Konstruktive Konzeptionierung und Auslegung eines Hybridgetriebes für Kleinstfahrzeuge

Concept and Design of a Hybrid Transmission for Small Vehicles

Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Moritz Jakoby

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jakob Lukas Andert

Univ.-Prof. Dr.-Ing. (USA) Stefan Pischinger

Tag der mündlichen Prüfung: 5. Juni 2026

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen von Forschungsarbeiten am Lehr- und Forschungsgebiet für Mechatronik in mobilen Antrieben der RWTH Aachen University (MMP), geleitet von Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jakob Andert.
Besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jakob Andert für die fachliche Betreuung der Arbeit, die interessanten Diskussionen und seine stetige und leidenschaftliche Unterstützung bei der Weiterentwicklung des ePGS-Hybridantriebs sowie unserer gemeinsamen Firmengründung.
Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. (USA) Stefan Pischinger danke ich neben der Übernahme des Korreferats für die stetige Unterstützung seines Lehrstuhls für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme (TME) und des Center for Mobile Propulsion (CMP) bei der Fertigung, Montage und Erprobung des Prototypenantriebs.
Darüber hinaus möchte ich mich bei den zahlreichen Mitarbeitenden des MMP sowie des CMP und des TME für die tatkräftige Hilfe bedanken, ohne welche die Durchführung der Arbeit nicht möglich gewesen wäre. Besonderer Dank gilt in diesem Zuge den Mitarbeitenden vom Prüfstandsaufbau und der mechanischen Werkstatt, die mir jederzeit mit Rat und Tat zur Seite standen. Ebenso besonders danke ich den Mitarbeitenden der Fahrzeugwerkstatt und des Rollenprüfstandes, die mir bei einer Vielzahl Ein- und Ausbauten des Antriebs sowie bei der Adaption des Fahrzeugs geholfen haben und letztendlich die Emissionstests mit dem Fahrzeug gefahren sind.
Der größte Dank gilt meinem Kollegen und Freund Michael Engels, mit dem ich die letzten Jahre gemeinsam das Projekt ePGS-Hybridantrieb vorantreiben durfte, für die Unterstützung, die Diskussionen, die gegenseitige Motivation und die tolle Zusammenarbeit.
Ganz herzlich bedanken möchte ich mich auch bei meinen Eltern Barbara und Jochen für die bedingungslose Unterstützung, die ich mein ganzes Leben erfahren durfte. Ohne sie wären mein Studium und die Promotion nicht möglich gewesen. Und schlussendlich bedanke ich mich ganz herzlich bei meiner Partnerin Hannah für ihre Geduld und ihr Verständnis in den herausfordernden Phasen.

Aachen, den 31. Juli 2026 Moritz Jakoby

Kurzfassung

Hybride und rein elektrische Antriebe gelten im globalen Verkehrssektor als wirksame Lösungen, um die CO_2-Emissionen zu senken und so die Auswirkungen des anthropogenen Klimawandels zu mindern. Während diese Technologien zunehmend im Personen- und Gütertransport an Popularität gewinnen, findet die Elektrifizierung von kleinen Fahrzeugen wie Zwei- und Dreirädern sowie von Freizeit- und Powersportfahrzeugen nur langsam statt. Herkömmliche Antriebsstränge dieser Fahrzeugkategorien nutzen Verbrennungsmotoren in Kombination mit riemenbasierten Stufenlosgetrieben (CVT), die insbesondere durch ihre geringen Kosten, geringe Komplexität und hohen Fahrkomfort überzeugen, jedoch stark verlustbehaftet sind. Als klimafreundliche und kostengünstige Alternative wurde im Rahmen mehrerer Forschungsprojekte am Lehr- und Forschungsgebiet Mechatronik in mobilen Antrieben (MMP) ein neuartiger Hybridantrieb entwickelt, dessen zentrale Komponente ein effizienter Planetenradsatz ist.
Diese Arbeit bildet einen Teil der Entwicklungen des ePGS (engl.: electrified planetary gear set) und thematisiert das mechanische Design des Getriebes, von den ersten Anforderungen bis zum Prototypen. Das Systemdesign folgte einem strukturierten Ansatz, beginnend mit einer morphologischen Analyse verschiedener Gestaltungsmerkmale, einer Variantenreduktion mittels Ausschlussverfahrens und einer multikriteriellen Nutzwertanalyse zur Identifizierung geeigneter Konzepte zur konstruktiven Umsetzung. Das endgültige Konzept zeichnet sich durch ein kompaktes Design aus, das geringfügig mehr Bauraum beansprucht als das ursprüngliche CVT. Anschließend wurde das Getriebe anhand von vereinfachten Simulationen des Antriebs ausgelegt und konstruktiv so ausgestaltet, dass für einen ersten Prototypen möglichst viele Standardbauteile eingesetzt werden konnten. Dabei wurde eine Hauptlagerungswelle vorgesehen und alle weiteren Bauteile unter Verwendung möglichst weniger Lager integriert. Die Erprobung des Prototypengetriebes fand im Rahmen von Fahrzeuguntersuchungen statt, in denen zunächst mechanische Schwachstellen des Systems unter realistischen Bedingungen untersucht wurden. Neben einer Undichtigkeit des rotierenden, mit Fett gefüllten Planetengetriebes erwies sich besonders der Freilauf in seiner ursprünglichen konstruktiven Integration als herausfordernd. Durch detaillierte Untersuchungen des Schadenshergangs konnte eine mögliche Ursache identifiziert werden, die durch geeignete konstruktive Änderungen behoben wurde. Im Zyklus konnten mit dem System rund 10 % Kraftstoffeinsparung erzielt werden, trotz eines eingeschränkten Zugriffs auf die Motorsteuerung des originalen Verbrennungsmotors und einer nicht vollständig schließenden Kupplung, die erhebliche Reibungsverluste zur Folge hatte. In einem ausführlichen Ausblick wurden anhand der Untersuchungserkenntnisse Empfehlungen für die Weiterentwicklung des ePGS abgeleitet.

