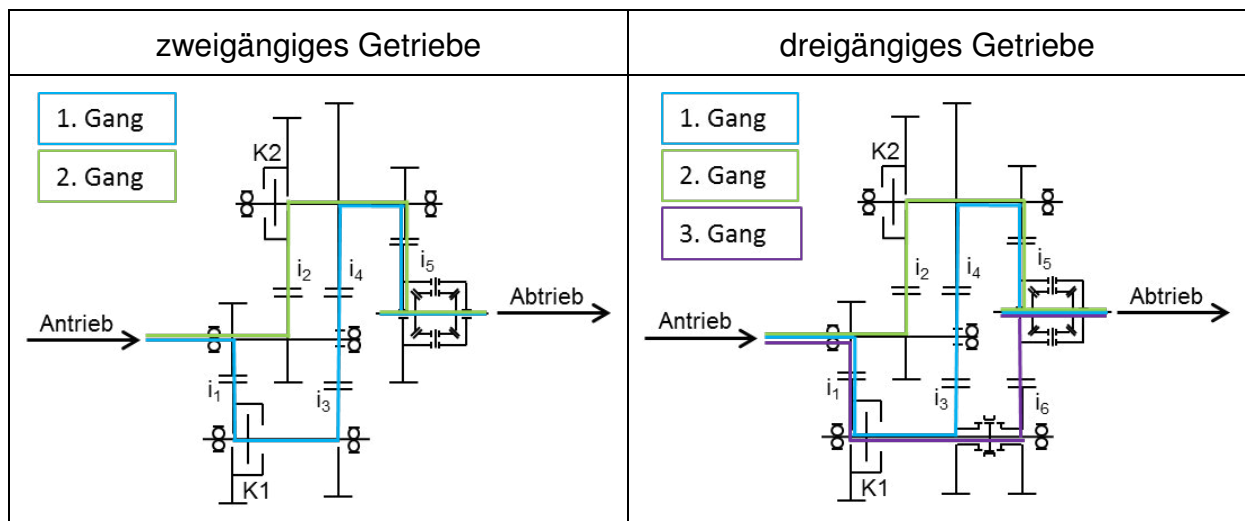


Abbildung 5.20: dreigängige Doppelkupplungstopologie auf Basis eines verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs

Für die Anwendung der Getriebe-topologie aus Abbildung 5.20 für elektrische Fahrzeugantriebsstränge, das bedeutet die Substitution des Verbrennungsmotors durch den Elektromotor, werden Anpassungen vorgenommen. Aufgrund der hohen Drehzahlen am Getriebeeingang von bis zu 30.000 1/min ist eine Vorstufe notwendig, um die Drehzahlen der in der Regel nasslaufenden Lamellenkupplungen zu Lasten eines größeren Drehmoments zu reduzieren. Zudem begünstigt die Einführung von zwei Vorstufen mit unterschiedlichen Übersetzungen (i_1 und i_2 in Tabelle 5.5) die Differenzdrehzahl in der Kupplung bei einem Lastschaltvorgang möglichst klein umzusetzen, um die Kupplungsverluste zu minimieren. Die beiden Getriebe-topologien sind in Tabelle 5.5 dargestellt.

Tabelle 5.5: Getriebe-topologien des zwei- und dreigängigen Standgetriebes



Die beiden mehrgängigen Getriebe basieren auf einer ähnlichen Topologie. Das dreigängige Getriebe wurde im Rahmen des Forschungsprojekts Effect 360° im Spitzencluster Elektromobilität Süd-West entwickelt (Reichert, Bause & Ott, 2017). Auf Basis des dreigängigen Getriebes wurde die Topologie des zweigängigen Getriebes abgeleitet. Über die Getriebeeingangswelle wird die Leistung je nach gewähltem Gang auf eine der beiden Vorgelegewellen mit der lastschaltfähigen Kupplung übertragen. Im ersten Gang wird die Leistung zur Realisierung von großen Übersetzungen über ein Losrad auf der Eingangswelle auf die Vorgelegewelle übertragen. Von der Vorgelegewelle wird die Leistung über das Differential aus dem Getriebe ausgeleitet. Das dreigängige Getriebe verfügt zusätzlich über eine Synchronisierung zur Vorwahl des ersten oder dritten Gangs. Ein weiterer Vorteil der implementierten Getriebetopologien gegenüber der klassischen Doppelkupplungstopologie mit Vorstufe ist die Reduzierung der Anzahl an Wellen von fünf auf vier Wellen, wodurch zusätzlich eine Lagerung eingespart wird. Die Getriebetopologien werden mit dem entwickelten Tool bedarfsgerecht auf den Anwendungsfall dimensioniert. Zudem sind durch eine parametrisierte Eingabe der Wellengeometrie und der Lage zueinander weitere Standgetriebetopologien implementierbar. Das bedeutet, durch die parametrisierte Eingabe der Wellengeometrie kann der Produktentwickler das Tool bei zukünftigen Entwicklungen um weitere Getriebetopologien erweitern und kontinuierlich ausbauen, um den Lösungsraum zu Beginn einer Entwicklung zu vergrößern, wodurch weitere Potentiale bei der Optimierung von elektrischen Fahrzeugantriebssträngen identifiziert werden können. Die Funktionszusammenhänge der Getriebesubsysteme sowie das Vorgehen bei der Dimensionierung sind im folgenden Kapitel dargestellt.

5.2.2 Darstellung der Funktionszusammenhänge und Vorgehen bei der Dimensionierung

Bei der automatisierten Dimensionierung müssen neben der Berücksichtigung der Wechselwirkungen der einzelnen Getriebesubsysteme weitere Problemstellungen gelöst werden. Zum einen muss die Gesamtübersetzung eines Gangs auf mehrere zur Verfügung stehende Zahnradstufen aufgeteilt werden. Gerade bei mehrgängigen Getrieben muss eine Verteilung der Übersetzungen technisch umsetzbar sein und einen möglichst geringen Bauraumbedarf aufweisen, ohne dabei mit anderen Subsystemen zu kollidieren. Zum anderen beinhaltet dies die Anordnung der Getriebewellen zueinander, sowie deren Winkelstellung. Die Funktionszusammenhänge von Standgetrieben bei der automatisierten Dimensionierung sind in Abbildung 5.21 dargestellt.

Die Getriebewellen werden nach DIN 743 gegen Zug/Druck, Biegung und Torsion ausgelegt. Die bei der Dimensionierung berücksichtigten Kriterien sind die Sicherheit

gegen bleibende Verformung, Sicherheit vor Anrissen bei harten Randschichten und die Sicherheit gegen Dauerbruch unter dynamischer Belastung. Der Durchmesser der Wellen hat Einfluss auf die Innendurchmesser der Lager, Dichtungen, Kupplungen und Synchronisierungen. Zudem hat der Wellendurchmesser Einfluss auf die Zahnräder oder die direkt auf die Welle gefertigten Verzahnungen. Der Innendurchmesser der Zahnräder, bzw. der Fußkreisdurchmesser der Verzahnung kann den Wellendurchmesser nicht unterschreiten. Die Lagerauswahl basiert auf der Berechnung der erweiterten, nominellen Lebensdauerberechnung nach DIN 26281.

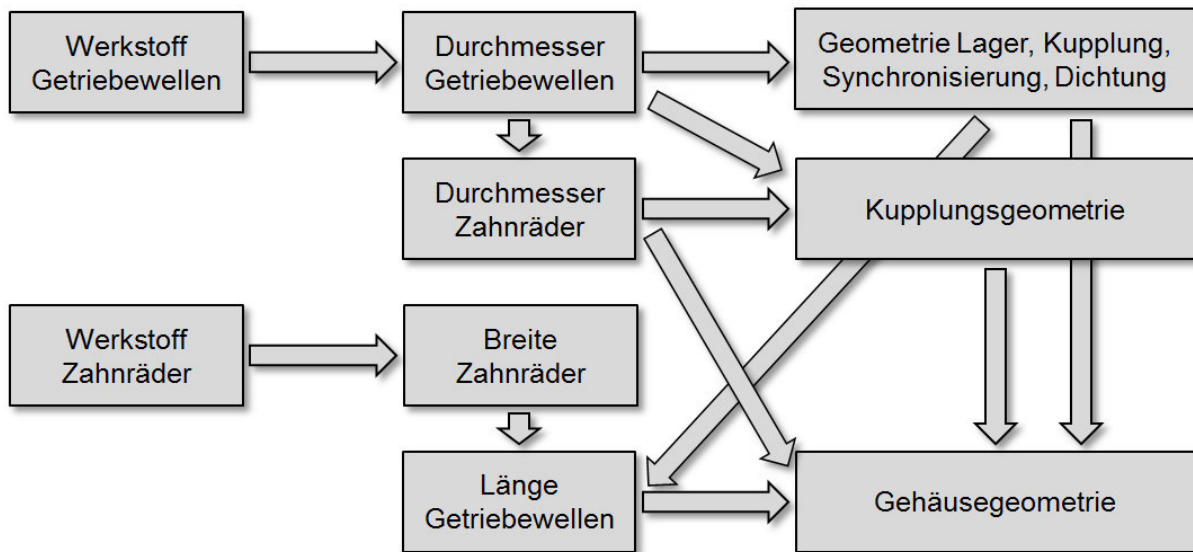


Abbildung 5.21: Funktionszusammenhänge der einzelnen Getriebesubsysteme von Standgetrieben

Über den Achsabstand der Getriebewellen und die weiteren Getriebesubsysteme wird die Höhe und Breite des Getriebes bestimmt. Durch die Anpassung der Zahnraddurchmesser in Abhängigkeit der Wellendurchmesser ändert sich bei gleich bleibendem Drehmoment die Verzahnungskraft im Zahneingriff, weshalb die Zahnradbreite angepasst wird, um die Sicherheiten bei der Verzahnungsdimensionierung nicht zu unterschreiten. Die Dimensionierung der Zahnräder in der Breite erfolgt nach DIN 3990, bzw. ISO 6336. Die Auslegungskenngrößen sind die Grübchentragfähigkeit und die Zahnfußtragfähigkeit. Die Grübchentragfähigkeit sowie die Zahnfußtragfähigkeit sind, wie in Kapitel 2.5.2 eingeführt, unter anderem von der Verzahnungsgeometrie, von Anwendungs- und Dynamikfaktoren für Fahrzeuggetriebe und dem Stahlwerkstoff abhängig. Über die Zahnradbreite und die Breite der weiteren Subsysteme wird die Länge des Getriebes bestimmt, wodurch das Gehäuse angepasst wird. Das detaillierte Vorgehen bei der automatisierten Getriebedimensionierung ist in Abbildung 5.22 dargestellt. Dabei wird prinzipiell zwischen der Dimensionierung einer Getriebewelle mit deren Subsystemen (hellgrauer Bereich) und der Zusammenhänge der einzelnen Getriebewellen zueinander (dunkelgrauer Bereich) unterschieden.

Zu Beginn findet eine Vordimensionierung der Getriebeeingangswelle bei vorgegebenen Materialkennwerten, Sicherheitsfaktoren und dem maximalen Drehmoment am Getriebeeingang statt. Dabei wird der kleinste Durchmesser der Getriebewelle auf Basis des maximalen Torsionsmoments bestimmt. Unter Berücksichtigung von geometrischen Zusammenhängen wie beispielsweise der Wellenschulter von Lager- oder Dichtungssitzen findet eine vollständige Vordimensionierung der Welle statt. Die weiteren Getriebewellen werden analog zur Eingangswelle vordimensioniert.

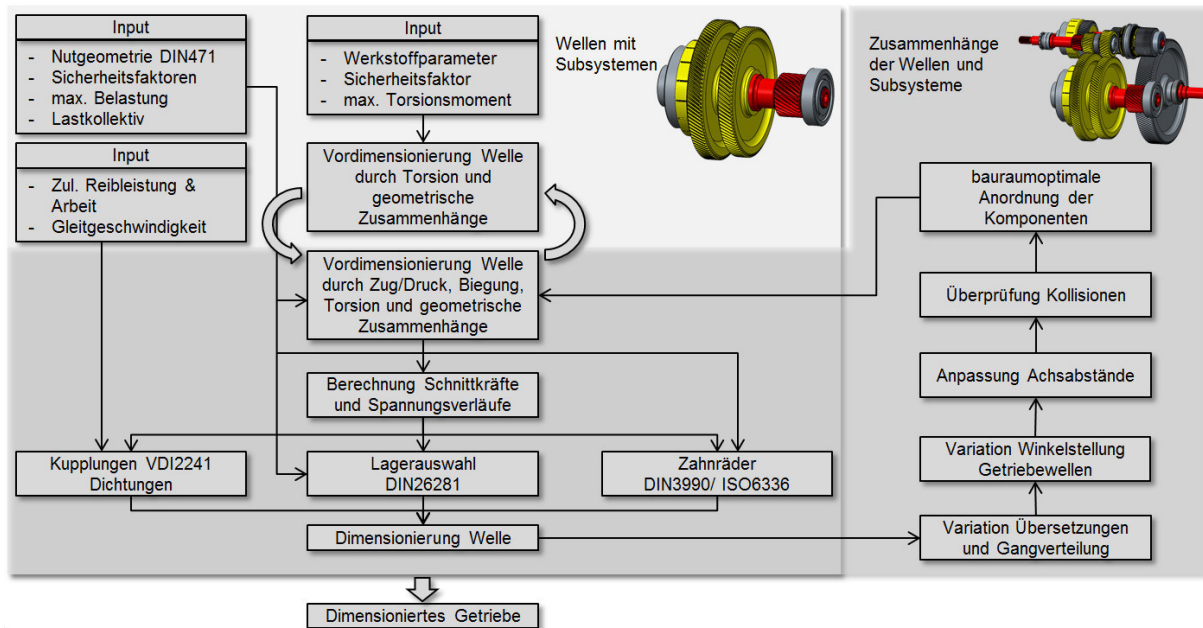


Abbildung 5.22: Vorgehen bei der automatisierten Getriebedimensionierung

Das jeweilige maximale Drehmoment zur Vordimensionierung der Wellen ist von der Übersetzung der entsprechenden Zahnradstufe abhängig. Dabei wird die vorgegebene Gesamtübersetzung eines Gangs auf die zur Verfügung stehenden Zahnradstufen verteilt. Zunächst werden alle mathematisch möglichen Übersetzungskombinationen berechnet und unter Berücksichtigung von Randbedingungen eingegrenzt. Diese Randbedingungen resultieren hauptsächlich aus den geometrischen Zusammenhängen der einzelnen Subsysteme wie Mindestdurchmesser von Zahnrädern und Wellen. Die maximale Übersetzung einer Zahnradstufe ist aufgrund des Durchmessers des Ritzels auf maximal fünf begrenzt. Durch die geometrischen Restriktionen und die maximalen Übersetzungen wird der Lösungsraum der Übersetzungskombinationen eingeschränkt. Für die noch nicht ausgeschlossenen Übersetzungskombinationen findet eine detaillierte Dimensionierung der Subsysteme statt. Auf Basis der vordimensionierten Getriebewellen und vorgegebenen Verzahnungsparameter wird der Mindestdurchmesser des Zahnrads und des Ritzels entsprechend der Übersetzung bestimmt, wodurch die Verzahnungskraft ermittelt wird, die zusätzlich zur

Torsionsbelastung ein Biegemoment sowie eine Zug/Druck Belastung auf die Welle induziert. Unter Berücksichtigung der Nutgeometrie an den Wellenabsätzen, der Sicherheitsfaktoren und der statischen und dynamischen Belastung werden in einem iterativen Prozess die Zahnräder und Wellen dimensioniert. Bei der iterativen Dimensionierung der Subsysteme werden zudem Lager, Dichtungen und Kupplungen berücksichtigt. Die Geometrie der Kupplung wird maßgeblich über die Reibleistung und Reibarbeit sowie die maximale Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit für einen gewählten Kupplungsbelag berechnet. An den Lagerstellen wird auf Basis des Wellendurchmessers aus einem in Matlab implementierten Lagerkatalog für einen ausgewählten Lagertyp die entsprechende Baugröße bestimmt. Hierfür wird das Lager mit dem nächst größeren Innendurchmesser zu dem Wellendurchmesser ausgewählt und auf statische und dynamische Sicherheit überprüft. Wird diese unterschritten, wird das nächst größere Lager des gleichen Typs ausgewählt und erneut überprüft. Dabei wird iterativ der Wellendurchmesser an den Innenringdurchmesser des Lagers angepasst. Die dynamische Lagerdimensionierung erfolgt unter Berechnung der erweiterten nominellen Lebensdauer basierend auf einem Lastkollektiv für unterschiedliche Fahrzeugklassen und dem Fahrzyklus WLTP. Die Dichtungen werden entsprechend der maximalen Gleitgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Wellendurchmessers am Dichtungssitz überprüft. Das Vorgehen bei der Dimensionierung der einzelnen Getriebekomponenten wird in den folgenden Kapiteln detailliert beschrieben. Parallel zur Dimensionierung der Getriebewellen mit ihren jeweiligen Subsystemen werden die Achsabstände sowie die Lage der einzelnen Wellen zueinander kontinuierlich angepasst und auf Kollisionen in radialer und axialer Richtung überprüft. Gegen Ende des Dimensionierungsprozesses wird aus den möglichen Übersetzungskombinationen die Getriebevariante mit dem kleinsten möglichen Bauraum ausgewählt. Über zusätzliche Freiheitsgrade bei der Vorgabe der Parameter zur Dimensionierung der Subsysteme, wie beispielsweise das Breiten-Durchmesser-Verhältnis von Zahnrädern oder der Berücksichtigung der Profilverschiebung, kann zudem Einfluss auf die Getriebedimensionierung genommen werden. Das Getriebegehäuse wird in einer vereinfachten Geometrie über die Länge, Breite und Höhe des Radsatzes und zusätzlichen Restriktionen wie beispielsweise minimalen Wandabständen bestimmt. Das Vorgehen bei der Dimensionierung der Getriebesubsysteme wird in den folgenden Kapiteln detailliert erläutert.

5.2.3 Wellendimensionierung

Zur Dimensionierung der Getriebewellen erfolgt in einem ersten Schritt die Analyse der Getriebewellen bezüglich deren Lagerung, Krafteinleitung, Reaktionskräfte und

Geometrie. Der Freischnitt einer Getriebewelle mit Kräften, Durchmessern und Längen ist in Abbildung 5.23 dargestellt.

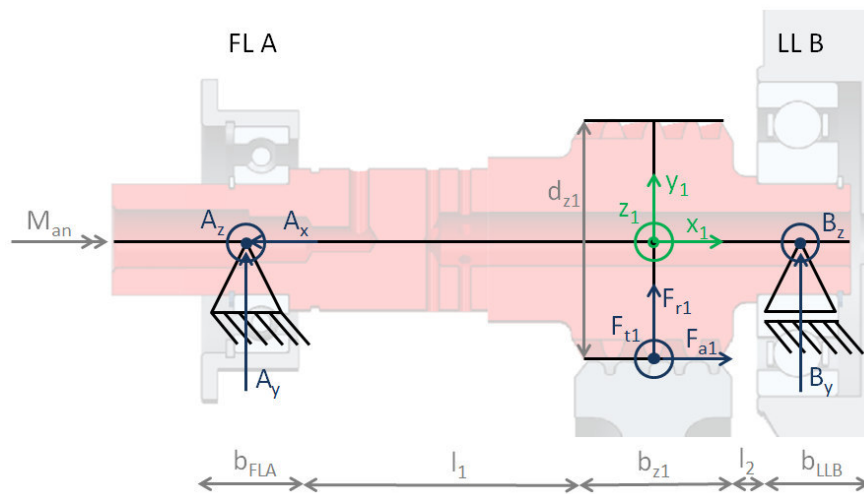


Abbildung 5.23: Analyse der Kräfte und Geometrie am Beispiel einer Getriebeeingangswelle eines eingängigen Getriebes

Die Drehmomenteinleitung erfolgt über das freie Wellenende und wird über die Welle und das Ritzel auf das Zahnrad ausgeleitet. Die Abstützung der Reaktionskräfte erfolgt über die beiden Lager, die mit der Welle wechselwirken.

Das Eingangsdrehmoment wird über das freie Wellenende eingeleitet. Die durch die Schrägverzahnung resultierenden Axial-, Radial-, und Tangentialkräfte greifen am Teilkreisdurchmesser bei $-d_{z1}/2$ an und werden durch die Lagerkräfte im Fest- und Loslager aufgenommen. Der Ursprung des Koordinatensystems liegt in die Mitte des Ritzels. Die geometrischen Variablen l_1 und l_2 werden unabhängig vom Eingangsdrehmoment mit einer definierten Mindestlänge belegt. Dies gewährleistet einen Mindestabstand des Zahnrades von der Gehäusewand mit den Lagersitzen. Zusätzlichen Einfluss auf die Variablen haben weitere Faktoren wie das Differential, Kupplungen, oder auch weitere Zahnräder auf Zwischen- oder Vorgelegewellen. Die Werte der Variablen in x_1 -Richtung passen sich dynamisch mit dem gewählten Eingangsmoment M_{an} durch die Veränderung der Zahnrad- und Lagerbreite an. Somit ist gewährleistet, dass die Welle für jedes Moment M_{an} den kleinstmöglichen axialen Bauraum aufweist.

Auf Basis der Analyse der Welle wird ein parametrisiertes Modell jeder einzelnen Getriebewelle erstellt. Dieses berücksichtigt alle notwendigen Wellendurchmesser an den Lagern, Dichtungen, Verzahnungen und Zwischenstücken sowie die Längen der einzelnen Wellenabschnitte. Zudem werden Nuten für Sicherungsringe, Kerben und Durchmesseränderungen der Welle berücksichtigt. Die Parametrisierung der einzelnen Getriebewellen unterschiedlicher Getriebe wurde im Rahmen der betreuten Bachelorarbeiten von Schmauser und Haas durchgeführt und ist exemplarisch in Abbildung 5.24 dargestellt.

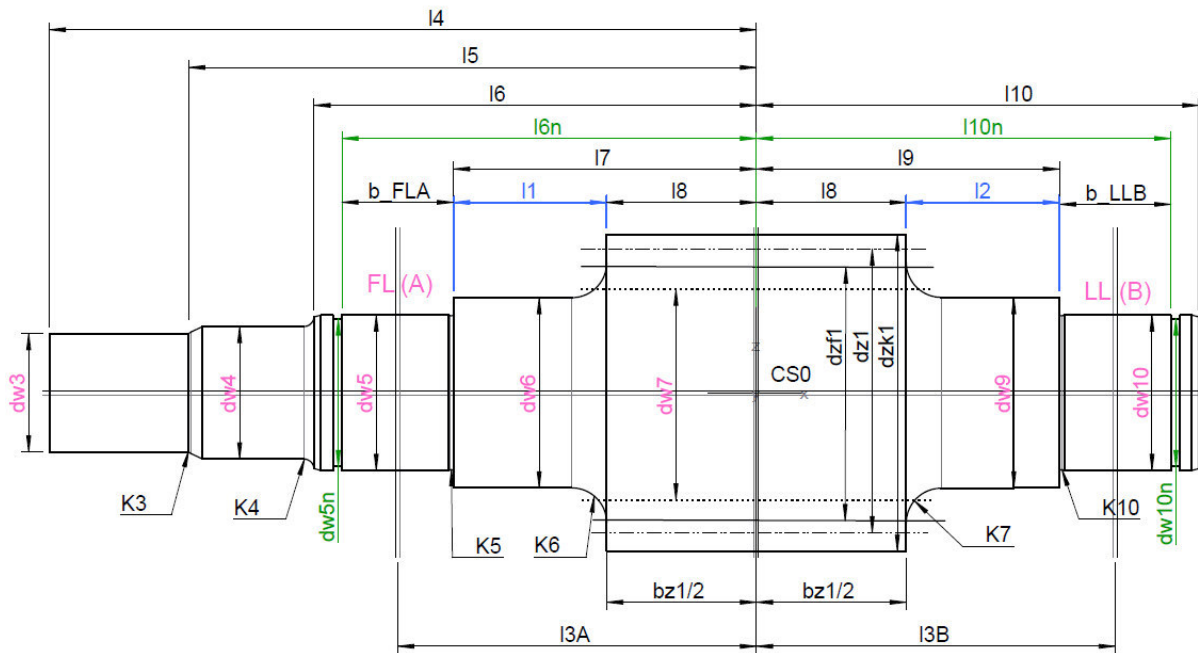


Abbildung 5.24: Parametermodell am Beispiel der Getriebeeingangswelle eines eingängigen Getriebes²

Für die Dimensionierung der Wellen werden die zulässigen Festigkeiten sowie weitere Materialeigenschaften aus einer in Matlab implementierten Werkstoffdatenbank importiert. Tabelle 5.6 zeigt die in der Datenbank enthaltenen Werkstoffe.

Tabelle 5.6: Werkstoffdatenbank

Bezeichnung	Stahltyp
16MnCr5	Einsatzstahl
20MnCr5	Einsatzstahl
18CrNiMo7	Cr-Ni-Mo Einsatzstahl
34CrMo4 oRh	Vergütungsstahl
34CrMo4 IH	Vergütungsstahl
42CrMo4 oRh	Vergütungsstahl
42CrMo4 IH	Vergütungsstahl
42CrMo4 N	Vergütungsstahl
oRH: ohne Randschichthärtung IH: induktionsgehärtet N: gasnitriert	

² Schmauser, T. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Zur Berechnung der Durchmesser der Getriebeeingangswelle wird der kleinste Durchmesser gegen plastische Verformung unter Maximalbelastung dimensioniert. Die Beanspruchung resultiert aus der Torsion durch das wirkende Getriebeeingangsmoment. Die Belastung durch Zug/Druck und Biegung wird in der ersten Grobdimensionierung nicht berücksichtigt. Da die DIN Norm 743-1 aus Kapitel 2.5.1 lediglich die Berechnungsschritte zum Nachweis des Vermeidens plastischer Verformungen bei bekannten Wellenabmessungen beschreibt, wird die Berechnung des kleinsten Wellendurchmessers in zwei Schritte aufgeteilt. Im ersten Berechnungsschritt wird der Sicherheitsfaktor zu Eins angenommen und der technologische Größeneinflussfaktor der Streckgrenze auf die Bauteilfließgrenze vernachlässigt, da dieser nur bei bekanntem Durchmesser bestimmbar ist (vgl. DIN743-2, S.24). Durch Umformulierung der Gleichung (25) aus DIN 743-1 in ein Nullstellenproblem, kann ein erster vorläufiger Durchmesser berechnet werden. Im zweiten Berechnungsschritt kann der technologische Größeneinflussfaktor der Streckgrenze abhängig vom verwendeten Material und Durchmesser bestimmt werden und der Durchmesser erneut unter Berücksichtigung des vom Anwender gewählten Sicherheitsfaktors berechnet werden.

Die weiteren Durchmesser der Welle werden in Abhängigkeit des kleinsten Durchmessers berechnet. Der Durchmesser von Dichtungssitzen wird gegenüber dem vorherigen Wellenabschnitt vergrößert, wodurch ein verletzungsfreies Aufschieben der Wellendichtung ermöglicht wird. Der Wellendurchmesser der Lagersitze ist abhängig vom gewählten Lager. Zur Übertragung der Axialkraft in Abhängigkeit des verwendeten Lagers wird eine ausreichend hohe Anlageschulter ermittelt, die vom Innenringdurchmesser und dem verwendeten Lagertyp abhängig ist. Die Werte für die Erhöhung des Durchmessers der Wellenschulter sind in einem in Matlab implementierten Lagerkatalog hinterlegt. Zur Berechnung des Durchmessers im Nutgrund wird dem entsprechenden Durchmesser die doppelte Nuttiefe subtrahiert. Da die Nuttiefe an den variierenden Referenzdurchmesser angepasst wird, müssen für jeden Wellendurchmesser die Werte der Nutbreite, Nuttiefe, Breite des Sicherungsrings und dessen Ablösedrehzahl für die Regelausführung als Datensatz gespeichert und bei Programmstart in Matlab importiert werden. Die Nutparameter sind der DIN471 aus Tabelle 1 entnommen. Aufgrund der Kerbwirkung der Nut wird die Sicherheit gegen Dauerbruch erheblich verringert. Bei größeren Getriebeeingangsmomenten und damit größeren Wellendurchmessern und Nuttiefen wird dieser Effekt zusätzlich verstärkt. Aus diesem Grund wird der Referenzdurchmesser mit einer empirisch ermittelten Formel angepasst, um eine ausreichende Sicherheit zu gewährleisten. Der kleinste mögliche Teilkreisdurchmesser einer Verzahnung wird über den anliegenden Wellendurchmesser bestimmt. So wird der vorläufige Teilkreisdurchmesser der

Verzahnung zu Beginn der Dimensionierung als Startwert um 10 mm größer definiert als der entsprechende Wellendurchmesser an der Position der Verzahnung. Ergebnis ist eine vordimensionierte Getriebewelle aufgrund einer reinen Torsionsbelastung auf den kleinsten Wellendurchmesser sowie den festgelegten geometrischen Zusammenhängen durch die Verwendung von Lagern, Dichtungen, Nuten und Verzahnungen.

Auf Basis der vordimensionierten Getriebewellen unter Berücksichtigung der Anpassungen auf Grund der verwendeten Lager und Zahnräder erfolgt eine iterative Anpassung der Wellengeometrie unter Berücksichtigung von Zug-Druck-Belastungen und Biegung. Über die Querschnittsfläche, bzw. die Widerstandsmomente und die maximal anliegenden Kräfte und Drehmomente werden die einzelnen Spannungen berechnet. Zur Bewertung von kombinierten Belastungen wird eine Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese berechnet.

$$G_V = \sqrt{(|\sigma_{Z/D}| + \sigma_B)^2} + 3 \cdot \tau_t^2 \quad (96)$$

Dabei wird der betragsmäßige Wert der Zug-Druckspannung verwendet, um eine maximale Vergleichsspannung zu erhalten. Um die Spannungsüberhöhung bei Kerben zu bestimmen, werden die Kerbformzahlen bei Wellenabsätzen für die verschiedenen Belastungsarten nach DIN 743-2 berechnet (vgl. DIN743-2, S.15-22). Da das Durchmesser Verhältnis d/D bei den Wellenabsätzen konstruktiv vorgegeben ist, hat der Rundungsradius im Kerbgrund einen entscheidenden Einfluss auf die Höhe der Kerbformzahl. Der Rundungsradius wird daher für unterschiedliche Kerben standardmäßig festgelegt. Die Werte für den Kerbradius können vom Produktentwickler angepasst werden. Bei Kerben mit Freistich muss der Rundungsradius deutlich kleiner ausgeführt werden. DIN 509 gibt für die verwendetet Freistichform „F“ den Rundungsradius nur für grob festgelegte Durchmesserbereiche an, z.B. $r=0,8$ mm für $d=10-80$ mm (vgl. DIN509, S.7). Deshalb wird der Rundungsradius beispielsweise mit den im Lagerkatalog angegebenen Werten für das Rillenkugellager der Reihe 63 und 64 verwendet. Die Radien für andere Lagertypen mit ähnlichen Tragzahlen unterscheiden sich dabei nur unwesentlich. Um den Einfluss der Kerbwirkungszahlen auf den Spannungsverlauf zu berücksichtigen, werden die Kerbwirkungszahlen für alle drei Belastungsarten ermittelt. Unter Berücksichtigung der Zug-Druck-Belastungen, Biegung, Torsion und der Kerbwirkung können die Getriebewellen final dimensioniert werden. Durch mehrere Iterationen bei der Dimensionierung werden die unterschiedlichen Einflussfaktoren, die von der Geometrie oder der Belastung abhängig sind, detaillierter berechnet, wodurch die Anpassung der Geometrie von Iteration zu Iteration kleiner wird, bis keine Änderung mehr feststellbar ist. In der DIN 743 wird beim Nachweis des Vermeidens plastischer Verformungen dagegen „nicht auf das Vermeiden örtlicher

Verformungen z.B. im Kerbgrund, sondern auf das Vermeiden bleibender Verformungen in größeren Bereichen des Bauteils (unzulässige Maßabweichungen, Toleranzüberschreitung)“ (DIN743-2, S.15) eingegangen. Deshalb werden bei der Dimensionierung drei unterschiedliche Sicherheiten berücksichtigt:

- Sicherheit gegen bleibende Verformung
- Sicherheit vor Anrissen bei harten Randschichten
- Sicherheit gegen Dauerbruch unter dynamischer Belastung

Die zuvor eingeführte Sicherheit gegen bleibende Verformung nach DIN 743-1 ist zur Tragfähigkeitsberechnung von Wellen immer zu führen. Wie im Abschnitt zuvor beschrieben, werden dabei lokale Verformungen aufgrund von Kerben nicht betrachtet. Die maximalen Spannungen werden nach der Gestaltänderungshypothese ins Verhältnis mit den Bauteilfließgrenzen der jeweiligen Beanspruchungsart gesetzt. Vereinfachend wird dabei die Zugfließgrenze gleich der Druckfließgrenze angenommen.

Für Wellen mit harter Randschicht, beispielsweise Wellen aus Einsatzstahl oder gasnitrierten Vergütungsstählen, muss nach DIN 743-1 zusätzlich auch der Nachweis des Vermeidens von Anriss- bzw. Gewaltbruch geführt werden. Im Gegensatz zur Berechnung der bleibenden Verformungen sind hier die lokalen Spannungsüberhöhungen entscheidend, weshalb die Kerbformzahlen in die Berechnung mit eingehen. Aufgrund der harten und spröden Randschicht werden daher zur Berechnung der Sicherheit die maximalen Spannungen mit der Normalspannungshypothese ins Verhältnis zur Bauteilanrissgrenze gesetzt. Als Wert für die Bauteilanrissgrenze wird für alle Beanspruchungsarten die Zugfestigkeit der Randschicht verwendet, welche deutlich höher wie die Zugfestigkeit des weicheren Kerns ist (vgl. DIN743-2, S.16ff).

Beide Verfahren zur Berechnung der Sicherheit unter statischer Maximalbelastung zeigen für die gewählten Randbedingungen ausreichend hohe Sicherheiten. Die DIN 471-1 schreibt einen Mindestsicherheitswert von $S_{\min} = 1,2$ aufgrund von Annahmen/Vereinfachungen im Berechnungsverfahren vor.

Um ein Versagen durch Werkstoffermüdung aufgrund zeitlich veränderlicher Beanspruchung zu vermeiden, wird der Nachweis zur Vermeidung von Schwingungsbrüchen erbracht. Die Sicherheit wird durch einen Vergleich der Spannungsamplituden mit den Gestaltfestigkeitswerten für die jeweiligen Beanspruchungsarten nach der Gestaltänderungshypothese berechnet. Die dafür notwendigen Gestaltfestigkeitswerte der Welle ergeben sich aus einer Anpassung der Wechselfestigkeit, welche für einen glatten Probestab ermittelt wurde, an die Eigenschaften des real vorliegenden Bauteils mittels Einflussfaktoren. Abbildung

5.25 verdeutlicht, welche abweichenden Eigenschaften im Vergleich zum Probenstab über Einflussfaktoren korrigiert werden.

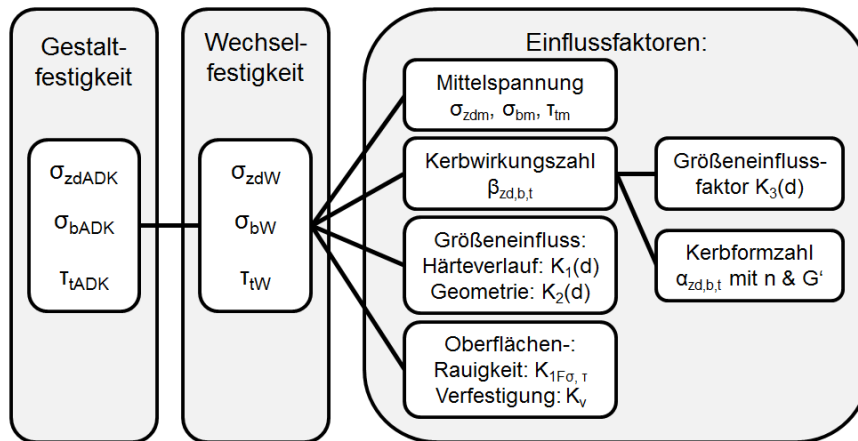


Abbildung 5.25: Einflussfaktoren auf die Gestaltfestigkeit

Die Kerbformzahlen der Wellenabsätze werden für das bezogene Spannungsgefälle und mit der Stützzahl in die gesuchten Kerbwirkungszahlen jeweils für Zug/Druck Biegung und Torsion umgerechnet (vgl. DIN743-2, S.12ff.). Allgemein gilt, dass eine Kerbwirkungszahl kleiner oder maximal gleich der Kerbformzahl ist. Das bedeutet, dass die Dauerfestigkeit gekerbter Proben größer ist, als es hinsichtlich der Spannungsüberhöhung erwartet wird. Der hierfür verantwortliche Effekt wird als Stützwirkung bezeichnet. Die Ursache dafür ist, dass Ermüdungsrissse meist von der Oberfläche des Kerbgrundes ins Innere des Bauteils wachsen, wo geringere Spannungen vorherrschen. Dort reicht die Spannung dann oft nicht mehr für ein weiteres Risswachstum aus. Wie stark die Spannung nach innen abfällt, wird durch das Spannungsgefälle G' bestimmt, welches die Höhe der Stützzahl beeinflusst. Die Kerbwirkungszahlen der Rechtecknuten und der Verzahnung dagegen werden neu berechnet und mit dem Größenfaktor $K_3(d)$ auf die Bauteilabmessungen angepasst, da hierfür explizite Formeln in der Norm definiert sind (vgl. DIN473, S.8f.; 11f.; 27).

Neben den Einflussfaktoren werden zudem die Spannungsamplituden sowie die Mittelspannungen der einzelnen Beanspruchungsarten festgelegt, die von der Welle dauerhaft bzw. betriebsfest ertragen werden sollen. Der Produktentwickler kann einen prozentualen Anteil der maximalen Spannung als Amplitude und Mittelspannung festlegen, oder auf Lastkollektive für unterschiedliche Fahrzeugklassen zurückgreifen. Aus einer konstanten Mittelspannung und Spannungsamplitude resultiert durch die rotierende Welle eine Umlaufbiegung, bei der die Biegemittelspannung zu Null festgesetzt ist. In der Praxis treten bei Getrieben jedoch keine einstufigen Belastungen mit konstanter Amplitude und Mittelspannung auf, sondern komplexe Beanspruchungs-Zeit-Funktionen, weshalb eine Dimensionierung nach Lastkollektiven zielführender ist.

In Abhängigkeit der Änderung des Verhältnisses der Spannungen bei einer Beanspruchungserhöhung sind in der DIN 743-1 zwei Fälle zur Berechnung der Gestaltfestigkeit definiert. „Fall 1 beschreibt die Änderung der Betriebsbelastung der Amplitude der Spannung bei konstanter Mittelspannung.“ ([DIN743-1], S.12). „Fall 2 gilt, wenn bei einer Änderung der Betriebsbelastung das Verhältnis zwischen Ausschlagspannung und Mittelspannung konstant bleibt.“ ([DIN743-1], S. 13). Laut Norm wird bei einer Unsicherheit Fall 2 zur Berechnung der Gestaltfestigkeit gewählt.

Bei Unterschreiten eines vorgegebenen Sicherheitsfaktors durch eines der Kriterien erfolgen eine Anpassung der Wellengeometrie und eine neue Überprüfung der Sicherheiten. Abbildung 5.26 fasst das Vorgehen bei der Wellendimensionierung zusammen.

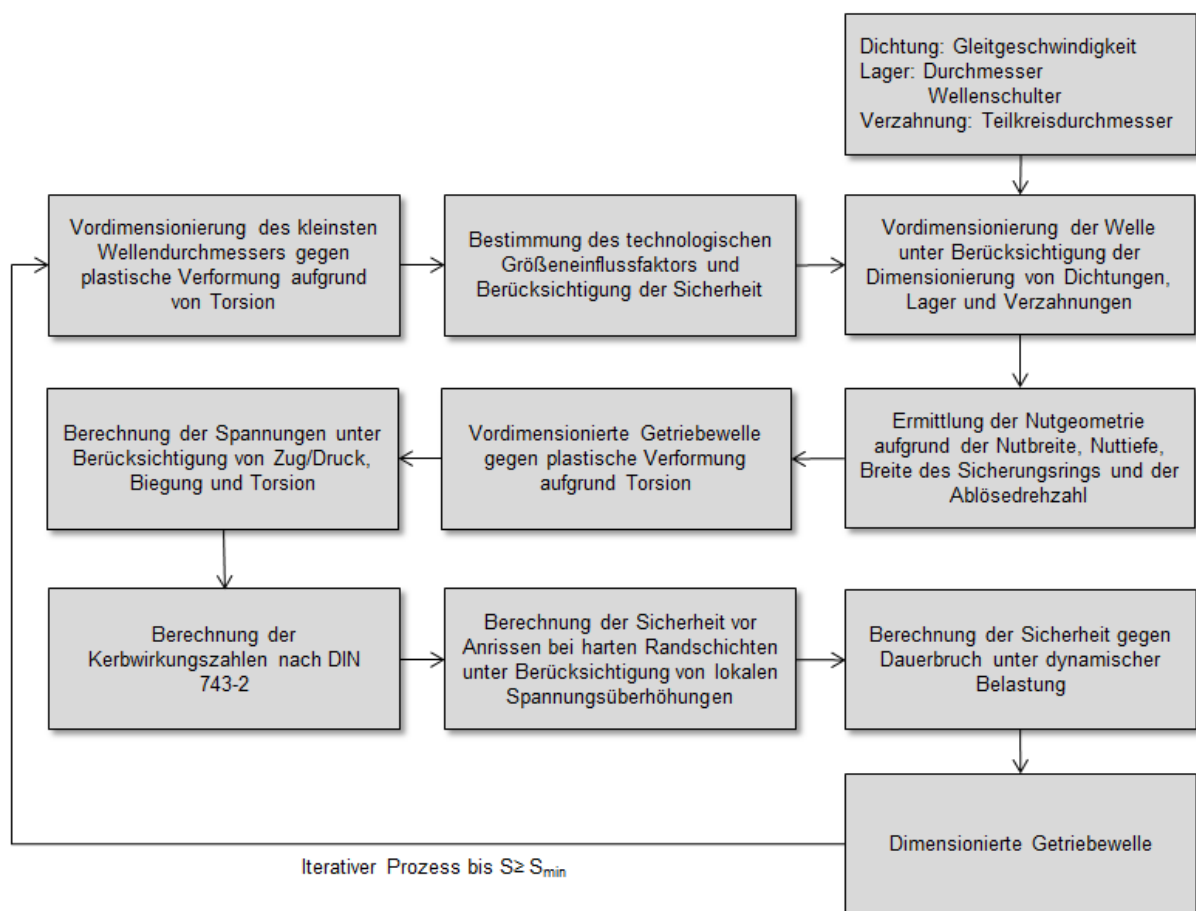


Abbildung 5.26: Vorgehen bei der Wellendimensionierung

Die Berechnungsschritte zur Dimensionierung der einzelnen Getriebewellen nach DIN 743 sind in dem Matlab basierten Softwaretool implementiert, so dass der Produktentwickler mit wenigen Eingabeparametern die Berechnung der Getriebewellen im Rahmen der Dimensionierung des gesamten Getriebes starten kann. Die hierfür notwendigen Parameter sind das Eingangsdrehmoment des Getriebes und die Mindestsicherheitsfaktoren für die unterschiedlichen Versagenskriterien. Zudem hat der Produktentwickler die Möglichkeit über ein

Expertenmenü alle Parameter für die Wellendimensionierung anzupassen. Die Dimensionierung der Getriebewellen wird durch die weiteren Getriebesubsysteme beeinflusst, beispielsweise durch die Änderung der Verzahnungsparameter. Auf die Dimensionierung dieser Subsysteme wird im Folgenden detailliert eingegangen.