Abstract

Hybrid and fully electric powertrains are regarded as effective solutions in the global transport sector to reduce CO_2 emissions and thereby mitigate the impacts of anthropogenic climate change. While these technologies are gaining increasing popularity in passenger and freight transportation, the electrification of small vehicles such as two- and three-wheelers, as well as recreational and powersports vehicles, is progressing slowly. Conventional drivetrains in these vehicle categories employ internal combustion engines in combination with belt-driven continuously variable transmissions (CVT), which are particularly appealing due to their low cost, mechanical simplicity, and high driving comfort, but suffer from heavy power losses. As a climate-friendly and cost-efficient alternative, a novel hybrid powertrain has been developed within several research projects conducted at the Teaching and Research Area Mechatronics in Mobile Propulsion Systems (MMP). The central component of this powertrain is an efficient planetary gear set.

This work is a part of the ongoing development of the ePGS (electrified planetary gear set) and focuses on the mechanical design of the transmission system, from the initial specification of requirements to the realisation of a prototype. The system design followed a structured methodology, beginning with a morphological analysis of various design features, followed by a reduction of concept variants using an exclusion-based selection process, and a multi-criteria utility analysis to identify the most suitable concepts for detailed engineering implementation. The final design is characterised by an extremely compact construction that requires only slightly more installation space than the original CVT. Subsequently, the transmission was dimensioned based on simplified drivetrain simulations and mechanically designed to enable the use of as many off-the-shelf components as possible for the first prototype. A main bearing shaft was implemented, and all additional components were integrated using the minimum possible number of bearings. The prototype transmission was experimentally validated through vehicle-level testing, in which potential mechanical weaknesses of the system were investigated under realistic operating conditions. In addition to minor leakage in the rotating, grease-filled planetary gear set, the one-way clutch in its original configuration proved particularly challenging. Detailed investigation of the failure mechanism enabled identification of a likely root cause, which was subsequently addressed through targeted design modifications. During driving cycle tests, the system achieved fuel savings of approximately 10 %, despite limited access to the engine control unit of the original combustion engine and a clutch that did not fully engage, leading to considerable frictional losses. Based on the experimental findings, several recommendations for the further development and optimisation of the ePGS were derived and are presented in detail in the concluding section of this work.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis ix

Tabellenverzeichnis xi

Symbolverzeichnis xiii

Abkürzungsverzeichnis xvii

1 Motivation 1

1.1 Einleitung . . . 1
1.2 Stand der Technik . . . 2
1.2.1 Maßnahmen zur Effizienzsteigerung von CVT-Antrieben . . . 4
1.2.2 Hybridantriebe mit stufenloser Getriebeübersetzung . . . 5
1.3 Ableitung der Forschungsfragen . . . 11

2 Grundlagen des ePGS 13

2.1 Mechanischer Aufbau des ePGS . . . 13
2.2 Betriebsbereiche . . . 15
2.2.1 Hybrid Modus mit offener Kupplung (VRM) . . . 15
2.2.2 Hybrid Modus mit geschlossener Kupplung (PDM) . . . 17
2.2.3 Rein elektrischer Fahrmodus (EDM) . . . 18

3 Konzeptentwicklung 21

3.1 Herleitung allgemeiner Lösungsansätze . . . 22
3.2 Konzeptbewertung . . . 26
3.2.1 Definition zentraler Bewertungskriterien . . . 27
3.2.2 Nutzwertanalyse . . . 30
3.3 Konzeptionelle Einschränkungen des Prototypen . . . 32

4 Auslegung und Konstruktion 37

4.1 Systemauslegung . . . 37
4.2 Fahrzeugsimulation . . . 39
4.3 Bauteilauslegung und Lagerungskonzept . . . 48
4.3.1 Auswahl der Zukaufteile . . . 48
4.3.2 Lagerungskonzept . . . 50

4.4 Konstruktion 54
4.4.1 Kernbauteile des ePGS 54
4.4.2 Integration des ePGS in den Gesamtantrieb 63

5 Experimentelle Untersuchungen 69
5.1 Validierung der Funktionsfähigkeit 69
5.1.1 Fahrzeugmessungen 70
5.2 Analyse aufgetretener Komponentendefekte 74
5.2.1 Kurbelwellen-Freilauf 74
5.2.2 Fliehkraftkupplung 80
5.3 Untersuchungen am Fahrzeugprüfstand 82
5.3.1 Verbrauchsmessung im Testzyklus 82
5.3.2 Betrachtung des mechanischen Wirkungsgrades 84

6 Ausblick 89

7 Zusammenfassung 94

Literaturverzeichnis 96

Abbildungsverzeichnis

1.1 Aufbau eines riemenbasierten Stufenlosgetriebes . . . 3
1.2 CVT Wirkungsgrad . . . 4
1.3 Einstufiger und zweistufiger, leistungsverzweigter Hybrid . . . 7
1.4 Schematische Darstellung Toyota P310 . . . 10
1.5 Schnittdarstellung Planetenlagerung Toyota P310 . . . 11

2.1 Schematischer Aufbau des ePGS . . . 13
2.2 Drehzahlregelung des ePGS im VRM . . . 16
2.3 Betriebskennfeld des ePGS . . . 19

3.1 Beschriftetes Modell des Originalantriebs . . . 22
3.2 Skizzen der Konzepte ZDD und DZZ . . . 33
3.3 Bauraumanalyse des Bestandsfahrzeugs . . . 34

4.1 Vergleich des Radmoments . . . 38
4.2 Superposition PGS . . . 44
4.3 Simulierte Drehzahlen und Drehmomente . . . 46
4.4 Schematische Darstellung des Lagerungskonzeptes . . . 51
4.5 Querschnitt des ePGS . . . 55
4.6 Exemplarischer Drehmomentverlauf über den Kurbelwinkel . . . 56
4.7 FEM-Analyse der Sonnenwelle . . . 59
4.8 Detailansicht der Planetenlagerung im ePGS . . . 60
4.9 ePGS-Getriebe mit Fahrzeugintegration . . . 64
4.10 Getriebegehäuse des ePGS . . . 65
4.11 Strukturstütze zwischen ePGS und VG . . . 67

5.1 Impressionen des fertigen Prototypen . . . 70
5.2 Messdaten einer einfachen Fahrt . . . 71
5.3 Volllastbeschleunigung im EDM . . . 72
5.4 Beschleunigung mit/ohne Kupplungssynchronisation . . . 73
5.5 Schaden des Freilaufs . . . 75
5.6 Schaden des Freilaufs im Detail . . . 76
5.7 Kinematik des Kurbeltriebs . . . 76
5.8 Zylinderdruckverlauf und Drehmoment der Gaskraft . . . 78

5.9 Winkel des Freilaufs bei Motorstopp 79
5.10 Schematische Darstellung ePGS mit optimiertem Freilaufkonzept 81
5.11 Undichtigkeit des Getriebes nahe der Fliehkraftkupplung 82
5.12 Ergebnisse Zyklusmessung Rollenprüfstand 83
5.13 Leistungsbetrachtung elektrischer Betrieb 85
5.14 Vergleich der Radleistungen 87

Tabellenverzeichnis

3.1 Morphologischer Kasten der Konzeptentwicklung 24
3.2 Verbleibende Konzepte für die mechanische Umsetzung 26
3.3 Mechanische Anordnung der Komponenten in den sieben Grundkonzepten 27
3.4 Paarweiser Vergleich von Bewertungskriterien 29
3.5 Nutzwertanalyse der ePGS-Konzepte 30

4.1 Kenndaten für die Simulation 40

Symbolverzeichnis

Griechische Zeichen

α_{KW}	Kurbelwinkel
α_{St}	Steigungswinkel
β	Winkel zwischen Pleuel und Kolben
Δn_{FK}	Differenzdrehzahl der Fliehkraftkupplung
φ_1	Verdrehwinkel des Planeten durch den Planetenträger
φ_2	Verdrehwinkel des Planeten durch Abrollen
φ_3	Verdrehwinkel des Planeten durch Drehung der Sonne
φ_{P}	Verdrehwinkel des Planeten
φ_{S}	Verdrehwinkel der Sonnenwelle
φ_{T}	Verdrehwinkel des Planetenträgers
ρ_{L}	Dichte der Luft
θ_{Red}	Reduziertes Massenträgheitsmoment