5.2.4 Zahnraddimensionierung

Die Dimensionierung der Zahnräder steht in Wechselwirkung zu den restlichen Subsystemen des Getriebes. Die Geometrie der Zahnräder ist hauptsächlich abhängig von der Geometrie der Getriebewellen, dem übertragbaren Drehmoment und den Verzahnungsparametern. Die Verzahnung hat wiederum großen Einfluss auf die Achsabstände und dadurch auf den gesamten Bauraum des Getriebes. Um diese Zusammenhänge ganzheitlich beschreiben zu können, erfolgt die Analyse mit Hilfe des C&C²-Ansatzes aus Abbildung 5.27.

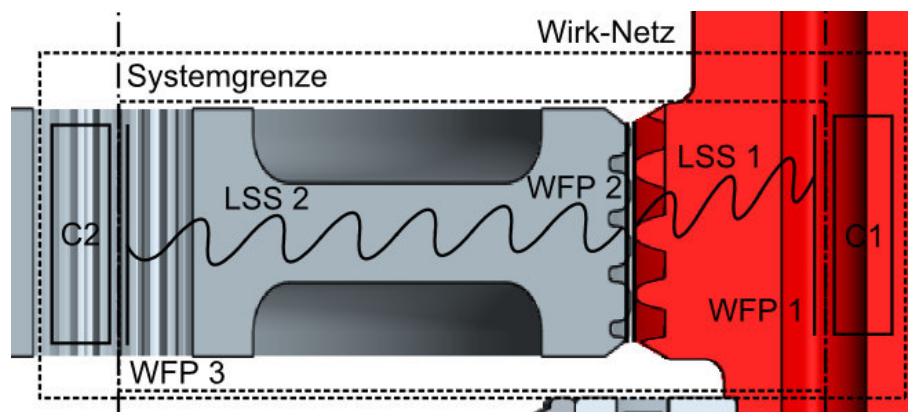


Abbildung 5.27: C&C²-Ansatz eines Ritzels und Zahnrads

Die beiden Leitstützstrukturen LSS 1 und LSS 2 bilden die Geometrie der Zahnräder, oder je nach Anwendungsfall der Verzahnungen die auf die Welle gefertigten Verzahnungen und die Materialeigenschaften ab. Die wichtigsten geometrischen Größen sind dabei die Durchmesser und die Breite der Zahnräder, bzw. der Verzahnung. Das WFP 2 beschreibt die Kontaktfläche des Zahneingriffs inklusive sämtlicher relevanter Verzahnungsparameter, Kräfte und Oberflächeneigenschaften wie beispielsweise die Härte. Eine Änderung der Parameter führt zu einer Änderung der Eigenschaften der restlichen Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen. Durch die Definition der Systemgrenze, wie in Abbildung 5.27 dargestellt, werden zwei Connectoren für die Dimensionierung der Zahnräder eingeführt. Die Connectoren integrieren die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die außerhalb des Betrachtungsbereichs liegen, in die Systembetrachtung. Die relevanten Eigenschaften der Connectoren sind das eingeleitete und ausgeleitete Drehmoment, die Wellengeometrie und der Achsabstand, definiert durch die Lage der Wellen zueinander.

Zur Dimensionierung der Verzahnung werden in einem ersten Schritt die hierfür notwendigen Randbedingungen sowie Verzahnungsparameter definiert und berechnet. Als Bezugsprofil des Zahnrades wird das nach der DIN 867 genormte Evolventenzahnprofil mit dem Profilwinkel $\alpha_n = 20^\circ$ verwendet. Der Profilwinkel kann zudem bedarfsgerecht an die jeweiligen Anforderungen angepasst werden. Über den Schrägungswinkel β kann der Produkentwickler den Winkel der Schrägverzahnung vorgeben. Gegenüber einem geradeverzahnten Zahnrad kann dadurch bei gleicher Zahnradbreite ein größerer Überdeckungsgrad erreicht werden. Nachteilig sind die resultierenden Axialkräfte, welche bei der Dimensionierung der Subsysteme berücksichtigt werden müssen. Der Schrägungswinkel wird durch den Produktentwickler über die Eingabeoberfläche des Softwaretools vorgegeben, liegt jedoch nach Kirchner (2007) und Wittel et al. (2017) meist im Bereich zwischen 15° und 30° . Der Schrägungswinkel ist zu Beginn der Berechnung standardmäßig auf 20° eingestellt, da dieser Winkel häufig in Fahrzeuggetrieben Anwendung findet.

Der vorläufige Teilkreisdurchmesser des Ritzels zu Beginn der Dimensionierung wird als Startwert um 10 mm größer definiert als der entsprechende Wellendurchmesser an der Position des Zahnrads. Dadurch wird sichergestellt, dass der Fußkreisdurchmesser bei einem weit verbreiteten Modul von $m = 2,5$ mm bei Verzahnungen in Fahrzeuggetrieben und einem mittleren Kopfspiel $c_p \approx 0,25 \cdot m$ den Wellendurchmesser nicht unterschreitet (vgl. DIN 867, S.2). Durch die Vorgabe des Normalmoduls von $m_n = 2,5$ mm wird die vorläufige Zähnezahl berechnet. Hauptsächlich bei kleinen Teilkreisdurchmessern mit kleinen Zähnezahlen führt die Wahl eines höheren Moduls zu einem Unterschnitt, der den Zahnfuß schwächt und die Überdeckung stark verringert (Grote & Feldhusen, 2007). Zur Vermeidung eines schädlichen Unterschnitts wird die vorläufige Zähnezahl mit der Grenzzähnezahl im Stirnschnitt abgeglichen. Bei Unterschreiten der Grenzzähnezahl wird der Modul nach den in DIN 780 definierten Modulreihen schrittweise von $m = 2,5$ mm über $m = 2,25$ mm auf $m = 2$ mm abgesenkt, bis die Zähnezahl des Ritzels oberhalb der Grenzzähnezahl liegt. Zudem kann über die Vorgabe eines positiven Profilverschiebungsfaktors dem Unterschnitt entgegengewirkt werden. Aus dem Produkt aus Profilverschiebungsfaktor x und dem Modul m wird die Profilverschiebung berechnet, die das radiale Maß für den Weg, den das Werkzeug bei der Herstellung der Verzahnung weniger tief oder tiefer zustellt, angibt. Der Profilverschiebungsfaktor liegt in der Regel zwischen -1 und 1 und kann durch den Produktentwickler für jede Verzahnung vorgegeben werden. Da die Zähnezahl des Ritzels auf eine ganze Zahl gerundet wird, werden die vom Produktentwickler vorgegebene Übersetzung sowie der Teilkreisdurchmesser in Matlab angepasst. Bei mehrgängigen Getrieben mit mehreren Zahnradpaaren wird der größere Achsabstand gewählt und das Zahnradpaar mit dem kleineren Achsabstand neu

dimensioniert. Dadurch wird die Geometrie der Zahnräder mit Ausnahme der Breite iterativ ermittelt.

Die Breite der Verzahnungen wird über die in Kapitel 2.5.2 eingeführte Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit berechnet. Grübchenbildung ist eine Ermüdungserscheinung, die zunächst als Poren und mit zunehmender Schädigung als flächige Ausbrüche auftritt und durch die Hertzsche Pressung auf den Zahnradflanken entstehen. Zahnfußbruch kann sowohl als Gewaltbruch bei Spitzenbelastungen oder als Ermüdungsbruch infolge eines Lastkollektivs auftreten. Für die Berechnung der Zahnradbreite wird der Zahnbruch aufgrund von Ermüdung betrachtet. Aufgrund der Abhängigkeit einiger Einflussfaktoren von der Zahnradbreite erfolgt die Berechnung iterativ. Zu Beginn werden diejenigen Einflussfaktoren berechnet, die ohne Kenntnis der Zahnradbreite bestimmbar sind. Alle weiteren Einflussfaktoren werden in der ersten Iteration nicht berücksichtigt und gehen mit dem Wert 1 in die Berechnung ein. Die Formeln zur Berechnung der Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit wurden jeweils nach der Breite b_z umgeformt und in Matlab hinterlegt. Der größere Wert der beiden Kriterien wird als vorläufig angenommene Breite gespeichert. Auf Basis der ersten Berechnung werden im zweiten Berechnungsschritt die noch fehlenden Einflussfaktoren bestimmt, die sich direkt oder indirekt über die Sprung-/Gesamtüberdeckung auf die Breite beziehen. Eine erneute iterative Berechnung der Breite nach den beiden Schadensmechanismen ergibt wiederum zwei Werte, von denen der Größere der beiden ausgewählt wird. In die Berechnung der Zahnradbreite gehen die Anwendungsfaktoren K_{AF} und K_{AH} für die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit mit ein. Werden die Faktoren mit dem Wert 1 gesetzt, werden die Verzahnungen dauerhaft auf das Nennmoment des Getriebeeingangs dimensioniert.

Zusätzlich wird das Breiten-Durchmesser Verhältnis Ψ_d überprüft. Bei einem zu großen Verhältnis trägt das Zahnrad nicht mehr gleichmäßig über die gesamte Breite (Naunheimer et al., 2007). In der Regel liegen die Grenzwerte für das Breiten-Durchmesser Verhältnis im Bereich von 0,8 bis 1,1 je nach Oberflächeneigenschaften der Verzahnung und der Art der Lagerung. Wenn der Maximalwert des Breiten-Durchmesser Verhältnisses überschritten wird, wird der vorläufig gewählte Teilkreisdurchmesser um 0,5 mm erhöht. Aufgrund des vergrößerten Teilkreisdurchmessers und des daraus resultierenden längeren Hebelarms ergeben sich kleinere Verzahnungskräfte bei gleichem Getriebeeingangsmoment. Infolgedessen führt eine erneute Berechnung nach derselben Vorgehensweise wie zuvor beschrieben zu einer geringeren Zahnradbreite bei größerem Teilkreisdurchmesser. Mit Hilfe mehrerer Iterationen wird in dem Softwaretool automatisiert der Zahnrad Durchmesser erhöht und die Zahnradbreite neu berechnet,

bis der Maximalwert für Ψ_d eingehalten wird. Das Vorgehen bei der Dimensionierung der Verzahnungen ist in Abbildung 5.28 dargestellt.

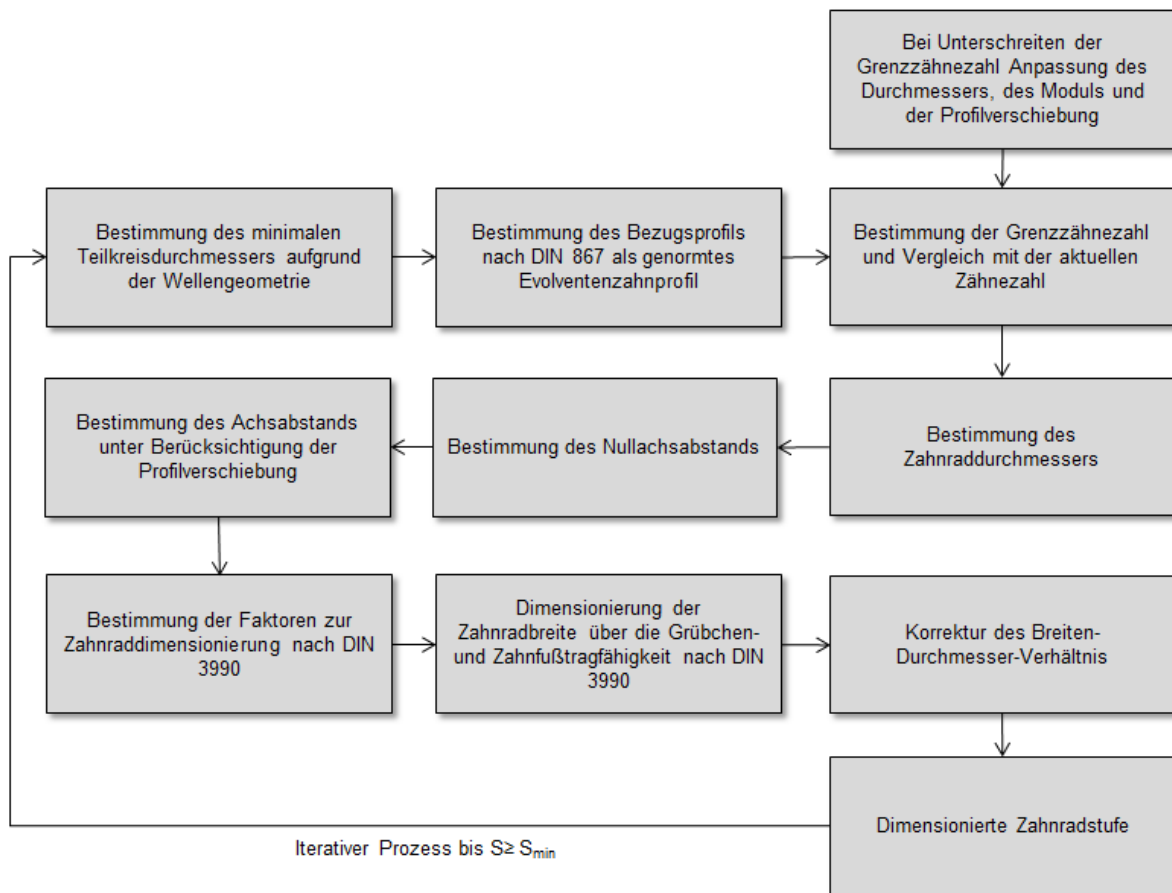


Abbildung 5.28: Vorgehen bei der Dimensionierung der Verzahnungen

Aufgrund der angepassten Achsabstände, Teilkreisdurchmesser und Verzahnungskräfte erfolgt eine erneute iterative Berechnung des gesamten Getriebes unter Berücksichtigung der restlichen Subsysteme. Auf die Dimensionierung des Subsystems Lager wird im folgenden Kapitel näher eingegangen.

5.2.5 Lagerauswahl

Die Auswahl von geeigneten Lagern für den jeweiligen Anwendungsfall korreliert hauptsächlich mit der Wellen- und Zahnradimensionierung, indem der Durchmesser des Innenrings über den Wellendurchmesser und die Reaktionskräfte auf die Lager über die Verzahnungskräfte bestimmt werden. Die Lagerauswahl erfolgt unter Berücksichtigung von vier Kriterien:

- Baugröße eines Lagers wird über den Wellendurchmesser bestimmt
- Grenzdrehzahl des Lagers darf nicht überschritten werden

Wälzkörper, Innenring und Welle ab. Nach der Vorgabe eines Lagertyps erfolgt die Auswahl der Baugröße über die Bildung des Wirkflächenpaars 2. Entsprechend der Wellengeometrie des Lagersitzes wird die Baugröße des Lagers mit dem nächst größeren Durchmesser des Innenrings im Vergleich zum Lagersitz ausgewählt. Daraus resultiert die Bildung der Wirkflächenpaare 1 und 2, indem der Wellendurchmesser an den Durchmesser des Innenrings angepasst wird. Zusätzlich erfolgt die automatisierte Anpassung der Wellenschulter nach den Vorgaben der Gestaltungsrichtlinien des ausgewählten Lagers. Durch die Änderung der Wellengeometrie erfolgt eine erneute Berechnung der Reaktionskräfte auf die Lager. Für die definierte Baugröße des ausgewählten Lagertyps erfolgt automatisiert die Überprüfung der maximalen Grenzdrehzahl. Da die Grenzdrehzahl mit zunehmendem Lagerdurchmesser abnimmt, muss bei einer Überschreitung der Grenzdrehzahl ein Lagertyp für höhere zulässige Drehzahlen ausgewählt werden, welcher dem Produktentwickler über ein Ausgabefenster empfohlen wird.

Die Berechnung der Lebensdauer erfolgt entsprechend DIN 26281 unter Berücksichtigung von Schmierung, Verunreinigung, der Ermüdungsgrenzbelastung des Lagermaterials, der Schiefstellung oder Verkipfung, dem Betriebsspiel des Lagers und der inneren Lastverteilung im Lager. Je nach Lagertyp und Ausführung erfolgt die Lebensdauerberechnung nach der DIN 281 oder herstellerspezifischen Auslegungsrichtlinien (Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2008), detailliert erläutert in Kapitel 2.5.3. Die Berechnung der Lagerbelastung erfolgt unter Berücksichtigung der Reaktionskräfte auf das Lager, sowie der Fliehkraft. Brändlein und Klühspies (1972) untersuchten den Einfluss der Fliehkraft einer Kugel für ein Spindellager mit einem Wälzkörperdurchmesser von 6 mm, einem Bohrungsdurchmesser von 25 mm und einem Teilkreisdurchmesser von 36 mm. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.30 dargestellt.

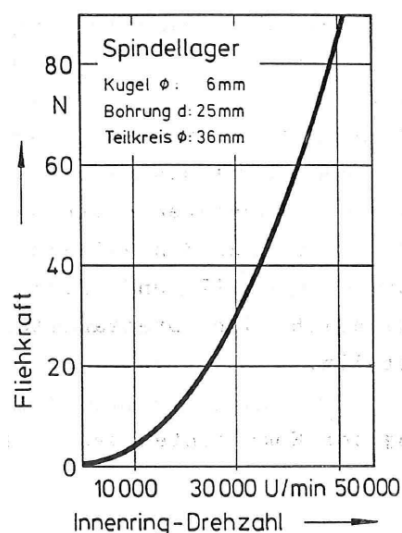


Abbildung 5.30: Fliehkraftbelastung einer umlaufenden Kugel in einem Spindellager (Brändlein & Klühspies, 1972)

Die Fliehkraft steigt aufgrund des quadratischen Einflusses der Winkelgeschwindigkeit proportional an. Der Einfluss der Fliehkraft wird bei der Berechnung der äquivalenten Lagerbelastung in der Lebensdauerberechnung berücksichtigt. Für die Berechnung der Lebensdauer nach DIN 281 und DIN 26281 werden Vereinfachungen bezüglich der Lagergeometrie getroffen.

Vereinfachungen der Berechnung nach DIN 281:

- Der Teilkreisdurchmesser des Kugel- oder Rollensatzes D_{pw} wird entsprechend DIN 281 über den Mittelwert zwischen Außen- und Innendurchmesser ermittelt.
- Der Nenndurchmesser der Kugel D_w wird mit 70 % der Lagerbreite angenommen.
- Der Rillenradius des Innenrings r_i wird entsprechend DIN 281 mit $0,52 \cdot D_w$ berechnet.
- Der Rillenradius des Außenrings r_e wird entsprechend DIN 281 mit $0,53 \cdot D_w$ berechnet.
- Der Verunreinigungsgrad e_c wird für mäßige Verunreinigungen mit 0,2 angenommen. Dieser kann durch den Produktentwickler variiert werden.

Vereinfachungen der Berechnung nach DIN 26281

- Die relative axiale Verlagerung δ_a und die radiale Verlagerung δ_r der beiden Lagerringe sowie der Verkippungswinkel zwischen Innenring und Außenring ψ (siehe Abbildung 5.31) werden durch eine Parametervariation im Kapitel 6.2.3 eingegrenzt. Die Werte können zudem durch den Produktentwickler über ein Untermenü der Benutzeroberfläche für einen Lagertyp vorgegeben werden und werden in der Regel bei einem Lagerhersteller angefragt.

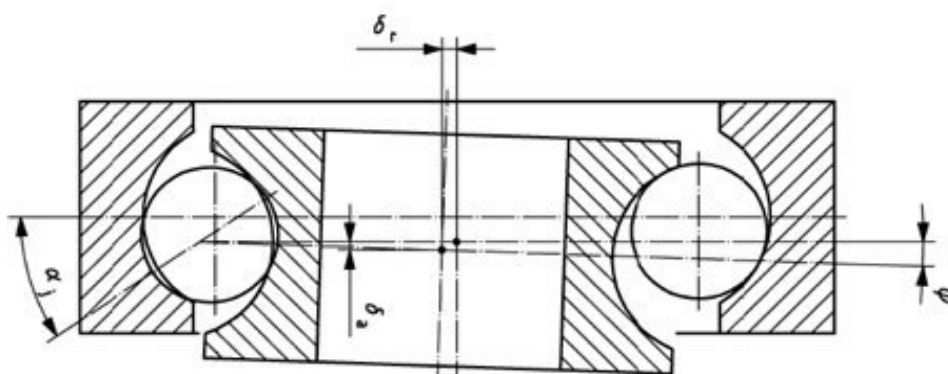


Abbildung 5.31: geometrische Hilfsgrößen nach DIN 26281 (2010a)

Das zur Lagerdimensionierung notwendige Lastkollektiv wird aus dem Fahrzyklus WLTP für die in Kapitel 5.1.2 eingeführten Fahrzeugklassen approximiert und über die Übersetzung der einzelnen Zahnradstufen auf die Lager umgerechnet. Zudem

können weitere Fahrzyklen durch den Produktentwickler implementiert werden, um die Lager individuell auf einen Fahrzyklus auszulegen. Der Geschwindigkeitsverlauf des WLTP wird über die Fahrwiderstände in ein Drehmoment umgerechnet. Entsprechend des Raddurchmessers und der Geschwindigkeit wird die Drehzahl ermittelt. Die daraus resultierenden Lastkollektive, umgerechnet auf das Drehmoment und die Drehzahl am Rad, sind in Abbildung 5.32 dargestellt.

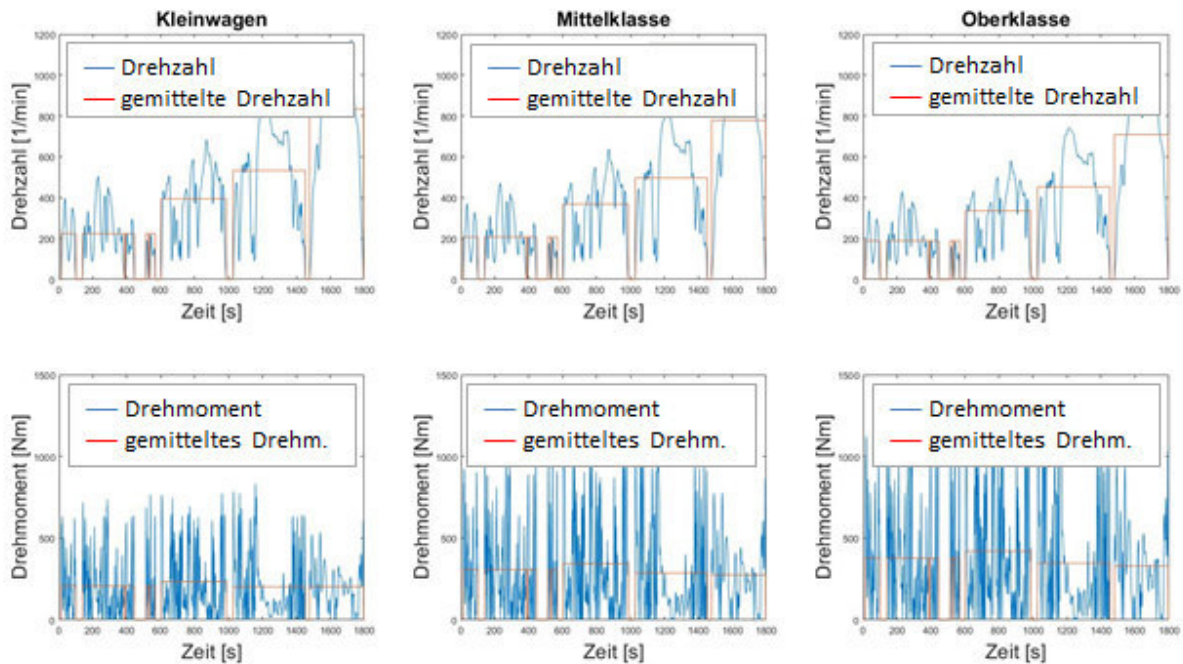


Abbildung 5.32: Lastkollektive für unterschiedliche Fahrzeugklassen abgeleitet von dem Fahrzyklus WLTP

Für einzelne Zeitabschnitte des Fahrzyklus wird der Mittelwert der Drehzahl und des Drehmoments gebildet und analog den Formeln (84) und (85) aus Kapitel 2.5.3 das Lastkollektiv ermittelt. In Abbildung 5.32 ist deutlich erkennbar, dass mit größerer Fahrzeugklasse die Raddrehzahl aufgrund des größer werdenden Reifendurchmessers abnimmt und das Drehmoment aufgrund der größeren Fahrwiderstände zunimmt.

Je nach ausgewähltem Lagertyp wird entsprechend der DIN-Normen oder auch herstellerspezifischen Auslegungsrichtlinien die Lebensdauer ermittelt. Wird die Mindestlebensdauer unterschritten, erfolgt eine schrittweise Erhöhung des Lagerdurchmessers unter Berücksichtigung der Grenzdrehzahl. Entsprechend der Erhöhung des Lagerdurchmessers werden die Geometrie der Wellen und der Zahnräder angepasst und die Lebensdauerberechnung erneut durchgeführt. Das Vorgehen für die Auswahl von geeigneten Lagern ist in Abbildung 5.33 dargestellt.

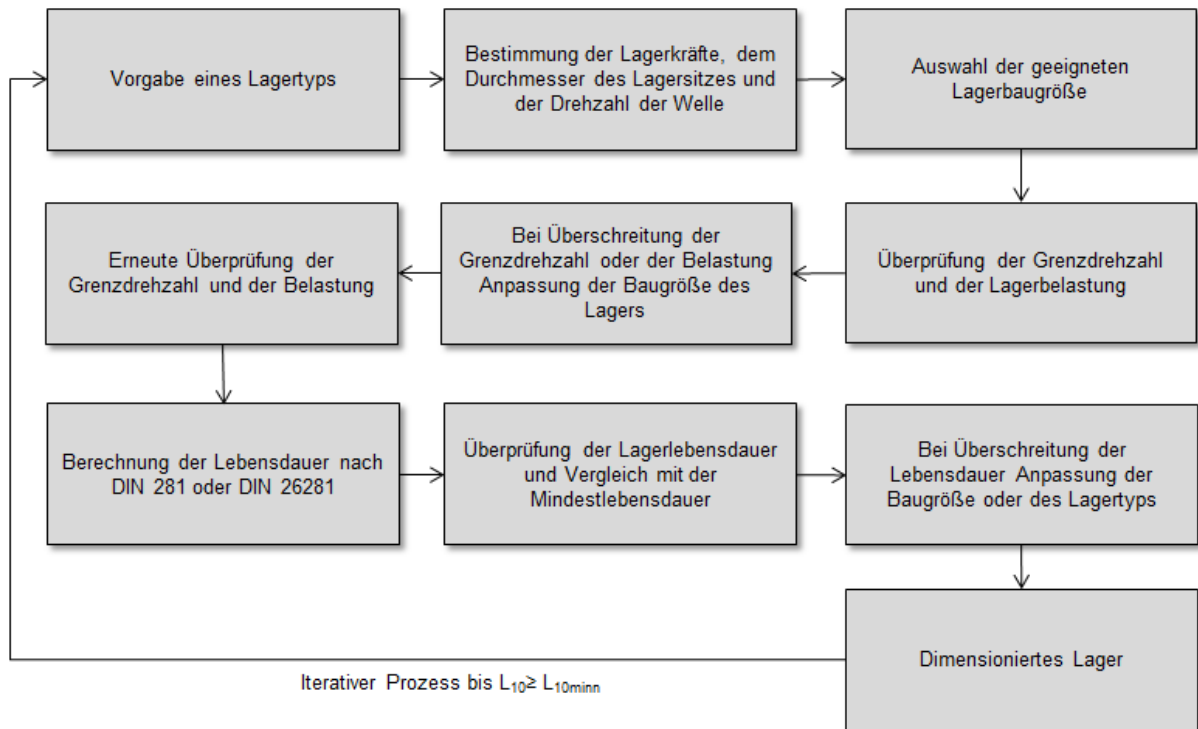


Abbildung 5.33: Vorgehen bei der Lagerauswahl

Als letzter Schritt der Lagerauswahl wird die statische Sicherheit bei maximalem Drehmoment am Getriebeeingang ermittelt und darf die Mindestsicherheit in Abhängigkeit des Lagers nicht unterschreiten.

5.2.6 Kupplungsdimensionierung

Mehrgängige Getriebe für Elektrofahrzeuge mit einer zentralen elektrischen Maschine benötigen zur Erfüllung der Anforderung „Lastschaltfähigkeit“ Kupplungen zur Übertragung des Drehmoments ohne Zugkraftunterbrechung. Die Dimensionierung dieser Kupplungen sowie die geometrischen Wechselwirkungen mit den restlichen Subsystemen des Getriebes werden im Folgenden detailliert vorgestellt. Wie in Kapitel 2.5.4 beschrieben setzt sich das übertragbare Kupplungsmoment aus dem Motormoment und dem Trägheitsmoment zusammen. Das übertragbare Kupplungsmoment wird in Abhängigkeit des Reibwerts, der Anpresskraft, des mittleren Reibradius und der Anzahl an Reibflächen nach Formel (63) berechnet:

Die Zielgröße zur Dimensionierung der Kupplung ist der Außendurchmesser. Der Innendurchmesser der Reibflächen wird über den Wellendurchmesser an der Position der Kupplung zuzüglich eines konstanten Werts für den Lamelleninnenträger berechnet. Der konstante Wert kann durch den Produktentwickler beliebig angepasst werden. Bei einem vorgegebenen Reibwert in Abhängigkeit des Materials und einer vorgegebenen Anpresskraft kann mit dem maximal übertragbaren Kupplungsmoment der Außendurchmesser der Kupplung in Abhängigkeit der Anzahl an Reibflächen

bestimmt werden. Der Außendurchmesser darf zum einen den Durchmesser des angrenzenden Zahnrads (Tabelle 5.5, i_1 und i_2) nicht übersteigen. Zusätzlich wird für den maximalen Außendurchmesser die zulässige maximale Gleitgeschwindigkeit überprüft. Bei Überschreiten eines der beiden Kriterien wird die Reibflächenanzahl erhöht, wodurch der axiale Bauraum des Getriebes zunimmt. Für die Reibflächengeometrie wird eine Berechnung der zulässigen Flächenpressung, der Reibleistung und Reibarbeit durchgeführt. Die dimensionierte Kupplung kann wiederum Einfluss auf die Zahnraddurchmesser des Getriebes haben, weshalb gegebenenfalls eine erneute Iteration zur Berechnung der Subsysteme durchgeführt wird. Das Vorgehen bei der Dimensionierung der Kupplungen ist in Abbildung 5.34 dargestellt.

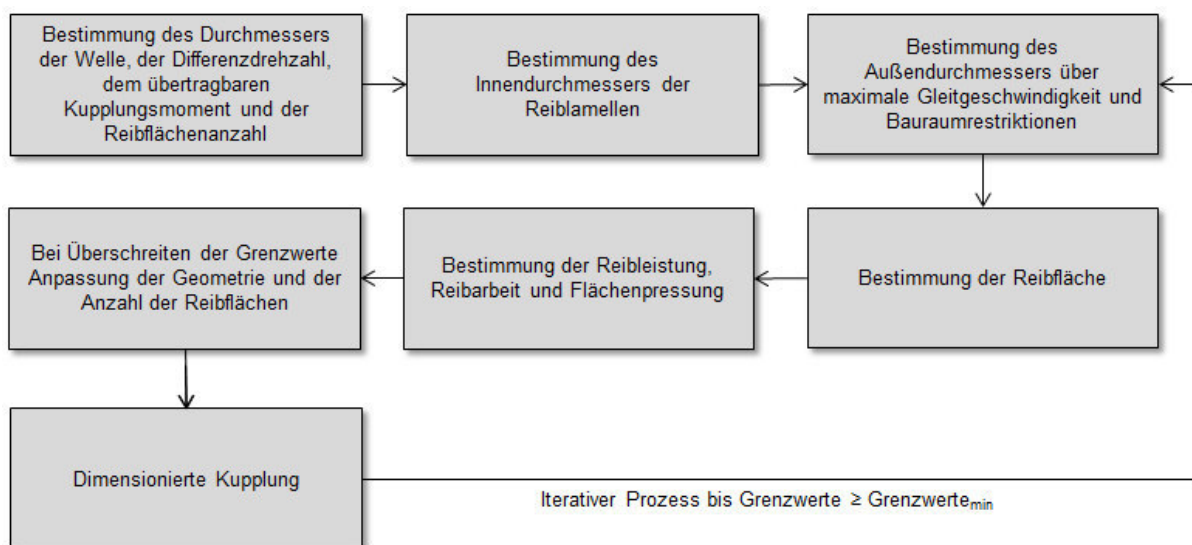


Abbildung 5.34: Vorgehen bei der Kupplungsdimensionierung

Ein Vorteil von Elektromotoren gegenüber Verbrennungsmotoren ist die aktive Anpassung der Drehzahl. Während bei einem Verbrennungsmotor die Drehzahl während eines Schaltvorgangs über das Last- und Trägheitsmoment angepasst wird, kann bei einem Elektromotor die Zieldrehzahl bei einem Schaltvorgang direkt vorgegeben werden. Daraus resultiert eine Verringerung der Differenzdrehzahl in der Kupplung, das Trägheitsmoment der zu synchronisierenden Subsysteme wird reduziert und die Schaltzeit kann verkürzt werden. Der Anteil der Drehzahl, die über den Elektromotor synchronisiert wird, kann durch den Produktentwickler über die Eingabeoberfläche des Softwaretools in Prozent vorgegeben werden. Die Kupplungsverluste der schlupfenden Kupplung während eines Lastschaltvorgangs mit einer Differenzdrehzahl von 6.000 1/min und einem Kupplungsmoment von 500 Nm bei der Erhöhung des Synchronisierungsanteils über den Elektromotor sind in Abbildung 5.35 dargestellt.

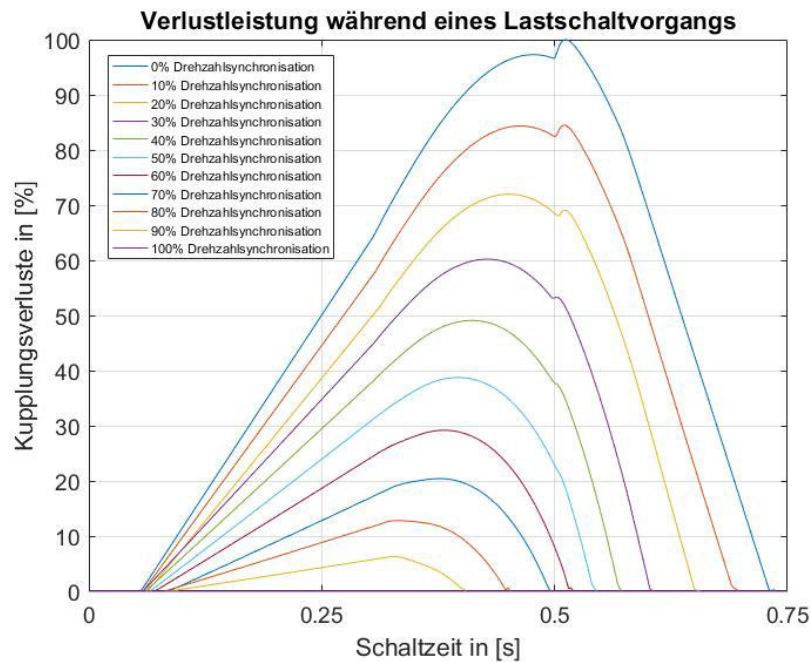


Abbildung 5.35: Kupplungsverluste in der schlupfenden Kupplung bei einem Lastschaltvorgang mit Erhöhung des Synchronisierungsanteils über den Elektromotor (Reichert et al., 2017)

Die obere blaue Kurve in Abbildung 5.35 zeigt die Kupplungsverluste ohne anteilige Synchronisation über den Elektromotor. Das bedeutet, dass die gesamte Differenzdrehzahl über die Kupplung abgebaut wird. Der Peak bei ca. 0,5 Sekunden Schaltzeit resultiert aufgrund des induzierten Trägheitsmoments durch das Abbremsen des Motors bei einer Zughochschaltung. Durch die Erhöhung des Synchronisierungsanteils des Elektromotors auf 10 % können die Kupplungsverluste um ca. 15 % reduziert werden. Ursache hierfür ist eine kleinere Differenzdrehzahl während des Schaltvorgangs und dem damit einhergehenden kleineren Trägheitsmoment. Je größer die anteilige Synchronisation über den Elektromotor durchgeführt wird, desto kleiner werden die Kupplungsverluste und die Schaltzeit wird verkürzt. Es muss beachtet werden, dass bei einem Synchronisierungsanteil von 100 % über den Elektromotor das Kriterium Lastschaltfähigkeit nicht mehr erfüllt ist, da während der Einstellung der Zieldrehzahl aktiv kein Drehmoment übertragen werden kann.

5.2.7 Softwaretool zur Unterstützung des Produktentwicklers

Wie in Kapitel 5.1.4 zur Definition der Ganganzahl und der Übersetzungen der einzelnen Gänge in Abhängigkeit des Restsystems steht dem Produktentwickler für die automatisierte Getriebedimensionierung ebenfalls ein Softwaretool zur Verfügung. Mittels einer graphischen Benutzeroberfläche (GUI) des Softwaretools kann der Produktentwickler in Abhängigkeit von Eingabeparametern zur Dimensionierung der Wellen, Zahnräder, Lager und Kupplungen eine automatisierte Berechnung der ausgewählten eingängigen, zweigängigen oder dreigängigen

Getriebetopologie starten und dabei über Parameter und Beschränkungen Einfluss auf die finale Geometrie des Getriebes nehmen. Die graphische Benutzeroberfläche eines zweigängigen Getriebes ist in Abbildung 5.36 dargestellt und wurde im Rahmen der betreuten Bachelorarbeiten von Haas und Bozkirli entwickelt.

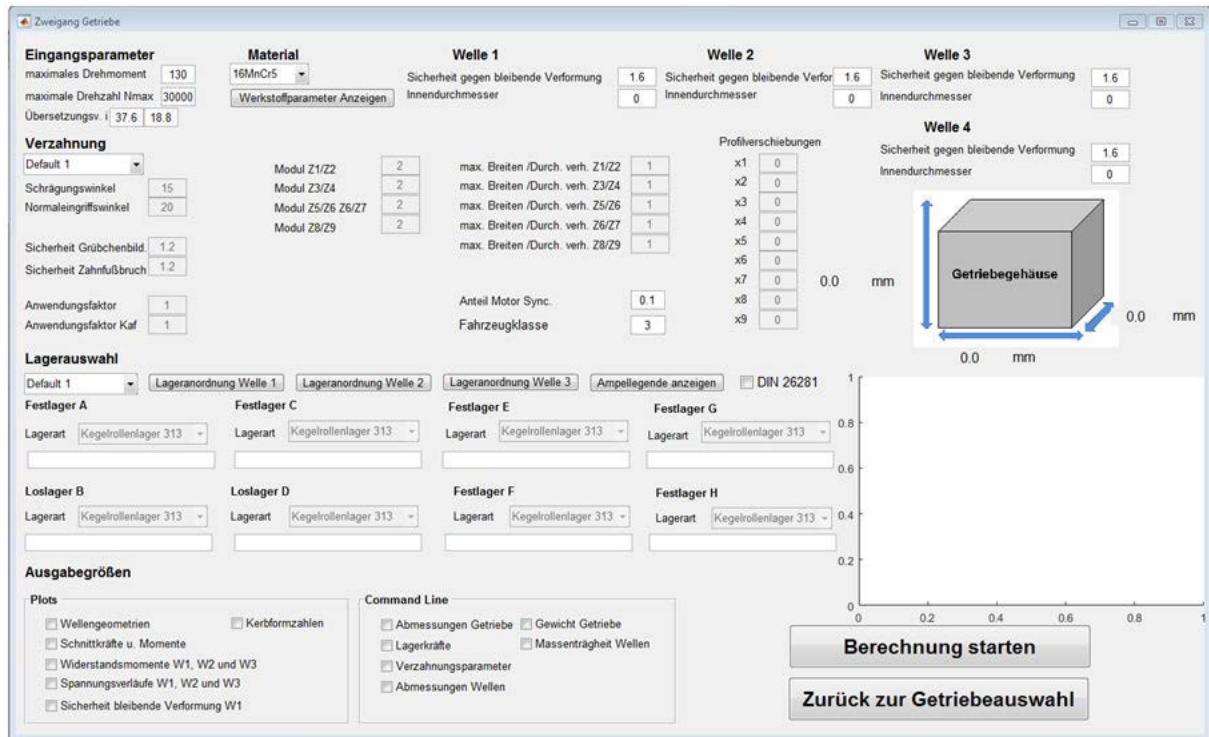


Abbildung 5.36: graphische Benutzeroberfläche des Matlab basierten Softwaretools³

Über die graphische Benutzeroberfläche werden die zuvor definierten Übersetzungen der einzelnen Gänge, sowie das maximale Drehmoment und die maximale Drehzahl zur Vordimensionierung der Getriebewellen und zur statischen Berechnung der einzelnen Subsysteme vorgegeben. Zusätzlich werden über die Angabe der Fahrzeugklasse die in Abbildung 5.32 dargestellten Lastkollektive auf Basis des Fahrzyklus WLTP zur dynamischen Dimensionierung der Subsysteme ausgewählt. Ähnlich der Bestimmung der Lagerlebensdauer auf Basis von Fahrzyklen kann der Produktentwickler weitere Zyklen zur Dimensionierung hinterlegen. Zur Dimensionierung der Wellen und Zahnräder kann aus den in Tabelle 5.6 hinterlegten Werkstoffen gewählt werden. Über die Vorgabe der Sicherheitsfaktoren zur Dimensionierung der Getriebewellen kann der Produktentwickler die Gestaltung der Bauteile beeinflussen. Die Verzahnungsparameter haben Einfluss auf die resultierende Verzahnungskraft und damit auf die Geometrie des gesamten Getriebes. Der Produktentwickler kann dabei

³ Bozkirli, E. (2017) – betreute Bachelorarbeit

aus einer „Default Verzahnung“ auswählen, oder detaillierte Verzahnungsparameter nach DIN 3990 eingeben. Die graphische Benutzeroberfläche verfügt über die wichtigsten Eingabeparameter. Weitere Parameter werden über Zusatzfenster eingegeben. Dadurch können beispielsweise detaillierte Verzahnungsparameter für Low-Loss-Verzahnungen bei der Dimensionierung des Getriebes berücksichtigt werden. Über das Breiten-Durchmesser-Verhältnis der Zahnräder oder Verzahnungen kann maßgeblich die Geometrie des Getriebes beeinflusst werden. Am Beispiel einer Getriebeeingangswelle eines eingängigen, zweistufigen Getriebes mit einem maximalen Eingangsdrehmoment von 270 Nm ist der Einfluss des Breiten/Durchmesserverhältnisses in Abbildung 5.37 dargestellt.