Lateinische Zeichen

A_{Fzg}	Querschnittsfläche des Fahrzeugs
a	Längsbeschleunigung
c_{W}	Luftwiderstandsbeiwert
f	Ganzzahliger Faktor
d_{H}	Wirksamer Teilkreisdurchmesser des Hohlrads
$d_{\mathrm{H,aussen}}$	Außendurchmesser des Hohlrads
d_{Kolben}	Bohrungsdurchmesser des Zylinders
d_{P}	Wirksamer Teilkreisdurchmesser des Planeten
p	Anzahl der Planeten im Planetengetriebe
$d_{\mathrm{P,Rotation}}$	Teilkreisdurchmesser der Planetenrotation
d_{S}	Wirksamer Teilkreisdurchmesser der Sonne
F_{a}	Beschleunigungswiderstandskraft

F_{G}	Gaskraft senkrecht zum Kolben
F_{Luft}	Luftwiderstandskraft
F_{Pleuel}	Kraft entlang des Pleuels
$F_{\mathrm{P,quer}}$	An einem Planeten wirkende Querkraft
f_{R}	Rollwiderstandsbeiwert
F_{Rad}	Radwiderstandskraft
$F_{\mathrm{R,K}}$	Reibkraft am Kolben
$F_{\mathrm{R,max}}$	Maximale Riemenkraft
$F_{\mathrm{R,Spann}}$	Riemenkraft durch Vorspannung
$F_{\mathrm{R,Zug}}$	Riemenkraft durch Drehmoment
F_{Steig}	Steigungswiderstandskraft
F_{Zug}	Zugkraft
g	Erdbeschleunigung
i_0	Standübersetzung des Planetengetriebes
i_{Riemen}	Übersetzungsverhältnis des Riementriebs
i_{VG}	Übersetzung Verteilergetriebe und Differential
l_{Pleuel}	Länge des Pleuels
M_{EM}	Drehmoment der EM
$M_{\mathrm{EM,max}}$	Maximales Drehmoment der EM
$M_{\mathrm{ePGS,ab}}$	Drehmoment an der Ausgangswelle des ePGS
M_{Freilauf}	Drehmoment, welches am Freilauf abgestützt wird
m_{Ges}	Gesamtmasse des Fahrzeugs
M_{H}	Drehmoment am Hohlrad
M_{Kupplung}	Drehmoment, welches von der Kupplung übertragen wird
M_{S}	Drehmoment am Sonnenrad
M_{T}	Drehmoment am Planetenträger
M_{VM}	Drehmoment des Verbrennungsmotors
$M_{\mathrm{VM,max}}$	Maximales Drehmoment des Verbrennungsmotors
$n_{\mathrm{FK,ein}}$	Einschaltdrehzahl der Fliehkraftkupplung
$n_{\mathrm{Diff,PT}}$	Differenzdrehzahl zwischen Planetenträger und Sonnenwelle
n_{EM}	Drehzahl der elektrischen Maschine
$n_{\mathrm{EM,max}}$	mechanische Maximaldrehzahl der elektrischen Maschine

$n_{\mathrm{ePGS,ab}}$	Abtriebsdrehzahl des ePGS
$n_{\mathrm{Freilauf,max}}$	Maximale Drehzahl des Freilaufs
n_{H}	Drehzahl des Hohlrades bezogen auf dessen Achse
n_{P}	Drehzahl des Planeten bezogen auf dessen Achse
n_{S}	Drehzahl der Sonnenwelle bezogen auf deren Achse
n_{T}	Drehzahl des Planetenträgers bezogen auf dessen Achse
n_{VM}	Drehzahl des Verbrennungsmotors
$n_{\mathrm{VM,max}}$	mechanische Maximaldrehzahl des Verbrennungsmotors
$P_{\mathrm{EM,max,gen}}$	Maximale generatorische Leistung der EM
$P_{\mathrm{EM,max,mot}}$	Maximale motorische Leistung der EM
$P_{\mathrm{VM,max}}$	Maximale Leistung des Verbrennungsmotors
p_{Zyl}	Zylinderdruck
r_{dyn}	Dynamischer Radhalbmesser
r_{KW}	Länge des Kurbelarms der Kurbelwelle
$d_{\mathrm{RS,ePGS}}$	Teilkreisdurchmesser der Riemenscheibe am Planetenträger
v	Geschwindigkeit
z_{H}	Zähnezahl des Hohlrades
z_{P}	Zähnezahl des Planeten
z_{S}	Zähnezahl des Sonnenrades

Abkürzungsverzeichnis

Akronyme

CMP	Center for Mobile Propulsion
CNC	engl.: Computerized Numerical Control
CO	Kohlenmonoxid
CO_2	Kohlenstoffdioxid
CVT	Stufenlosgetriebe, engl.: continuously variable transmission
DGL	Differentialgleichung
EDM	Elektrischer Fahrmodus, engl.: electric drive mode
EM	elektrische Maschine
ePGS	engl.: electrified Planetary Gear Set
FEM	Finite-Elemente-Methode
FK	Fliehkraftkupplung
MMP	Lehr- und Forschungsgebiet Mechatronik in mobilen Antrieben
PDM	Paralleler Fahrmodus, engl.: parallel drive mode
PGS	Planetengetriebe - engl.: Planetary Gear Set
PKW	Personenkraftwagen
PMSM	Permanenterregte Synchronmaschine
SoC	engl.: State-of-Charge
TME	Lehrstuhl für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme
UTV	engl.: Utility-Terrain-Vehicle
VG	Verteilergetriebe
VM	Verbrennungsmotor
VRM	Stufenloser Fahrmodus, engl.: variable ratio mode
WLTP	engl.: Worldwide-harmonized-Light-Duty-Test-Procedure
WMTC	engl.: World-Motorcycle-Test-Cycle
WNV	Welle-Nabe-Verbindung

1 Motivation

1.1 Einleitung

Der anthropogene Klimawandel stellt eine der größten Herausforderungen unserer Zeit dar und verändert durch zunehmend extremere Wetterbedingungen die Lebensgrundlage aller Lebewesen [1, 2]. Um diesen neuen Herausforderungen gerecht zu werden und der Veränderung Einhalt zu gebieten, werden mit Hochdruck innovative, klimafreundliche Technologien entwickelt. In einem historischen Schritt haben sich 196 Parteien im Rahmen des Pariser Klimaabkommens darauf geeinigt, die globalen CO_2-Emissionen signifikant zu reduzieren, um den Klimawandel zu bekämpfen [3]. Mit einem Anteil von rund 23 % an den globalen CO_2-Emissionen, was im Jahr 2020 einer Gesamtmasse von 7,2 Gigatonnen entsprach, bietet dabei der Transportsektor großes Potenzial zur Reduktion. Innovationen in der Antriebstechnik gelten in diesem Zusammenhang als der Schlüssel für die Einhaltung immer strikterer Emissionsgrenzwerte.

Eine der verbreitetsten Maßnahmen zur Emissionsreduzierung im Transportsektor ist die Elektrifizierung von Fahrzeugen, die von Mild-Hybrid Konzepten mit geringer elektrischer Leistung bis hin zu rein batterieelektrischen Fahrzeugen reicht [4–7]. Während der Markt für konventionelle Personenkraftwagen (PKW) bereits erhebliche Fortschritte in Richtung Elektrifizierung macht, bleibt der Markt für Kleinstfahrzeuge wie Motorroller, Quads, Schneemobile und ähnliche Fahrzeugtypen bisher weitgehend unberührt. Grund dafür sind die Vorteile der klassischerweise verwendeten Antriebsstränge als Kombination aus Verbrennungskraftmaschine (VM) und Stufenlosgetriebe (engl.: continuously variable transmission, CVT) gegenüber hybriden und rein elektrischen Antrieben. Neben geringeren Systemkosten bieten CVTs häufig eine geringere technische Komplexität und ein komfortableres Fahrverhalten [8–10]. Der entscheidende Nachteil von CVTs ist hingegen die geringe mechanische Effizienz, die auch Hersteller von Kleinfahrzeugen zwingt, Alternativen in Betracht zu ziehen [11]. Mit Verlusten bei der Leistungsübertragung von 20 bis 50 % [12] bietet sich bei der Optimierung des Getriebes ein enormes Potenzial zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs vieler Fahrzeuge.

Das am Lehr- und Forschungsgebiet Mechatronik in mobilen Antrieben konzipierte ePGS (engl.: electrified planetary gear set) Hybridgetriebe soll die Effizienznachteile bei gleichem Fahrkomfort, gesteigerter Leistung und geringer Komplexität ausgleichen und als Alternative für CVTs dienen [13]. Im Rahmen dieser Arbeit soll das Konzept des Antriebs als voll funktionsfähiges Prototypengetriebe für ein leichtes Offroadfahrzeug realisiert werden. Dazu wird das Trichterprinzip

angewendet, um im Zuge der Konzeptentwicklung strukturiert von einer Vielzahl allgemeiner, geometrischer Konzepte sukzessive einen konkreten Ansatz für das verwendete Prototypenfahrzeug abzuleiten. Dabei wird zunächst ein morphologischer Kasten erstellt, dessen Konzeptvarianten in einer Nutzwertanalyse durch die Bewertung unterschiedlicher Kriterien, die Einfluss auf die Ausgestaltung des Antriebs haben, reduziert werden. Anschließend werden Lastkollektive der kritischen Komponenten anhand von vereinfachten Simulationen erstellt, die nachfolgend in der Bauteilauslegung berücksichtigt werden. Neben den zu ertragenden Lasten werden den Bauteilen zu erfüllende Funktionen zugeordnet, die dann in der Konstruktion berücksichtigt werden. Festigkeitsnachweise hoch belasteter Bauteile werden anhand von Analysen mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) erbracht. Die Funktion des so entwickelten Antriebs wird durch die Untersuchung verschiedener Fahrszenarien nachgewiesen. Abschließend wird ein detaillierter Ausblick auf weitere Verbesserungsmöglichkeiten des Antriebs hinsichtlich der Nutzbarkeit und Serientauglichkeit gegeben.