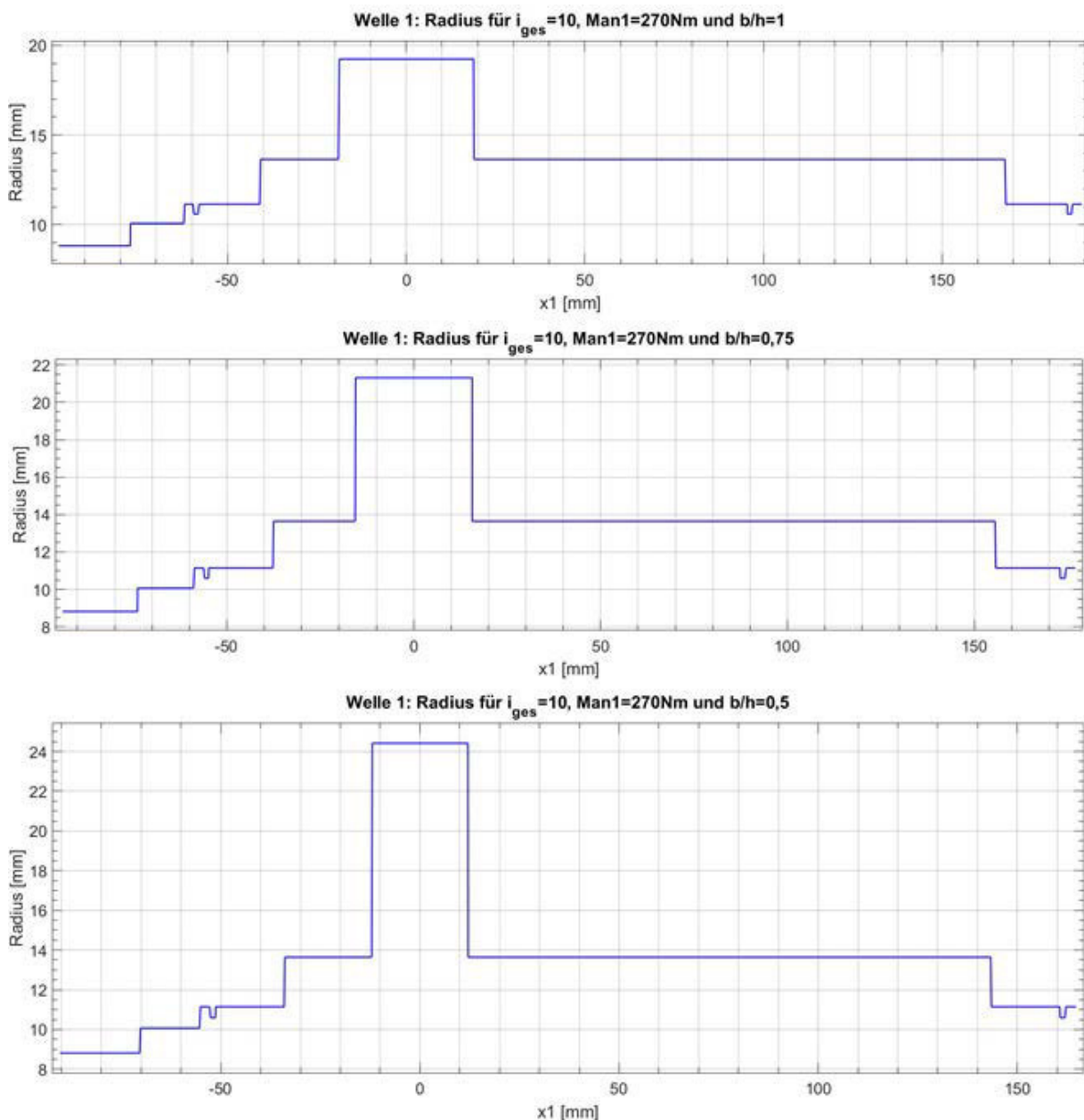


Abbildung 5.37: Verzahnungsgeometrie in Abhängigkeit des Breiten/Durchmesserverhältnisses einer Getriebeeingangswelle eines eingängigen, zweistufigen Getriebes mit einem maximalen Eingangsdrehmoment von 270 Nm

Mit kleiner werdendem Breiten/Durchmesser Verhältnis wird der Durchmesser des Zahnrads oder der Verzahnung größer. Aufgrund des größeren Durchmessers und des damit verbundenen größeren Hebelarms nimmt bei gleichbleibendem Drehmoment die Verzahnungskraft ab, wodurch die Breite reduziert wird.

Weitere Eingabeparameter sind die Auswahl der Lagertypen für die einzelnen Lager. Die Baugröße der Lager wird dabei automatisiert an den jeweiligen Lastfall angepasst. Der Produktentwickler erhält über die Benutzeroberfläche Rückmeldung bezüglich der Lagergröße, der Lebensdauer und der statischen Sicherheit. Erfüllt ein Lagertyp die Anforderungen nicht, werden Lagertypen vorgeschlagen, die diese erfüllen. Zusätzlich werden der Bauraum des Getriebes und die Lage und der Durchmesser der Wellen und Zahnräder optisch ausgegeben. Über die Aktivierung der Ausgabegrößen stehen weitere Plots und Kenngrößen zur Verfügung:

Plots:

- Wellengeometrie der Getriebewellen
- Schnittkraft- und Drehmomentverläufe der Getriebewellen
- Spannungsverläufe und Kerbformzahlen der Getriebewellen
- Sicherheitsverläufe über die Länge der Wellen

Kenngrößen:

- Abmessungen des Getriebes
- Gewicht des Getriebes
- Trägheiten der Subsysteme
- Abmessungen der Subsysteme
- Verzahnungsparameter
- Lagerkräfte und Lagerdaten

Die Ausgabekenngrößen dienen zur Information des Produktentwicklers und werden als Inputparameter für die in Kapitel 5.3 beschriebene Effizienzbewertung der unterschiedlichen Antriebsstrangtopologien benötigt. Zur Erweiterung des Berechnungstools können aufgrund der parametrisierten Wellenmodelle weitere Standgetriebe in das Tool integriert werden.

5.3 Getriebesimulation zur Effizienzbewertung

Für die Bestimmung des Energiebedarfs eines gesamten Antriebsstrangs bestehend aus Leistungselektronik, Elektromotor und Getriebe wurde ein Simulationsmodell in Matlab Simulink entwickelt. Damit können die Verluste im gesamten Antriebsstrang

für unterschiedliche Getriebetopologien und Restsysteme ermittelt werden (Abbildung 5.38).

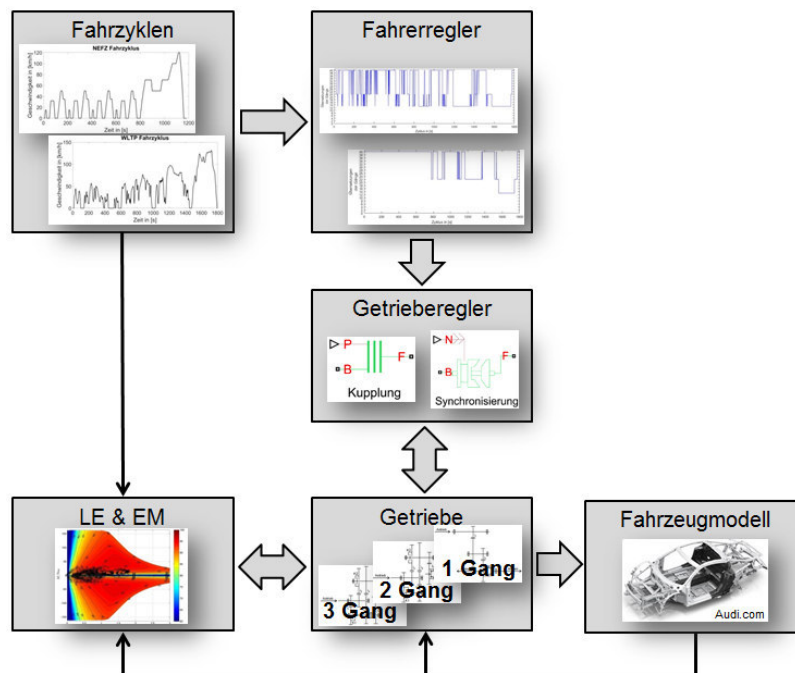


Abbildung 5.38: Simulationsmodell zur Bestimmung des Energiebedarfs des Antriebsstrangs

Die Verluste des Elektromotors und der Leistungselektronik werden mit Verlustleistungskennfeldern über das anliegende Motordrehmoment und die anliegende Drehzahl am Elektromotor ermittelt. In das Simulationsmodell können sowohl Synchron- als auch Asynchronmaschinen eingebunden werden. Die Getriebeverluste setzen sich aus Verzahnungs-, Lager-, Dichtungs-, Kupplungs-, Synchronisations- und Aktuatorikverlusten zusammen. Jede Getriebetopologie in der Simulation verwendet ein eigenes Verlustmodell und erhält die notwendigen Parameter zur Berechnung der Verluste aus der in Kapitel 5.2 eingeführten Getriebedimensionierung. Die Simulationsmodelle der eingängigen Getriebe berücksichtigen alle lastabhängigen und lastunabhängigen Lager- und Verzahnungsverluste sowie die Dichtungsverluste. Die mehrgängigen Simulationsmodelle werden um Schaltelemente, eine Getriebesteuerung und einen Fahrerregler erweitert, die in Abhängigkeit von der Schaltstrategie die Kupplungen über die Schaltvorgänge betätigen. Dadurch ist es möglich, die Leistungs- und Energieverluste der Überschneidungsphasen und der Synchronisationsphasen während eines Lastschaltvorgangs zu erfassen. Zusätzlich werden die Aktuatorikverluste der Kupplungen und Synchronisierungen berücksichtigt. So kann durch Addition der Verluste die gesamte Verlustleistung und der Energiebedarf in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse, des Fahrzykluses und der Schaltstrategie ermittelt werden. Die einzelnen Verlustmodelle der Getriebe subsysteme sind separat programmiert, das bedeutet, die Subsystemverluste können als abgeschlossener

Block in das Simulationsmodell integriert werden. Dadurch können zum einen bestehende Getriebetopologien angepasst oder erweitert werden. Zum anderen können neue Topologien durch die Verwendung der abgeschlossenen Blöcke zur Berechnung der Verluste einzelner Subsysteme durch eine Drag&Drop-Funktion implementiert werden. Das Ergebnis des Simulationsmodells ist eine Effizienzanalyse des gesamten Antriebsstrangs. Durch die implementierten eingängigen und mehrgängigen Getriebetopologien können unterschiedliche Antriebsstränge miteinander verglichen werden. Neben der Energieeffizienz können von den Getrieben für weitere Simulationen Wirkungsgradkennfelder erstellt werden. Für die Ermittlung der Getriebeverluste werden unterschiedliche Verlustmodelle für die einzelnen Getriebesubsysteme berücksichtigt. Diese werden im Folgenden detailliert eingeführt. Die Verifizierung und Validierung der einzelnen Verlustmodelle erfolgt in Kapitel 6.

5.3.1 Modellierung der Lagerverluste

Um den Produktentwickler bei der Berechnung der Lagerverluste zu unterstützen, werden die einzelnen Lager als abgeschlossene Berechnungsmodelle mit einer Eingabemaske zur Auswahl der Berechnungsmethode zur Ermittlung der Verluste und zur Auswahl der Lager in Matlab Simulink umgesetzt. Die Berechnung der Lagerreibung durch die abgeschlossenen Berechnungsmodelle ermöglicht eine mehrfache und voneinander unabhängige Verwendung in einer Simulation um unterschiedliche Wälzlagerarten im Simulationsmodell abzubilden, ohne dem Benutzer Programmieraufwand abzuverlangen. Die abgeschlossenen Berechnungsmodelle basieren auf den in Kapitel 2.4.1.1 aufgeführten Gleichungen zur Berechnung des Reibungsmoments nach Schaeffler und SKF. Durch eine dynamische Fallunterscheidung kann durch den Produktentwickler zu jedem Zeitpunkt im Simulationsmodell vorgegeben werden, mit welchem der beiden Berechnungsmodelle gerechnet wird.

Für die Berechnung der Lagerverluste werden die Lager über den Bohrungsdurchmesser d , den Außendurchmesser D , die dynamische Tragzahl C und weitere Parameter, welche die Geometrie und die Belastbarkeit eines Lagers beschreiben, definiert. Diese Größen werden für die Berechnung des Reibmoments benötigt und müssen aus diesem Grund an das Modell übergeben werden. Im allgemeinen Fall sind die in einem technischen System verwendeten Lager nicht identisch und dementsprechend unterscheiden sich die für die Berechnung des Reibmoments benötigten Parameter. Bei der Verwendung mehrerer Lagerblöcke zur Berechnung der Verluste würde es deshalb zu Problemen bei der Definition der lagerspezifischen Parameter kommen, weshalb jedes Lager durch einen eigenen Lagerblock abgebildet wird, welcher in Abbildung 5.39 dargestellt ist. Die Entwicklung

einer grafischen Benutzeroberfläche zur Bedienung durch den Produktentwickler wurde im Rahmen der Betreuten Bachelorarbeit von Bopp entwickelt.

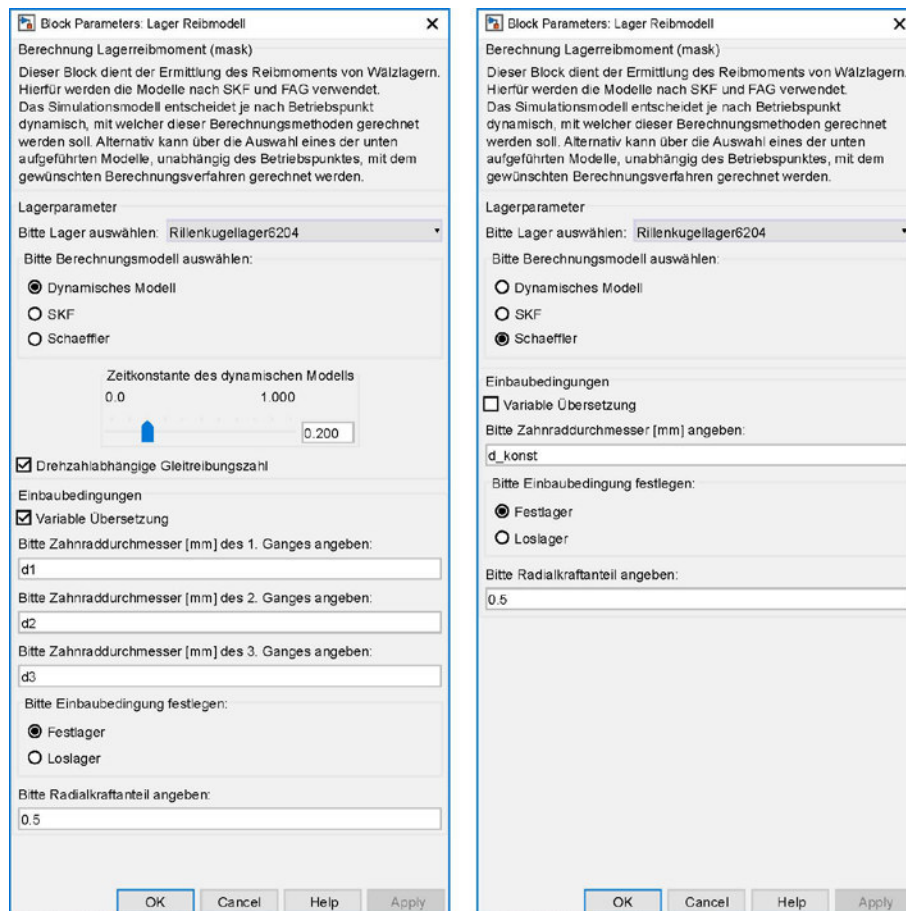


Abbildung 5.39: graphische Benutzeroberfläche des Lager Reibmodells⁴

Durch die grafische Benutzeroberfläche kann der Produktentwickler Veränderungen an dem Simulationsmodell vornehmen, ohne dessen Funktionsweise im Detail verstehen zu müssen. Die Modifikationsmöglichkeiten werden dynamisch an die Auswahl des Produktentwicklers angepasst. In Abbildung 5.39 links ist das dynamische Modell zur Berechnung der Lagerverluste dargestellt, während in Abbildung 5.39 rechts das Modell nach Schaeffler ausgewählt wurde. Dadurch wird die grafische Benutzeroberfläche übersichtlicher und unterstützt den Produktentwickler bei der Initialisierung des Modells. Die Modifikationsmöglichkeiten beruhen auf der Auswahl des Modells zur Berechnung des Lagerverlustmoments. Über die Auswahl eines hinterlegten Wälzlagers werden die zur Berechnung notwendigen Parameter aus einem digitalen Lagerkatalog implementiert. Die notwendigen Geometrieparameter wie Zahnrad Durchmesser und axiale Abstände zur Berechnung der Lagerkräfte werden aus dem Dimensionierungstool, vorgestellt in

⁴ Bopp, B. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Kapitel 5.2, importiert. Weiterführende Informationen zur Benutzeroberfläche können in der Hilfe nachgelesen werden.

Bei der Auswahl der Berechnungsmethoden nach Schaeffler oder SKF wird das Verlustmoment für den gesamten Drehzahl- und Drehmomentbereich mit dem gleichen Verlustmodell berechnet. Das dynamische Modell berücksichtigt nicht nur unterschiedliche Parameter für die Berechnung des Reibmoments für unterschiedliche Lagertypen, sondern unterscheidet je nach Betriebspunkt zwischen den Berechnungsmodellen nach Schaeffler und SKF, die sich aufgrund ihrer Berechnungsmethode voneinander unterscheiden. Während das Modell nach Schaeffler die Verluste lastabhängig berechnet, wird bei dem Modell nach SKF die Reibung ursachenabhängig ermittelt, detailliert beschrieben in Kapitel 2.4.1.1. Die Berechnungsmodelle in Abhängigkeit des Betriebspunkts sind entsprechend Tabelle 5.7 im Lagerblock implementiert. Die Auswahl der geeigneten Berechnungsformeln wird automatisiert im Hintergrund getroffen und muss nicht durch den Produktentwickler vorgegeben werden.

Tabelle 5.7: Verlustmodelle für unterschiedliche Lagertypen in Abhängigkeit des Betriebspunkts

Lagertyp	Berechnung nach Schaeffler	Berechnung nach SKF
Rillenkugellager	$C/P \geq 10$	$C/P < 10$
Schrägkugellager	Für alle Betriebspunkte	-
Kegelrollenlager	$C/P \geq 10$ & $n \geq 1.000$ 1/min	$C/P < 10$ & $n < 1.000$ 1/min
Zylinderrollenlager	$n \leq 1.000$ 1/min	$n > 1.000$ 1/min

C/P entspricht der relativen Belastung, berechnet nach dem Quotient aus der dynamischen Tragzahl C des jeweiligen Lagers und der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung P. Die Validierung der Verlustmodelle für unterschiedliche Lagertypen in Abhängigkeit des Betriebspunkts erfolgt in Kapitel 6.

Bei dem Übergang von einem zum anderen Berechnungsmodell treten Unstetigkeiten in der Ausgangsgröße auf. Da das eingebaute Lager während einer Simulation nicht verändert wird, sind Strukturen, welche für die Auswahl der richtigen Lagerparameter und Berechnungsgleichungen zuständig sind, unproblematisch und werden deshalb nicht weiter betrachtet. Kritische Strukturen sind diejenigen, welche das im aktuellen Betriebspunkt geeignete Berechnungsmodell auswählen. Tritt während der Simulation ein Wechsel zwischen den Modellen auf, so wird das Reibmoment instantan mit einem anderen Modell berechnet. Hierbei entstehen im Allgemeinen Sprünge im Verlauf des Reibmomentes, zu erkennen am Beispiel eines

Zylinderrollenlagers NU212 mit einer relativen Belastung $C/P = 20$ und einer Viskosität $\nu = 113 \text{ mm}^2/\text{s}$ in Abbildung 5.40.

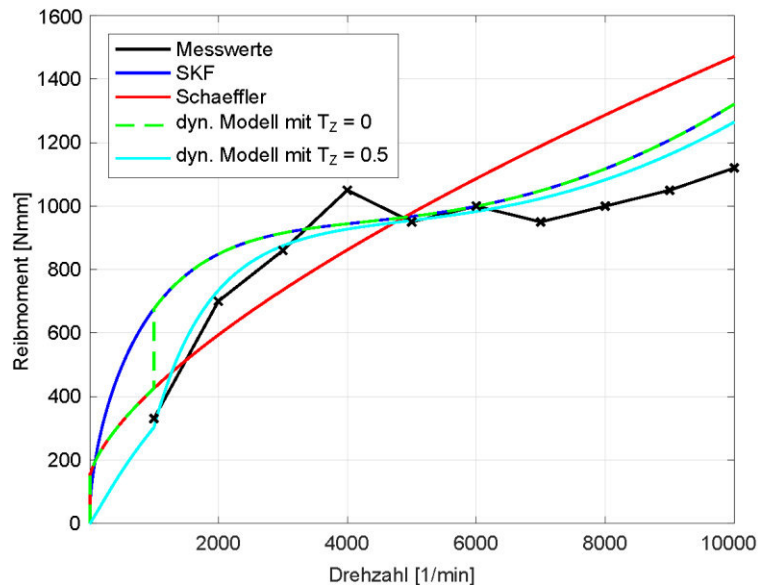


Abbildung 5.40: Unstetigkeit im Reibmoment des dynamischen Simulationsmodells (Zylinderrollenlager NU 212 mit $C/P = 20$, $\nu = 113 \text{ mm}^2/\text{s}$, Messwerte nach Wang (2013))⁵

Bei einer Drehzahl von $n = 1.000 \text{ 1/min}$ findet der Übergang von der Berechnung nach Schaeffler zu dem Berechnungsmodell nach SKF statt. Das Reibmoment des dynamischen Modells mit der Zeitkonstanten $T_Z = 0 \text{ s}$ entspricht dem Verlauf der Berechnung ohne PT1-Glied. Um dessen sprunghaften Verlauf zu glätten, wird ein aus der Regelungstechnik bekanntes PT1-Glied zur Übertragung des Signals im Simulationsmodell implementiert. Für eine Zeitkonstante $T_Z = 0,5 \text{ s}$ wird die schwarze Kurve aus experimentell ermittelten Messwerten nach Wang (2013) sehr gut approximiert, wodurch eine genaue Berechnung der Lagerverluste möglich ist. Die Validierung der Lagerverlustmodelle erfolgt ebenfalls in Kapitel 6 für die implementierten Wälzlager.

5.3.2 Modellierung der Verzahnungsverluste

Ähnlich dem Modell zur Berechnung des Lagerverlustmoments ist das Modell für die Verzahnungsverluste aufgebaut. In einem Fahrzeuggetriebe unterscheiden sich die Verzahnungsparameter jeder einzelnen Zahnradstufe aufgrund der unterschiedlichen Übersetzung. Deshalb ist es aus Sicht des Produktentwicklers wichtig, das Verzahnungsverlustmodell dahingehend zu gestalten, dass dieses mit möglichst geringem Aufwand reproduziert und an der jeweiligen Position im Getriebe eingebunden werden kann. Neben den Verzahnungsparametern variieren in einem

⁵ Bopp, B. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Getriebe zusätzlich die Schmierstoffparameter, beispielsweise die Einspritzrichtung oder die Einspritzmenge und die Gehäuseparameter wie beispielsweise die Wandabstände. Das bedeutet, dass bei mehreren Duplikaten des Verzahnungsverlustmodells in einem Gesamtmodell stets gewährleistet sein muss, dass jeder Verzahnungsblock auf einen eigenen Parametersatz zugreifen kann. Die Eingabeoberfläche, welche im Rahmen der betreuten Abschlussarbeit von Kapfer entwickelt wurde, ist in Abbildung 5.41 dargestellt.

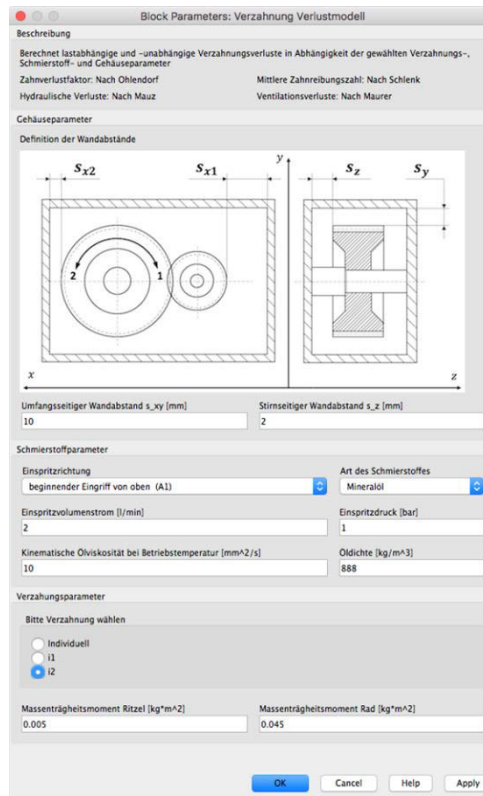


Abbildung 5.41 Benutzeroberfläche des Verzahnungsverlustmodells⁶

Die grafische Benutzeroberfläche des Verzahnungsverlustmodells ist in vier Bereiche unterteilt. Im ersten Bereich werden die Berechnungsvorschriften für die einzelnen Verzahnungsverluste analog den Formeln aus Kapitel 2.4.2 ausgewählt. Die lastabhängigen Verluste werden konsistent über den Zahnverlustfaktor nach Ohlendorf und die mittlere Zahnreibungszahl nach Schlenk berechnet. Für die lastunabhängigen hydraulischen Verluste stehen die Berechnungsansätze nach Mauz und Butsch sowie ein kombinierter Ansatz zur Verfügung. Die lastunabhängigen Verluste werden nach den Ansätzen von Anderson, Dawson oder Maurer berechnet. Planschverluste werden nicht berücksichtigt, da aufgrund der hohen Drehzahlen bei elektrischen Antriebssträngen auf eine Öl-Einspritzschmierung

⁶ Kapfer, S. (2017) – betreute Bachelorarbeit

zurückgegriffen wird. Zudem sind die Funktion und die hinterlegten Berechnungsmodelle des Simulink-Blocks kurz beschrieben. Auf Basis der durchgeführten Validierungsaktivitäten in Kapitel 6 werden standardmäßig die hydraulischen Verluste nach Mauz und die Ventilationsverluste nach Maurer berechnet.

Im zweiten Bereich werden die zur Berechnung der Ventilationsverluste nach Maurer notwendigen Gehäuseparameter eingegeben. Die Bedeutung der jeweiligen Wandabstände ist dem Produktentwickler anhand einer Grafik bereitgestellt. Im dritten Bereich werden die Schmierstoffparameter bezüglich Einspritzrichtung, Art des Schmieröls, Einspritzvolumenstrom, Einspritzdruck, kinematische Viskosität und Öldichte eingegeben. Bei der Wahl der Einspritzrichtung kann der Produktentwickler aus folgenden Möglichkeiten auswählen:

- beginnender Eingriff von oben
- beginnender Eingriff von unten
- auslaufender Eingriff von oben
- auslaufender Eingriff von unten

Je nach Einspritzrichtung und Drehrichtung wirken die hydraulischen Verluste dem Drehmoment entgegen oder unterstützen dieses. Bei der Wahl der Art des Schmierstoffs kann der Produktentwickler wiederum aus mehreren Ölen auswählen:

- Polyglykol
- Mineralöl
- Polyalfaolefin
- Traktionsfluid
- Phosphorsäureester

Die Wahl der Art des Schmierstoffes beeinflusst die mittlere Zahnreibungszahl nach Schlenk über die dynamischen Ölviskosität bei Betriebstemperatur den Schmierstofffaktor. Je nach Bedarf können durch den Produktentwickler weitere Schmierstoffe in das Berechnungstool importiert werden.

Der vierte Bereich beinhaltet die Eingabe der Verzahnungsparameter. Die individuell für die Verzahnung vorgegebenen Werte werden aus dem Dimensionierungstool in Kapitel 5.2 importiert. Bei der Wahl des Feldes „Individuell“ erscheinen Felder mit den zur Berechnung der Verzahnungsverluste notwendigen Verzahnungsparametern. Diese können durch den Produktentwickler angepasst werden, um den Einfluss einer Anpassung der Parameter auf den Wirkungsgrad und die Verlustleistung zu ermitteln.

5.3.3 Modellierung der Dichtungs-, Kupplungs- und Aktuatorikverluste

Die Bestimmung der Dichtungsverluste erfolgt wie in den Kapiteln zuvor erläutert mittels Berechnungsmodellen in Matlab Simulink, die an der jeweiligen Position im Getriebe eingebunden werden können. Bei der Positionierung der Dichtung darf die zulässige Gleitgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Drehzahl und des Durchmessers des Dichtungssitzes auf der Welle nicht überschritten werden. In der Regel sind die Dichtungen am Getriebeausgang aufgrund der geringen Drehzahlen als unkritisch einzustufen. Am Getriebeeingang mit maximalen Drehzahlen bis zu 30.000 1/min müssen bei größeren Wellendurchmessern spezielle Radialwellendichtringe mit PTFE-Beschichtung eingesetzt werden. Die Berechnung des Reibmoments von Radialwellendichtringen erfolgt analog Formel (69) aus Kapitel 2.4.4 unter Berücksichtigung der zum jeweiligen Zeitpunkt der Simulation anliegenden Drehzahl. Vorgegeben werden zur Berechnung der Dichtungsverluste die dynamische Viskosität und der Wellendurchmesser des Dichtungssitzes. Der Durchmesser wird dabei aus der Getriebedimensionierung importiert. Für die Berührbreite der Dichtung wird standardmäßig 0,15 mm und für die Höhe des Schmierfilms 0,001 mm angenommen. Diese Werte können durch den Produktentwickler variiert werden.

Die Berechnung der Verlustleistung der Kupplung erfolgt durch die Multiplikation des anliegenden Kupplungsmoments unter Berücksichtigung der Massenträgheit der Subsysteme mit der Differenzdrehzahl zu jedem Zeitpunkt der Simulation. Bei mehrgängigen Getrieben sind aufgrund des Kriteriums Lastschaltfähigkeit zwei Kupplungen eingebaut. Das bedeutet, dass in der Regel die Kupplung im Leistungsfluss geschlossen und die zweite Kupplung geöffnet ist. Für die geöffnete Kupplung wird das Schleppmoment bei der Effizienzbewertung berücksichtigt. Die Besonderheit bei der Regelung der Kupplung ist die Nachführung des Drehmoments, das bedeutet, dass der Kupplungsdruck unter Berücksichtigung eines Sicherheitsfaktors gerade groß genug ist, um das anliegende Kupplungsmoment zu übertragen. Dadurch werden die Aktuatorikverluste reduziert und der Wirkungsgrad des Getriebes gesteigert. Zur Berechnung des Kupplungsdrucks und zur Durchführung eines Lastschaltvorgangs sind mehrere Informationen zum aktuellen Betriebszustand der Kupplung notwendig. Neben den Drehzahlen der Primär- und Sekundärseite werden zur Regelung der Kupplung zusätzlich das aktuell anliegende Kupplungsmoment sowie die Axialkraft zur Betätigung der Kupplung benötigt. Das Schleppmoment der Kupplung wird über experimentell ermittelte Referenzkurven nach Oerleke (2000) für gegebene Lamellengeometrien und Umgebungsbedingungen bestimmt.

Die Bestimmung der Aktuatorikverluste erfolgt durch die Multiplikation der einzelnen Kupplungsdrücke zur Betätigung der Kupplungen und der Synchronisierungen mit dem Ölvolumenstrom. Durch eine Addition der einzelnen Leistungen zur Betätigung

der Kupplungen und Synchronisierungen und der Multiplikation mit einem statischen Wirkungsgrad für die Hydraulikpumpe wird die notwendige Leistung zur Aktuierung der Schaltelemente berechnet.

5.3.4 Ermittlung des Energiebedarfs

Ziel der Effizienzbewertung ist die Ermittlung des Energiebedarfs des gesamten Antriebsstrangs in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse und des Fahrzykluses. Im Vergleich zur Ermittlung des Energiebedarfs bei der Definition der Ganganzahl und der Übersetzungen wird nicht mit einem konstanten Getriebewirkungsgrad gerechnet, sondern die Verluste sämtlicher Getriebesubsysteme werden zu jedem Zeitpunkt während eines Fahrzykluses berechnet und bei dem Energiebedarf berücksichtigt. Dabei wird zwischen motorischem und generatorischem Betrieb des Fahrzeugs unterschieden. Motorischer Betrieb bedeutet das Antreiben des Fahrzeugs mit positivem Drehmoment. In diesem Fall werden die berechneten Verlustmomente der Getriebesubsysteme als negative Bremsmomente in den Antriebsstrang eingeleitet, wodurch das motorseitige Drehmoment erhöht wird, um die gleichen fahrdynamischen Eigenschaften wie bei einer verlustfreien Getriebesimulation zu erreichen. Im Falle des generatorischen Betriebes, das bedeutet Bremsen durch den Elektromotor, werden die Verlustmomente des Getriebes als positives Drehmoment eingeleitet und verkleinern dadurch betragsmäßig das Bremsmoment. Die Lastpunktverschiebung durch die Berücksichtigung der Getriebeverluste wirkt sich direkt auf den Energiebedarf der Leistungselektronik und des Elektromotors aus. Für die Berechnung des Zykluswirkungsgrads wird ebenfalls zwischen motorischem und generatorischem Betrieb unterschieden. Im motorischen Betrieb wird der Wirkungsgrad aus dem Quotient der Getriebeausgangsleistung durch die Getriebeeingangsleistung berechnet, während im generatorischen Betriebe der Quotient aus Getriebeeingangsleistung durch Getriebeausgangsleistung gebildet wird. Die daraus resultierenden motorischen und generatorischen Wirkungsgrade werden über die Zeitanteile an Beschleunigung und Rekuperation in einem Fahrzyklus zu einem Zykluswirkungsgrad zusammengefasst. Als Anwendungsbeispiel ist der Energiebedarf eines in Kapitel 5.1.2 eingeführten Oberklassefahrzeugs mit dreigängigem Getriebe, sowie der Energiebedarf der einzelnen Getriebesubsysteme, in Abbildung 5.42 dargestellt. Zusätzlich werden bei der detaillierten Simulation die Massenträgheiten der einzelnen Getriebesubsysteme berücksichtigt, die ebenfalls einen Einfluss auf den Energiebedarf des Fahrzeugs haben, da diese nicht nur translatorisch sondern auch rotatorisch beschleunigt und verzögert werden.

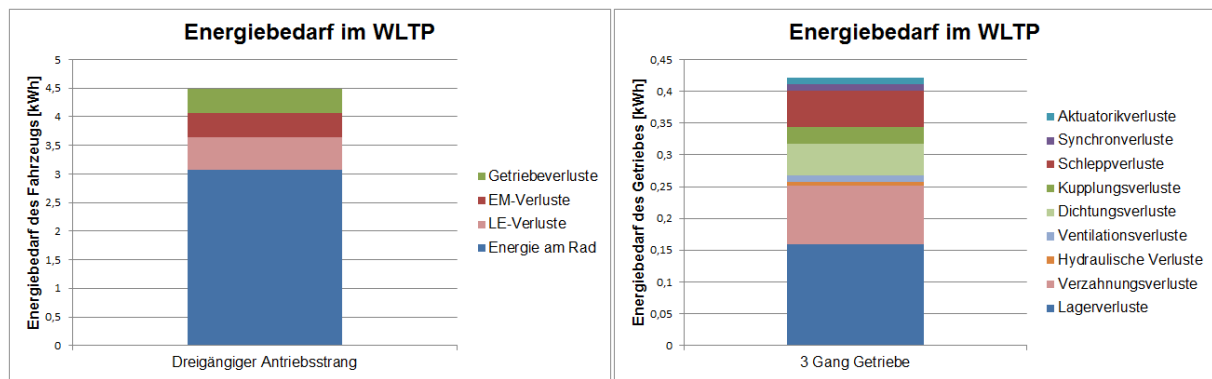


Abbildung 5.42: Energiebedarf des Antriebsstrangs und des Getriebes für ein Oberklassefahrzeug im Fahrzyklus WLTP

Der Energiebedarf des Antriebsstrangs am Beispiel eines Oberklassefahrzeugs im Fahrzyklus WLTP beinhaltet dabei die durch Rekuperation zurückgewonnene Energie, sowie die Verlustenergien der Leistungselektronik, des Elektromotors und des Getriebes. Auf der rechten Seite ist der Energiebedarf des Getriebes auf die Verlustenergien der Subsysteme aufgeschlüsselt.

In Abbildung 5.43 ist der Energiebedarf unter Berücksichtigung der Rekuperation in Abhängigkeit unterschiedlicher Geschwindigkeiten zum Gangwechsel eines Oberklassefahrzeugs mit einem dreigängigen Getriebe mit den Übersetzungen $i_1 = 40$, $i_2 = 20$ und $i_3 = 10$ dargestellt.

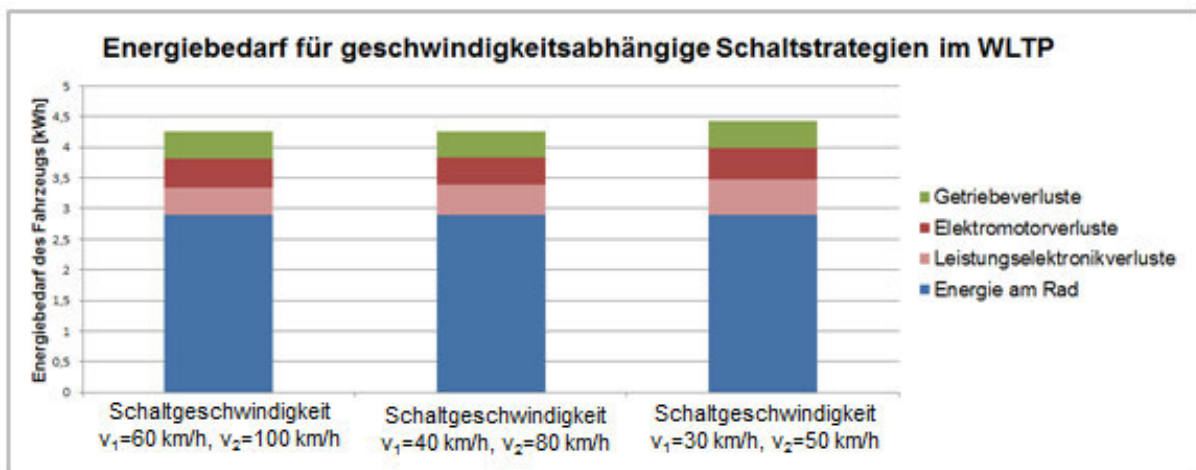


Abbildung 5.43: Einfluss der Schaltstrategie auf den Energiebedarf eines Oberklassefahrzeugs mit einem dreigängigen Getriebe mit den Übersetzungen $i_1 = 40$, $i_2 = 20$ und $i_3 = 10$ unter Berücksichtigung der Rekuperation

Es ist deutlich zu erkennen, dass mit abnehmenden Schaltgeschwindigkeiten der Energiebedarf des Fahrzeugs zunimmt. Die Energie am Rad bleibt aufgrund der unveränderten Fahrzeugmasse und den daraus resultierenden Fahrwiderständen über den Fahrzyklus konstant. Hauptverantwortlich für die Erhöhung des Energiebedarfs ist die Verschiebung der Betriebspunkte in den Kennfeldern der Leistungselektronik und des Elektromotors. Aufgrund des früheren Gangwechsels

werden die Betriebspunkte in Bereiche mit schlechterem Wirkungsgrad verschoben, weshalb die Verlustenergie zunimmt. Die Schaltstrategie hat deshalb einen großen Einfluss auf den Energiebedarf des Fahrzeugs.

Einen weiteren großen Einfluss auf den Energiebedarf des Fahrzeugs hat die Fahrzeugmasse, dargestellt am Beispiel eines Oberklassefahrzeugs mit dreigängigem Getriebe mit den Übersetzungen $i_1 = 40$, $i_2 = 20$ und $i_3 = 10$ und einer geschwindigkeitsabhängigen Schaltstrategie mit den Schaltgeschwindigkeiten $v_1 = 60$ km/h und $v_2 = 100$ km/h.

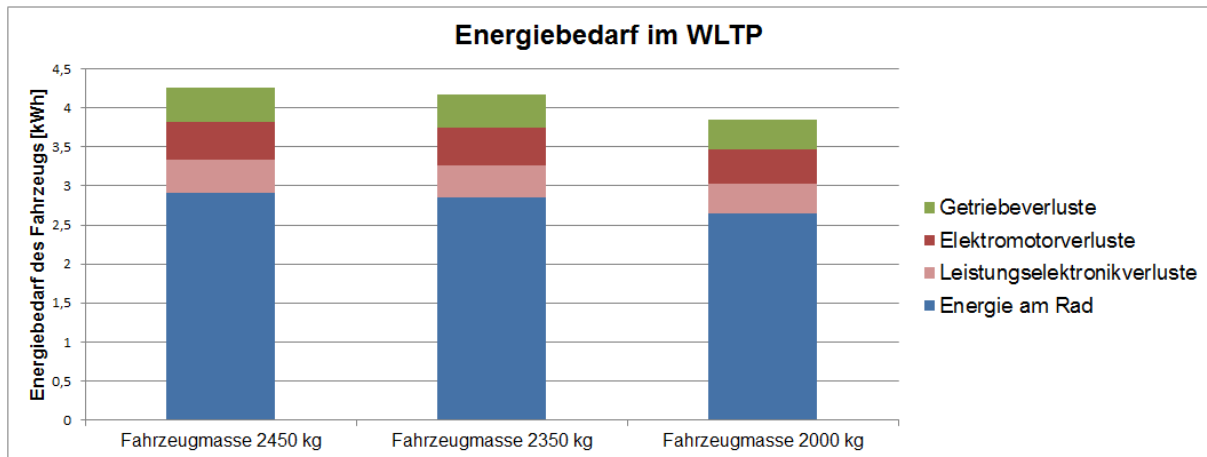


Abbildung 5.44: Einfluss der Fahrzeugmasse auf den Energiebedarf eines Oberklassefahrzeugs mit einem dreigängigen Getriebe mit den Übersetzungen $i_1 = 40$, $i_2 = 20$ und $i_3 = 10$ unter Berücksichtigung der Rekuperation

Abbildung 5.44 zeigt, dass mit abnehmender Fahrzeugmasse der Energiebedarf des Fahrzeugs abnimmt. Zum einen wird die Energie am Rad aufgrund der geringeren Fahrzeugmasse und den daraus resultierenden kleineren Fahrwiderständen geringer. Zum anderen nimmt das Drehmoment zum Überwinden der Fahrwiderstände bei gleich bleibenden Drehzahlen ab, wodurch die Getriebeverluste verringert werden und die Betriebspunkte im Leistungselektronik- und Elektromotorkennfeld in wirkungsgradoptimalere Bereiche verschoben werden.

Auf Basis der Energiebedarfe für unterschiedliche Antriebsstränge unter Berücksichtigung der Schaltstrategie und der Fahrzeugklasse kann ein Vergleich unterschiedlicher Getriebe oder Getriebeübersetzungen in Abhängigkeit des Restsystems durchgeführt werden, welcher zur Bewertung der einzelnen Antriebsstränge herangezogen werden kann. Die gesamtheitliche Auswahl eines Getriebes in Abhängigkeit des Restsystems anhand der Kriterien Effizienz, Bauraum, Masse und Leistungsdichte erfolgt im folgenden Kapitel.

5.4 Getriebeauswahl in Abhängigkeit des Restantriebsstrangs

Die Ergebnisse der in Kapitel 5.1 bis 5.3 vorgestellten Methode mit den Aktivitäten Definition der Ganganzahl und Übersetzung, Dimensionierung des Getriebes

einschließlich der Wellen, Lager, Verzahnungen, Dichtungen und Kupplungen unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen und Effizienzanalyse ermöglichen die Bewertung von unterschiedlichen elektrischen Antriebssträngen in Abhängigkeit des Restsystems zur Eignung in einem definierten Fahrzeug.