1.2 Stand der Technik

Aufgrund geringer Systemkomplexität und komfortablen Fahrverhaltens eignen sich riemenbasierte Stufenlosgetriebe für den Einsatz in unterschiedlichen Fahrzeugkategorien und werden daher jährlich millionenfach produziert und verkauft. Der Anwendungsbereich umfasst kleine Motorroller mit geringer Motorleistung, kleine Agrarfahrzeuge und Fahrzeuge im Powersports-Segment mit mittleren Leistungen sowie Personenkraftwagen und große Arbeitsmaschinen. Der Markt für Motorroller verzeichnet jährlich Verkaufszahlen von etwa 20 Millionen Einheiten, wobei der Großteil dieses Absatzes in Asien erfolgt [14]. Der Absatz von Fahrzeugen des Agrar- und Powersports-Segments, wie drei- und vierrädrigen Motorrädern, leichten Geländewagen (engl.: Utility-Terrain-Vehicles, kurz: UTV) und Schneemobilen, findet mit jährlich nur rund einer Million verkaufter Einheiten dagegen hauptsächlich in Nordamerika statt [15].

Grundsätzlich lässt sich bei den riemenbasierten CVTs zwischen zwei Riemenarten unterscheiden, dem Stahlband und dem Elastomerriemen. Aufgrund geringer Kosten und der zu übertragenden Leistung werden im Motorroller-Segment primär Elastomerriemen eingesetzt. In automobilen Anwendungen hingegen werden zur Leistungsübertragung fast ausschließlich flexible Stahlbänder eingesetzt. Im Powersports-Bereich sind beide Technologien vertreten.
Der allgemeine Aufbau riemenbasierter Stufenlosgetriebe ist in Abbildung 1.1 dargestellt. Das Getriebe ist aus zwei Kegelscheibenpaaren aufgebaut, zwischen denen der Riemen zur Leistungsübertragung eingeklemmt wird. Das Übersetzungsverhältnis wird durch den Abstand der Kegelscheiben eingestellt, wodurch der Durchmesser variiert werden kann, auf dem der Riemen zwischen den Scheiben geführt wird. Diese Verstellung erfolgt in der einfachsten Ausführung eingangsseitig über Fliehelemente, die je nach Drehzahl des Antriebs die Kegelscheiben adaptieren. Die notwendige Riemenspannung wird ausgangsseitig durch eine Feder eingestellt, welche die Kegelscheiben zusammenpresst.

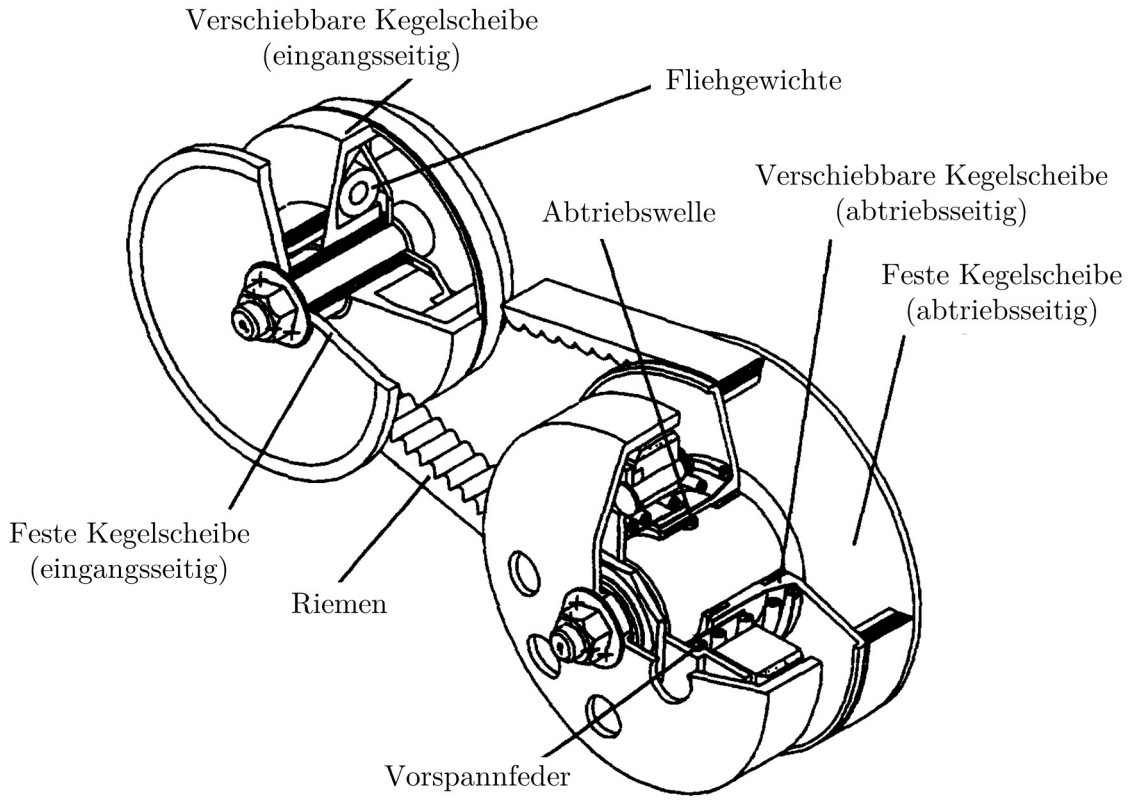


Abbildung 1.1: Aufbau eines riemenbasierten Stufenlosgetriebes nach Chen [12].