Die Methode ermöglicht die Identifikation sowie die detaillierte Auslegung eines Getriebes für einen elektrischen Antriebsstrang unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen mit dem Restsystem bei gegebenen Randbedingungen für einen definierten Anwendungsfall anhand der Kriterien:

- Masse
- Bauraum
- Effizienz

Die Masse des Getriebes wird automatisiert für alle Getriebesubsysteme während der Getriebedimensionierung aus Kapitel 5.2 berechnet. Die Masse der Leistungselektronik und des Elektromotors wird wie das Wirkungsgradkennfeld zur Ermittlung der Verluste als gegeben vorausgesetzt. Abbildung 5.45 zeigt die Zusammensetzung der Masse des Antriebsstrangs für einen Kleinwagen mit 100 kW Leistung und einem eingängigen, zweistufigen Getriebe mit der Übersetzung 16,3.

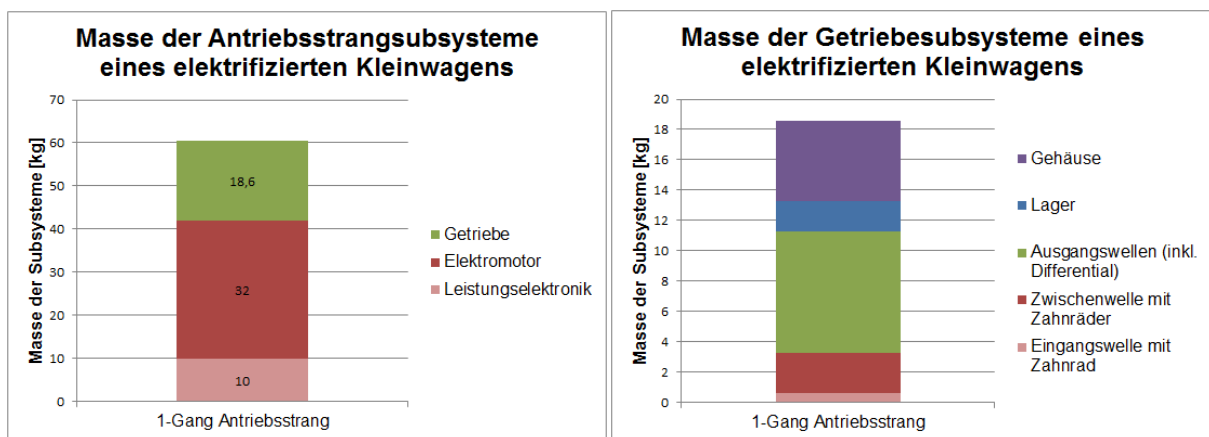


Abbildung 5.45: Masse eines elektrifizierten Antriebsstrangs eines Kleinwagens mit 100 kW Leistung

Die Masse der Getriebesubsysteme für ein eingängiges, zweistufiges Getriebe ist rechts in Abbildung 5.45 dargestellt. In der Gewichtsübersicht ist jeweils eine Welle inklusive der dazugehörigen Zahnräder dargestellt. Die Masse der Lager und des Gehäuses ist separat gekennzeichnet. Die zuvor in Kapitel 5.1 definierte Ganganzahl sowie die Übersetzungen der einzelnen Gänge in Abhängigkeit des Restsystems beinhalten dabei die Komfortkriterien wie den Zugkräfteinbruch bei mehrgängigen Getrieben aufgrund der Gangspreizung und die Performanceeigenschaften bezüglich Beschleunigung und Maximalgeschwindigkeit aufgrund der minimalen und

maximalen Getriebeübersetzung in Verbindung mit dem maximalen Drehmoment und der maximalen Drehzahl des Elektromotors für die festgelegte Fahrzeugklasse.

Der Bauraum des Getriebes, welches mit dem Berechnungstool zur automatisierten Getriebedimensionierung aus Kapitel 5.2 erstellt wurde, sowie die Lage der Getriebewellen zueinander ist in Abbildung 5.46 dargestellt.

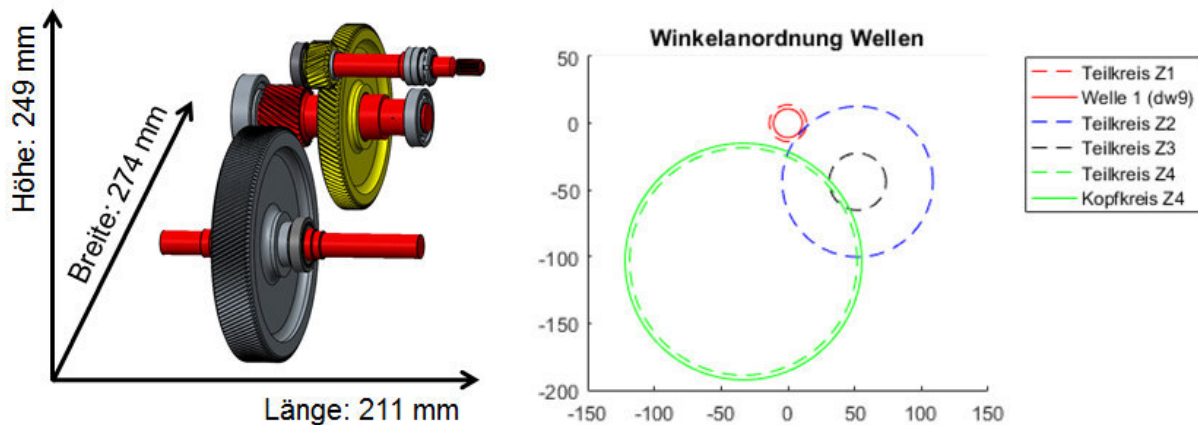


Abbildung 5.46: Bauraum des Getriebes eines elektrifizierten Antriebsstrangs eines Kleinwagens mit 100 kW Leistung

Neben den Abmessungen des Getriebes in Länge, Höhe und Breite sind die Durchmesser der einzelnen Getriebe subsysteme dargestellt. Ist der zur Verfügung stehende Bauraum für das Getriebe/ den Antriebsstrang nicht ausreichend, können die Übersetzungen des Getriebes angepasst, oder alternativ ein anderer Elektromotor inklusive Leistungselektronik gewählt werden. Eine Anpassung der Übersetzung zur Verringerung des Bauraums ist möglich, verschlechtert in der Regel aber die Performanceeigenschaften Beschleunigung oder Maximalgeschwindigkeit und die Effizienz des gesamten Antriebsstrangs. Eine Anpassung der Ganganzahl und/oder der Übersetzungen hat ein erneutes Durchlaufen der Getriebedimensionierung und der Effizienzbewertung zur Folge. Eine Änderung des Elektromotors und der Leistungselektronik kann zu einer Anpassung der Übersetzung oder der Ganganzahl führen, um in Abhängigkeit des Elektromotors und der Leistungselektronik die Fahrzeuganforderungen zu erfüllen. Dies führt wie zuvor zu einem erneuten Durchlaufen der Schritte Getriebedimensionierung und Effizienzbewertung. Um den wirkungsgradoptimalen Antriebsstrang unter Berücksichtigung der Performanceeigenschaften umzusetzen, kann zudem der zulässige zur Verfügung stehende Bauraum vergrößert werden. Der Energiebedarf des gesamten Antriebsstrangs für das zuvor eingeführte Beispielfahrzeug im Fahrzyklus WLTP ist in Abbildung 5.47 dargestellt.

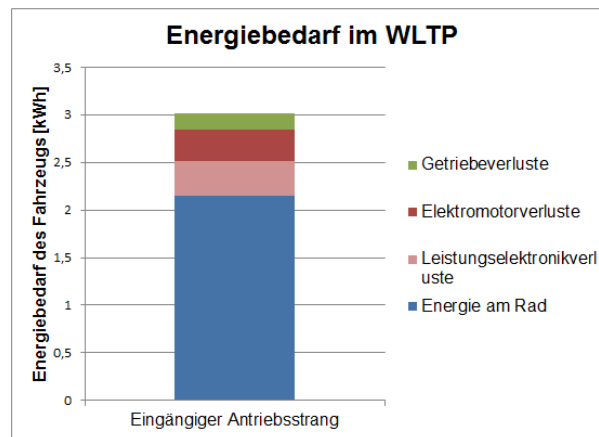


Abbildung 5.47: Energiebedarf eines elektrifizierten Antriebsstrangs eines Kleinwagens mit 100 kW Leistung im Fahrzyklus WLTP

Durch einen Vergleich der drei Kriterien Masse, Bauraum und Effizienz kann der entsprechend dem Optimierungskriterium am besten geeignete Antriebsstrang ausgewählt werden. Ein Anwendungsbeispiel zur Ermittlung eines wirkungsgrad- und bauraumoptimalen Antriebsstrangs wird in Kapitel 7 eingeführt.

6 Verifizierung der Methode

Inhalt des Kapitels ist die Eigenschaftsabsicherung der entwickelten Methode zur Auswahl von Standgetrieben für einen wirkungsgrad- und/oder bauraumoptimalen Antriebsstrang für Elektrofahrzeuge. Bei der Absicherung der Eigenschaften wird zwischen Verifikation und Validierung unterschieden. Bei technischen Systemen beschreibt die Verifizierung die Überprüfung, ob eine Realisierung mit der Spezifikation übereinstimmt und die Validierung die Prüfung, ob das entwickelte Produkt einen gewünschten Wert erzielt und für seinen Einsatzzweck geeignet ist. Angewendet auf die entwickelte Methode muss der virtuelle Ansatz verifiziert werden, d.h. ist das Modell grundsätzlich plausibel und korrekt und erfüllt es die anfangs genannten Anforderungen. Ob das erstellte Modell ein reales System adäquat beschreibt und damit auch nicht spezifizierte Anforderungen erfüllt, kann nur durch die Validierung begründet werden.

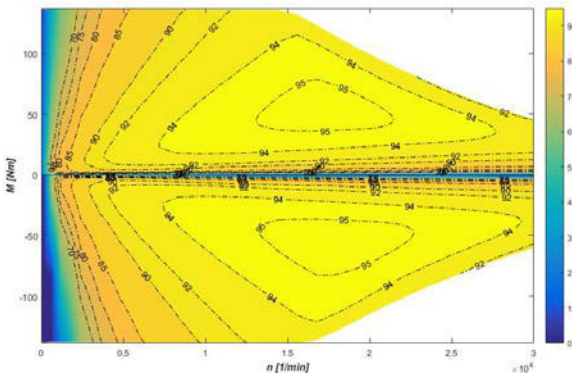
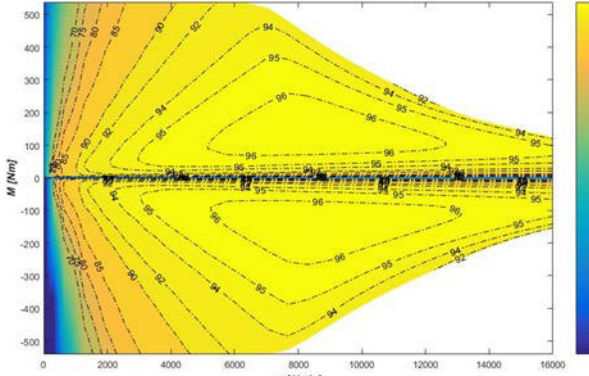
Ziel der Methode ist die Bewertung von Getrieben unter Berücksichtigung des Restsystems in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozess. Deshalb kann eine Validierung der Methode anhand eines Abgleichs mit realen Getrieben im oben genannten Sinne nicht erfolgen. Des Weiteren ist das Ergebnis der Methode, die Auswahl eines Getriebes, von den Optimierungskriterien und den Randbedingungen sowie von der Subjektivität des Produktentwicklers beeinflusst und deshalb nicht direkt messbar.

Die Eigenschaftsabsicherung der in Kapitel 5.1 eingeführten Definition der Ganganzahl und Übersetzungen erfolgt durch Verifikation, das bedeutet, ob das Softwaretool plausibel auf Änderungen von Randbedingungen oder Eingabeparameter reagiert. Die Überprüfung der Abmessungen und der Masse des Getriebes bei der automatisierten Getriebedimensionierung aus Kapitel 5.2 unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen erfolgt durch Verifikation, ob eine Änderung von Eingabeparameter zu dem erwartenden Ergebnis führt. Die Dimensionierung der Getriebesubsysteme wird durch den Abgleich mit Auslegungsprogrammen aus dem Stand der Forschung validiert. Die Absicherung der Getriebesimulation zur Effizienzbewertung aus Kapitel 5.3 erfolgt durch Validierung, in dem Messwerte des Verlustmoments einzelner Subsysteme mit der Simulation verglichen werden.

6.1 Verifizierung der Definition der Ganganzahl und der Übersetzungen

Für die Verifikation des Softwaretools zur Ermittlung der Ganganzahl und der Übersetzung der Gänge in Abhängigkeit des Restsystems werden die verschiedenen Einflussfaktoren auf die Übersetzungen und den Energiebedarf sowie die Performanceeigenschaften untersucht, ob das Modell grundsätzlich plausibel und korrekt ist. Den größten Einfluss auf die Definition der wirkungsgradoptimalen Übersetzungen und damit auf den minimalen Energiebedarf in einem Fahrzyklus haben die verwendete Kombination aus Leistungselektronik und Elektromotor sowie die ausgewählte Fahrzeugklasse. Zur Verifizierung des Einflusses der Leistungselektronik, des Elektromotors und der Fahrzeugklasse werden die einzelnen Parameter in Abhängigkeit der anderen Parameter variiert und auf Plausibilität überprüft. Der Übersetzungsbereich wird über das Drehmoment und die Drehzahl des Elektromotors und den geforderten Fahrzeuganforderungen definiert. Als Elektromotoren werden eine Highspeed- und eine Hightorque-Maschine eingesetzt, deren Kennfelder in Tabelle 6.1 dargestellt sind.

Tabelle 6.1: Vergleich eines Highspeed- und eines Hightorque-Elektromotors

Highspeed-EM	Hightorque-EM
	
<p>P_{max}: 200 kW M_{max}: 140 Nm n_{max}: 30.000 1/min</p>	<p>P_{max}: 235 kW M_{max}: 520 Nm n_{max}: 16.000 1/min</p>

Die daraus resultierenden Anforderungen an die Getriebeübersetzung unter Berücksichtigung des maximalen Anfahrtdrehmoments und der maximalen Geschwindigkeit für die unterschiedlichen Fahrzeugklassen sind in Tabelle 6.2 zusammengefasst.

Tabelle 6.2: Übersetzungsbereiche für die Anforderungen Anfahrtdrehmoment und Höchstgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse und des Elektromotors

Elektromotor	Fahrzeugklasse	Übersetzungsintervall v_{\max}	Mindestübersetzung M_{\max}
Highspeed EM	Kleinwagen	$i_{v_{\max}} = 2 \dots 23$	$i_{\min_anf} = 15$
	Mittelklasse	$i_{v_{\max}} = 4 \dots 19$	$i_{\min_anf} = 21$
	Oberklasse	$i_{v_{\max}} = 5 \dots 18$	$i_{\min_anf} = 36$
Hightorque EM	Kleinwagen	$i_{v_{\max}} = 1 \dots 12$	$i_{\min_anf} = 4$
	Mittelklasse	$i_{v_{\max}} = 1 \dots 10$	$i_{\min_anf} = 6$
	Oberklasse	$i_{v_{\max}} = 2 \dots 9.9$	$i_{\min_anf} = 9.6$

Für den Highspeed-Elektromotor nimmt mit größer werdender Fahrzeugklasse die untere Grenze der Übersetzung für v_{\max} wegen des höheren benötigten Drehmoments aufgrund des schwereren Fahrzeugs zu (vergleiche Tabelle 5.2). Die obere Grenze der Übersetzung für v_{\max} nimmt aufgrund der kleineren maximalen Geschwindigkeit eines Kleinwagens im Vergleich zur Oberklasse und der damit verbunden geringeren Raddrehzahl ab. Die Mindestübersetzung nimmt aufgrund des höheren Anfahrtdrehmoments mit steigender Fahrzeugklasse zu. Für den Hightorque-Elektromotor wird dasselbe Verhalten festgestellt. Beim Vergleich des Highspeed- mit dem Hightorque-Elektromotor sind die möglichen Getriebeübersetzungen des Hightorque-Elektromotors für beide Anforderungen aufgrund der geringeren Drehzahl und des höheren Drehmoments kleiner. Die Änderungen der Getriebeübersetzung in Abhängigkeit des Elektromotors und der Fahrzeugklasse zeigen eine zu erwartende Veränderung und können daher als gültig angesehen werden.

Neben der Übersetzung hat die Ganganzahl einen enormen Einfluss auf den Energiebedarf des gesamten Fahrzeugs. Es ist zu erwarten, dass mit steigender Ganganzahl der Energiebedarf des Fahrzeugs geringer wird, da die Betriebspunkte im Elektromotor und der Leistungselektronik durch mehrere zur Verfügung stehende Gänge in wirkungsgradoptimalere Bereiche verschoben werden, wodurch die Leistungselektronik- und Elektromotorverluste abnehmen. Abbildung 6.1 zeigt den Energiebedarf für unterschiedliche Ganganzahlen und Fahrzeugklassen für Antriebsstränge mit einem Highspeed-Elektromotor. Die Fahrzeugmasse innerhalb einer Fahrzeugklasse wird dabei als konstant angesehen.

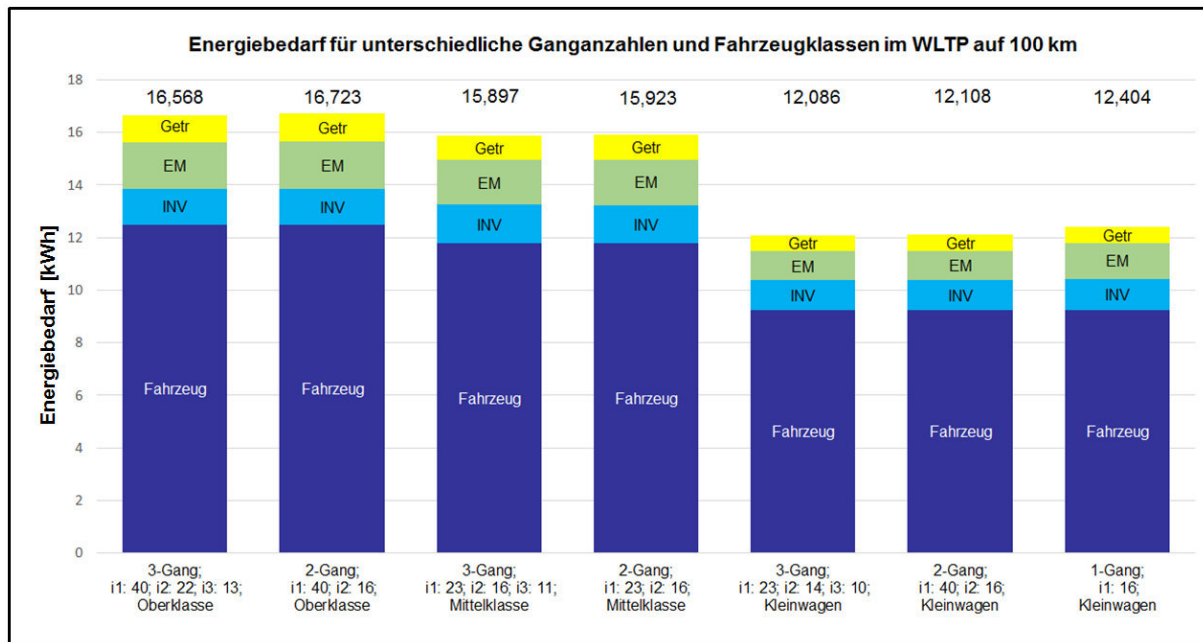


Abbildung 6.1: Energiebedarf für ein- und mehrgängige Antriebsstränge mit dem Highspeed-Elektromotor für unterschiedliche Fahrzeugklassen und Ganganzahlen

Der Getriebewirkungsgrad wird als konstant (96 %) angenommen und als Schaltstrategie für mehrgängige Getriebe wird eine CVT-Funktionalität ohne Berücksichtigung der Schaltverluste verwendet. Die gewählten Übersetzungen werden innerhalb des Übersetzungsbereichs zwischen v_{\max} und M_{\max} definiert. Für die Oberklasse und die Mittelklasse können die Fahrzeuganforderungen mit nur einem Gang nicht erfüllt werden. Es ist deutlich zu erkennen, dass innerhalb einer Fahrzeugklasse die Energiebedarfe bei einer Reduzierung der Ganganzahl ansteigen. Das resultiert hauptsächlich aus den höheren Verlusten in der Leistungselektronik und dem Elektromotor aufgrund weniger zur Verfügung stehender Gänge. Fahrzeugklassenübergreifend nehmen die Energiebedarfe aufgrund geringerer Fahrwiderstände ab. Der Energiebedarf für Antriebsstränge mit Hightorque-Elektromotor ist in Abbildung 6.2 dargestellt.

Für den Hightorque-Elektromotor können die Fahrzeuganforderungen für alle drei Fahrzeugklassen mit einem eingängigen, zweigängigen und dreigängigen Getriebe erfüllt werden. In Abbildung 6.2 ist eine identische Tendenz bezüglich der Energiebedarfe wie für den Highspeed-Antriebsstrang gegeben. Innerhalb einer Fahrzeugklasse nehmen mit abnehmender Ganganzahl die Energiebedarfe zu und je geringer die Fahrwiderstände sind, desto niedriger ist der Energiebedarf. Die Reduzierung der Verluste mit zunehmender Ganganzahl ist durch die Verschiebung der Betriebspunkte der Leistungselektronik und des Elektromotors in Bereiche mit höherem Wirkungsgrad zu erklären. Der Vergleich der unterschiedlichen Antriebsstrangkonzeppte mit Highspeed und Hightorque-Elektromotor sowie

unterschiedlichen Ganganzahlen erfolgt detailliert bei der Anwendung der Methode in Kapitel 7.

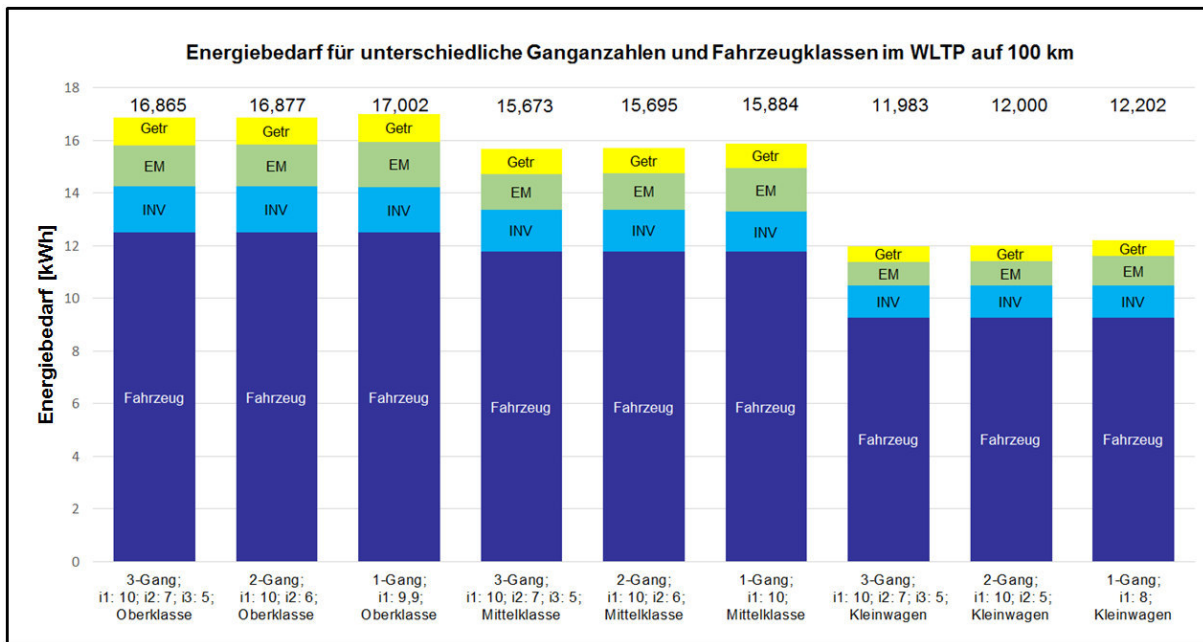


Abbildung 6.2: Energiebedarf für ein- und mehrgängige Antriebsstränge mit dem Hightorque-Elektromotor für unterschiedliche Fahrzeugklassen und Ganganzahlen

Diese Verschiebung wird am Beispiel des in Abbildung 6.1 gezeigten Kleinwagen mit Highspeed-Elektromotor deutlich. Abbildung 6.3 zeigt die Betriebspunkte im Kennfeld des Elektromotors für den Fahrzyklus WLTP mit einem eingängigen Getriebe.

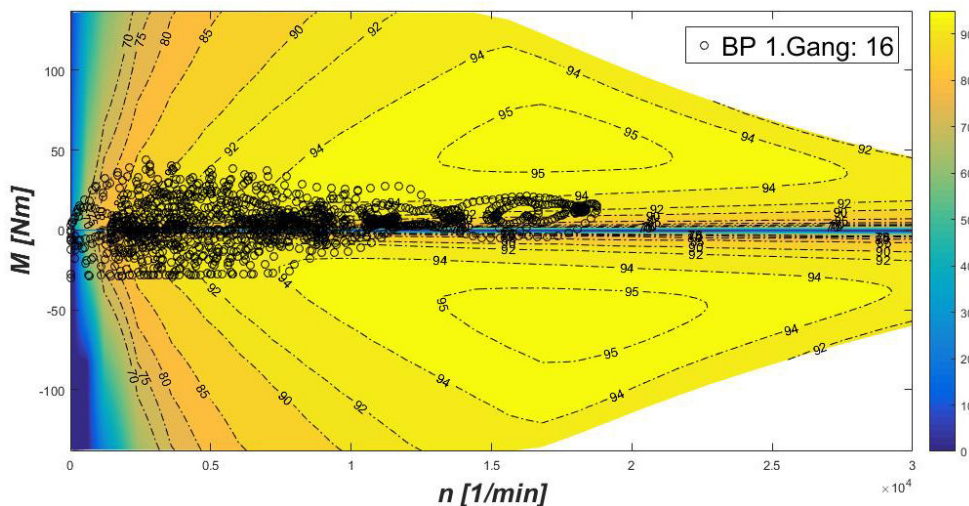


Abbildung 6.3: Betriebspunkte im Kennfeld des Elektromotors für einen Kleinwagen mit eingängigem Getriebe im Fahrzyklus WLTP

Ein Großteil der Betriebspunkte liegt in einem schlechten Wirkungsgradbereich in Höhe der X-Achse (blauer Bereich). Die Verlustenergie im Elektromotor beträgt im WLTP für den Kleinwagen mit eingängigem Getriebe 0,321 kWh. Abbildung 6.4 zeigt die Betriebspunkte desselben Elektromotors für den Kleinwagen im WLTP bei der Verwendung eines dreigängigen Getriebes.

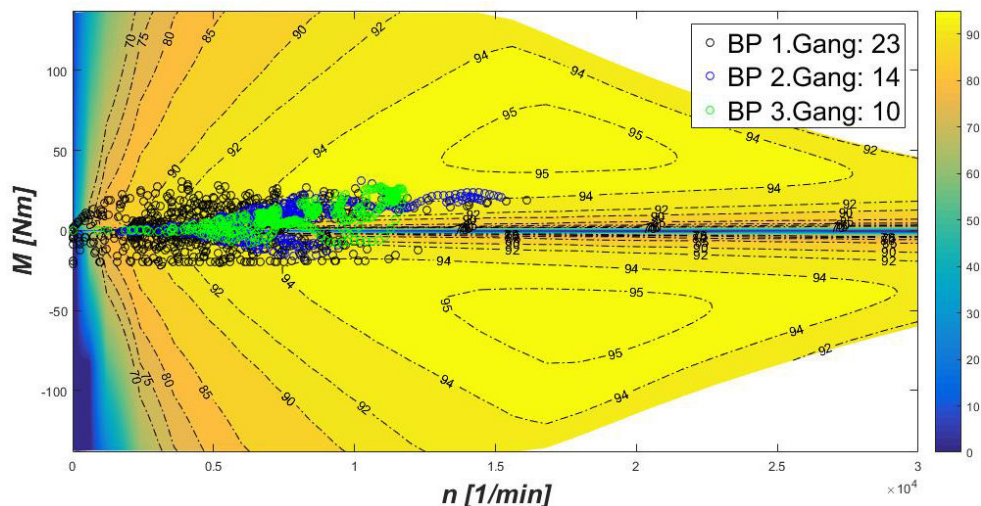


Abbildung 6.4: Betriebspunkte im Kennfeld des Elektromotors für einen Kleinwagen mit dreigängigem Getriebe im Fahrzyklus WLTP

Aufgrund der drei zur Verfügung stehenden Gänge werden die Betriebspunkte in wirkungsgradoptimalere Bereiche verschoben. Während in Abbildung 6.3 die Betriebspunkte nahe der X-Achse liegen, werden aufgrund der drei Gänge die Betriebspunkte nach oben in einen wirkungsgradoptimaleren Bereich verschoben. Die Verlustenergie des Elektromotors für den Kleinwagen im WLTP mit einem dreigängigen Getriebe beträgt 0,26 kWh und konnte damit im Vergleich zum Energiebedarf des Elektromotors mit eingängigem Getriebe um ca. 20 % reduziert werden. Es kann bestätigt werden, dass innerhalb einer Fahrzeugklasse der Energiebedarf durch die Erhöhung der Ganganzahl reduziert werden kann, indem hauptsächlich die Verluste der Leistungselektronik und des Elektromotors reduziert werden. Zudem kann gezeigt werden, dass der Energiebedarf für kleinere Fahrzeugklassen aufgrund der geringeren Fahrwiderstände abnimmt, weshalb die Ermittlung des Energiebedarfs als gültig nachgewiesen wird.

Weiteren Einfluss auf den Energiebedarf hat die zulässige Gangspreizung bei mehrgängigen Getrieben. Zu erwarten ist, dass mit kleiner werdender zulässiger Gangspreizung der Energiebedarf aufgrund größerer Einschränkungen bei der Wahl der wirkungsgradoptimalen Übersetzungen zunimmt. Eine größer werdende Gangspreizung führt bezüglich dem Fahrkomfort zu einer größeren Zugkraftunterbrechung während des Schaltvorgangs. Der Energiebedarf in Abhängigkeit der Gangspreizung für ein Oberklassefahrzeug im WLTP mit einem zweigängigen Getriebe mit Highspeed-Elektromotor ist in Abbildung 6.5 dargestellt. Die wirkungsgradoptimalen Übersetzungen betragen $i_1 = 40$ und $i_2 = 16$ innerhalb des Bereichs zur Erfüllung der Anforderungen an Anfahrtdrehmoment und Höchstgeschwindigkeit und werden als Referenzübersetzungen für die Variation der Getriebespreizung definiert.

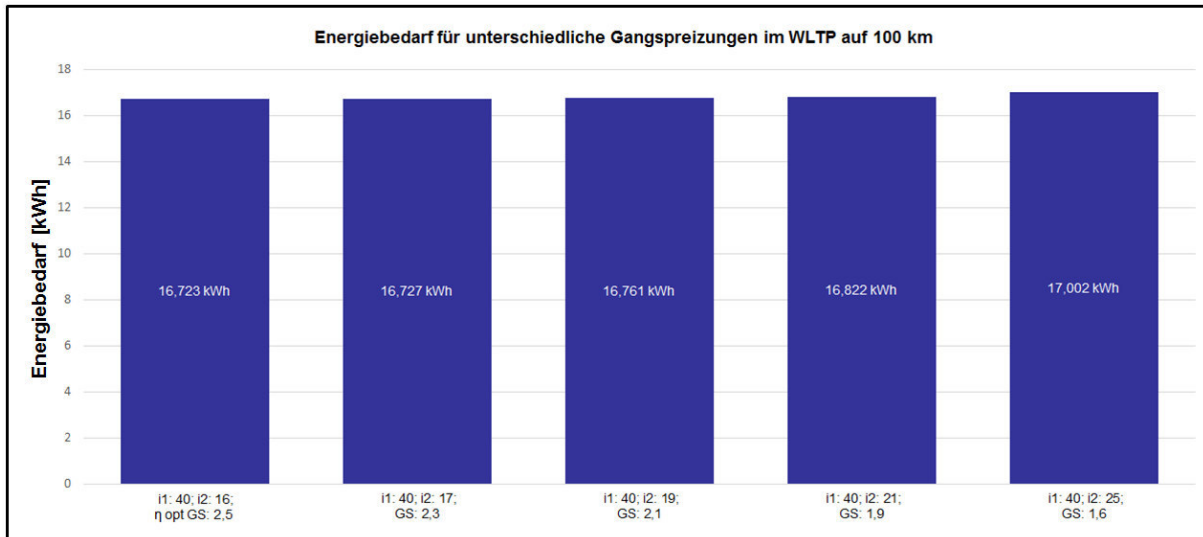


Abbildung 6.5: Energiebedarf für einen zweigängigen Antriebsstrang mit dem Highspeed-Elektromotor eines Oberklassefahrzeugs für unterschiedliche Gangspretzungen

Mit kleiner werdender Gangspretzung nimmt der Energiebedarf des Fahrzeugs aufgrund von höheren Leistungselektronik- und Elektromotorverlusten zu, weshalb die Funktion Gangspretzung als verifiziert angesehen wird. Die Höhe des zusätzlichen Energiebedarfs hängt maßgeblich von den Wirkungsgradkennfeldern der Leistungselektronik und des Elektromotors ab.

Zudem beeinflussen der verwendete Fahrzyklus, der gewählte Getriebewirkungsgrad und die Schaltstrategie den Energiebedarf des Fahrzeugs. Die Energiebedarfe für die beiden Fahrzyklen WLTP und NEFZ für unterschiedliche Fahrzeugklassen mit dreigängigem Getriebe werden in Abbildung 6.6 miteinander verglichen.

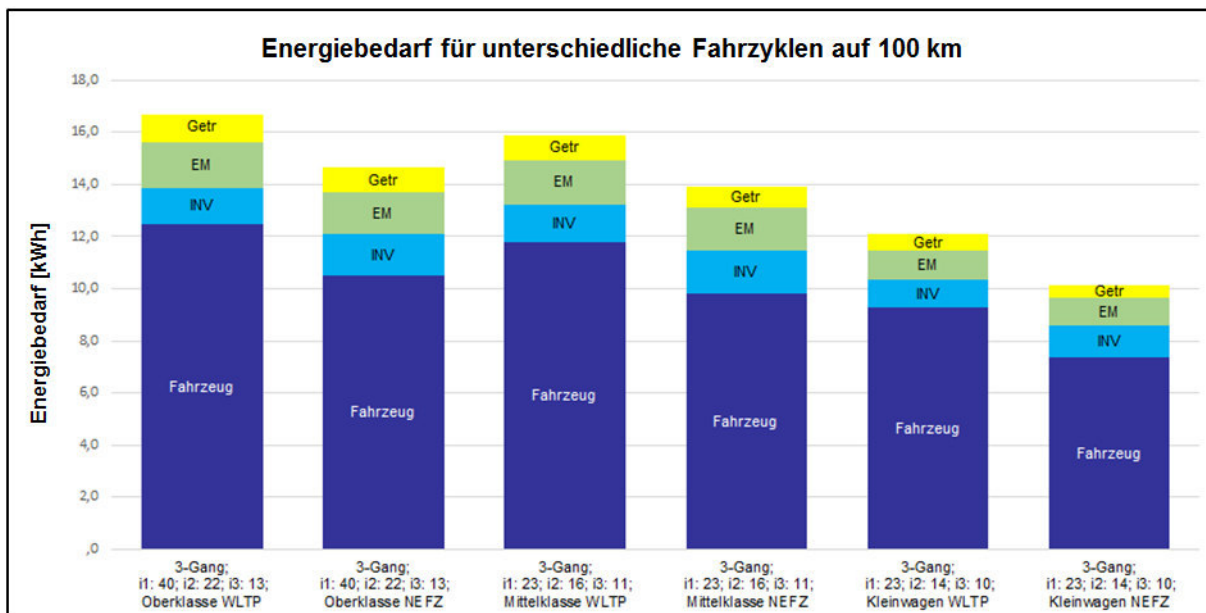


Abbildung 6.6: Energiebedarf für dreigängige Antriebsstränge mit dem Highspeed-Elektromotor für unterschiedliche Fahrzyklen

Die Energiebedarfe des NEFZ sind aufgrund der geringeren Beschleunigungen im Fahrzyklus und den daraus resultierenden geringeren Fahrwiderständen gegenüber dem WLTP in allen drei Fahrzeugklassen kleiner. Der Einfluss des Getriebewirkungsgrads ist in Abbildung 6.7 dargestellt.

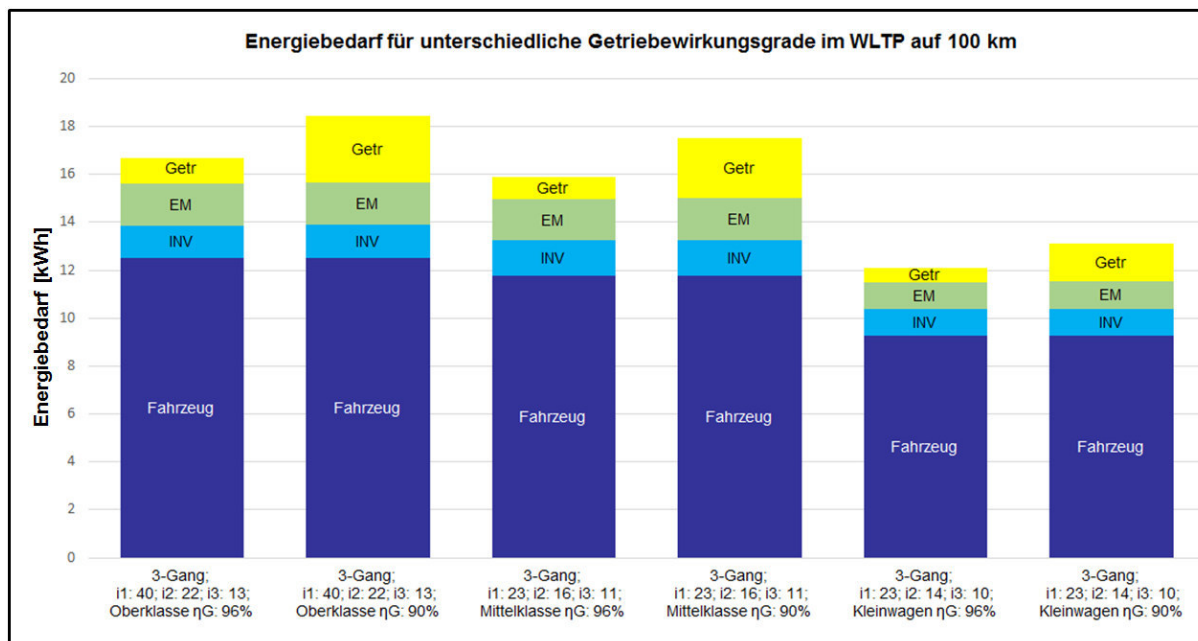


Abbildung 6.7: Energiebedarf für dreigängige Antriebsstränge mit dem Highspeed-Elektromotor für unterschiedliche Getriebewirkungsgrade

Mit einem schlechteren Getriebewirkungsgrad steigen die Energiebedarfe des gesamten Antriebsstrangs aufgrund der größeren Verlustenergie im Getriebe. Die Lastpunktverschiebung in der Leistungselektronik und im Elektromotor aufgrund des höheren Verlustdrehmoments im Getriebe ist vernachlässigbar gering und hat wenig Einfluss auf den Energiebedarf des Fahrzeugs. Der letzte zu untersuchende Einflussfaktor auf den Energiebedarf ist die Schaltstrategie. Es wird erwartet, dass ähnlich der Getriebespreizung, die Berücksichtigung einer Schaltstrategie zu einer Erhöhung des Energiebedarfs gegenüber einer CVT-Funktionalität führt. Grund hierfür sind wie bei der zulässigen Gangspreizung die Einschränkungen bei der Wahl des wirkungsgradoptimalen Gangs. Durch das Berücksichtigen einer Schaltstrategie kann im Gegensatz zu einer CVT-Funktionalität nicht beliebig und zu jedem Zeitpunkt in einem Fahrzyklus geschaltet werden. Der Einfluss der Schaltstrategie ist für ein Oberklassefahrzeug mit dreigängigem Getriebe ($i_1 = 40$; $i_2 = 22$; $i_3 = 13$) im Fahrzyklus WLTP in Abbildung 6.8 dargestellt.

Der Anstieg des Energiebedarfs liegt hauptsächlich an der Verschiebung der Betriebspunkte im Kennfeld der Leistungselektronik und des Elektromotors in schlechtere Wirkungsgradbereiche, wodurch die Verlustenergie in den Subsystemen zunimmt.

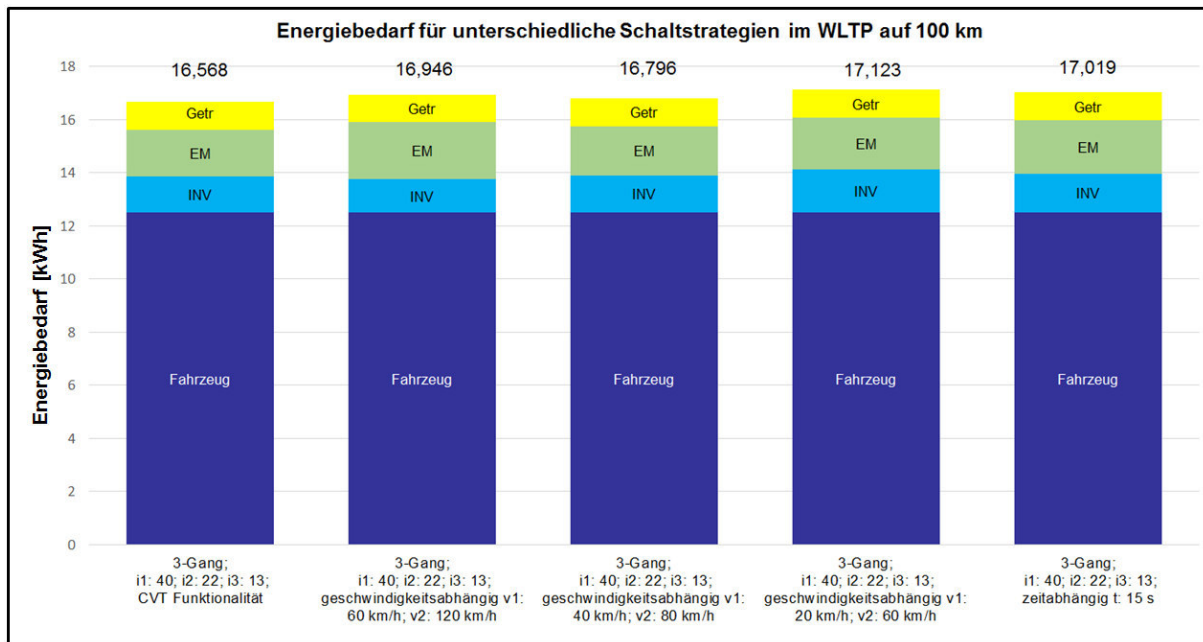


Abbildung 6.8: Energiebedarf für dreigängige Antriebsstränge mit dem Highspeed-Elektromotor für unterschiedliche Schaltstrategien

Unterschieden wird eine geschwindigkeitsabhängige Schaltstrategie bei unterschiedlichen Schaltgeschwindigkeiten sowie eine zeitabhängige Schaltstrategie, bei der der eingelegte Gang für eine Zeitdauer nicht gewechselt werden kann – mit Ausnahme von Anfahrvorgängen.