Ein entscheidender Nachteil riemenbasierter Stufenlosgetriebe ist die bei der Leistungsübertragung auftretenden Verluste. Während konventionelle Schaltgetriebe bei der Übertragung mechanischer Leistung vom Verbrennungsmotor zum Hinterrad üblicherweise Effizienzen von deutlich über 90 % erzielen, liegen diese bei riemenbasierten Stufenlosgetrieben weit darunter [16]. So erreichen Chen et al. [12] in einem Testaufbau eines CVT mit Elastomerriemen bei Übersetzungsverhältnis nahe eins eine maximale Effizienz der Leistungsübertragung von rund 85 %. Im übrigen Betriebsbereich liegt die Effizienz zwischen 40 und 80 %. Bei der Variation der Drehzahl und des übertragenen Drehmomentes konnten die Autoren eine Abhängigkeit der Effizienz von beiden Kenngrößen feststellen. Die höchste Effizienz wird den Messungen zufolge bei hohen Drehmomenten und Drehzahlen mit Übersetzungsverhältnissen nahe eins erreicht. Ähnliche Untersuchungen führten Zhu et al. [17] mit vergleichbaren Ergebnissen durch. Dabei zeigt sich eine nahezu lineare Abhängigkeit des CVT-Wirkungsgrads vom Übersetzungsverhältnis des Getriebes und dem zu übertragenden Drehmoment (Abbildung 1.2).

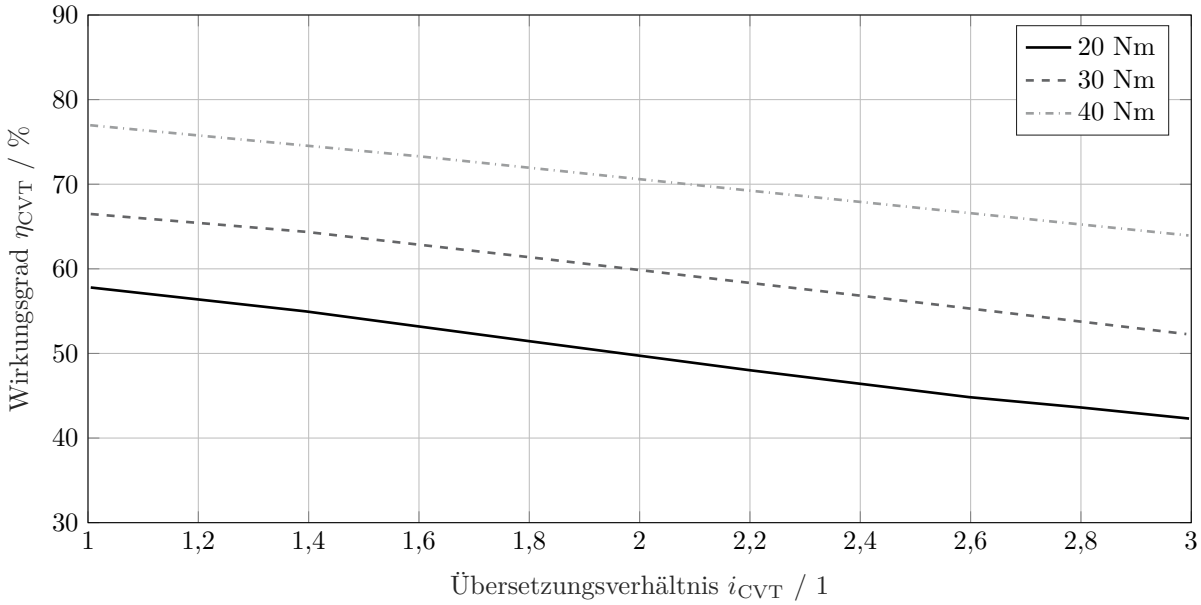


Abbildung 1.2: Wirkungsgrad eines riemenbasierten Stufenlosgetriebes nach Zhu [17].

1.2.1 Maßnahmen zur Effizienzsteigerung von CVT-Antrieben

Zur Steigerung der CVT-Effizienz werden in der Praxis unterschiedliche Maßnahmen eingesetzt, die von der gezielten Regelung der Riemenscheiben-Klemmkraft des CVT [16] bis zum Ersatz durch ein hoch komplexes Hybridgetriebe reichen [18].