Die simulierten Werte bezüglich des Fahrzyklus, des Getriebewirkungsgrads und der Schaltstrategie entsprechen den erwartenden Ergebnissen, weshalb auch die Kriterien Fahrzyklus, Getriebewirkungsgrad und Schaltstrategie als verifiziert betrachtet werden.

In Kapitel 6.1 wurden sämtliche Parameter aus Kapitel 5.1 auf die Definition der wirkungsgradoptimalen Ganganzahl sowie die Übersetzungen der einzelnen Gänge in Abhängigkeit des Restsystems untersucht. Insgesamt wird festgestellt, dass das Softwaretool entsprechend den Erwartungen auf die jeweiligen Einflüsse reagiert und damit als verifiziertes Modell für die weiteren Optimierungsaufgaben verwendet werden kann.

6.2 Validierung der Getriebedimensionierung

Die Validierung des Softwaretools zur automatisierten Getriebedimensionierung erfolgt durch einen Vergleich der simulierten Verzahnungs- und Wellengeometrien sowie der Lebensdauerberechnung der Wälzlager mit validierten Auslegungstools aus dem Stand der Forschung. Für die Validierung der Getriebe subsysteme werden ausgewählte Einflussparameter variiert, um die Validierung für einen größtmöglichen Einsatzbereich sicherzustellen.

6.2.1 Verzahnungsdimensionierung

Zur Validierung der Verzahnungsauslegung werden die durch das Softwaretool dimensionierten Verzahnungen/Zahnräder mit der Tragfähigkeitsberechnung durch die FVA-Workbench abgeglichen. Mit der FVA-Workbench werden aus einer vorgegebenen Zahnradgeometrie und der Belastung die Sicherheitsfaktoren für die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit berechnet. Das in Kapitel 5.2 eingeführte Softwaretool berechnet auf Basis vorgegebener Verzahnungsparameter, der Belastung und den Sicherheitsfaktoren für die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit die Zahnradbreite. Hierfür werden für die beiden Kriterien Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit separat zwei Zahnradbreiten berechnet und das breitere Zahnrad ausgewählt. Das bedeutet, dass die kleinere Sicherheit der beiden Kriterien aus der FVA-Workbench mit der Sicherheit der Simulation vergleichbar ist. Zur Validierung der Sicherheit wird die durch das Softwaretool mit einem vorgegebenen Sicherheitsfaktor dimensionierte Verzahnungsgeometrie bestimmt. Die Sicherheit dieser Geometrie wird anschließend mit der FVA-Workbench berechnet und verglichen. Die kleinere Sicherheit sollte in einem ähnlichen Bereich liegen. In Abbildung 6.9 sind für die Validierung exemplarisch die mit der FVA Workbench berechneten Sicherheiten für die Grübchentragfähigkeit σ_H (blau) und die Zahnfußtragfähigkeit σ_F (rot) in Abhängigkeit des Drehmoments des Zahnrads dargestellt.

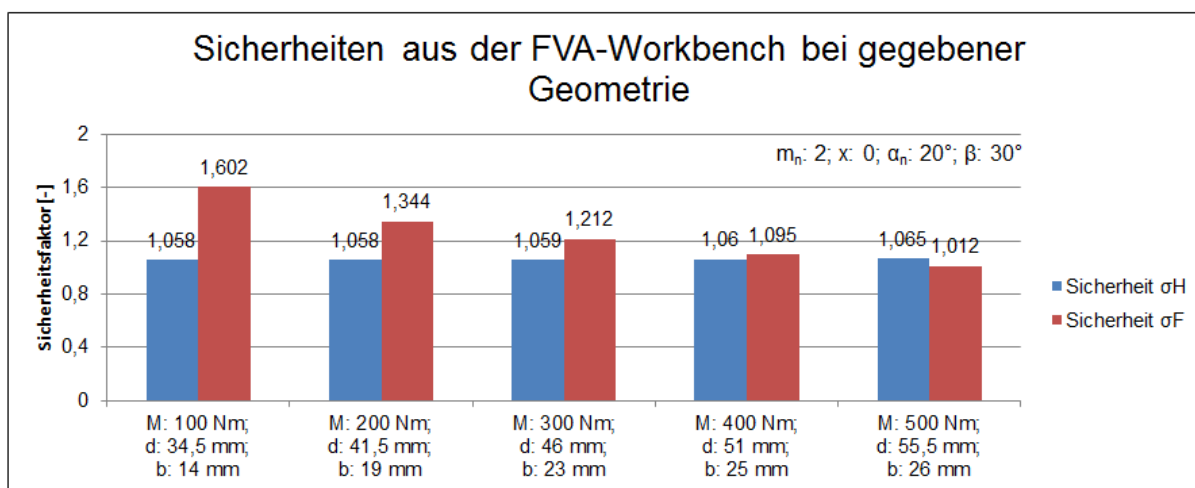


Abbildung 6.9: Sicherheitsfaktoren der FVA-Workbench für Verzahnungen mit $S = 1$

Aufgrund der Wechselwirkungen der Subsysteme wird durch eine Erhöhung des Drehmoments die Geometrie des Zahnrads aufgrund des größeren Wellendurchmessers angepasst. Deshalb ist in Abhängigkeit des Drehmoments kein Vergleich der Sicherheitsfaktoren bei gleicher Geometrie möglich. Bei einer mit dem Softwaretool dimensionierten Verzahnungsgeometrie mit dem Sicherheitsfaktor $S = 1$ und der Variation des Drehmoments beträgt die Abweichung des auslegungsrelevanten Sicherheitsfaktors im Vergleich zur FVA-Workbench maximal

6,5%. Abbildung 6.10 zeigt die errechneten Sicherheitsfaktoren bei der Überprüfung der Geometrie mit der FVA-Workbench bei einer dimensionierten Verzahnung durch das Softwaretool mit dem Sicherheitsfaktor $S = 1,5$.

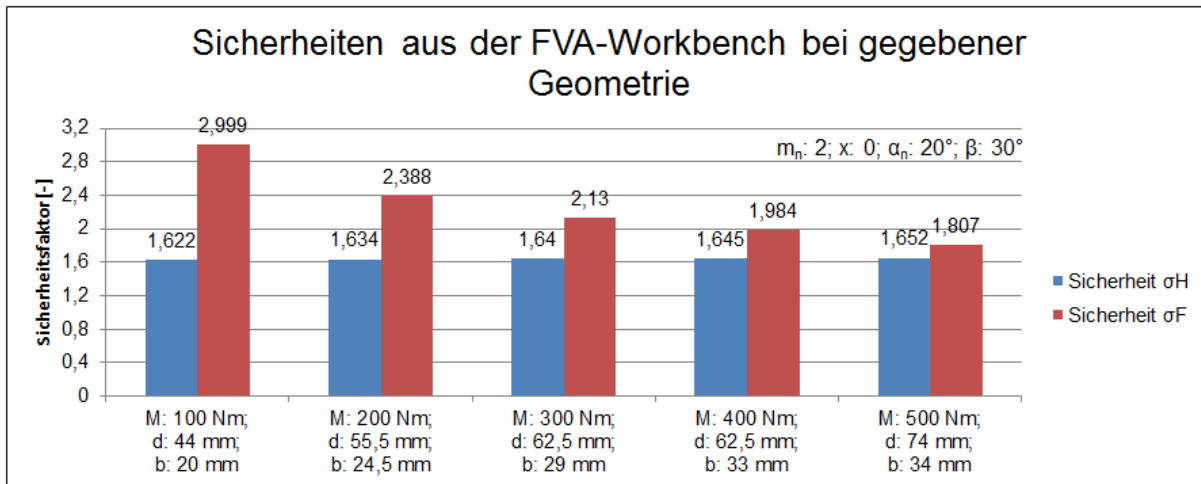


Abbildung 6.10: Sicherheitsfaktoren der FVA-Workbench für Verzahnungen mit $S = 1,5$

Wie zuvor beträgt die maximale Abweichung bei den dimensionierten Verzahnungen mit einem Sicherheitsfaktor von $S = 1,5$ für den auslegungsrelevanten Fall maximal 10%. Aufgrund der geringen Abweichungen der Sicherheit der dimensionierten Verzahnung mit den Werten der FVA-Workbench wird die Verzahnungsdimensionierung im Softwaretool als validiert betrachtet.

6.2.2 Wellendimensionierung

Die Validierung der Dimensionierung der Getriebewellen erfolgt wie die Verzahnungsauslegung durch den Abgleich der Ergebnisse der automatisierten Wellendimensionierung mit einem Berechnungstool zur Dimensionierung von Getriebewellen für statische und dynamische Beanspruchungen. Ein Abgleich zur Validierung des Softwaretools mit einer physischen Getriebewelle aus einem Getriebe ist nicht möglich, da zum einen die Sicherheitsfaktoren für die einzelnen Dimensionierungskriterien nicht bekannt sind und zum anderen Wellenabschnitte aufgrund von geometrischen Randbedingungen wie Wellenschultern oder Längen von Wellenabschnitten zum Bauraumausgleich nicht mit den Mindestsicherheitsfaktoren dimensioniert sind. Die Validierungsergebnisse der Getriebewellen werden exemplarisch am Beispiel einer Getriebeeingangswelle eines eingängigen, zweistufigen Getriebes mit einem Eingangsdrehmoment von $M_{an} = 300$ Nm und einer Übersetzung der ersten Zahnradstufe von $i = 1,7$ dargestellt. Als Werkstoff wird ein einsatzgehärteter Getriebestahl 18CrNiMo7-6 ausgewählt. Die Geometrie der Getriebeeingangswelle ist in Abbildung 6.11 dargestellt. Das Drehmoment wird bei der x-Koordinate $x = -91$ mm eingeleitet und über das Zahnrad bei $x = 0$ wieder ausgeleitet. Zur übersichtlichen Darstellung wird das Zahnrad als ein

Bauteil mit der Welle berücksichtigt. Der dargestellte Durchmesser des Zahnrads entspricht dem Teilkreisdurchmesser und die beiden Nuten sind für die axiale Sicherung der Fest-Los-Lagerung der Wälzlager auf der Getriebewelle.

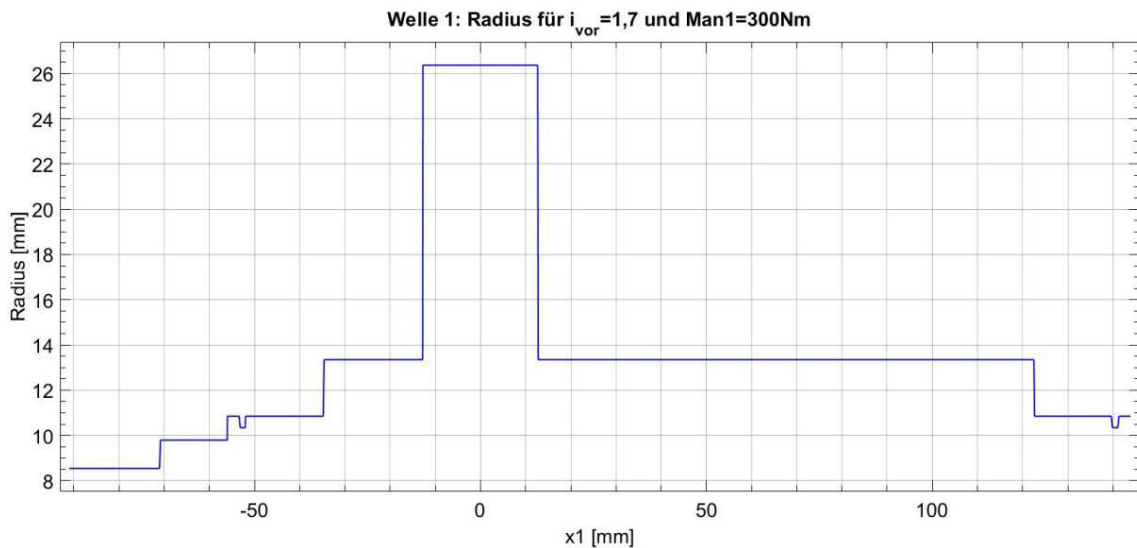


Abbildung 6.11: Wellengeometrie einer Getriebeeingangswelle mit einem Eingangs Drehmoment von 300 Nm und einem Zahnrad (Teilkreisdurchmesser)

Zur Validierung werden die Verläufe der statischen Sicherheit gegen bleibende Verformung und die dynamische Sicherheit gegen Dauerbruch der mit Hilfe des automatisierten Softwaretools erzeugten Wellengeometrie mit der nachgerechneten Sicherheit durch das validierte Berechnungstool zur Dimensionierung von Getriebewellen abgeglichen. Die beiden Sicherheitsverläufe gegen bleibende Verformung für die Getriebeeingangswelle des automatisierten Softwaretools sowie die Vergleichsdimensionierung sind in Abbildung 6.12 dargestellt.

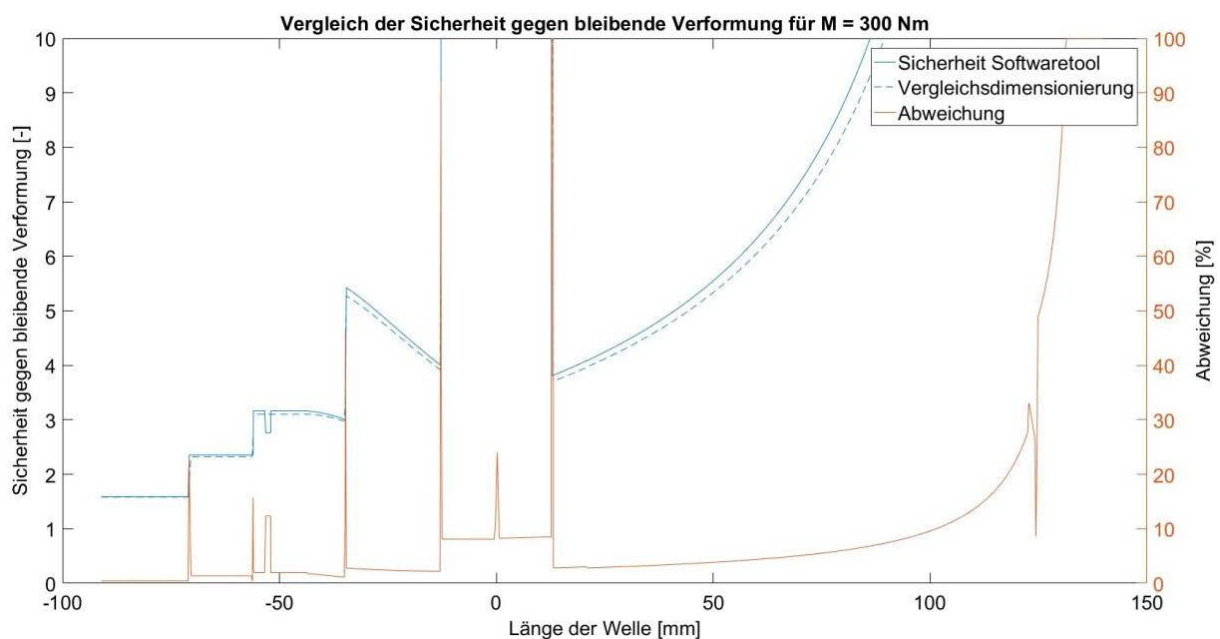


Abbildung 6.12: Verlauf der statischen Sicherheit gegen bleibende Verformung einer Getriebeeingangswelle mit einem Eingangs Drehmoment von 300 Nm

Der durchgängige blaue Verlauf entspricht der Sicherheit über die Länge der Getriebewelle des automatisierten Softwaretools und die gestrichelt blaue Linie entspricht der nachgerechneten Sicherheit durch ein Berechnungstool. Der braune Verlauf zeigt die prozentuale Abweichung der beiden Sicherheitsverläufe. Die statische Sicherheit gegen bleibende Verformung wird für ein statisches Eingangsmoment von 300 Nm berechnet. Die Einleitung der Zug/Druck-Kräfte sowie des Biegemoments erfolgt über das Zahnrad mit einem Eingriffswinkel von 20° und einem Schrägungswinkel von 30° .

Die Abweichung der Sicherheiten der automatisierten Getriebedimensionierung über das Softwaretool und der Referenzdimensionierung liegen weitestgehend unter 10%. Die Abweichung der beiden Sicherheiten überschreitet am rechten Wellenende die 10%-Marke. Grund hierfür ist eine Definitionslücke bei der Berechnung der Sicherheit. Die Axialkraft wird über das Zahnrad bei $x = 0$ eingeleitet und über das Festlager bei $x = -42$ wieder ausgeleitet. Das Torsionsmoment wird bei $x = -91$ eingeleitet und bei $x = 0$ ausgeleitet. Der Verlauf des Biegemoments erstreckt sich zwischen den beiden Lagern bei $x = -42$ und $x = 130$. Somit ist der Wellenabschnitt mit x -Koordinaten größer als $x = 130$ durch keine Reaktionskräfte oder Momente belastet, wodurch die Sicherheit ins unendliche geht. Deshalb nimmt an dieser Stelle die Abweichung sehr stark zu. Zudem kommt es bei den Übergängen von Wellenabschnitten zu größeren Abweichungen. Die Abweichungen resultieren aus den unterschiedlichen Inkrementen der x -Koordinate bei der Berechnung der Sicherheitsverläufe. Aufgrund der Interpolation der Sicherheiten der Vergleichsdimensionierung auf die x -Koordinate der automatisierten Dimensionierung kommt es zu geringen Verschiebungen der Sicherheitsverläufe in Abhängigkeit der x -Koordinate. Diese Abweichungen werden als lokale Peaks in Abbildung 6.12 deutlich. Die Berechnung der Sicherheiten erfolgt unter Berücksichtigung sämtlicher Kerbfaktoren. Die beiden Nuten für die Sicherungsringe werden bei der Referenzdimensionierung nicht berücksichtigt, weshalb es in diesen Bereichen zu größeren Abweichungen kommt.

Der Vergleich der dynamischen Sicherheiten gegen Dauerbruch ist Abbildung 6.13 zu entnehmen. Der für die Dimensionierung angenommene Lastfall entspricht einem Mittelwert der Torsionsbelastung von 60% des maximalen Eingangsdrehmoments. Der Mittelwert der Biegebelastung entfällt aufgrund der Umlaufbiegung der Welle. Die Amplitude der Torsionsbelastung wird mit 40% des maximalen Eingangsdrehmoments angenommen. Die Amplitude der Biegebelastung entspricht 100% der anliegenden Biegebelastung aufgrund der Reaktionskräfte in der Verzahnung.

Wie zuvor für die Sicherheit gegen bleibende Verformung ist der Verlauf der Sicherheit der automatisierten Wellendimensionierung als durchgängige, blaue Linie

dargestellt. Die gestrichelte, blaue Linie entspricht dem Sicherheitsverlauf der Referenzdimensionierung. Die Abweichung der beiden Sicherheitsverläufe ist in braun dargestellt und der Skala am rechten Bildrand zu entnehmen.

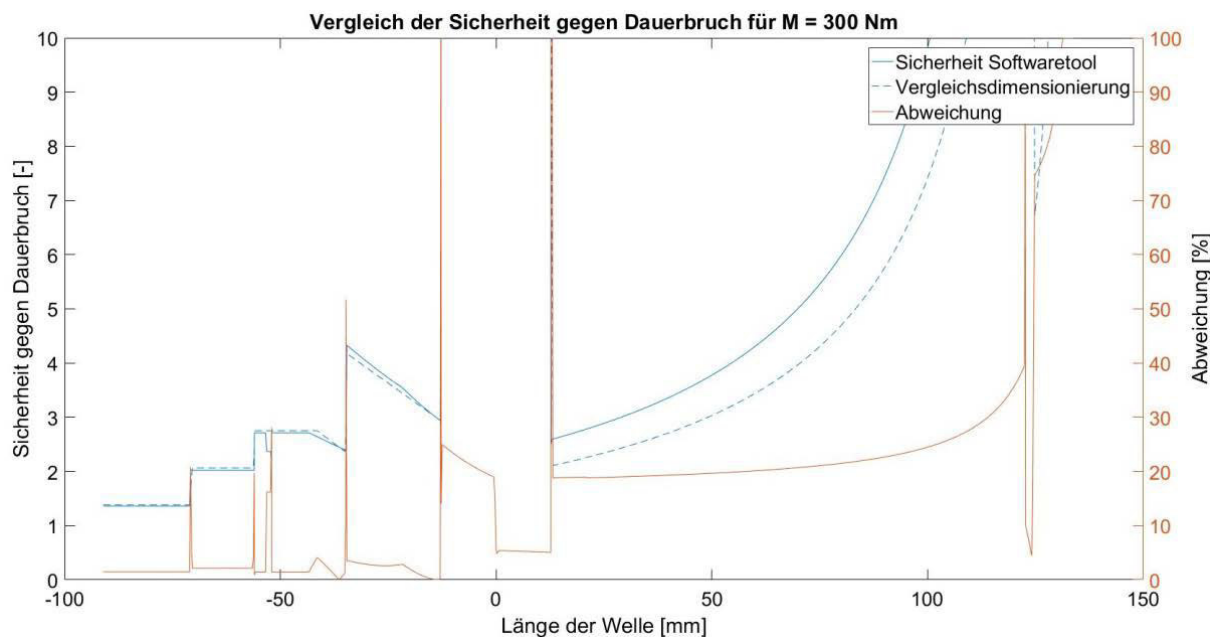


Abbildung 6.13: Verlauf der dynamischen Sicherheit gegen Dauerbruch einer Getriebeeingangswelle mit einem Eingangsdrehmoment von 300 Nm

Bei der Sicherheit gegen Dauerbruch ist wie zuvor eine gute Übereinstimmung der beiden Sicherheitsverläufe zu erkennen. In den Bereichen der Wellen mit negativer x-Koordinate liegt die Abweichung unterhalb 5%. In den Bereichen der Welle mit positiver x-Koordinate liegen die Abweichungen im Bereich von 20%. Bei einer x-Koordinate größer 130 steigt die Abweichung aufgrund der Definitionslücke in Abhängigkeit der unbelasteten Welle, wie schon zuvor, stark an. Aufgrund der Interpolation der Sicherheiten der Vergleichsdimensionierung auf die x-Koordinate der automatisierten Dimensionierung resultieren größere Abweichungen im Bereich der Querschnittänderung der Welle. Aufgrund der guten Übereinstimmung der Sicherheitsverläufe sowohl gegen bleibende Verformung als auch gegen Dauerbruch wird die automatisierte Dimensionierung der Getriebewellen als validiert betrachtet.

6.2.3 Lebensdauerberechnung der Wälzlager

Zur Vervollständigung der Validierung der einzelnen Getriebesubsysteme erfolgt ein Abgleich der Lebensdauerberechnung der Wälzlager mit dem Berechnungstool nach Schaeffler. Die Validierung der Lebensdauer der Wälzlager erfolgt für eine konstante Belastung aus Axial- und Radialkraft sowie der Drehzahl. Bei der Lebensdauerberechnung werden zwei Fälle unterschieden. Ist die Radialkraft deutlich größer als die Axialkraft wird die Lagerbelastung rein aus der Radialkraft bestimmt. Bei einem deutlich größeren Anteil der Axialkraft wird die Lagerbelastung über die Anteile der Radial- und Axialkraft multipliziert mit jeweils einem Vorfaktor

berechnet. Die Unterscheidung zwischen den beiden Fällen erfolgt über den Faktor e . Ist der Quotient aus Axialkraft und Radialkraft kleiner oder gleich e , wird die Belastung nach Gleichung (97) berechnet.

$$P = F_r \tag{97}$$

Ist der Quotient größer als e wird die Belastung entsprechend Formel (98) berechnet.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \tag{98}$$

Der Faktor e wird über das Verhältnis aus dem von der Lagerbauart und Schmierung abhängigen Beiwert, der dynamischen axialen Lagerbelastung und der statischen Tragzahl bestimmt. Entsprechend diesem Verhältnis werden auch die Faktoren X und Y bestimmt. Abbildung 6.14 zeigt exemplarisch den Abgleich der nominellen Lebensdauer für das Rillenkugellager 6403 für unterschiedliche Belastungen.

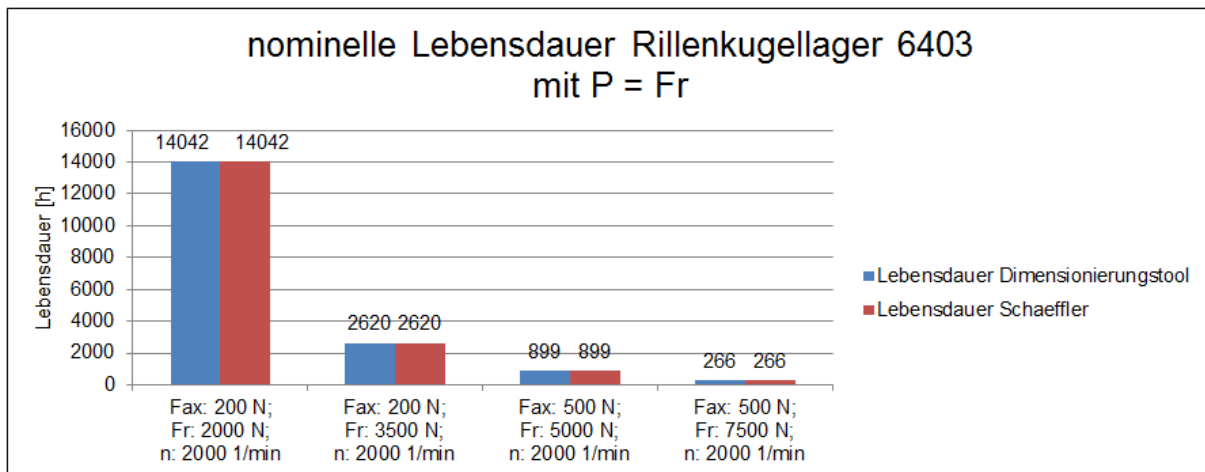


Abbildung 6.14: Vergleich der nominellen Lebensdauer des Rillenkugellagers 6403 für einen kleinen Quotienten aus Axial- und Radialkraft

Der Quotient aus Axialkraft und Radialkraft unterschreitet den Faktor e , weshalb die Lagerbelastung rein aus der Radialkraft nach Formel (97) berechnet wird. Dabei wird deutlich, dass die Lebensdauerberechnung des Softwaretools hundertprozentig mit der Lebensdauerberechnung nach Schaeffler übereinstimmt. Abbildung 6.15 zeigt den Abgleich der Lebensdauerberechnungen für dasselbe Rillenkugellager 6403 mit einem geänderten Belastungsquotienten. Aufgrund des größeren Axialkraftanteils überschreitet der Quotient aus Axial- und Radialkraft den Faktor e , weshalb die Lagerbelastung entsprechend Gleichung (98) berechnet wird. Im Vergleich zu dem Berechnungstool nach Schaeffler weicht die Lebensdauer für unterschiedliche Belastungen maximal 4 % von den mit Hilfe des automatisierten Dimensionierungstools berechneten Lebensdauern ab. Die Abweichung bei der Lebensdauerberechnung resultiert aus der Interpolation der Faktoren X und Y zwischen den Stützstellen der im Lagerkatalog hinterlegten Tabelle zur Bestimmung der Faktoren.

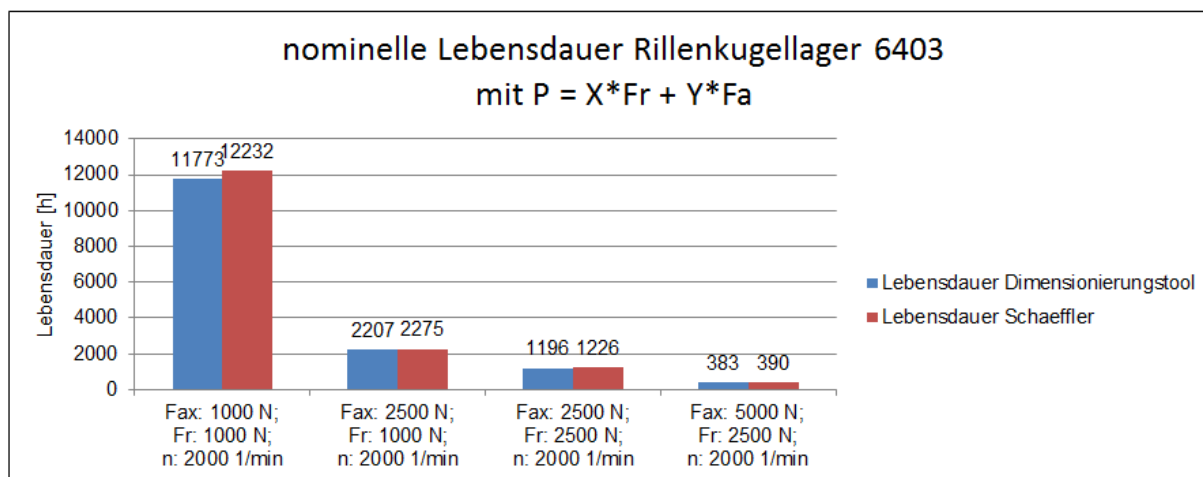


Abbildung 6.15: Vergleich der nominellen Lebensdauer des Rillenkugellagers 6403 für einen großen Quotienten aus Axial- und Radialkraft

Die erweiterte Lebensdauer wird wie im Stand der Forschung in Kapitel 2.5.3 beschrieben aus der nominellen Lebensdauer multipliziert mit den Faktoren a_1 und a_{ISO} berechnet. a_1 ist der Lebensdauerbeiwert für eine Erlebenswahrscheinlichkeit von 90 % der Lager und wird entsprechend DIN 281 mit eins gleichgesetzt. a_{ISO} ist der Lebensdauerbeiwert unter Berücksichtigung der Betriebsbedingungen und wird in Abhängigkeit des Lebensdauerbeiwerts für Verunreinigungen e_c , der Ermüdungsgrenzbelastung C_u , der dynamischen äquivalenten Lagerbelastung P und dem Viskositätsverhältnis κ berechnet. Der Vergleich der erweiterten Lebensdauerbetrachtung ist wiederum exemplarisch für das Rillenkugellager 6403 mit einer Viskosität von 15 kg/(m·s) und einem Lebensdauerbeiwert für Verunreinigungen von 0,15 in Abbildung 6.16 dargestellt.

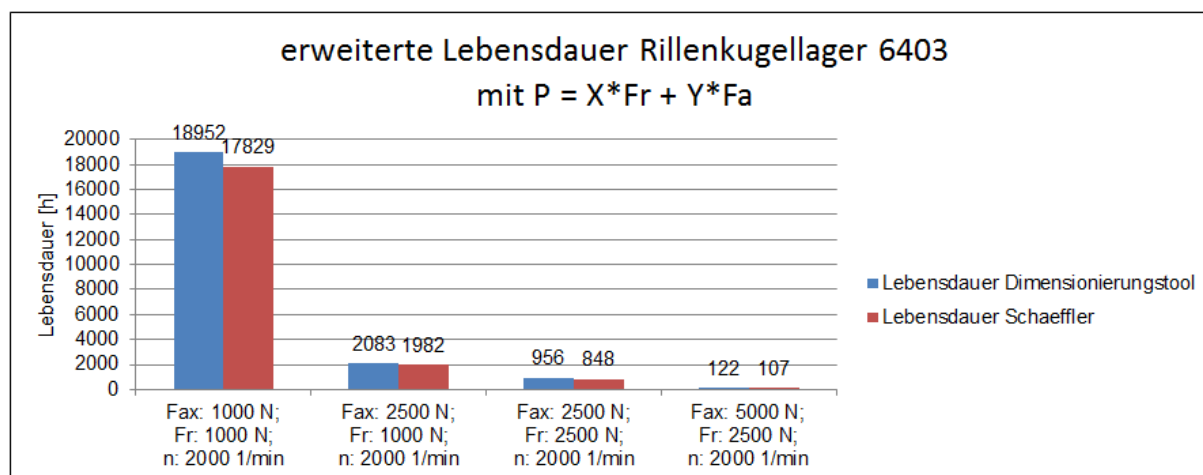


Abbildung 6.16: Vergleich der erweiterten Lebensdauer des Rillenkugellagers 6403 für einen großen Quotienten aus Axial- und Radialkraft

Die Abweichungen zwischen der Lebensdauerberechnung mittels des Dimensionierungstools und der Berechnungssoftware nach Schaeffler liegen bei maximal 12 %. Die Abweichungen resultieren aus der impliziten Eingabe der

Faktoren zur Berechnung des Faktors a_{ISO} nach Schaeffler. Für die Berechnung nach Schaeffler wird der Faktor e_c nicht explizit, sondern implizit über eine Beschreibung der Verschmutzung wie im Lagerkatalog hinterlegt, vorgegeben. Der Faktor e_c zur Berechnung der Lebensdauer wird nicht ausgegeben, weshalb keine Rückschlüsse auf den Faktor möglich sind. Der im Lagerkatalog hinterlegte Wertebereich liegt zwischen 0,1 und 0,3 für typische Verunreinigungen. Aufgrund der geringen Abweichungen der nominellen und erweiterten Lebensdauer gilt die Berechnung mittels des Dimensionierungstools als validiert.

Die Ermüdungslebensdauer nach DIN 26281 berücksichtigt zusätzlich die Schiefstellung, die Verkippung und die innere Lastverteilung im Lager. Die Verifizierung der Ermüdungslebensdauer erfolgt durch eine Variation der Parameter relative axiale Verlagerung δa und relative radiale Verlagerung δr der beiden Lagerringe sowie dem Verkippungswinkel zwischen Innenring und Außenring ψ . Zu erwarten ist eine Abnahme der Lebensdauer mit ansteigenden Parametern. Die Variation der Parameter ist exemplarisch für das Rillenkugellager 6403 in den Abbildung 6.17 bis Abbildung 6.20 dargestellt.

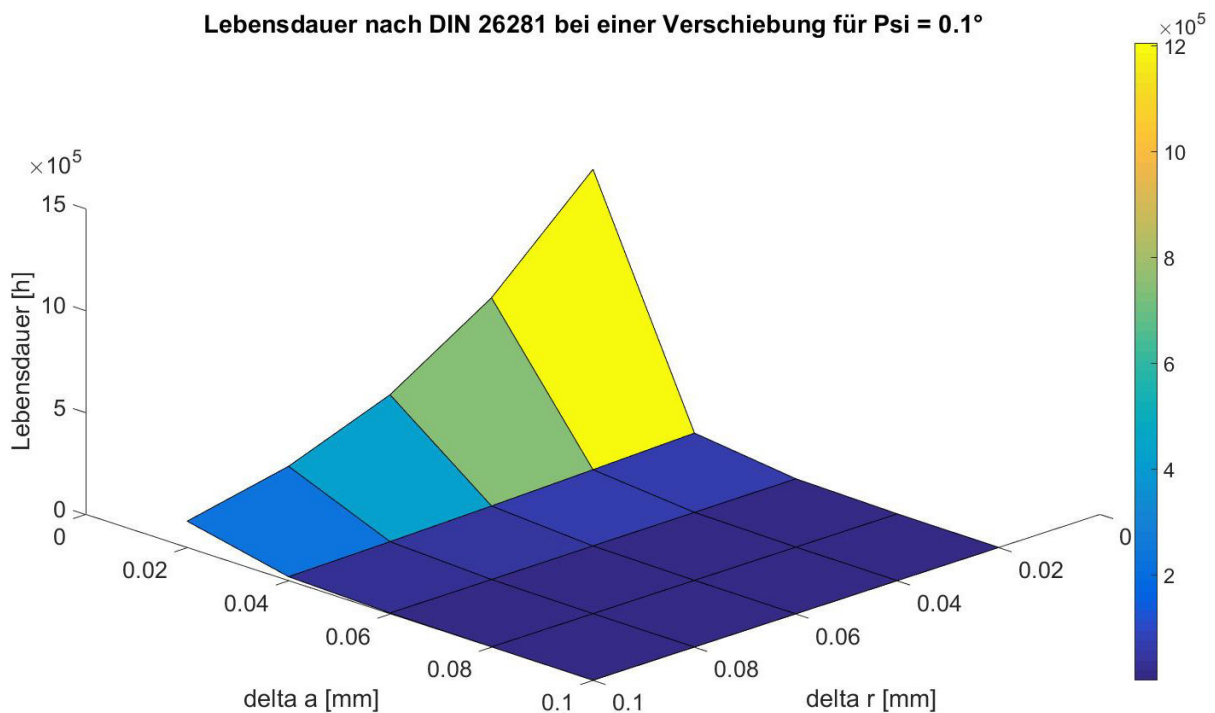


Abbildung 6.17: Variation der axialen und radialen Verlagerung bei einem Verkippungswinkel von 0,1° für das Rillenkugellager 6403

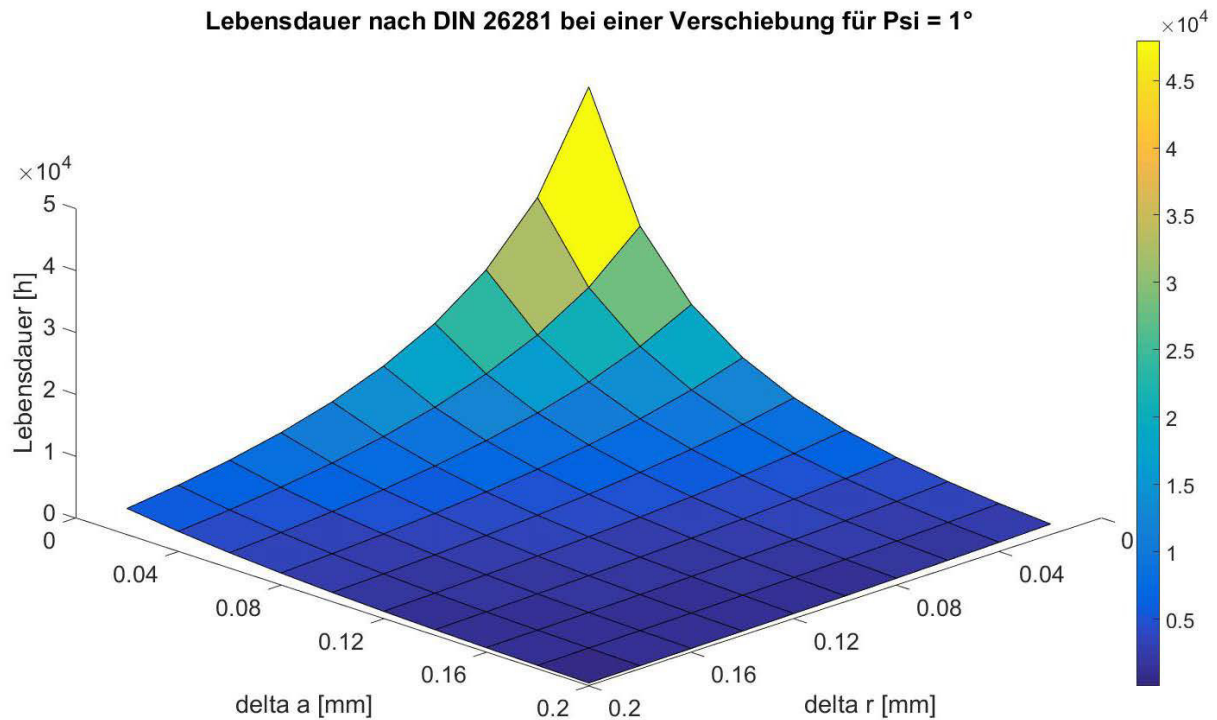


Abbildung 6.18: Variation der axialen und radialen Verlagerung bei einem Verkippungswinkel von 1° für das Rillenkugellager 6403

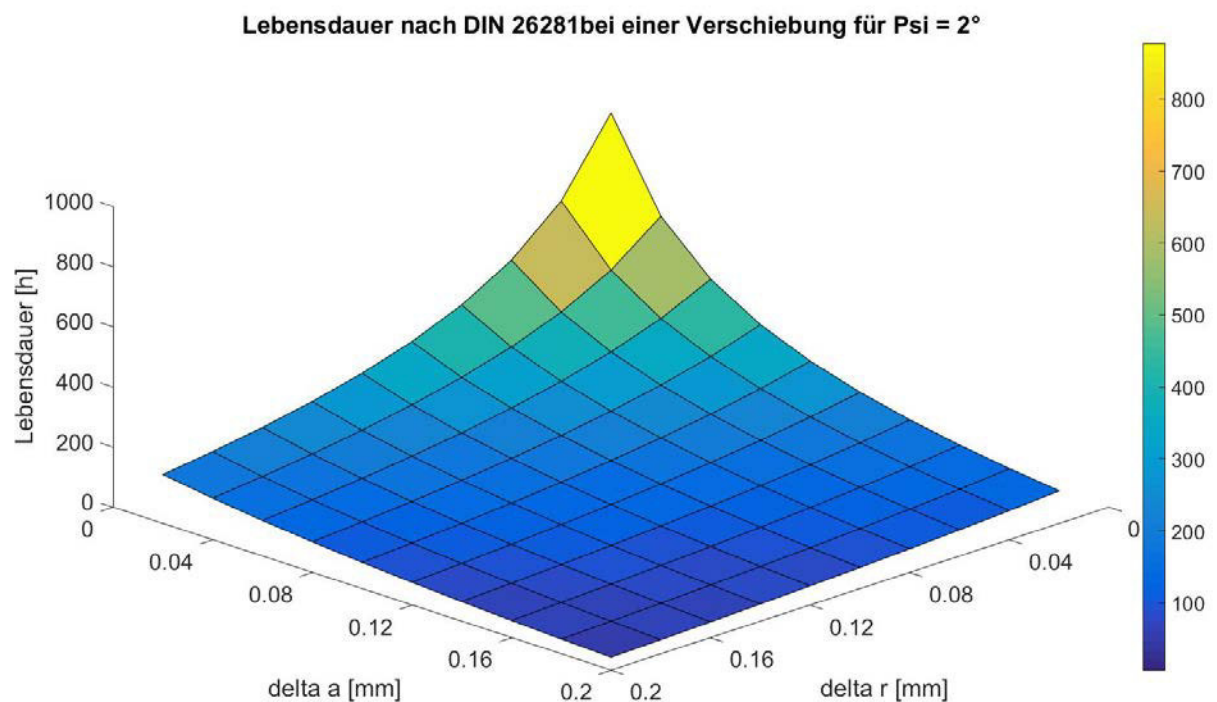


Abbildung 6.19: Variation der axialen und radialen Verlagerung bei einem Verkippungswinkel von 2° für das Rillenkugellager 6403

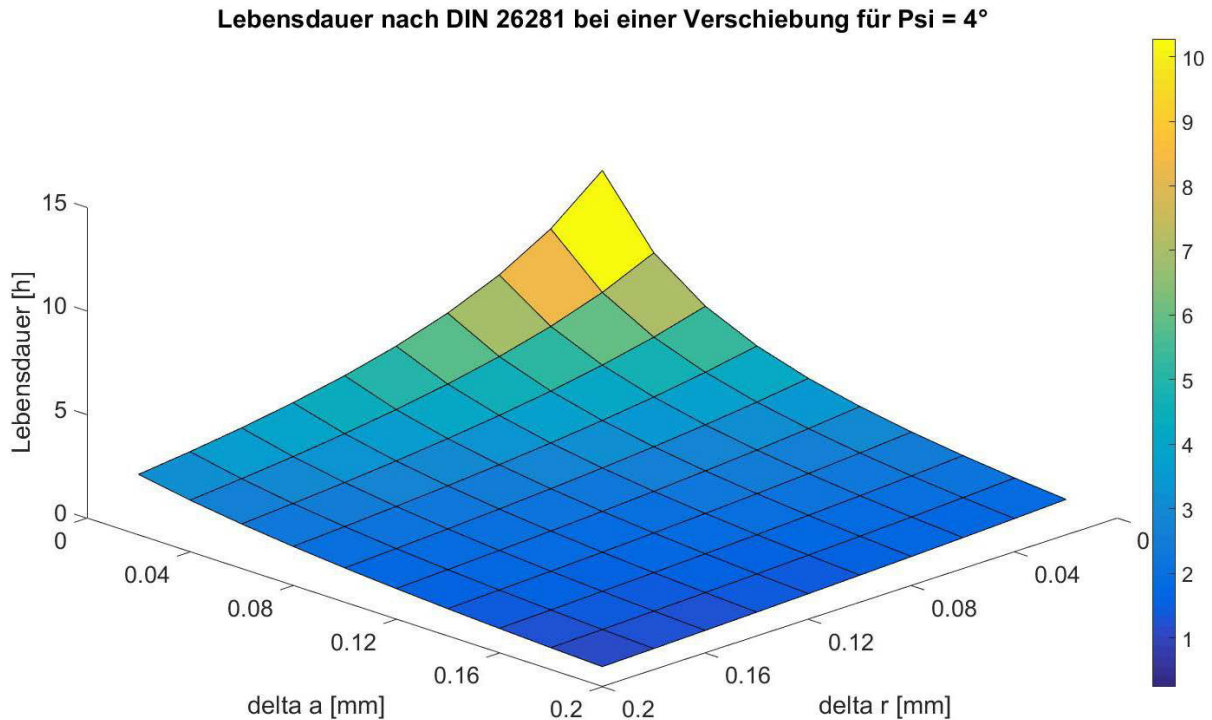


Abbildung 6.20: Variation der axialen und radialen Verlagerung bei einem Verkippungswinkel von 4° für das Rillenkugellager 6403

Mit zunehmendem Verkippungswinkel ψ nimmt die Lebensdauer stark ab. Während mit einem Verkippungswinkel von 2° maximal 800 Stunden erreicht werden, liegt die Lebensdauer bei einem Winkel von 4° bei maximal 10 Stunden. Für alle Verkippungswinkel nimmt mit zunehmender axialer und radialer Verlagerung die Lebensdauer weiter ab. Eine Lebensdauer von 500 h wird für das Rillenkugellager 6403 für eine maximale Verkippung von 2° und eine maximale Verlagerung sowohl in axialer als auch in radialer Richtung für 0,04 mm erreicht. Für kleinere Verkippungswinkel ist eine größere Verlagerung zum Erreichen einer Lebensdauer von 500 Stunden zulässig. Aufgrund der plausiblen Verläufe der Ermüdungslebensdauer nach DIN 26281 wird innerhalb des Softwaretools zur Getriebedimensionierung die Berechnung der Lagerlebensdauer mit verifizierten analytischen Gleichungen durchgeführt.

6.3 Validierung der Verlustmodelle zur Effizienzbewertung

Die Validierung der Effizienzbewertung des Getriebe subsystems Wälzlager erfolgt durch den Abgleich der simulierten Verluste mit Messwerten. Für die Verzahnungen erfolgt eine Auswahl und Verifikation der im Stand der Forschung eingeführten Berechnungsgleichungen zur Ermittlung der Verzahnungsverluste durch eine Plausibilisierung für die Anwendung in hochdrehenden Getrieben für elektrische Antriebsstränge.

6.3.1 Lagerverluste

Um eine Aussage über die Güte der Berechnungsmodelle für die Lagerverluste zu treffen, werden im Folgenden die Simulationsergebnisse mit Messwerten aus dem Stand der Forschung verglichen. Die erzielten Ergebnisse werden in einem Kennfeld zusammengefasst, um eine aussagekräftige Darstellung der Genauigkeit der Modelle zu erhalten. Aufgrund der hohen Drehzahlen und der hohen Leistungsdichte liegt der Fokus auf Wälzlagern mit vergleichsweise kleinem Innendurchmesser. Dadurch wird der Baugrößeneinfluss auf das Reibmoment minimiert. Der Fokus der Untersuchungen liegt aufgrund der höheren Grenzdrehzahlen sowie einer Öleinspritzschmierung für hochdrehende Getriebe in Elektrofahrzeugen auf ölgeschmierten Lagern. Der Großteil der in diesem Abschnitt aufgeführten Messergebnisse ist bei einer Schmierung mit Mineralölen entstanden. Aufgrund einer ähnlichen kinematischen Viskosität ν sind die Versuchsergebnisse mit einem Syntheseöl, wie dieses in modernen Getrieben eingesetzt wird, vergleichbar. Bei der Validierung der Lagerverluste wird zwischen Rillenkugellagern, Schrägkugellagern, Kegelrollenlagern und Zylinderrollenlagern unterschieden. Die Validierung der Lagerverluste erfolgte im Rahmen der betreuten Bachelorarbeit von Bopp.

Im Rahmen des FVA Forschungsvorhabens 364 IV (Jurkschat, Otto & Stahl, 2015) werden eine Vielzahl an Messwerten aus Prüfstandsversuchen für Lagerverluste abgeleitet, wobei die Versuche mit dem Referenzöl FVA3A bei Einspritzschmierung von besonderer Bedeutung sind. Zur Validierung der Berechnung der Lagerverluste erfolgt in Abhängigkeit der Drehzahl und der Belastung der Abgleich zwischen den Messdaten und den Modellen nach Schaeffler und SKF zur Berechnung des Reibmoments bei einer Einspritzschmierung. Ziel der Untersuchung ist in Abhängigkeit der Drehzahl und der Belastung das Berechnungsmodell zu identifizieren, welches die geringste Abweichung von den Messdaten aufweist. Abbildung 6.21 zeigt den Vergleich zwischen Simulation und Messwerten am Beispiel eines Rillenkugellagers 6308 bei einer großen Belastung $C/P = 6,5$ und Einspritzschmierung. In dem Beispiel zeigt das Berechnungsmodell nach SKF eine gute Übereinstimmung der Berechnungsergebnisse mit den Messwerten. Diese gute Übereinstimmung ist gültig für Belastungen bis zu $C/P = 5 - 10$, abhängig vom Größeneinfluss des jeweils verwendeten Lager. Das Berechnungsmodell nach Schaeffler überschreitet die Messwerte um bis zu 55%. Dies führt bei der Berechnung zu erhöhten Lagerverlusten im Vergleich zu den Versuchswerten, weshalb für große Belastungen der Berechnungsansatz nach SKF ausgewählt wird. Allgemein konnte festgestellt werden, dass für Rillenkugellager bei großen Belastungen bis $C/P = 10$ der Berechnungsansatz nach SKF die höhere Genauigkeit im Vergleich zu den Messwerten erzielt.

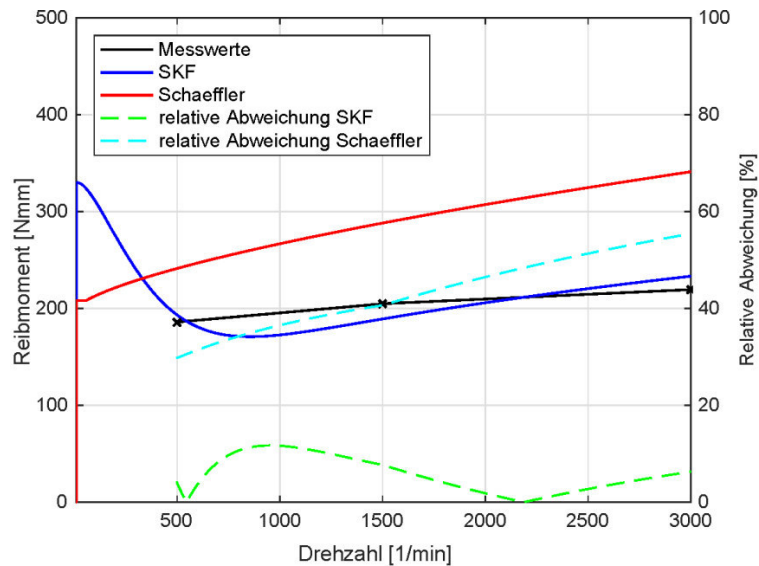


Abbildung 6.21: Vergleich von Messwerten (Jurkschat, Otto & Stahl, 2015) und Simulationsergebnissen (Rillenkugellager 6308 mit $C/P = 6,5$ und $v = 36 \text{ mm}^2/\text{s}$)⁷

In einem weiteren FVA Forschungsvorhaben 496 II (Marquart, Neubauer & Gerken, 2011) zur Untersuchung der Leistungsdichtegrenzen von Wälzlagern werden Messungen für mittlere bis niedrige relative Belastungen von Wälzlagern durchgeführt. In Abbildung 6.22 werden exemplarisch die Messergebnisse des Rillenkugellagers 6212 mit den Simulationsergebnissen nach Schaeffler und SKF verglichen.

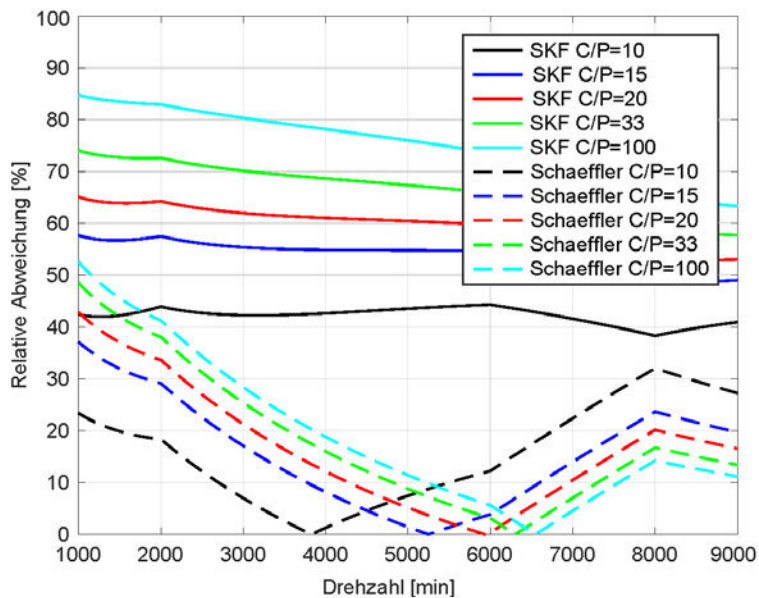


Abbildung 6.22: Abweichungen zwischen Messwerten (Marquart, Neubauer & Gerken, 2011) und Simulationsergebnissen (Rillenkugellager 6212 mit $C/P = 10..100$)⁸

⁷ Bopp, B. (2017) – betreute Bachelorarbeit

⁸ Bopp, B. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Für größer werdende relative Belastungen C/P ist ein Anstieg der Abweichungen zwischen Versuch und Simulation nach SKF zu erkennen. Die Abweichungen sind für $C/P = 10$ mit ungefähr 40 % in einem akzeptablen Bereich, steigen jedoch mit sinkenden Belastungen an. Die Abweichungen zwischen Versuch und Simulation für das Berechnungsmodell nach Schaeffler sind bei gleicher relativer Belastung nahezu über den gesamten Drehzahlbereich geringer. Die aufgeführten Versuchsergebnisse zeigen, dass die beiden Reibmodelle für unterschiedliche Belastungen der Rillenkugellager geeignet sind und werden folgendermaßen zusammenfassen:

- Berechnung nach SKF: $C/P < 10$
- Berechnung nach Schaeffler $C/P \geq 10$

Eine detailliertere Definition der Grenze ist aufgrund der Vielzahl an Einflussfaktoren nicht möglich. Bereits geringe Veränderungen der Randbedingungen können eine Verschiebung der Grenzen bewirken. Um die Übereinstimmung des implementierten Berechnungsmodells für Rillenkugellager darzustellen, werden die Messwerte aus dem Stand der Forschung mit den dazugehörigen Simulationsergebnissen in Abbildung 6.23 verglichen.

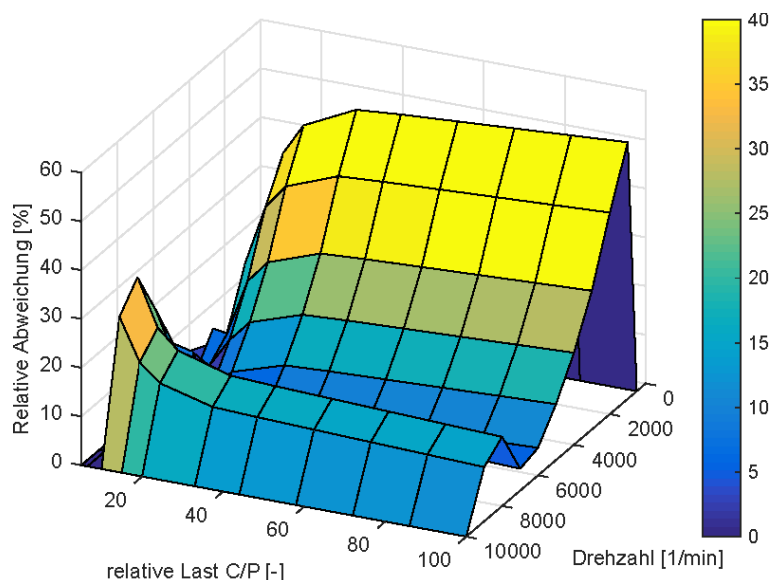


Abbildung 6.23: Kennfeld Rillenkugellager 6212 (Messwerte nach Jurkschat Otto und Stahl (2015), Marquart, Neubauer und Gerken (2011) und Wang (2013))⁹

Diese zeigt die relative Abweichung über der Drehzahl n und der relativen Lagerbelastung C/P . Die Simulationsergebnisse werden je nach Belastungsfall innerhalb der zuvor definierten Grenzen mit dem Berechnungsmodell nach SKF oder Schaeffler ermittelt, um eine bestmögliche Übereinstimmung mit den Messwerten zu

⁹ Bopp, B. (2017) – betreute Bachelorarbeit

erreichen. Durch die Verknüpfung der zwei Berechnungsverfahren in einem Berechnungsmodell ist eine durchgängig sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Versuch zu erkennen. Lediglich im Bereich niedriger Drehzahlen ($n < 2.000 \text{ 1/min}$) und Belastungen ($C/P < 15$) steigt die relative Abweichung an. Bei der Betrachtung des Kennfeldes ist zu beachten, dass die angegebenen relativen Abweichungen exemplarisch für das Rillenkugellager 6212 aufgetragen sind. Der in Abbildung 6.23 festgelegte Gültigkeitsbereich beschränkt sich auf die Belastung C/P von 10 bis 100 und den Drehzahlbereich bis 10.000 1/min . Für höhere Drehzahlen werden die Verlustmodelle ebenfalls anhand von Versuchsdaten aus dem Stand der Forschung validiert und zu untersuchen, welches der beiden Berechnungsmodelle die Verluste besser abbildet.

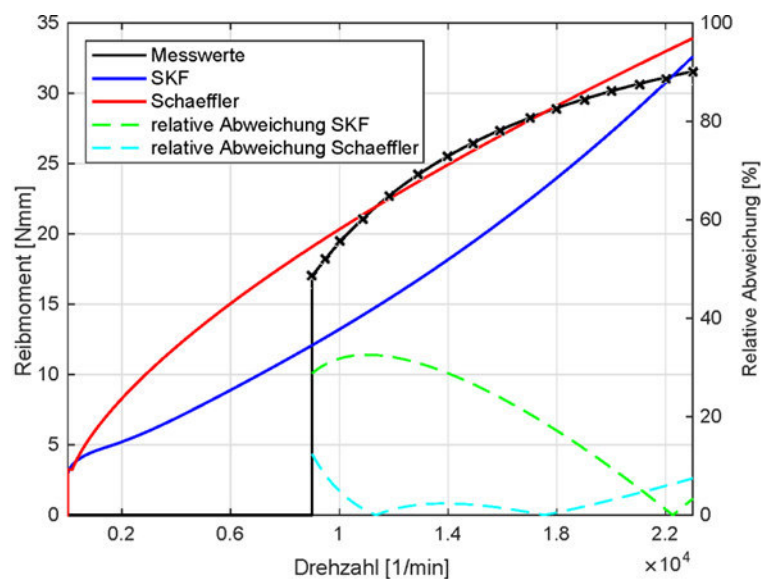


Abbildung 6.24: Vergleich zwischen Messwerten (Hillmann & Paland, 1988) und Simulationsergebnissen (Rillenkugellager 6204 mit $C/P = 44$, $v = 12 \text{ mm}^2/\text{s}$)¹⁰

Abbildung 6.24 zeigt den Vergleich der Messwerte nach Hillmann und Paland (1988) und den Simulationsergebnissen für ein Rillenkugellager 6204 mit einer Belastung von $C/P = 44$. Das Schmiermittel hat bei einer Versuchstemperatur von 70 °C eine kinematische Viskosität von $v = 12 \text{ mm}^2/\text{s}$. Der Verlauf des Reibmomentes, wie auch die relativen Abweichungen zeigen, dass das Berechnungsmodell nach Schaeffler für mittlere bis niedrige Belastungen auch für sehr hohe Drehzahlen von bis zu 23.000 1/min geeignet ist. Es ist zu beachten, dass die Drehzahl und die Lagerbelastung, welche aus dem Drehmoment resultiert, in einem Getriebe mit der elektrischen Kraftmaschine im Verhältnis stehen. Aufgrund des Feldschwächebereichs des Elektromotors nimmt bei hohen Drehzahlen das

¹⁰ Bopp, B. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Drehmoment ab, weshalb die Verifikation der Lagerverluste für hohe Drehzahlen und hohe Belastungen vernachlässigbar ist.

Abbildung 6.25 zeigt die relativen Abweichungen zwischen Mess- und Simulationsergebnissen nach dem Berechnungsmodell von Schaeffler für das Schrägkugellager 7308.

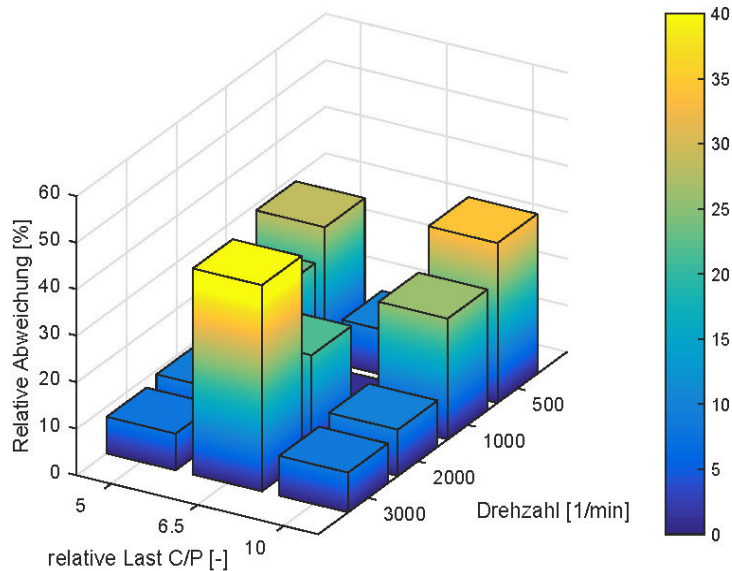


Abbildung 6.25: Kennfeld Schrägkugellager 7308 nach Schaeffler (Messwerte nach Jurkschat, Otto und Stahl (2015))¹¹

Es ist eine gute Abbildung des Reibmomentes durch das Berechnungsverfahren nach Schaeffler zu erkennen. Die mittlere Abweichung beträgt 19%. Die Abweichungen bei der Berechnung nach SKF sind im gesamten betrachteten Betriebsbereich deutlich größer. Aufgrund dessen werden Schrägkugellager in jedem Betriebspunkt durch das Berechnungsverfahren nach Schaeffler abgebildet.

Zur Beurteilung der Güte des Berechnungsmodells für Kegelrollenlager werden wie zuvor Messwerte aus dem Stand der Forschung mit Simulationsergebnissen verglichen. Die entstehenden Abweichungen werden für die Berechnungsmodelle nach Schaeffler und SKF in eigene Kennfelder übertragen. Wie zuvor bei den Rillenkugellagern ergibt die Analyse dieser Kennfelder unterschiedliche Bereiche, in denen unterschiedliche Berechnungsverfahren eine bessere Übereinstimmung zu den Messwerten ergeben. Es werden zwei Bereiche unterschieden:

- Berechnung nach SKF: $C/P < 10$ & $n < 1.000$ 1/min
- Berechnung nach Schaeffler: $C/P \geq 10$ & $n \geq 1.000$ 1/min

¹¹ Bopp, B. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Unter der Berücksichtigung der Fallunterscheidung resultiert für Kegelrollenlager das in Abbildung 6.26 dargestellte Kennfeld.

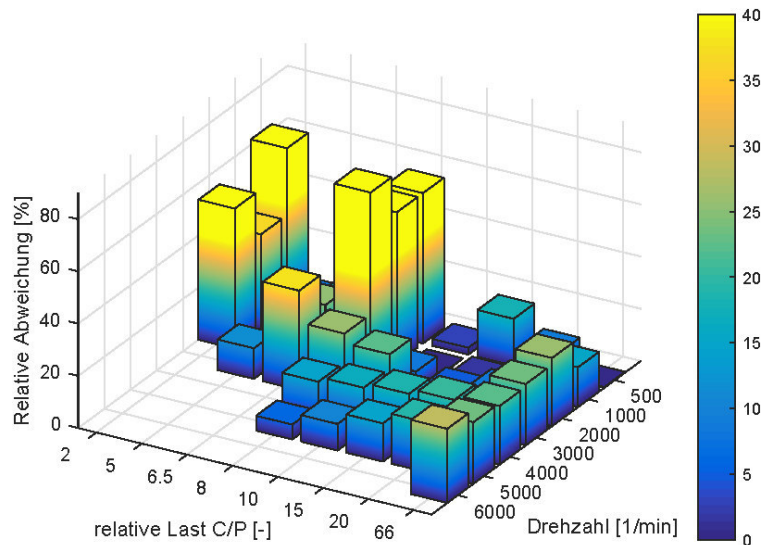


Abbildung 6.26: Kennfeld Kegelrollenlager 30308 (Messwerte nach Jurkschat, Otto und Stahl (2015), Stahl, Otto und Schleich (2011), Poll und Wittek (2014) und Wang (2013))¹²

Als Randbedingung ist zu beachten, dass die Simulationsergebnisse nach SKF unter der Annahme einer konstanten Gleitreibungszahl μ_{sl} berechnet werden. Die mittlere Abweichung im betrachteten Betriebsbereich liegt bei ca. 15 %. Für hohe Belastungen bei gleichzeitig niedrigen Drehzahlen zeigt das Berechnungsmodell größere Abweichungen von den in Versuchen ermittelten Messwerten. In diesem Bereich wird das Reibmoment durch das Berechnungsmodell nach SKF abgebildet. Eine Berechnung des Verlustmoments mit dem Verfahren nach Schaeffler liefert bei gegebenen Betriebsbedingungen eine Abweichung, welche im Durchschnitt um den Faktor 2,3 größer ist, als die Abweichung nach SKF. Deshalb ist die Verwendung der SKF-Berechnungsmethode trotz der großen Abweichung in diesem Bereich gerechtfertigt. Zudem ist in Abbildung 6.26 zu erkennen, dass der Drehzahlbereich der Messwerte mit steigendem relativem Belastungsverhältnis C/P zunimmt. Diese Aussage stimmt mit der Beobachtung überein, dass hohe Belastungen, bei gleichzeitig hohen Drehzahlen, aufgrund der kritischen Temperaturentwicklung in Versuchen häufig nicht angefahren werden können.

Zum Abschluss der Validierung der Lagerverluste wird das Berechnungsmodell auf seine Genauigkeit bei der Berechnung von Zylinderrollenlagern untersucht. Analog zu den zuvor betrachteten Lagertypen werden Vergleiche zwischen Mess- und Simulationsergebnissen durchgeführt. In der Simulation werden für das

¹² Bopp, B. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Berechnungsmodell nach SKF sehr gute Übereinstimmungen mit den im Stand der Forschung vorhandenen Messwerten festgestellt. Für kleine Drehzahlen weichen die Simulationsergebnisse nach SKF deutlich von den Werten aus den Versuchen ab. Daraus resultiert die folgende Fallunterscheidung:

- Berechnung nach SKF: $n > 1.000 \text{ 1/min}$
- Berechnung nach Schaeffler: $n \leq 1.000 \text{ 1/min}$

Die aus der Fallunterscheidung resultierenden Abweichungen nach Schaeffler sind im Vergleich zu den weiteren untersuchten Betriebspunkten höher, jedoch sind diese um den Faktor 2 kleiner als mit dem Berechnungsmodell nach SKF. Abbildung 6.27 zeigt die relativen Abweichungen in Abhängigkeit der Drehzahl n und der relativen Belastung C/P , unter Berücksichtigung der eingeführten Fallunterscheidung.

Die durchschnittliche Abweichung des Berechnungsmodells liegt bei ungefähr 9 % und die Übereinstimmungen zwischen Mess- und Simulationsergebnissen sind nahezu über den gesamten Bereich des Kennfeldes gering. Lediglich am Rand steigen die relativen Abweichungen an.

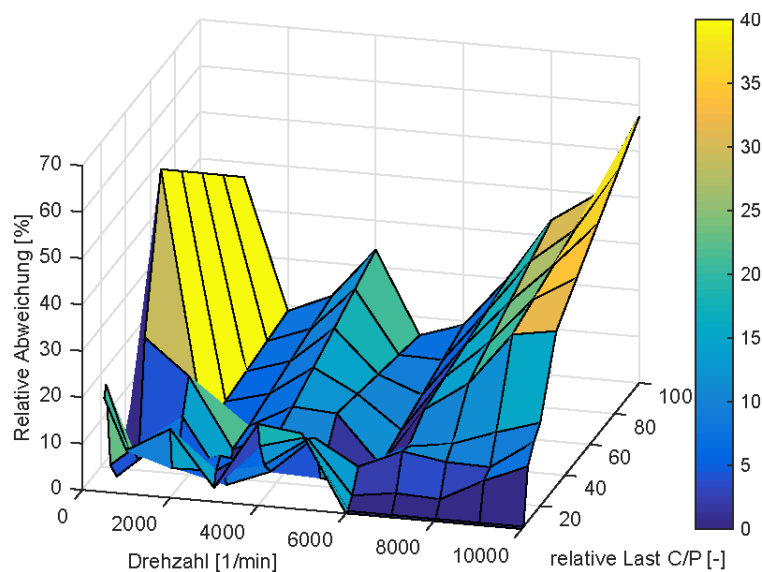


Abbildung 6.27: Kennfeld Zylinderrollenlager (Messwerte nach Jurkschat, Otto und Stahl (2015), Söndgen (2009) und Wang (2013))¹³

In Tabelle 5.7 in Kapitel 5.3.1 sind die Betriebsbereiche der Berechnungsmodelle nach Schaeffler und SKF für die untersuchten Lager zusammengefasst.

¹³ Bopp, B. (2017) – betreute Bachelorarbeit

6.3.2 Verzahnungsverluste

Neben den Lagerverlusten haben die Verzahnungsverluste einen großen Einfluss auf die gesamte Effizienz des Getriebes. Im Folgenden werden die in Kapitel 5.3.2 eingeführten Berechnungsmodelle für lastabhängige und lastunabhängige Verzahnungsverluste innerhalb ihres Gültigkeitsbereichs verifiziert. Für die gesamten Verzahnungsverluste erfolgt die Verifikation in Abhängigkeit der Drehzahl und des Drehmoments. Die Verifizierung der Verzahnungsverluste für die Effizienzbewertung erfolgte im Rahmen der betreuten Bachelorarbeit von Kapfer.

Die lastabhängigen Verluste werden über die mittlere Zahnreibungszahl und den Zahnverlustfaktor berechnet. Für die mittlere Zahnreibungszahl wird der Berechnungsansatz nach Schlenk gewählt. Der Gültigkeitsbereich des Ansatzes nach Schlenk liegt bei Umfangsgeschwindigkeiten zwischen 4 und 50 m/s und einer breitenbezogenen Zahnnormalkraft von 150 bis 620 N/mm. Zu erwartende Umfangsgeschwindigkeiten für hochdrehende Getriebe für elektrische Antriebsstränge mit einer Eingangsdrehzahl von 30.000 1/min reichen bis 90 m/s. Die Verifikation der mittleren Zahnreibungszahl erfolgt in Verbindung mit dem Zahnverlustfaktor als lastabhängige Verzahnungsverluste in Abbildung 6.28. Die Berechnung des Zahnverlustfaktors wird nach dem Ansatz von Ohlendorf innerhalb des Gültigkeitsbereichs für Stirnräder mit Profilkorrekturen ($0 \leq \varepsilon_\alpha \leq 2$) durchgeführt. Die gesamten lastabhängigen Verluste sind exemplarisch für die in Anhang A dargestellte Verzahnung in Abhängigkeit der Drehzahl und des Drehmoments aufgetragen.

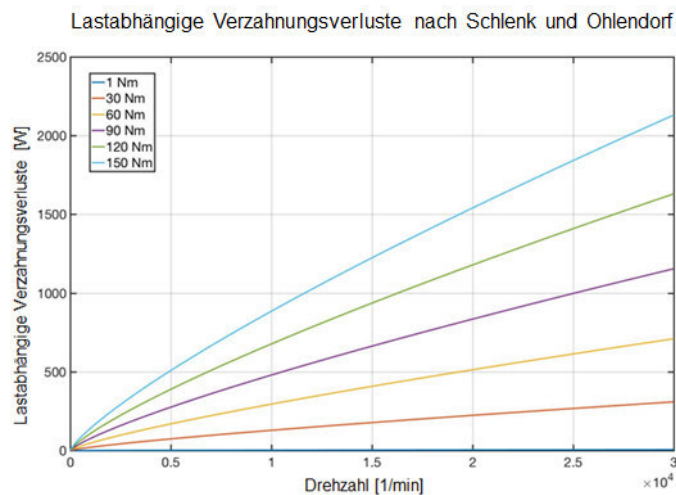


Abbildung 6.28: lastabhängige Verzahnungsverluste nach Schlenk und Ohlendorf bei Variation des Drehmoments für die Referenzverzahnung¹⁴

¹⁴ Kapfer, S. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Trotz der mit ansteigender Drehzahl kleiner werdenden mittleren Zahnreibungszahl, zurückzuführen auf die zunehmende Summengeschwindigkeit am Wälzkreis $v_{\Sigma C}$ im Nenner der mittleren Zahnreibungszahl, nimmt die Verlustleistung durch die Multiplikation mit der zunehmenden Leistung aufgrund der ansteigenden Drehzahl zu. Das bedeutet, dass bei konstantem Drehmoment die lastabhängige Verlustleistung der Verzahnung mit zunehmender Drehzahl degressiv ansteigt. Zudem steigt bei zunehmendem Drehmoment die Verlustleistung an. Die lastabhängigen Verluste entsprechen dem aus dem Stand der Forschung bekannten Verlauf der lastabhängigen Verzahnungsverluste. Auch über die Gültigkeitsgrenze von 50 m/s hinaus ist der Verlauf als plausibel zu bewerten. Insgesamt stellt sich ein zu erwartender Verlauf der lastabhängigen Verluste ein, weshalb diese als verifiziert bewertet werden.

Die Verifizierung der lastunabhängigen Verluste erfolgt unabhängig voneinander für die hydraulischen Verluste sowie die Ventilationsverluste. Die hydraulischen Verluste werden nach den in Kapitel 2.4.2 eingeführten Modellen nach Mauz und Butsch berechnet. Der Berechnungsansatz von Mauz ist gültig für Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s und Zahnradbreiten von 10 bis 60 mm, während der Gültigkeitsbereich von Butsch bei Umfangsgeschwindigkeiten zwischen 60 und 200 m/s und Zahnradbreiten von 75 bis 125 mm liegt.

Nach dem Gültigkeitsbereich übertreffen die Zahnradbreiten bei Butsch zwischen 75 und 125 mm deutlich den Einsatzbereich in Getrieben für elektrische Fahrzeugantriebsstränge. Butsch schlägt vor, bis zu einer Umfangsgeschwindigkeit von 60 m/s, die Gleichungen von Mauz und für Umfangsgeschwindigkeiten ab 60 bis 200 m/s die analytischen Zusammenhänge nach Butsch zu verwenden. Da die Gültigkeitsbereiche nicht vollständig mit den Anforderungen übereinstimmen, wird die Empfehlung für die Kombination der beiden Berechnungsansätze mit dem in Anhang A eingeführten Parametersatz überprüft. Der Vergleich der beiden Berechnungsansätze wird für die beiden unterschiedlichen Einspritzrichtungen in den beginnenden Zahneingriff (A1) (Abbildung 6.29) und in den auslaufenden Zahneingriff (A2) (Abbildung 6.30) durchgeführt.

Die hydraulischen Verlustmomente für beide Berechnungsansätze divergieren stark, insbesondere für die Einspritzrichtung A1. Daraus resultiert für das kombinierte Modell ein Sprung zwischen den beiden Ansätzen. Um die Abweichungen in den hydraulischen Verlustmomenten zu erklären, werden im Folgenden die Ansätze nach Mauz und Butsch auf die Dominanz der beeinflussenden Parameter, insbesondere der nicht im Gültigkeitsbereich der Gleichungen liegenden Parameter, auf die hydraulischen Verluste untersucht. Die hydraulischen Verzahnungsverluste werden separat für die beiden Einspritzrichtungen untersucht.

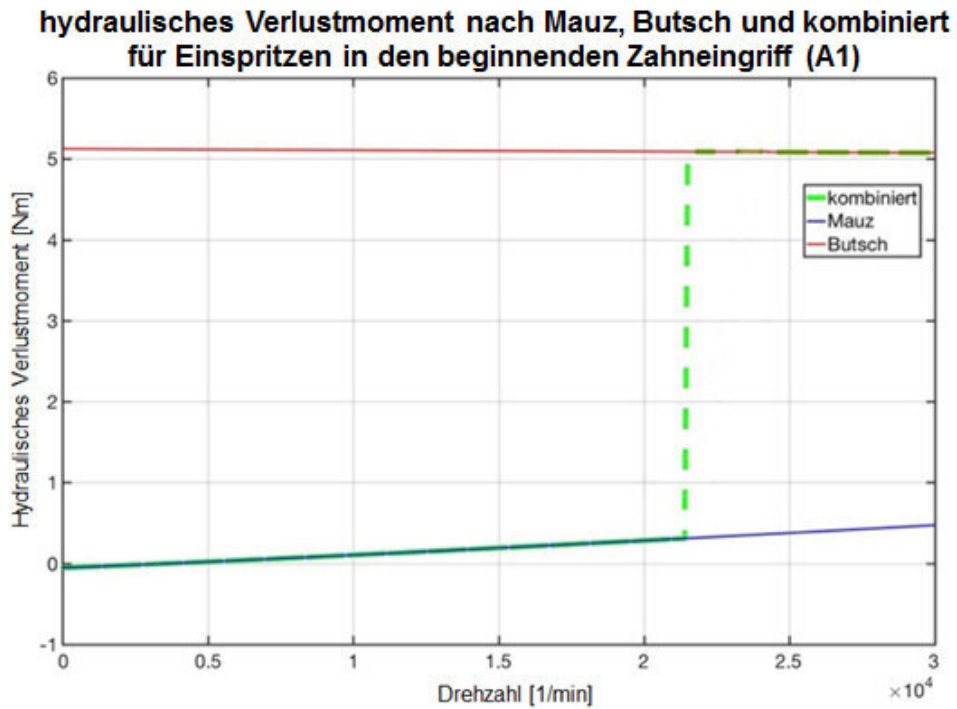


Abbildung 6.29: Vergleich des hydraulischen Verlustmoments nach Mauz, Butsch und kombiniert für Einspritzen in den beginnenden Zahneingriff (A1)¹⁵

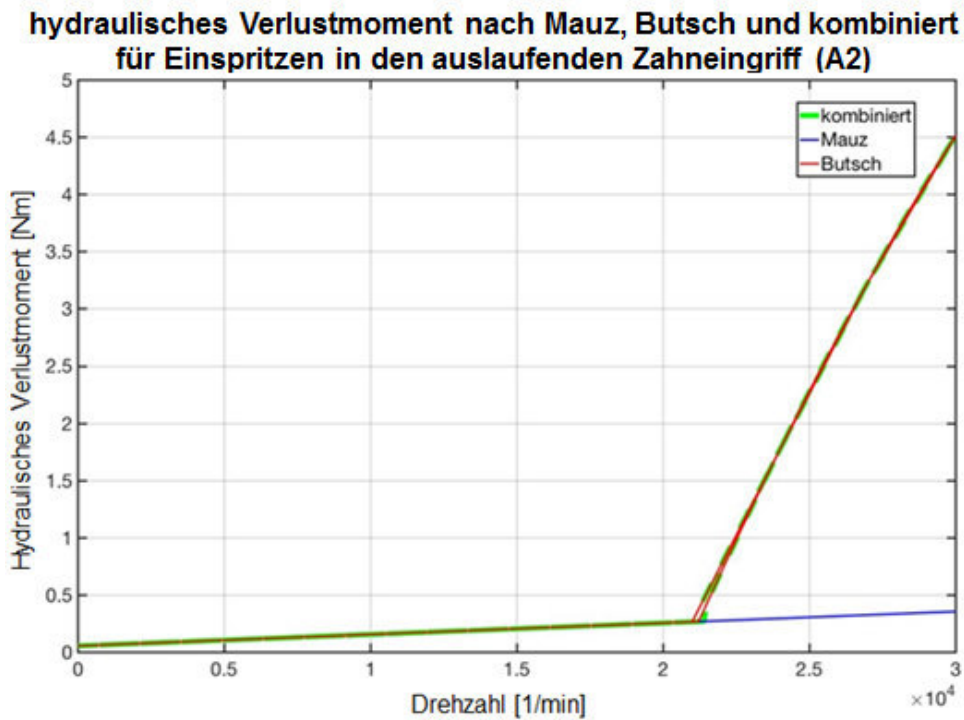


Abbildung 6.30: Vergleich des hydraulischen Verlustmoments nach Mauz, Butsch und kombiniert für Einspritzen in den auslaufenden Zahneingriff (A2)¹⁶

¹⁵ Kapfer, S. (2017) – betreute Bachelorarbeit

¹⁶ Kapfer, S. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Einspritzen in den beginnenden Zahneingriff (A1):

Wie im Stand der Forschung eingeführt, werden die hydraulischen Verluste aus den Beschleunigungs- und Quetschverlusten berechnet. Die Ansätze zur Berechnung der Beschleunigungsverluste von Mauz und Butsch werden durch den von Mauz eingeführten konstanten Faktor $C_{1,Mauz}$ unterschieden. Für Einspritzen in den beginnenden Zahneingriff liegt die Abweichung der Beschleunigungsverluste bei unter 10%, weshalb der Grund für die Abweichung in den Quetschverlusten vermutet wird. Für den Berechnungsansatz nach Butsch nehmen die Quetschverluste mit steigender Einspritzvolumenrate zu, nehmen jedoch mit zunehmenden Umfangsgeschwindigkeiten ab. Das festgestellte Verhalten entspricht nicht dem von Mauz beschriebenen phänomenologischen Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit und des Einspritzvolumenstromes auf die Quetschverluste, die bei einer Erhöhung der beiden Parameter zunehmen sollten. Einen weiteren Einfluss auf die Quetschverluste hat die Zahnradbreite. Für den von Butsch entwickelten Ansatz wird ab einer Zahnradbreite von 75 mm, dem angegebenen Gültigkeitsbereich, eine Zunahme der Quetschverluste mit ansteigender Zahnradbreite und Umfangsgeschwindigkeit festgestellt. Für geringere Zahnradbreiten außerhalb des Gültigkeitsbereichs nimmt das Quetschverlustmoment mit steigenden Zahnradbreiten ab. Dieses Verhalten entspricht nicht den Beobachtungen von Mauz und Butsch, weshalb die Zahnradbreite einen großen Einfluss auf die Quetschverluste nach dem Ansatz von Butsch hat. Auf Basis des phänomenologischen Verhaltens der Quetschverluste ist der Berechnungsansatz nach Butsch für Spritzen in den beginnenden Zahneingriff für Zahnradbreiten außerhalb des Gültigkeitsbereichs nicht geeignet.

Für den Berechnungsansatz nach Mauz nehmen die Quetschverluste mit zunehmender Zahnradbreite und Umfangsgeschwindigkeit zu. Auch außerhalb des Gültigkeitsbereichs ist ein Anstieg der Quetschverluste bei zunehmender Zahnradbreite und Umfangsgeschwindigkeit zu beobachten. Aufgrund des zu erwartenden Verhaltens wird zur Berechnung der hydraulischen Verluste für das Einspritzen in den beginnenden Zahneingriff der Ansatz von Mauz gewählt.

Einspritzen in den auslaufenden Zahneingriff (A2)

Für Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s liefern die Berechnungsansätze nach Mauz und Butsch identische Werte, dargestellt in Abbildung 6.30. Oberhalb der Umfangsgeschwindigkeit von etwa 60 m/s wird eine Differenz zwischen den beiden Ansätzen beobachtet. Unterhalb der Grenzumfangsgeschwindigkeit sind die Quetschverluste nach Butsch negativ und werden deshalb mit null gleichgesetzt. Der Ansatz von Mauz berücksichtigt keine Quetschverluste für ein Einspritzen in den auslaufenden Zahneingriff, weshalb die hydraulischen Verzahnungsverluste bis zum

Übergang der Quetschverluste nach Butsch in den positiven Bereich identisch sind. Die Verluste werden lediglich um den konstanten Koeffizienten $C_{2, \text{Mauz}}$ unterschieden, der für die Einspritzrichtung von oben in den auslaufenden Zahneingriff (A2) identische und für die Einspritzrichtung von unten in den auslaufenden Zahneingriff (A2') 15% geringere Beschleunigungsverluste als der Ansatz nach Butsch liefert. Laut Butsch treten Quetschverluste beim Einspritzen in den auslaufenden Eingriff ab Umfangsgeschwindigkeiten von ca. 80 m/s auf. Aufgrund der zu erwartenden maximalen Umfangsgeschwindigkeit von 90 m/s werden die Quetschverluste für Einspritzen in den auslaufenden Eingriff genauer untersucht. Für den Berechnungsansatz nach Butsch wird der Einfluss der Einspritzrate und der Umfangsgeschwindigkeit auf das Quetschverlustmoment untersucht. Laut den Beobachtungen von Butsch nehmen die Quetschverluste für die Einspritzrichtung A2 mit steigender Einspritzrate zu. Die Simulationsergebnisse zeigen eine Zunahme der Quetschverluste für die Einspritzrichtung A2 mit steigender Einspritzrate bis zu einem Volumenstrom von 4 l/min und steigender Umfangsgeschwindigkeit bis 140 m/s. Darüber hinaus nehmen die Quetschverluste, begründet auf der Zahnradbreite von 30 mm, die damit außerhalb des Gültigkeitsbereichs liegt, ab. Zur Untersuchung des Einflusses der Zahnradbreite auf die Quetschverluste erfolgt eine Parametervariation der Zahnradbreite und der Umfangsgeschwindigkeit. Aufgrund des zunehmenden Quetschvolumens bei einer ansteigenden Zahnradbreite ist mit einer Zunahme der Quetschverluste zu rechnen. Ein solches Verhalten ist für den gegebenen Fall nicht erkennbar. Bei einer Erhöhung des Einspritzvolumenstromes ist ein Anstieg des Quetschverlustmoments feststellbar. In der Arbeit von Butsch wird bezüglich des Einspritzvolumenstroms keine Aussage über dessen Gültigkeitsbereich getroffen. Wie zuvor beim Einspritzen in den beginnenden Eingriff kann für den Ansatz von Butsch beim Einspritzen in den auslaufenden Eingriff festgestellt werden, dass ein kontinuierlicher Anstieg bei der Vergrößerung der Zahnradbreite außerhalb des Gültigkeitsbereichs nicht feststellbar ist. Aufgrund des phänomenologisch nicht zu erklärenden Verlaufs des Quetschmoments werden die ab einer Umfangsgeschwindigkeit von 80 m/s auftretenden Quetschverluste vernachlässigt und wie zuvor beim Einspritzen in den beginnenden Eingriff nach Mauz berechnet.

Die lastunabhängigen Verluste werden wie im Stand der Forschung eingeführt durch die Ventilationsverluste vervollständigt. Die drei unterschiedlichen Berechnungsansätze werden im Folgenden miteinander verglichen und auf deren Eignung in hochdrehenden Getrieben für Elektrofahrzeuge überprüft.

Die von Anderson und Löwenthal ermittelte Gleichung zur Bestimmung der Ventilationsverluste berücksichtigt den Einfluss des Getriebegehäuses mit einem konstanten und in der Berechnungsgleichung enthaltenen Faktor. Eine anwendungsnahe Anpassung der Gehäusegeometrie ist dadurch nicht möglich. Mit

berücksichtigt wird die effektive Viskosität und Dichte des sich durch die Getriebeschmierung einstellenden Öl-Luft-Gemisches, das einerseits zu genaueren Ergebnissen führt, andererseits die Kenntnis über das Öl-Luft-Verhältnis im Getriebe erfordert, welches in der frühen Phase der Produktentwicklung nicht bekannt ist. Über den Gültigkeitsbereich des Ansatzes wird keine Aussage getroffen. Die von Dawson durchgeführten Untersuchungen betrachten Stirnräder bei maximalen Umfangsgeschwindigkeiten von 50 m/s. Die Stirnräder weisen Schrägungswinkel von 0 bis 30°, Zahnradbreiten zwischen 32 und 543 mm, Fußkreisdurchmesser von 300 bis 1160 mm und Normalmoduln von 2 bis 24 mm auf. Der Gehäuseeinfluss und der Einfluss des Ölanteils in der Luft werden über variable Koeffizienten berechnet. Die maximale Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder eines hochdrehenden Getriebes für Elektrofahrzeuge liegt mit 90 m/s über dem Gültigkeitsbereich von Dawson. Die Zahnradbreiten bis 30 mm und die Fußkreisdurchmesser liegen außerhalb des Gültigkeitsbereichs. Während Anderson, Löwenthal und Dawson die Versuche für Einzelräder durchführen, führt Maurer die Versuche an sich im Eingriff befindenden Stirnrädern durch, die in einem Gehäuse mit variablem Wandabstand mit Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu 200 m/s rotieren. Die Versuchsverzahnungen zur Gewinnung der Berechnungsgleichung weisen Zahnradbreiten zwischen 30 und 125 mm, Schrägungswinkel zwischen 10 und 20° und Normalmoduln zwischen 3,0 und 6,0 mm auf. Die verwendeten Ritzel weisen Teilkreisdurchmesser zwischen 119 und 177 mm, die Räder Teilkreisdurchmesser von 180 bis 241 mm, auf. Die betrachteten umfangsseitigen Wandabstände reichen von 5 bis 50 mm, die stirnseitigen Wandabstände von 5 bis 37,5 mm. Der eingespritzte Ölvolumenstrom variierte zwischen 0 und 24 l/min. Der Gültigkeitsbereich von Maurer deckt sowohl die Umfangsgeschwindigkeit und die Zahnradbreiten der Verzahnungen der hochdrehenden Getriebe, als auch den vorgesehenen Ölvolumenstrom von 2 bis 5 l/min vollständig ab. Die Normalmoduln und die Schrägungswinkel der in dieser Arbeit betrachteten Beispielverzahnung liegen außerhalb des Gültigkeitsbereichs der von Maurer durchgeführten Untersuchungen.

Zum Vergleich der drei Berechnungsansätze sind für die Beispielverzahnung die Ventilationsverluste über der Drehzahl und der Umfangsgeschwindigkeit in Abbildung 6.31 aufgetragen. Für die Betrachtung werden ein ritzelseitiges Eingangsdrehmoment von 40 Nm, ein umfangsseitiger Wandabstand von 10 mm, ein stirnseitiger Wandabstand von 2 mm und ein Ölgehalt im Getriebegehäuse von ca. 2,8 % angenommen. Für die Dichte des sich einstellenden Ölnebels ϕ wird ein Wert von 1 postuliert, der Luft als Umgebungsmedium entspricht und für den gehäuseabhängigen Parameter λ wird ein Wert von 0,6 angenommen, der einem großen Gehäuse entspricht. Die Ventilationsverluste nach Maurer übertreffen die aus Einzelradbetrachtungen stammenden Ansätze deutlich.

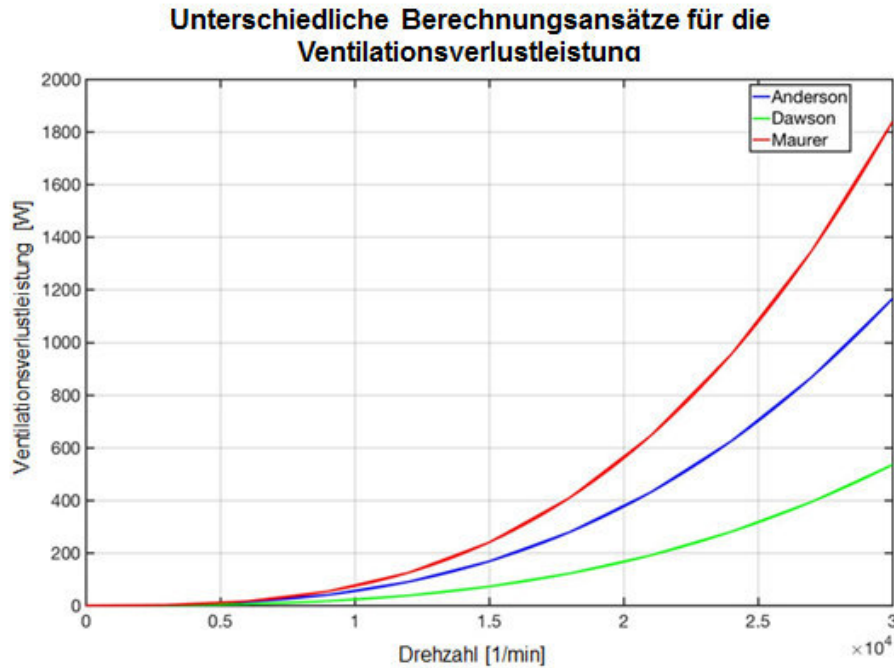


Abbildung 6.31: Vergleich der Ventilationsverlustmodelle¹⁷

Aufgrund des unterschiedlichen Verhaltens der Einzelradbetrachtungen im Gegensatz zu sich im Eingriff befindenden Verzahnungen erweist sich die Verwendung von Ventilationsverlustgleichungen aus Einzelradbetrachtungen als äußerst kritisch bei der Anwendung auf reale Verzahnungen, weil die berechneten Verluste aus der Einzelradbetrachtung nach Anderson, Löwenthal und Dawson im Vergleich mit Messwerten zu gering sind. Deswegen wird für den betrachteten Fall der Ansatz von Maurer zur Ermittlung der Ventilationsverluste verwendet.

Auf Basis der zuvor durchgeführten Verifizierung der unterschiedlichen lastabhängigen und lastunabhängigen Verzahnungsverluste erfolgt eine ganzheitliche Betrachtung exemplarisch am Beispiel der Referenzverzahnung. Für die Betrachtung wird erneut zwischen Einspritzen in den beginnenden und in den auslaufenden Eingriff unterschieden.

Einspritzen in den beginnenden Zahneingriff (A1)

Mit zunehmender Drehzahl und steigenden Drehmomenten nimmt die gesamte Verzahnungsverlustleistung zu. Die mit zunehmender Drehzahl ansteigenden Verluste resultieren hauptsächlich aus den lastunabhängigen Verlusten, während die höhere Verlustleistung bei ansteigendem Drehmoment hauptsächlich aufgrund lastabhängiger Verluste entsteht. Auffällig ist bei kleinen Antriebsdrehmomenten und –drehzahlen ein negatives Verzahnungsverlustmoment. Dieses resultiert aus dem

¹⁷ Kapfer, S. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Beschleunigungsmoment. Beim Einspritzen in den beginnenden Zahneingriff wird das Beschleunigungsmoment negativ, sobald die Umfangsgeschwindigkeit der Verzahnung kleiner als die Einspritzgeschwindigkeit des Öls ist, weshalb die Zahnräder durch den einspritzenden Ölstrahl in ihrer Rotation beschleunigt werden. Eine Zusammenstellung der Verzahnungsverlustleistung für ein konstantes Antriebsdrehmoment von 40 Nm ist in Abbildung 6.32 dargestellt.

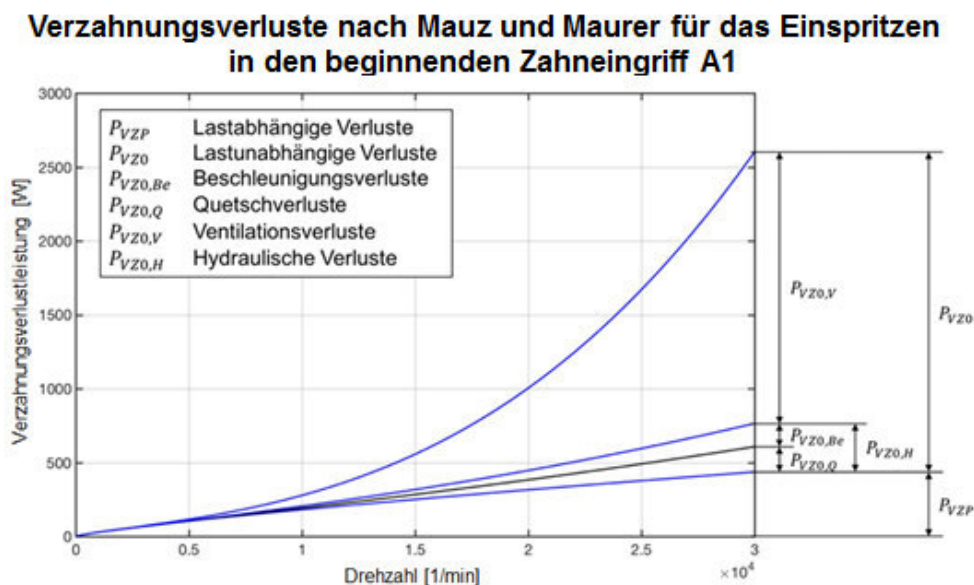


Abbildung 6.32: Zusammensetzung der Verzahnungsverluste nach Mauz und Maurer für das Einspritzen in den beginnenden Zahneingriff A1¹⁸

Die Ventilationsverluste nehmen ab einer Drehzahl von ca. 15.000 1/min insgesamt den größten Anteil an der Gesamtverzahnungsverlustleistung ein, während der Anteil der hydraulischen Verluste nur etwa ein Viertel der Ventilationsverluste beträgt. Bei Drehzahlen größer 10.000 1/min steigen die lastunabhängigen Verluste im Vergleich zu den lastabhängigen Verlusten deutlich stärker an. Zur Plausibilisierung der Verzahnungsverluste ist ein Abgleich mit tauchgeschmierten Kfz-Getrieben aufgrund der maximalen Drehzahl von ca. 8.000 1/min nur bedingt möglich. In Getrieben für verbrennungsmotorische Fahrzeuge überwiegen bezüglich der Verzahnung die lastabhängigen Verluste deutlich. Während die lastabhängigen Verluste bis zu 98% der Verzahnungsverluste verursachen, nehmen die lastunabhängigen Verluste einen geringen Prozentsatz ein. Der Verlauf der Verzahnungsverluste in Abbildung 6.32 stimmt für den Drehzahlbereich bis 8.000 1/min mit dieser Beobachtung überein. Für höherdrehende Anwendungen erfolgt ein Vergleich mit einspritzgeschmierten Turbinenstirnradgetrieben mit einem Verzahnungswirkungsgrad pro Zahnradstufe von 1,2 bis 1,5 % im Teillastbetrieb (Niemann & Winter, 2003). Bei der Variation des

¹⁸ Kapfer, S. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Drehmoments von 0 bis 150 Nm und der Drehzahl von 0 bis 30.000 1/min für die Verzahnung aus Anhang A werden fast für den gesamten Betriebsbereich Wirkungsgrade zwischen 98 und 99 % erreicht. Für kleine Drehzahlen und Drehmomente wird ein Wirkungsgrad größer als 100% erreicht. Dieser resultiert aus einem Beschleunigungsmoment, durch die Einspritzgeschwindigkeit des Öls, welches das Zahnrad in seiner Drehbewegung beschleunigt. Es ist demnach für die betrachtete Verzahnung und für die Einspritzrichtung A1 gelungen, die zu plausiblen Ergebnissen führenden Berechnungsansätze auszuwählen.

Einspritzen in den auslaufenden Zahneingriff (A2)

Bei dem eingangs gewählten Berechnungsansatz zur Berechnung der hydraulischen Verluste nach Mauz entfallen die Quetschverluste beim Einspritzen in den auslaufenden Zahneingriff. Die Beschleunigungsverluste nehmen im Gegensatz zur Einspritzrichtung A1 zu. In Abbildung 6.29 und Abbildung 6.30 ist zu erkennen, dass die hydraulischen Verluste nach Mauz für die Einspritzrichtung A1 höher sind als für die Einspritzrichtung A2. Es sind daher etwas niedrigere Gesamtverzahnungsverlustmomente und höhere Verzahnungswirkungsgrade zu erwarten. Aufgrund des stets positiven Beschleunigungsverlustmomentes wird bei kleinen Drehzahlen und Drehmomenten das Verlustmoment nie negativ. In Abbildung 6.33 ist exemplarisch die Zusammensetzung der gesamten Verzahnungsverlustleistung für ein konstantes Antriebsdrehmoment von 40 Nm dargestellt.

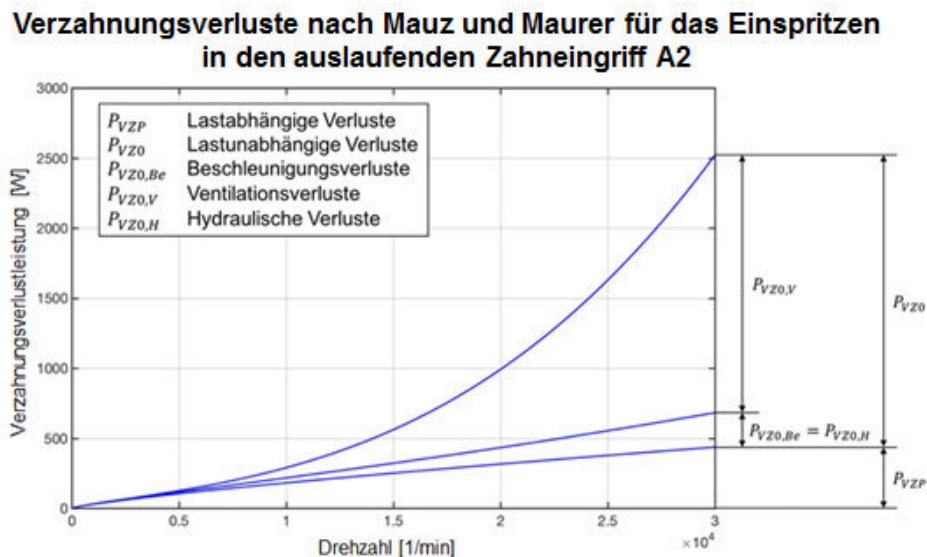


Abbildung 6.33: Zusammensetzung der Verzahnungsverluste nach Mauz und Maurer für das Einspritzen in den auslaufenden Zahneingriff A2¹⁹

¹⁹ Kapfer, S. (2017) – betreute Bachelorarbeit

Quantitativ stimmt der Verlauf der hydraulischen Verluste für Einspritzen in den auslaufenden Eingriff mit dem Verlauf für Einspritzen in den beginnenden Eingriff (Abbildung 6.32) überein. Wie zuvor erwähnt entfallen die Quetschverluste, die Beschleunigungsverluste nehmen im Vergleich zur Einspritzrichtung A1 zu. Bei der Betrachtung des Wirkungsgrads für die Referenzverzahnung aus Anhang A für die Einspritzrichtung A2 und einer Variation des Drehmoments zwischen 0 und 150 Nm und der Drehzahl zwischen 0 und 30.000 1/min werden fast über den gesamten Bereich Wirkungsgrade zwischen 98,3 und 99,4 % erreicht, weshalb die Berechnungsansätze für Einspritzen in den auslaufenden Eingriff als plausibel gewertet werden. Der höhere Wirkungsgrad im Vergleich zum Einspritzen in den beginnenden Zahneingriff ist trotz der größeren Beschleunigungsverluste mit dem Entfall der Quetschverluste zu begründen.

7 Anwendung der Methode

Inhalt des Kapitels ist die Anwendung der gesamten Methode zur Auslegung eines Antriebsstrangs für ein Elektrofahrzeug. Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Methode wird am Beispiel eines Antriebsstrangs für ein Oberklassefahrzeug angewendet. Nach der Einführung der erforderlichen Randbedingungen erfolgt die Definition der Ganganzahl und der Übersetzungen in Abhängigkeit der Subsysteme Elektromotor und Leistungselektronik. Für zwei unterschiedliche Elektromotoren inklusive Leistungselektronik werden die Übersetzungen für ein eingängiges, zweigängiges und dreigängiges Getriebe entsprechend den Topologien aus Tabelle 5.4 und Tabelle 5.5 bestimmt, gefolgt von der automatisierten Getriebedimensionierung zur Bauraumbewertung. Die drei unterschiedlichen Antriebsstränge werden anschließend einer Effizienzbewertung unterzogen. Abschließend erfolgen der Vergleich und die Auswahl eines Antriebsstrangs unter Berücksichtigung der Kriterien Effizienz, Bauraum und Masse.

Das Fahrzeug für die Antriebsstrangentwicklung entspricht der in Tabelle 5.1 eingeführten Oberklasselimosine. Zusätzliche Performanceanforderungen an das Fahrzeug zur Antriebsstrangentwicklung sind in Tabelle 7.1 gegeben.

Tabelle 7.1: Weitere Fahrzeuganforderungen für die Antriebsstrangentwicklung

	Oberklasse
Beschleunigung 0 – 60 km/h [s]	3,5
Beschleunigung 0 – 100 km/h [s]	6,5
Beschleunigung 60 – 120 km/h [s]	5,5

Die Anforderungen an die Fahrzeugperformance werden hauptsächlich bei der Definition der Übersetzungen berücksichtigt. Für die Antriebsstrangentwicklung stehen die beiden unterschiedlichen Highspeed- und Hightorque-Elektromotoren inklusive der dazugehörigen Leistungselektronik aus Tabelle 6.1 zur Verfügung. Die maximale Drehzahl des Highspeed-Elektromotors beträgt 30.000 1/min, die Drehzahl des Hightorque-Elektromotors 16.000 1/min. Das maximale Drehmoment des Hightorque-Elektromotors beträgt 520 Nm während das maximale Drehmoment des Highspeed-Elektromotors mit 140 Nm deutlich kleiner ist. Die maximale Leistung des Highspeed-Elektromotors beträgt 200 kW, die des Hightorque-Elektromotors 235 kW.

Aus den Anforderungen an die maximale Geschwindigkeit von 210 km/h und einem maximalen Anfahr Drehmoment von 5.000 Nm resultieren in Abhängigkeit des Elektromotors und der Leistungselektronik die Übersetzungsbereiche in Tabelle 7.2.

Tabelle 7.2: Übersetzungsbereiche zur Erfüllung der Anforderungen M_{\max} und v_{\max} für unterschiedliche Elektromotoren

Elektromotor	Übersetzungsintervall v_{\max}	Mindestübersetzung M_{\max}
Highspeed EM	$i_{v_{\max}} = 5 \dots 18$	$i_{\min_anf} = 36$
Hightorque EM	$i_{v_{\max}} = 2 \dots 9,9$	$i_{\min_anf} = 9,6$

Für den Hightorque-Elektromotor können beide Anforderungen mit einem eingängigen Getriebe erfüllt werden, während für den Highspeed-Elektromotor mindestens ein zweigängiges Getriebe notwendig ist. Der Energiebedarf hochgerechnet auf 100 km im Fahrzyklus WLTP bei einer wirkungsgradoptimalen Schaltstrategie sowie die Beschleunigungswerte für die Elektromotor-Getriebe-Kombinationen sind in Tabelle 7.3 dargestellt.

Tabelle 7.3: Energiebedarf und Fahrleistungen für die wirkungsgradoptimalen Übersetzungen eines Oberklassefahrzeugs mit unterschiedlichen Motor-Getriebe-Kombinationen

	1-Gang Hightorque	2-Gang Highspeed	3-Gang Highspeed
i_{opt}	9,9	37, 18	38, 18, 10
E_{WLTP_100km} [kWh]	17,002	17,337	16,543
0 – 60 km/h [s]	2,7	2,9	2,8
0 – 100 km/h [s]	4,6	5,7	5,6
60 – 120 km/h [s]	3,0	5,1	5,1

Der Wirkungsgrad des eingängigen Getriebes wird mit 96 % angenommen. Der Wirkungsgrad der mehrgängigen Getriebe mit 94 %, da in dieser Phase der Produktentwicklung eine detaillierte Ermittlung der Getriebeverluste nicht möglich ist. Die Subsysteme, woraus die Verlustleistung resultiert, werden bei der Getriebedimensionierung ermittelt. Die Beschleunigungswerte werden ohne Berücksichtigung von Schlupf an den Antriebsrädern ermittelt. Der Energiebedarf des eingängigen Getriebes mit Hightorque-Elektromotor kann aufgrund unterschiedlicher Kennfelder nicht direkt mit den Energiebedarfen für die mehrgängigen Getriebe mit Highspeed-Elektromotor verglichen werden. Durch die unterschiedlichen maximalen

Drehmomente und Drehzahlen sowie der unterschiedlichen Lage der wirkungsgradoptimalen Bereiche der beiden Elektromotoren können die Betriebspunkte für eingängige und mehrgängige Antriebsstränge nicht direkt gegenübergestellt werden. Für die Ermittlung des Energiebedarfs wird für die Berechnung der Fahrwiderstände dieselbe Fahrzeugmasse angenommen, da zu diesem Zeitpunkt im Entwicklungsprozess die Masse des Antriebsstrangs nicht bekannt ist. Trotz der geringeren Getriebeverluste des eingängigen Getriebes liegt der Energiebedarf des Elektromotors und der Leistungselektronik des eingängigen Antriebsstrangs oberhalb des Bedarfs des dreigängigen Antriebsstrangs. Aufgrund der drei wirkungsgradoptimalen Gänge können die Betriebspunkte des Fahrzyklus WLTP in die wirkungsgradoptimalen Bereiche des Elektromotors und der Leistungselektronik verschoben werden, wodurch die Gesamtverluste des gesamten Antriebsstrangs trotz des schlechteren Getriebewirkungsgrads gesenkt werden können. Der zweigängige Antriebsstrang basiert auf demselben Elektromotor und derselben Leistungselektronik wie der dreigängige Antriebsstrang. Aufgrund der geringeren Ganganzahl werden die Betriebspunkte des WLTP im Elektromotor und der Leistungselektronik in schlechtere Wirkungsgradbereiche verschoben, wodurch die Verluste zunehmen. Daraus resultiert der höhere Energiebedarf des zweigängigen gegenüber dem dreigängigen Antriebsstrang.

Die schlechtere Performance der mehrgängigen Antriebsstränge kann mit den in Abbildung 7.1 dargestellten Leistungshyperbeln der einzelnen Gänge erklärt werden.

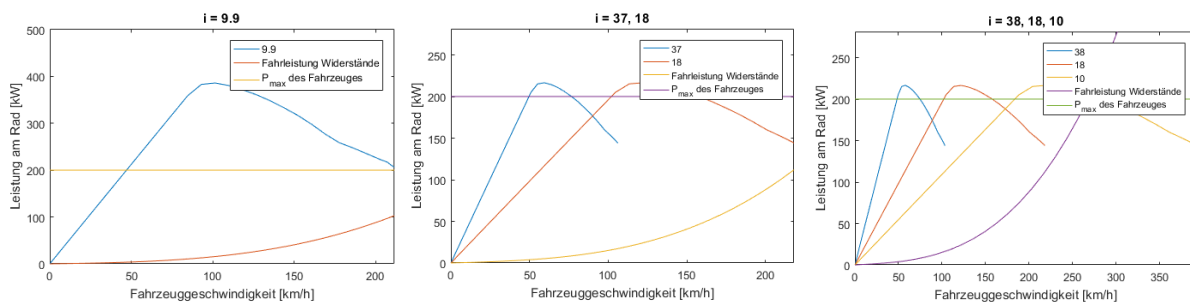


Abbildung 7.1: Leistungshyperbeln der unterschiedlichen Antriebsstränge

Während für den eingängigen Antriebsstrang ab einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 50 km/h die Antriebsleistung von 200 kW abzüglich der Antriebsstrangverluste zur Verfügung steht, weisen die Leistungshyperbeln der mehrgängigen Getriebe Leistungseinbrüche auf. Für mehrgängige Getriebe stehen zwischen 65 und 100 km/h lediglich 170 kW an Leistung zur Verfügung. Der dreigängige Antriebsstrang weist einen zweiten Leistungseinbruch zwischen 170 und 200 km/h auf. Aufgrund des Leistungseinbruchs resultieren bei den mehrgängigen Getrieben schlechtere Performancewerte als bei dem eingängigen Antriebsstrang. Eine Anpassung der Übersetzungen der mehrgängigen Antriebsstränge zur Verbesserung der Performance ist möglich, beeinflusst aber negativ den Energiebedarf des

Antriebsstrangs. Die bezüglich der Performance optimierten Übersetzungen für den dreigängigen Antriebsstrang sind in Abbildung 7.2 dargestellt.

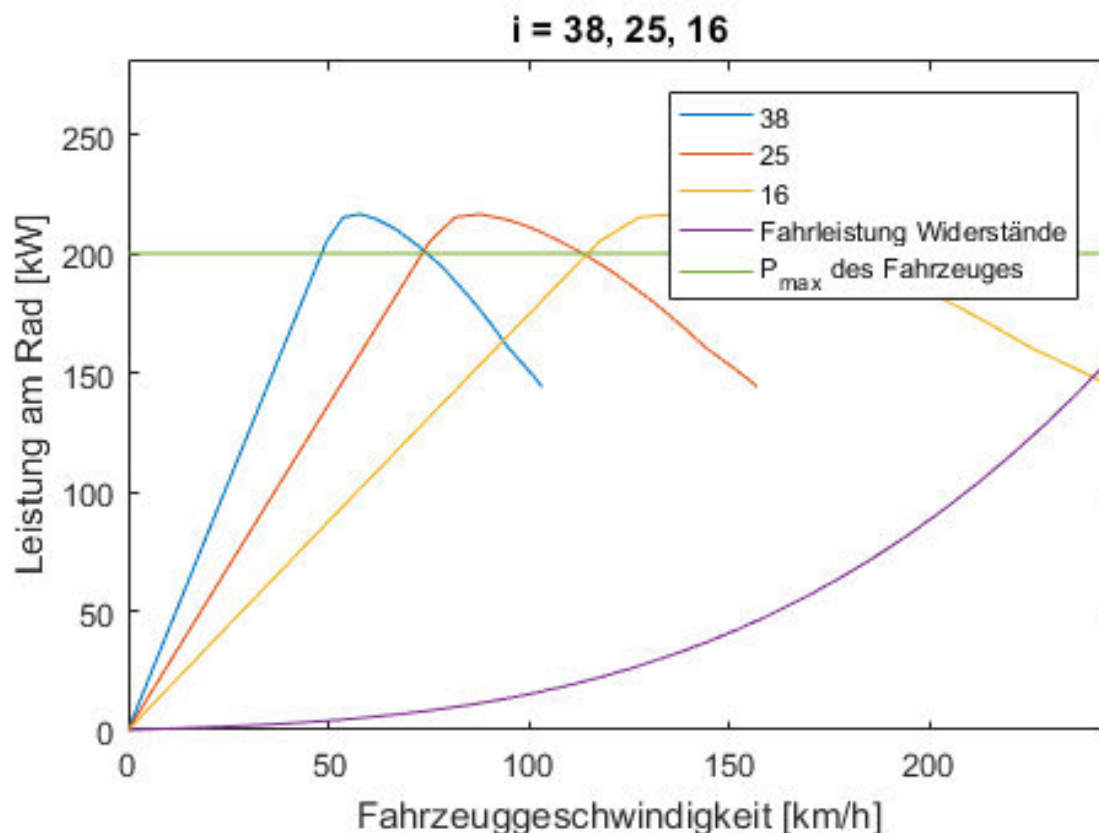


Abbildung 7.2: Performanceoptimierte Übersetzungen des dreigängigen Antriebsstrangs

Durch die Anpassung der Übersetzungen können die Beschleunigungen bei gleicher Fahrzeugmasse optimiert werden (Tabelle 7.4).

Tabelle 7.4: Vergleich der beiden Übersetzungsvarianten

	3-Gang 38, 18, 10	3-Gang 38, 25, 16
0 – 60 km/h [s]	2,8	2,8
0 – 100 km/h [s]	5,6	5,4
60 – 120 km/h [s]	5,1	4,8

Durch die Optimierung der Übersetzungen bezüglich der Performance steigt der Energiebedarf aufgrund der Verschiebung der Betriebspunkte im Fahrzyklus WLTP im Elektromotor- und Leistungselektronikkennfeld von 16,543 kWh auf 17,261 kWh an. Da die wirkungsgradoptimierten Übersetzungen die Anforderungen an die Performance erfüllen, werden diese beibehalten. Zur Bestimmung der Masse und des Bauraums der unterschiedlichen Antriebsstränge erfolgt die automatisierte Getriebedimensionierung für die in Tabelle 7.3 ermittelten Antriebsstränge.

Die Dimensionierung der drei Getriebe erfolgt unter Berücksichtigung der gleichen Randbedingungen. Die Verzahnungsgeometrie basiert auf einem Schrägungswinkel von 30° , einem Eingriffswinkel von 20° , einem Modul von 2, einer Profilverschiebung von 0,5, einem maximalen Breiten-Durchmesser-Verhältnis von 1 und den Sicherheitsfaktoren für die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von 1,2. Als Werkstoff für die Wellen und Zahnräder wird der einsatzgehärtete Stahl 16MnCr5 verwendet. Die Mindestsicherheitsfaktoren zur Dimensionierung der Getriebewellen betragen 1,2. Für mehrgängige Getriebe werden für die Kupplungen Lamellen aus Papier und Stahl verwendet. Die Massen der Antriebsstrangsubsysteme Leistungselektronik, Elektromotor und Getriebe sind in Abbildung 7.3 aufgelistet.

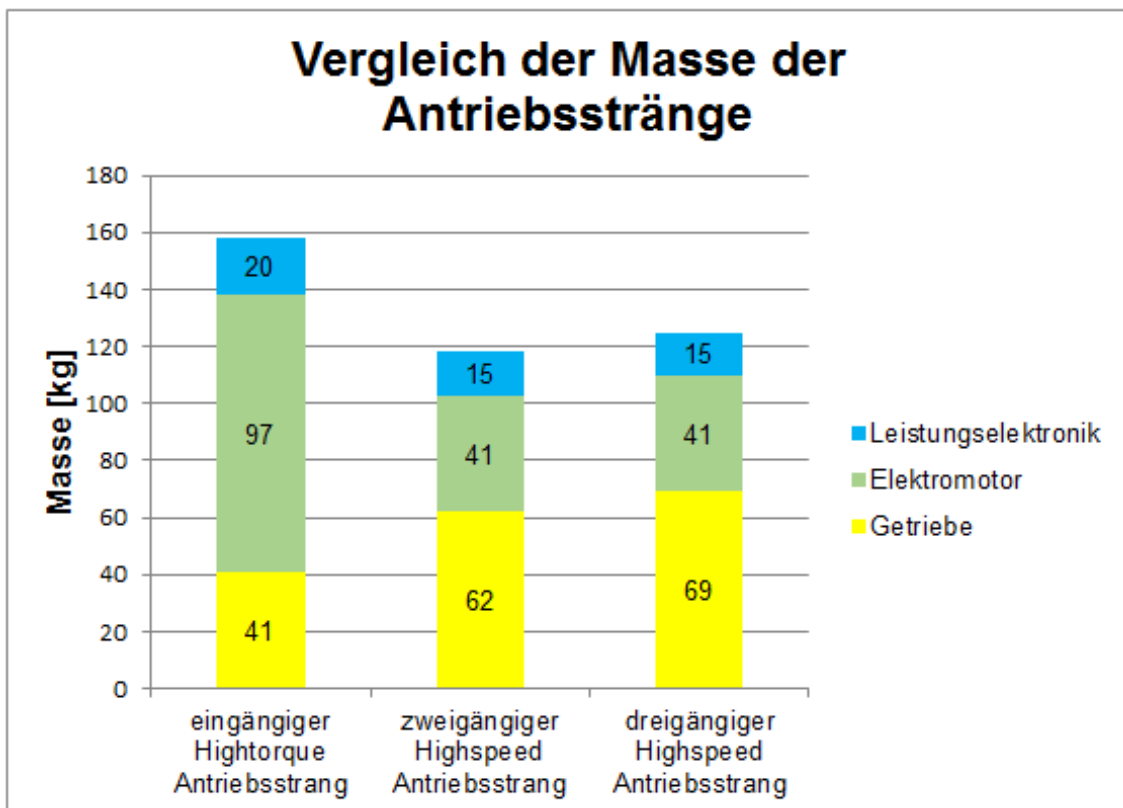


Abbildung 7.3: Vergleich der Massen der unterschiedlichen Antriebsstränge

Aufgrund der hohen Masse des Hightorque-Elektromotors mit 97 kg erreicht der eingängige Antriebsstrang trotz des eingängigen Getriebes insgesamt das höchste Gewicht von 158 kg. Die mehrgängigen Getriebe verfügen über dieselbe Leistungselektronik und denselben Elektromotor, weshalb deren Massen übereinstimmen. Das zweigängige Getriebe ist aufgrund des Entfalls eines Zahnrads und einer Synchronisierung um 7 kg leichter als das dreigängige Getriebe. Daraus resultiert die Gesamtmasse für den zweigängigen Antriebsstrang von 118 kg und für den dreigängigen Antriebsstrang von 125 kg. Der Bauraum in Länge, Breite und Höhe des Getriebes ist in Abbildung 7.4 dargestellt.

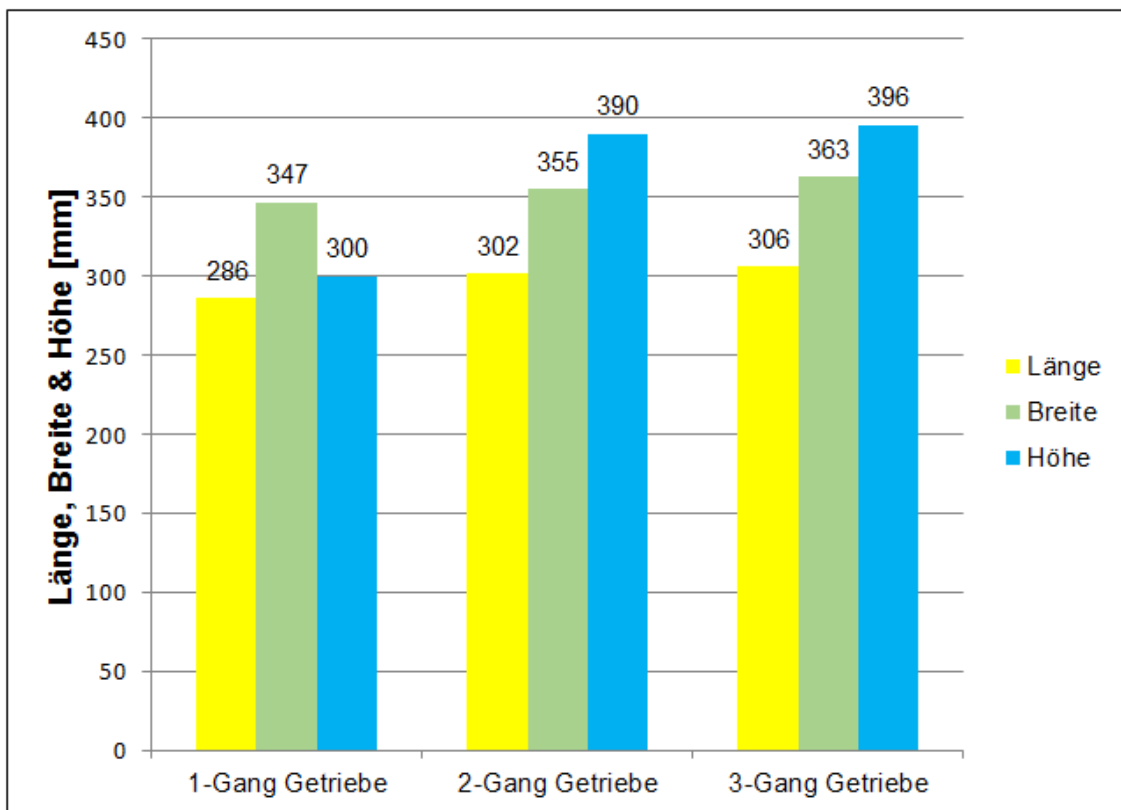


Abbildung 7.4: Vergleich der Länge, Breite und Höhe der unterschiedlichen Getriebe

Mit zunehmender Ganganzahl steigt der Bauraum des Getriebes kontinuierlich an. Die Zunahme der Länge resultiert aus den zusätzlichen Komponenten wie Kupplungen, Synchronisierung und Zahnräder. Der Anstieg der Länge von einem eingängigen zu den mehrgängigen Getrieben ist relativ gering, weil die zusätzlichen Komponenten in den Zwischenräumen des eingängigen Getriebes angeordnet sind. Die Höhe und Breite nehmen aufgrund der zusätzlichen Wellen und der großen Übersetzung des ersten Gangs im Vergleich zu dem eingängigen Getriebe zu. Der Bauraum des zwei- und dreigängigen Getriebes ist fast identisch, da für das zweigängige Getriebe die Synchronisierung und ein Zahnrad des dreigängigen Getriebes entfernt werden. Aufgrund der größeren Übersetzung des ersten Gangs des dreigängigen Getriebes steigt der Bauraum etwas an. Zur abschließenden Konzeptauswahl erfolgt die simulative Effizienzbewertung der unterschiedlichen Antriebsstränge.

Für die Effizienzbewertung werden die notwendigen Parameter der Wellen, Verzahnungen, Zahnräder, Lager und Kupplungen an das Simulationsmodell übergeben. Da bei der Getriebedimensionierung keine detaillierte Auslegung der Dichtungen erfolgt, werden die notwendigen Parameter durch den Produktentwickler bestimmt und an das Simulationsmodell weitergegeben. Im Vergleich zur Bestimmung der Ganganzahl und der Übersetzungen erfolgt die detaillierte Effizienzbewertung unter Berücksichtigung der Verzahnungs-, Lager-, Dichtungs-,

Schalt-, Schlepp- und Aktuatorikverluste. Die Verluste des Elektromotors und der Leistungselektronik werden aufgrund der Lastpunktverschiebung durch die angepassten Getriebeverluste neu berechnet. Die Effizienzbewertung erfolgt für alle drei Antriebsstränge für eine Fahrzeugmasse von 2450 kg. Die Ergebnisse der Effizienzbewertung für den Fahrzyklus WLTP hochgerechnet auf 100 km und einer geschwindigkeitsabhängigen Schaltstrategie sind in Abbildung 7.5 dargestellt.

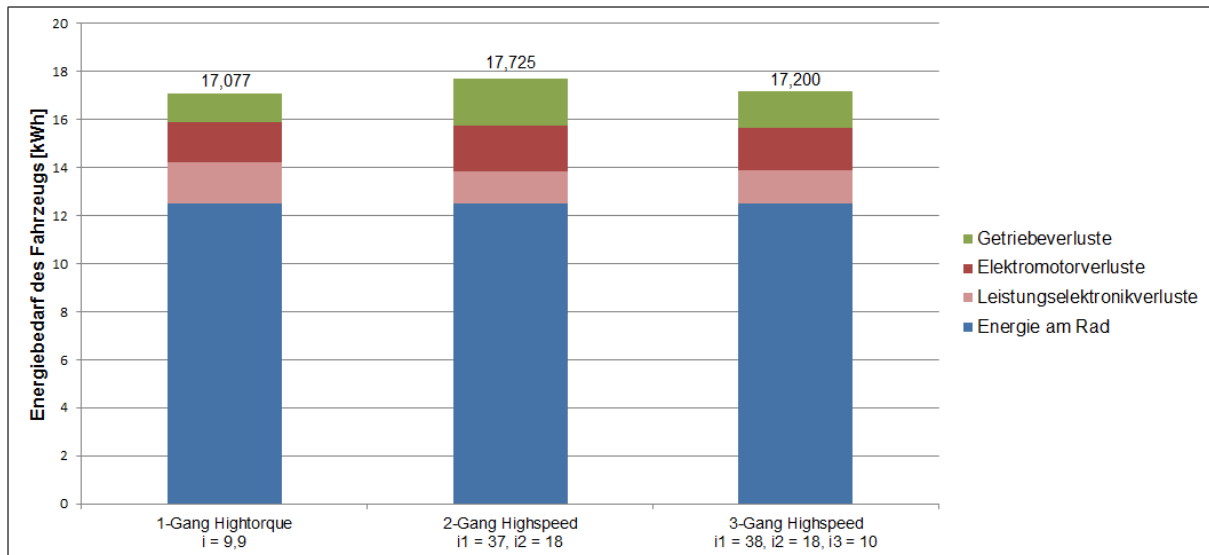


Abbildung 7.5: Effizienzbewertung der drei Antriebsstränge für 100 km im Fahrzyklus WLTP für das Oberklassefahrzeug

Im Vergleich zur vorläufigen Effizienzbewertung, bei der der Getriebewirkungsgrad abgeschätzt wurde, liegt der Energiebedarf des eingängigen Getriebes oberhalb des abgeschätzten Energiebedarfs. Die Abweichung resultiert aufgrund der detaillierten Berechnung der Verzahnungs-, Lager- und Dichtungsverluste. Die Abweichung der mehrgängigen Antriebsstränge resultiert aufgrund des schlechteren Getriebewirkungsgrads durch die detaillierte Verlustberechnung und der verwendeten geschwindigkeitsabhängigen Schaltstrategie. Auffällig sind die geringeren Getriebeverluste des dreigängigen Getriebes im Vergleich zu dem zweigängigen Getriebe. Diese resultieren aus dem zusätzlichen Gang für höhere Geschwindigkeiten. Durch die kleine Übersetzung wird die Drehzahl am Getriebeeingang reduziert, wodurch die lastunabhängigen Verluste stark abnehmen.

Auf Basis der Getriebedimensionierung und der Effizienzbewertung erfolgt unter Berücksichtigung der Kriterien Masse und Effizienz die Auswahl des geeigneten Antriebsstrangs. Bei der ausschließlichen Betrachtung der Effizienz wird der eingängige Antriebsstrang mit Hightorque-Elektromotor priorisiert. Der dreigängige Antriebsstrang verfügt über einen um weniger als 1% schlechteren Energiebedarf bei einem gleichzeitigen Gewichtsvorteil von 33 kg gegenüber dem eingängigen Antriebsstrang. Der Massevorteil des zweigängigen Antriebsstrangs beträgt noch

einmal 7 kg gegenüber dem dreigängigen Antriebsstrang bei einem um 3% höheren Energiebedarf.

Durch das Anwendungsbeispiel konnte gezeigt werden, dass die Methode den Produktentwickler bei der Auswahl eines Antriebsstrangs für Elektrofahrzeuge unterstützt. Aufgrund der Reduzierung der Iterationen zwischen den Schritten Anforderungsdefinition, Design, Effizienzbewertung und Auswahl kann der Produktentwickler entsprechend den Auswahlkriterien den geeigneten Antriebstrang für den Anwendungsfall auswählen. Die letzten Schritte des Produktentwicklers bis hin zu einem prototypisch umgesetzten Getriebe sind die Detailkonstruktion und die Validierung eines Prototyps. Die detaillierte Konstruktion des dreigängigen Getriebes erfolgte im Rahmen des Forschungsprojekts Effect 360° im Spitzencluster Elektromobilität Süd-West und ist in Abbildung 7.6 dargestellt.



Abbildung 7.6: Radsatz des im Rahmen des Forschungsprojekts Effect 360° im Spitzencluster Elektromobilität Süd-West entwickelten Getriebes

8 Zusammenfassung und Ausblick

Rein elektrische Fahrzeugantriebsstränge bieten großes Potential, durch den lokal emissionsfreien Betrieb die CO₂-Belastungen zu reduzieren. Um diese Forderung zu erfüllen, werden zukünftig vermehrt elektrische Antriebsstränge mit gesteigerter Effizienz und Leistungsdichte entwickelt. Dabei erfolgt die Getriebeentwicklung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen mit den Restsystemen Fahrzeug, Leistungselektronik und Elektromotor, um den für den Anwendungsfall optimalen Antriebsstrang zu entwickeln.

8.1 Zusammenfassung

Motiviert durch diese Anforderungen wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit eine Methode zur Auswahl von Getrieben für einen wirkungsgrad- und/oder bauraumoptimalen Antriebsstrang für Elektrofahrzeuge entwickelt. Der Fokus lag hierbei auf der Unterstützung des Produktentwicklers bei der Auslegung und Effizienzbewertung in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses. Die Entwicklung der Methode erfolgte unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen der Subsysteme des Getriebes wie beispielsweise Wellen, Zahnräder oder Wälzlager, aber auch mit den Antriebsstrangsubsystemen Leistungselektronik und Elektromotor und der Fahrzeugklasse. Um den Produktentwickler bei der Antriebsstrangentwicklung zu unterstützen, wurde die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Methode in einer Software umgesetzt. Über graphische Benutzeroberflächen kann der Produktentwickler mit einem geringen Einsatz an zeitlichen Ressourcen einen für den Anwendungsfall geeigneten Antriebsstrang entwickeln. Die Methode ist hierfür in vier elementare Schritte gegliedert:

- Definition der Ganganzahl und Übersetzung
- Getriebedimensionierung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen
- Effizienzbewertung der unterschiedlichen Getriebevarianten
- Getriebeauswahl in Abhängigkeit des Restantriebsstrangs

Die Bestimmung der Ganganzahl und der Übersetzungen (Kapitel 5.1) für bis zu dreigängige Standgetriebe erfolgt zum einen fahrleistungsbasierend, indem in Abhängigkeit des Elektromotors die Fahrzeuganforderungen an das maximale Anfahr Drehmoment und die maximale Geschwindigkeit erfüllt werden. Zum anderen werden in Abhängigkeit der Leistungselektronik und des Elektromotors die wirkungsgradoptimalen Gänge unter Berücksichtigung beispielsweise der Schaltstrategie ermittelt. Ergebnis ist die Ganganzahl sowie die Übersetzungen der einzelnen Gänge in Abhängigkeit des Restantriebsstrangs. Die

Getriebedimensionierung erfolgt unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen der Getriebesubsysteme. Der Produktentwickler kann durch die Wahl der Parameter zur Dimensionierung der Subsysteme aktiv Einfluss auf die Gestalt des Getriebes nehmen. Für die Bestimmung des Energiebedarfs eines Antriebsstrangs wurde ein Simulationsmodell in Matlab Simulink entwickelt, um neben den Elektromotor- und Leistungselektronikverlusten detailliert die Getriebeverluste berechnen zu können. Neben den Verzahnungs-, Lager- und Dichtungsverlusten werden die Kupplungs-, Synchronisierungs- und Aktuatorikverluste während eines Schaltvorgangs ermittelt, um vollumfänglich den Energiebedarf berechnen zu können. Den Abschluss der Methode bildet die Getriebeauswahl in Abhängigkeit des Antriebsstrangs anhand der Kriterien Bauraum, Masse und Effizienz. Die Verifizierung der Methode erfolgte durch die Plausibilisierung der Ergebnisse durch die Auswirkungen der Änderung der Eingabeparameter auf die Ausgabeparameter. Die einzelnen Modelle zur Dimensionierung der Wellen, Lager und Verzahnungen und zur Effizienzbewertung der Lager und Verzahnungen erfolgte durch den Abgleich mit Messwerten. Durch die entwickelte Methode konnte die Forschungsfrage, wie ein Getriebe für einen wirkungsgrad- und/oder bauraumoptimalen Antriebsstrang ermittelt werden kann, beantwortet werden.

Zur Beantwortung der zweiten Forschungsfrage, welche Modelle für die Dimensionierung und Effizienzbewertung von elektrischen Fahrzeugantriebssträngen geeignet sind und wie diese miteinander verknüpft werden, wurden umfangreiche Vergleiche der unterschiedlichen Modelle zur Dimensionierung und Effizienzbewertung der Getriebesubsysteme Wellen, Zahnräder, Lager und Kupplungen durchgeführt. Durch eine Gegenüberstellung der unterschiedlichen Berechnungsmodelle zur Dimensionierung und Effizienzbewertung konnten unter gegebenen Randbedingungen diejenigen Modelle identifiziert werden, welche die geringste Abweichung gegenüber Messwerten erzielen. Die Validierung und Verifizierung der Modelle erfolgte in Abhängigkeit der anliegenden Drehzahl und des anliegenden Drehmoments an dem entsprechenden Getriebesubsystem. Durch die Verknüpfung der einzelnen Berechnungsmodelle in der Reihenfolge Dimensionierung und Effizienzbewertung können die Parameter zur Ermittlung der Gestalt oder Effizienz automatisiert übergeben werden und unterstützen dabei den Produktentwickler bei der Auslegung und Effizienzbewertung in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses.

Um die Unterstützung des Produktentwicklers in der frühen Phase der Produktentwicklung nachzuweisen, wurde die Methode am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung eines Oberklassefahrzeugs angewendet. Für das Oberklassefahrzeug wurden drei Antriebsstränge miteinander verglichen, ein eingängiger Antriebsstrang mit Hightorque-Elektromotor und ein zwei- und

dreigängiger Antriebsstrang mit Highspeed-Elektromotor. Entsprechend dem methodischen Vorgehen wurden für die drei Antriebsstränge unter Berücksichtigung der Performanceanforderungen die wirkungsgradoptimalen Übersetzungen der einzelnen Gänge ermittelt. Die Dimensionierung der drei Getriebe erfolgte unter Berücksichtigung detaillierter Parameter zur Dimensionierung der Wellen, Verzahnungen, Lager und Schaltelemente für die jeweiligen Lastfälle der Getriebe. Um eine Getriebeauswahl durchzuführen, wurde für die drei unterschiedlichen Antriebsstränge der Energiebedarf für den Fahrzyklus WLTP ermittelt. Durch die Verwendung eines dreigängigen Getriebes mit Highspeed-Elektromotor konnte die Masse gegenüber dem eingängigen Antriebsstrang um 33 kg reduziert werden. Aufgrund der geringeren Ganganzahl konnte durch das zweigängige Getriebe die Masse nochmals um 7 kg reduziert werden. Bei der Effizienz erzielte der eingängige Antriebsstrang einen Vorteil gegenüber dem dreigängigen Antriebsstrang. Aufgrund der geringeren Ganganzahl erreichte der zweigängige Antriebsstrang einen schlechteren Energiebedarf als das dreigängige Getriebe.

8.2 Ausblick

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Methode zur Auswahl von Getrieben für einen wirkungsgrad- und/oder bauraumoptimalen Antriebsstrang für Elektrofahrzeuge unterstützt den Produktentwickler bei der Auslegung und Effizienzbewertung in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses, um das Potential unterschiedlicher Antriebsstränge aufzuzeigen und zu quantifizieren. Der Fokus liegt dabei auf der Bestimmung der Leistungsflüsse sowie auftretenden Verlustleistungen in den mechanischen Komponenten. Die Berechnung der Verluste der elektrischen Komponenten wie Leistungselektronik und Elektromotor erfolgt über Verlustleistungskennfelder sowie das anliegende Drehmoment und die anliegende Drehzahl. Eine Erweiterung der Methode ist die detaillierte Verlustberechnung der elektrischen Komponenten, um weitere Potentiale bezüglich der Effizienz identifizieren zu können.

Zur Bewertung von Bauräumen verfügt die vorliegende Methode unter anderem über eine automatisierte Dimensionierung zur Ermittlung der Abmessungen des Getriebes. Die Abmessungen der Leistungselektronik und des Elektromotors werden als bekannt vorausgesetzt, um eine ganzheitliche Bauraumanalyse des Antriebsstrangs durchzuführen. Eine Erweiterung der Methode zur automatisierten Dimensionierung der elektrischen Komponenten auf Basis der Anforderungen wie Drehmoment und Drehzahl könnte zusätzliche Bewertungskriterien und Potenziale für eine Konzeptbewertung liefern. Auch die Ermittlung der Masse erfolgt für das Getriebe durch die automatisierte Dimensionierung. Für die Berechnung der Masse des gesamten Antriebsstrangs wird die Kenntnis der Masse der Leistungselektronik

und des Elektromotors vorausgesetzt, weshalb zusätzlich zur Berechnung der Abmessungen die Berechnung der Masse detailliertere Ergebnisse liefern würde.

Zur Erweiterung des Lösungsraums können weitere Getriebe über die parametrisierten Getriebemodelle in das automatisierte Dimensionierungstool integriert werden. Zur Integration von Planetengetrieben ist die Erweiterung des Dimensionierungstools um die VDI Norm 2157 möglich. Dadurch ergeben sich je nach Anwendungsfall weitere Potentiale bezüglich der Einbaulage und der Leistungsdichte des Antriebsstrangs.

9 Literaturverzeichnis

- Albers, A. (2010). Five hypotheses about engineering processes and their consequences. In Proceedings of the TMCE 2010 Vol.12, S16 ff., Ascona, Italien.
- Albers, A., Bause, K., Reichert, U. & Ott, S. (2017). The development of electric drive systems - How to deal with the challenges. In EVS30: the 30th international electric vehicle symposium & exhibition Vol.1, S.173 ff.. Stuttgart.
- Albers, A. & Braun, A. (2011). Der Prozess der Produktentstehung: Das integrierte Produktentstehungs-Modell - iPeM. In Handbuch Leichtbau: Methoden, Werkstoffe, Fertigung. Henning, F. & Moeller, E. (Hrsg.) S.3–30. Carl Hanser Verlag München.
- Albers, A., Burkardt, N., Meboldt, M. & Saak, M. (2005). SPALTEN Problem Solving Methodology in the Product Development. In Samuel, A. & Lewis, W. (Hrsg.), ICED 05 - 15th International Conference on Engineering Design. S.3513 ff.. Melbourne, Australia.
- Albers, A. & Matthiesen, S. (2002). Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme – Das Elementmodell „Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen“ zur Analyse und Synthese technischer Systeme. In Konstruktion - Zeitschrift für Produktentwicklung, Band 54, Heft 7/8 - 2002, Springer-VDI-Verlag GmbH & Co. KG Düsseldorf.
- Albers, A., Radimersky, A. & Brezger, F. (2015). Funktionale Wechselwirkungen von Batteriesystemen in elektrifizierten Fahrzeugen. In SSP 2015 - Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung 2015. Fraunhofer Verlag Stuttgart.
- Albers, A., Rapp, S., Spadinger, M., Richter, T., Birk, C., Marthaler, M. et al. (2019). Das Referenzsystem im Modell der PGE – Produktgenerationsentwicklung: Vorschlag einer generalisierten Beschreibung von Referenzprodukten und ihrer Wechselbeziehungen. KIT Scientific Working Papers: 96. Karlsruhe.
- Albers, A. & Wintergerst, E. (2014). The Contact and Channel Approach (C&C2-A) - relating a system's physical structure to its functionality. In An Anthology of Theories and Models of Design: Philosophy, Approaches and Empirical Explorations Band 1. Chakrabarti, A. & Blessing, L. (Hrsg.). S.151-171. Springer Verlag Berlin.
- Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S. & Matros, K. (2016). Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In Handbuch Produktentwicklung. Lindemann, U. (Hrsg.), S.541-569. Carl Hanser Verlag München.
- Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S., Reiss, N. & Bursac, N. (2017). Agile product engineering through continuous validation in PGE – Product Generation Engineering. In Cambridge University Press Vol. 3, e5. Cambridge.
- Albers, A., Bursac, N. & Rapp, S. (2017). PGE - Produktgenerationsentwicklung am Beispiel des Zweimassenschwungrads. In Forschung im Ingenieurwesen Band 81, Heft 3, S.13-31. Springer Verlag Berlin.
- Albers, A., Reichert, U., Ott, S. & Radimersky, A. (Hrsg.). (2016). Software supported development of a Battery Electric Vehicle powertrain considering the efficiency. In 16th International VDI Congress – Drivetrain for Vehicles 2016. VDI-Berichte, Bd. 2276. Springer-VDI-Verlag GmbH & Co. KG Düsseldorf.

- Allendorf, D., Kalverkamp, M. & Eckstein, L. (2015a). Wirkungsgradbasierte Konzeptauslegung von elektrifizierten Antriebssträngen. In *Konstruktion - Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieurwerkstoffe* Ausgabe 09-2015. Springer-VDI-Verlag GmbH & Co. KG Düsseldorf.
- Allendorf, D., Jenter, N., Nett, N. & Eckstein, L. (2015b). Wirkungsgradbasierte Konzeptauslegung elektrifizierter Antriebsstränge. *ATZextra Sonderheft 08/2015, Vol.20 Issue 8*. S.24–29. Springer Vieweg Verlag Wiesbaden
- Altherr, L., Ederer, T., Pfetsch, M. & Pelz, P. F. (2017). Optimale Getriebe auf Knopfdruck: Gemischt-ganzzahlige nichtlineare Optimierung zur Entscheidungsunterstützung bei der Auslegung von Getrieben für Kraftfahrzeuge. In *Antriebstechnisches Kolloquium ATK 2017*. Jakobs, G. (Hrsg.). Aachen.
- Anderson, N. E. & Loewenthal, S. H. (1980). Spur-Gear-System Efficiency at Part and Full Load. Report/Patentnummer: NASA-TP-1622, AVRADCOM-TR-79-46, E-061. Cleveland
- Ariura, Y., Ueno, T., Sunaga, T. & Sunamoto, S. (1973). The Lubricant Churning Loss in Spur Gear Systems. In *Bulletin of JSME, Vol.16 Issue 95*, S.881–892. Tokyo, Japan
- Assadian, F., Mohan, G. & Longo, S. (2013). Comparative analysis of forward-facing models vs backward-facing models in powertrain component sizing. In *IET 4th Hybrid and Electric Vehicles Conference (HEVC13)*. Curran Associates Red Hock
- Baalmann, K. (1994). Ein Verfahren zur Bestimmung der stationären Betriebstemperatur von Wälzlagern. Dissertation Universität Hannover.
- Baly, H., Poll, G., Cann, P. M. & Lubrecht, A. A. (2004). Correlation between Model Test Devices and Full Bearing Tests under Grease Lubricated Conditions. In *IUTAM Symposium on Elastohydrodynamics and Micro-elastohydrodynamics* S.229-240. Cardiff.
- Bause, K., Behrendt, M., Albers, A. & Ott, S. (2014). Einsatz von Simulationswerkzeugen im Entwicklungsprozess elektrifizierter Antriebssysteme. In *FVA SIMPEP 2014 – 4. Kongress zu Einsatz und Validierung von Simulationmethoden für die Antriebstechnik* S.103-115. FVA, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt.
- Bause, K., Reichert, U., Ott, S. & Albers, A. (Hrsg.). (2017). Effects of driving functions' reorganization on subsystems in electric drive systems. In *17. Internationales Stuttgarter Symposium* S.607-621. Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden.
- Bolte, E. (2012). Elektrische Maschinen. Grundlagen Magnetfelder, Wicklungen, Asynchronmaschinen, Synchronmaschinen, Elektronisch kommutierte Gleichstrommaschinen. Springer Berlin Heidelberg.
- Borenus, G. (1990). Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast. Dissertation Universität Stuttgart
- Brändlein, J. & Klühspies, N. (1972). Die Lastverhältnisse in schnelllaufenden Kugellagern. In *Sonderdruck Werkstatt und Betrieb*. Heft 9. Carl Hanser Verlag München.
- Browning, T. R., Fricke, E. & Negele, H. (2006). Key Concepts in Modeling Product Development Processes. In *Systems Engineering – The journal of The International Council on Systems Engineering, Vol.9 Issue 2*, S.104–128. Wiley Online Library.
- Butsch, M. (1990). Hydraulische Verluste schnelllaufender Stirnradgetriebe. In *Berichte des Institutes für Maschinenkonstruktion und Getriebebau*. Dissertation Universität Stuttgart.

- Cooper, R. G. (1994). Perspective: Third-Generation New Product Processes. In Journal of Product Innovation Management Vol.11 Issue 1. S.3-14. Elsevier Science Inc. New York.
- Costomiris, G. H., Daley, D. P. & Grube, W. (1969). Heat generated in high power reduction gearing. Accession Number: AD0690923. Defense Technical Information Center. Fort Belvoir, Virginia.
- Coulomb, C. A. (1821). Théorie des machines simples en ayant égard au frottement de leurs parties et à la roideur des cordages. Bachelier, Libraire, Quai des Augustins, Paris.
- Cui, H., Yao, S., Yan, Q., Feng, S. & Liu, Q. (2014). Mathematical model and experiment validation of fluid torque by shear stress under influence of fluid temperature in hydro-viscous clutch. In Chinese Journal of Mechanical Engineering Vol.27 Issue 1. S.32–40. Springer Singapore.
- Czichos, H. & Habig, K.-H. (2015). Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik 4. Auflage. Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.
- Dawson, P. H. (1984). Windage loss in larger high speed gears. In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy Vol. 198 Issue 1. S.51-59. London, Vereinigtes Königreich.
- Deutsches Institut für Normung e. V. (1987). DIN 3990 - Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern. Beuth Verlag Berlin.
- Deutsches Institut für Normung e. V. (2010a). DIN 26281 - Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer-Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager. Beuth Verlag Berlin.
- Deutsches Institut für Normung e. V. (2010b). DIN ISO 281 - Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Beuth Verlag Berlin.
- Deutsches Institut für Normung e. V. (2012a). DIN 743-1 - Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen - Teil 1: Grundlagen. Beuth Verlag Berlin.
- Deutsches Institut für Normung e. V. (2012b). DIN 743-2 - Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen - Teil 2: Formzahlen und Kerbwirkungszahlen. Beuth Verlag Berlin.
- Deutsches Institut für Normung e.V. (2001). ISO/TR 14179-2 - Zahnradgetriebe - Wärmehaushalt - Teil 2: Thermische übertragbare Getriebeleistung. Beuth Verlag Berlin.
- Deutsches Institut für Normung e.V. (2006). ISO 6336 - Tragfähigkeitsberechnung von gerad- und schrägverzahnten Stirnrädern - Teil 1: Grundnorm, Einführung und allgemeine Einflussfaktoren. Beuth Verlag Berlin.
- Doleschel, A. (2002). Wirkungsgradtest: Vergleichbare Beurteilung des Einflusses von Schmierstoffen auf den Wirkungsgrad bei Zahnradgetrieben - Forschungsvorhaben Nr. 345 – Abschlußbericht - Forschungsheft 664, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- Dräger, J. (2016). Gegenüberstellung von analytischen Model-lansätzen zur Beschreibung von Schleppmo-menten in nasslaufenden Lamellenkupplungen. IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Albers, A., Co-Betreuer: Denda, C., Karlsruhe.
- Dudley, D. W. (1962). Gear handbook: The design, manufacture, and application of gears 1st Edition. McGraw-Hill Handbooks, New York.

- Dümeland, M. (1983). Weiterentwicklung störungsbehafteter Produkte nach konstruktionsmethodischen Kriterien. Dissertation. Ruhr-Universität Bochum.
- Ehrlenspiel, K. (2009). Integrierte Produktentwicklung – Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit. Auflage: 4., überarbeitete Auflage. Carl Hanser Verlag München.
- Ehsani, M., Emadi, A. & Gao, Y. (2010). Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles. Fundamentals, theory, and design. CRC Press LLC Boca Raton.
- Emmelmann, H.-J. (1999). Fahrleistungen von Pkw und Schnelltransportern. In Aerodynamik des Automobils (S.95–123). Springer Verlag Berlin Heidelberg.
- Eschmann, P. (1964). Das Leistungsvermögen der Wälzlager. Eine Beurteilung nach neuen Gesichtspunkten. Springer Verlag Berlin Heidelberg.
- Eschmann, P., Hasbargen, L., Weigand, K. & Brändlein, J. (1978). Die Wälzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen (2. Aufl., neu bearb.). Verlag von R. Oldenbourg, München.
- Finken, T. (2011). Fahrzyklusgerechte Auslegung von permanentmagneterregten Synchronmaschinen für Hybrid- und Elektrofahrzeuge. In Aachener Schriftenreihe zur elektromagnetischen Energiewandlung, Bd. 11. Dissertation Technische Hochschule Aachen. Shaker Verlag Aachen.
- Frenzel, I., Jarass, J., Trommer, S. & Lenz, B. (2015). Erstnutzer von Elektrofahrzeugen in Deutschland. Nutzerprofile, Anschaffung, Fahrzeugnutzung. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V. (DLR), Berlin.
- Fritz, E., Haas, W. & Müller, H. K. (1991). Berührungsfreie Spindelabdichtung im Werkzeugmaschinenbau - Konstruktionskatalog. Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente Nr. 39. Universität Stuttgart.
- Fuchs, S. (2014). Verfahren zur parameterbasierten Gewichtsabschätzung neuer Fahrzeugkonzepte. S. 60. Dissertation. Technische Universität München.
- Gausemeier, J., Hahn, A., Kespohl, H. D. & Seifert, L. (2006). Vernetzte Produktentwicklung. Der erfolgreiche Weg zum Global Engineering Networking. Carl Hanser Verlag München.
- Grote, K.-H. & Feldhusen, J. (2007). Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau (Zweiundzwanzigste, neubearbeitete und erweiterte Auflage). Berlin Heidelberg: Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.
- Hashimoto, H., Wada, S. & Murayama, Y. (1984). An influence of centrifugal force on the performances of thermo-hydrodynamic turbulent thrust bearings. In Bulletin of JSME, Vol.27 Issue 228, S.1230–1236. Tokyo, Japan.
- Hauer, K. H. & Moore, R. M. (2003). Fuel Cell Vehicle Simulation– Part 1. Benchmarking Available Fuel Cell Vehicle Simulation Tools. In Fuel Cells Vol.3 Issue 3. S.84–94. Deutschland.
- Hillmann, R. & Paland, E.-G. (1988). Ermittlung definierter Drehzahlkennwerte von Wälzlagern für hohe Drehzahlen unter praxisüblichen Einsatzbedingungen - Forschungsvorhaben Nr. 83/1 – Abschlußbericht - Forschungsheft 271, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- Hirzel, C. & Kasper, R. (2013). Modellierung eines Antriebsstrangs zur Absicherung neuer Funktionen elektrifizierter Fahrzeuggetriebe. 11. Magdeburger Maschinenbau-Tage. Magdeburg.

- Hu, J., Peng, Z. & Yuan, S. (2009). Drag torque prediction model for the wet clutches. In Chinese Journal of Mechanical Engineering Vol.22 (2) Issue1. Springer Singapore
- Ioannides, E. & Harris, T. A. (1985). A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings. In Journal of Tribology Vol.107 Issue 3. S. 367-377. American Society of Mechanical Engineers, USA.
- Iqbal, S., Al-Bender, F., Pluymers, B. & Desmet, W. (2014). Model for predicting drag torque in open multi-disks wet clutches. In Journal of Fluid Engineering Vol.136 Issue 2. American Society of Mechanical Engineers, USA.
- Jacobs, G., Burghardt, G. & Ploß, M. (2015). Wärmebilanz in Lagersystemen - Forschungsvorhaben Nr. 757/I – Abschlußbericht. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- Jurkschat, T., Otto, M. & Stahl, K. (2015). Lebensdauer-Industriegetriebe-Wälzlager. Erweiterung von LAGER2 zur Dimensionierung von Wälzlagern in Industriegetrieben: Verlustleistung und Betriebstemperatur - Forschungsvorhaben Nr. 364/IV – Abschlußbericht - Forschungsheft 1145, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- Kato, Y. (1993). Fuel economy improvement through tribological analysis of the wet clutches and brakes of an automatic transmission. In JSAE Convention Proceedings Ausgabe 943. S.57-60. Autumn conventions Nagoya; Japan
- Kennel, R. (2017). Leistungselektronik - Grundlagen und Standardanwendungen Übung 6: Verlustleistung und Kühlung. In Skript des Lehrstuhls für Elektrische Antriebssysteme und Leistungselektronik, Technische Universität, München.
- Kirchner, E. (Hrsg.). (2007). Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben. Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten. Springer Verlag Berlin Heidelberg.
- Kispert, K. (1981). Das SU-Lager - ein hochbelastbares Raial-Zylinderrollenlager: In VDI Zeitschrift Band 123 Ausgabe 1/2. S.31-34. VDI Verlag Düsseldorf
- Klausner, M. (1991). Untersuchung des Betriebsverhaltens naßlaufender Lamellenkupplungen bei höheren Relativedrehzahlen - Forschungsvorhaben Nr. 117 – Abschlußbericht - Forschungsheft 308, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- Klement, J. (2013). Getriebe-Technologie. Praxishinweise zu Lagerungsgestaltung, Verzahnungsarten, spielarmen Getriebebauarten, Schmierung, Abdichtung und Instandhaltung. Renningen: Expert Verlag Tübingen
- Knödel, U., Strube, A., Blessing, U. C. & Klostermann, S. (Juni 2010). Auslegung und Implementierung bedarfsgerechter elektrischer Antriebe. In ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift Vol.112 Issue 6. S.462-466. Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.
- Koryciak, J. (2007). Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung - Forschungsvorhaben Nr. 382 – Abschlußbericht - Forschungsheft 823, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- Kurfess, J. (1990). Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen. In Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente und Gestaltungslehre Band 36. Dissertation. Universität Stuttgart.
- Liang, B. (Hrsg.). (1992). Berechnungsgleichungen für Reibmomente in Planetenrad-Wälzlagerungen. In Schriftenreihe Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Konstruktionstechnik Band 92.3. Dissertation Ruhr-Universität Bochum.

- Liebl, J., Lederer, M. & Rohde-Brandenburger, K. (2014). Energiemanagement im Kraftfahrzeug. Optimierung von CO₂-Emissionen und Verbrauch konventioneller und elektrifizierter Automobile. In ATZ/MTZ-Fachbuch. Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.
- Linke, H. (2010). Stirnradverzahnung - Berechnung - Werkstoffe – Fertigung (2. Auflage, vollständig überarb.). Carl Hanser Verlag München.
- Mahr, B. & Kissling, U. (2013). Vergleich der Resultate verschiedener kommerzieller Programme für die Kontaktanalyse von Stirnrädern. In SMK 2012, 2. Schweizer Maschinenelemente-Kolloquium. S.215-231. Rapperswil, Schweiz.
- Mang, T. (2014). Encyclopedia of Lubricants and Lubrication. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Mann, R. W., Marston, C. H. (1961). Friction Drag on Bladed Disks in Housings as a Function of Reynolds Number, Axial and Radial Clearance, and Blade Aspect Ratio and Solidity. In Journal of Fluid Engineering Vol.83 Issue 4. S.719-723. American Society of Mechanical Engineers, USA.
- Marenbach, R., Nelles, D. & Tuttas, C. (2013). Elektrische Energietechnik. Grundlagen, Energieversorgung, Antriebe und Leistungselektronik. Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.
- Marquart, M., Neubauer, T. & Gerken, J.-D. (2011). Leistungsdichte Wälzlager - Forschungsvorhaben Nr. 496/II – Abschlußbericht - Forschungsheft 991, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- Maurer, J. (1994). Leerlaufverluste schnelllaufender Stirnradgetriebe. In Forschungsvereinigung Antriebstechnik FVA, Forschungsheft 432. Frankfurt
- Mauz, W. (1986). Hydraulische Verluste für Tauch- und Eisnspritzschmierung von Zahnradgetrieben - Forschungsvorhaben Nr. 44/III – Abschlußbericht - Forschungsheft 158, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- May, H., Meins, J., Canders, W. R. & Palka, R. (2009). New permanent magnet excited synchronous machine with extended, stator fixed auxiliary excitation coil. In ISEF 2009 - XIV International Symposium on Electromagnetic Fields in Mechatronics, Electrical and Electronic Engineering. Arras, France.
- Meyer, C. (2009). Reibung fettgeschmierter Wälzlager - Forschungsvorhaben Nr. 388/II – Abschlußbericht - Forschungsheft 952, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- Meywerk, M. (2007). CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Michaelis, K. (1987). Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Stirnradgetrieben. Dissertation. Technische Universität München.
- Miner, M. A. (1945). Cumulative Damage in Fatigue. In Journal of Applied Mechanics Vol.12 Issue 3. S.159-164. Santa Monica, California.
- Müller, H. K. (1969). Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnelllaufenden Wellen. Habilitation. Universität Stuttgart.
- Naunheimer, H., Bertsche, B. & Lechner, G. (2007). Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion (2. Auflage). Springer Verlag Berlin Heidelberg.
- Niemann, G. & Winter, H. (2003). Maschinenelemente. Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe (Zweite, völlig neubearbeitete Auflage). Springer Verlag Berlin Heidelberg.

- Nollau, R. (2009). Modellierung und Simulation technischer Systeme. Eine praxisnahe Einführung. Springer Verlag Berlin Heidelberg.
- Oerleke, C. (2000). Lamellenkupplungen - Leerlaufverhalten von ölgekühlten Lamellenkupplungen - Forschungsvorhaben Nr. 290 – Abschlußbericht - Forschungsheft 607, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- Ohlendorf, H. (1959). Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern: Einfluß von Schmierung, Zahnform, Bearbeitung, Werkstoff, Belastung und Umfangsgeschwindigkeit auf den Verlustgrad und die Erwärmung von Stirnrädern mit Geradverzahnung. Dissertation. Technische Universität München.
- Omar, N., Verbrugge, B., Mulder, G., van den Bossche, P., van Mierlo, J., Daowd, M. et al. (2010). Evaluation of performance characteristics of various lithium-ion batteries for use in BEV application. In 2010 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Lille, France.
- Ortlinghaus. (2007). Hydraulisch betätigte Kupplungen und Bremsen. Blatt Nr. DE 5.51.00. Österreich.
- Pahlovy, S., Mahmud, S. F., Kubota, M., Ogawa, M. & Takakura, N. (2014). Multiphase drag modeling for prediction of the drag torque characteristics in disengaged wet clutches. SAE International Journal of Commercial Vehicles Band 7 Ausgabe 2. S.441–447. COMVEC 2014, SAE Commercial Vehicle Engineering Congress. Rosemont, USA.
- Palm, H., Holzmann, J., Schneider, S.-A. & Koegeler, H.-M. (2013). Die Zukunft im Fahrzeugentwurf Systems-Engineering-basierte Optimierung. In ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift Vol.115 Issue 6. S.512-517. Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.
- Palmgren, A. (1957). Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. In VDI Berichte Nr. 20. S.117-121. VDI Verlag Düsseldorf.
- Palmgren, A. (1964). Grundlagen der Wälzlagertechnik (3., neubearbeitete Auflage.). Franckh Verlag, Stuttgart.
- Parlow, J., Otto, M. & Stahl, K. (2016). Vom Lastenheft zur Verzahnung - anwendungsflexible Dimensionierung von Zahnradgetrieben mittels expliziten Entwurfsmodells. Konstruktion - Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe Band 68 Ausgabe 3. S.64-69. VDI Verlag Düsseldorf.
- Pinner, T., Radimersky, A. & Ott, S. (2015). Energy Optimal Gear Change Strategy for Electric Vehicles. In 14th International CTI Symposium, Berlin.
- Pischinger, S. & Seiffert, U. (2016). Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik (8., aktualisierte und erweitert Aufl. 2016). Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.
- Poll, G. & Wittek, E. (2014). Fuel Economy Öle in Wälzlagern - Tribologisches Verhalten neuartiger Fuel Economy Öle in Wälzlagern - Forschungsvorhaben Nr. 619/I – Abschlußbericht - Forschungsheft 10832, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- Pyrhonen, J., Jokinen, T. & Hrabovcová, V. (2014). Design of rotating electrical machines (Second edition). John Wiley & Sons Ltd., Chichester, West Sussex, United Kingdom.
- Rao, G. (2010). Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. In Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik (Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik) Band 751. VDI-Verlag Düsseldorf.

- Rat der Europäischen Gemeinschaft. (1972). Richtlinie 70/220/EWG des Rates vom 20. März 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen (70/220/EWG).
- Reichert, U., Bause, K. & Ott, S. (2017). Presentation of a multispeed gearbox for a BEV increasing the efficiency and power density. In 16. Internationales CTI Symposium, Berlin.
- Reick, B. (2018). Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Getrieben mit mehreren Schnittstellen am Beispiel eines Traktors. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Roelands, C. J. A. (1966). Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature- Pressure Relationship of Lubricating Oils. Dissertation. Technische Universität, Delft.
- Ropohl, G. (2009). Allgemeine Technologie - Eine Systemtheorie der Technik (3., überarbeitete Auflage). Universitätsverlag Karlsruhe.
- Ruoff, S. (2017). Topology synthesis of hybrid electric vehicle drivetrains in the context of the integrated Product engineering Model. In the 30th International Electric Vehicle Symposium & Exhibition, Stuttgart.
- Schaeffler Technologies AG & Co. KG. (2008). Wälzlager. Kugellager Rollenlager Nadellager Laufrollen Lager für Gewindetribe Spannager, Gehäuseeinheiten Lagergehäuse Zubehör (1., überarbeitete und erweiterte Auflage). Herzogenaurach.
- Schaeffler Technologies AG & Co. KG. (2013). Schmierung von Wälzlagern. Grundlagen Schmierverfahren Schmierstoffauswahl und -prüfung Aufbewahrung und Handhabung. Herzogenaurach.
- Schaeffler Technologies AG & Co. KG. (2016). Katalog SP1: Hochgenauigkeitslager. Spindellager Hochgenauigkeits-Zylinderrollenlager Axial-Schräggugellager (Neuaufgabe). Herzogenaurach.
- Schlenk, L. (1995). Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Grosszahnradern.. Dissertation. Technische Universität München.
- Schouten, M. & van Leeuwen, H. J. (1995). Die Elastohydrodynamik : Geschichte und Neuentwicklungen. In Tagung der VDI Gesellschaft Entwicklung, Konstruktion, Vertrieb, Gleitwälzkontakte Fulda. Band 1207. VDI-Verlag Düsseldorf.
- Schramm, D., Hiller, M. & Bardini, R. (2013). Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen (2., vollständig überarbeitete Auflage). Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.
- Schröder, D. (2017). Elektrische Antriebe – Grundlagen. Mit durchgerechneten Übungs- und Prüfungsaufgaben (6. Auflage). Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.
- SKF Gruppe. (2014). Wälzlager. PUB BU/P1 10000/2. Schweinfurt.
- Söndgen, S. (2009). Verlustleistung und Tragfähigkeit belasteter Borde von Zylinderrollenlagern. Dissertation. Ruhr-Universität, Bochum.
- Stahl, K., Otto, M. & Schleich, T. (2011). Lebensdauer-Industriegetriebe-Wälzlager III. Erweiterung der FVA Programme RIKOR und LAGER2 zur Bestimmung der Lebensdauer von Wälzlagern in Industriegetrieben - Forschungsvorhaben Nr. 364/III – Abschlußbericht - Forschungsheft 971, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.

- Steinert, T. (1996). Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig. In Berichte aus der Produktionstechnik, Bd. 96.3. Dissertation Technische Hochschule Aachen. Shaker Verlag Aachen.
- Stößel, K. (1973). Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen: Versuchsergebnisse an hochbelasteten Gleit-Wälz-Paarungen. Dissertation. Technische Universität München.
- Stribeck R. (1902). Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. In Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondere aus den Laboratorien der technischen Hochschulen, Band 7. Springer Verlag Berlin.
- Trzesniowski, M. (2012). Getriebeauslegung Transmission Calculation. In Rennwagentechnik. S.509–535. Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.
- Tschöke, H. (Hrsg.). (2015). Die Elektrifizierung des Antriebsstrang – Basiswissen. Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.
- United Nations Economic Commission for Europe. (2015). Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP) - Transport - Vehicle Regulations - UNECE Wiki. Verfügbar unter <http://https://wiki.unece.org/pages/viewpage.action?pageId=2523179>. Abgerufen am 10.12.2019
- US Code of Federal Regulations. (2012). Title 40, Protection of Environment, Part 86, Appendix I.
- Vaillant, M. (2016). Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge. Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing.
- VDI-Richtlinie 2206. (2004). VDI 2206 - Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. Verein Deutscher Ingenieure e.V.. Beuth Verlag Berlin.
- VDI-Richtlinie 2221. (1993). VDI 2221 - Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Verein Deutscher Ingenieure e.V.. Beuth Verlag Berlin.
- VDI-Richtlinie 2241. (1982). VDI 2241 - Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen; Begriffe, Bauarten, Kennwerte, Berechnungen. Verein Deutscher Ingenieure e.V.. Beuth Verlag Berlin.
- Villani, O. (2018). Empirische Forschung. Verfügbar unter <http://www.sdi-research.at/lexikon/empirische-forschung.html>. Abgerufen am 15.10.2019
- Wang, D. (2013). Low Friction Powertrain: Teilprojekt G2.1 Wirkungsgradoptimiertes Getriebe - Forschungsvorhaben Nr. 981 – Abschlußbericht - Forschungsheft 1007,2, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt.
- Wen, S. Z. & Ying, T. N. (1988). A Theoretical and Experimental Study of EHL Lubricated with Grease. In Journal of Tribology Vol.110 Issue 1. S. 38-43. American Society of Mechanical Engineers, USA.
- Wimmer, A. & Michaelis, K. (2004). Konstruktive Einflüsse auf die lastabhängigen Verluste von Verzahnungen (Verlustoptimierte Verzahnung) - Forschungsvorhaben Nr. 372 – Abschlußbericht - Forschungsheft 731, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt
- Wittel, H., Muhs, D., Jannasch, D. & Voßiek, J. (2017). Roloff/Matek - Maschinenelemente. Normung, Berechnung, Gestaltung (23. Auflage). Springer Vieweg Verlag Wiesbaden.

Yuan, S., Peng, Z. & Jing, C. (2011). Experimental research and mathematical model of drag torque in single-plate wet clutch. In Chinese Journal of Mechanical Engineering Vol.24 Issue 1. S.91–97. Springer Singapore.

Yuan, Y., Liu, E. A., Hill, J. & Zou, Q. (2007). An improved hydrodynamic model for open wet transmission clutches. In Journal of Fluid Engineering Vol.129 Issue 3. S.333-337. American Society of Mechanical Engineers, USA.

Studentische Abschlussarbeiten

- Bopp, B. (2017):** Modellierung von Wälzlagerverlusten mit MATLAB Simulink (IPEK-Abschlussarbeit 3318). IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Albers, A., Co-Betreuer: Reichert, U., Karlsruhe.
- Bozkirli, E. (2017):** Eine Methode zur Matlab basierten Auslegung von zweigängigen Getriebe für Elektrofahrzeuge (IPEK-Abschlussarbeit 3476). IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Albers, A., Co-Betreuer: Reichert, U., Karlsruhe.
- Haas, S. (2017):** Eine Methode zur Matlab basierten Auslegung von eingängigen Getrieben (IPEK-Abschlussarbeit 3416). IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Albers, A., Co-Betreuer: Reichert, U., Karlsruhe.
- Kapfer, S. (2017):** Modellierung von Verzahnungsverlusten mit Matlab Simulink (IPEK-Abschlussarbeit 3340). IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Albers, A., Co-Betreuer: Reichert, U., Karlsruhe.
- Rensch, N. (2017):** Matlab basierte Definition von Übersetzungen für elektrische Antriebsstränge (IPEK-Abschlussarbeit 3383). IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Albers, A., Co-Betreuer: Reichert, U., Karlsruhe.
- Schmauser, T. (2017):** Matlab basierte Auslegung eines eingängigen Getriebes für Batterie elektrische Fahrzeuge (IPEK-Abschlussarbeit 3267). IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Albers, A., Co-Betreuer: Reichert, U., Karlsruhe.

10 Anhang A

Tabelle: Beispielverzahnung für die Verlustbetrachtung

	Kürzel	Parameter	Wert	Einheit
Verzahnungs- parameter	d_{w1}	Wälzkreisdurchmesser Ritzel	53,425	mm
	d_{w2}	Wälzkreisdurchmesser Rad	241,575	mm
	d_1	Teilkreisdurchmesser Ritzel	53,116	mm
	d_2	Teilkreisdurchmesser Rad	240,178	mm
	d_{a1}	Kopfkreisdurchmesser Ritzel	59,116	mm
	d_{a2}	Kopfkreisdurchmesser Rad	243,911	mm
	d_{b1}	Grundkreisdurchmesser Ritzel	48,967	mm
	d_{b2}	Grundkreisdurchmesser Rad	221,418	mm
	z_1	Zähnezahl Ritzel	23	-
	z_2	Zähnezahl Rad	104	-
	h_z	Zahnhöhe	3,965	mm
	b	Zahnradbreite	29	mm
	α_{wt}	Betriebseingriffswinkel	23,572	°
	β_b	Schrägungswinkel	28,024	°
	m_n	Normalmodul	2	mm
	Ra_1	Arithmetische Rauheit Ritzel	1,25	μm
	Ra_2	Arithmetische Rauheit Rad	1,25	μm
p_{et}	Stirneingriffsteilung	6,688	mm	
ε_α	Profilüberdeckung	1,288	-	
Gehäuse- parameter	s_{xy}	Umfangsseitiger Wandabstand	10	mm
	s_z	Stirnseitiger Wandabstand	2	mm
Schmierstoff- parameter Mineralöl	$\dot{V}_{\text{öl}}$	Einspritzvolumenstrom	2	l/min
	p_e	Einspritzdruck	1	bar
	$\nu_{\text{öl}}$	Viskosität bei Temperatur (70°C)	10	mm^2/s
	$\rho_{\text{öl}}$	Öldichte	888	kg/m^3