Statt grundlegender Modifikation der Kraftübertragung bietet die bedarfsgerechte Regelung der Anpresskraft der CVT-Scheiben bereits hohes Potenzial zur Erhöhung der Getriebeeffizienz [19]. Dabei werden die Riemenscheiben nicht über Fliehelemente zusammengepresst, wobei sich automatisch ein geschwindigkeits- und lastabhängiges Übersetzungsverhältnis einstellt, sondern über hydraulische Stellelemente, welche die Klemmkräfte der Riemenscheiben insbesondere während der Konstantfahrt optimiert regeln. Englisch et al. [19] konnten so durch die bedarfsorientierte Regelung der Klemmkraft in Kombination mit einer optimierten Hydraulikpumpe den Kraftstoffverbrauch eines PKW-Getriebes bei einer Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit um ca. 10 % gegenüber der bereits hydraulisch aktuierten Basisvariante reduzieren. Dabei wird die Klemmkraft so geregelt, dass der Schlupf zwischen Riemen und Riemenscheiben minimiert wird. Eine weitere Erhöhung der Klemmkraft über den optimalen Betriebspunkt hinaus wirkt sich kaum auf den Schlupf aus, erhöht jedoch die hydraulischen Verluste durch die Erzeugung überschüssigen Hydraulikdrucks. Durch Implementierung eines ähnlichen Konzeptes zur Regelung der Klemmkraft konnten Musch et al. [20] den Verbrauch eines PKW im WLTP um 0,6 % gegenüber einer nicht optimierten Hydraulikregelung verringern. Zusätzliches Potenzial konnte in der Verwendung einer elektrisch geregelten Hydraulikpumpe identifiziert werden.

Die Kombination eines CVT mit einem Planetengetriebe (engl.: planetary gear set, PGS) zur Leistungsverzweigung wird von Englisch et al. [19] und Mantriota [21] als ein weiteres Konzept zur

Effizienzsteigerung beschrieben. Dies eröffnet einen zweiten, deutlich effizienteren Leistungspfad über den Planetenradsatz. Dabei sind die Eingangs- und Ausgangswelle des CVT jeweils mit einer Welle des Planetengetriebes verbunden. Die Auslegung der Standübersetzung und eingefügter Zwischenstufen führt dazu, dass im Betrieb mehr Leistung über den Pfad des Planetengetriebes als über den des CVT übertragen wird. Dies reduziert die Verluste im CVT, während das typische, stufenlose Fahrverhalten bestehen bleibt. Weitere Potenziale ergeben sich durch Integration zusätzlicher Kupplungen, die dem Getriebe eine Schaltbarkeit und somit höhere Spreizung verleihen.

1.2.2 Hybridantriebe mit stufenloser Getriebeübersetzung

Hybridantriebe in Motorrollern

Neben der Modifikation des CVT oder dessen Aktuierung ist die Elektrifizierung des Getriebes eine Alternative zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs. Die Lösungen reichen von einfachen Parallelhybriden bis hin zu komplexen leistungsverzweigten Hybridsystemen, wobei nur wenige der in der Literatur diskutierten Konzepte auf dem Markt verfügbar sind. Eines dieser verfügbaren Konzepte ist der Honda PCX HYBRID Motorroller, ausgestattet mit einem 125 cm^3 Verbrennungsmotor mit CVT und einem 1,5 kW Startergenerator, der direkt mit der Kurbelwelle verbunden ist [22, 23]. Diese P1-Konfiguration erlaubt Funktionen wie Drehmomentaddition, Rekuperation und Lastpunktverschiebung bei geringem Integrationsaufwand [23]. Die begrenzte Leistung und Kapazität der 48 V-Batterie bringen nur geringes Mehrgewicht und geringen zusätzlichen Platzbedarf mit sich, wodurch die Nutzbarkeit gegenüber dem konventionellen Antrieb mit dem gleichen Motor kaum eingeschränkt wird. Als zentralen Vorteil gegenüber dem konventionellen Antrieb führt Honda [23] das schnelle Ansprechverhalten an. Die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs wird hingegen mit lediglich ca. 2 % angegeben [22]. Auch rein elektrisches Fahren ist aufgrund der implementierten Hybridtopologie nicht möglich.

Deutlich größere Verbrauchsvorteile verspricht Piaggio mit dem bereits 2010 eingeführten MP3-Hybrid, einem dreirädrigen Motorroller [24, 25]. Dieser kombiniert einen Verbrennungsmotor (125/300 cm^3) mit einer elektrischen Maschine (2,6 kW Leistung). Dabei treibt der Verbrennungsmotor das Hinterrad über ein CVT an, während die elektrische Maschine direkt mit dem Hinterrad verbunden ist. Der so realisierte P3-Parallelhybrid erlaubt neben dem rein elektrischen Fahrbetrieb die Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors und Rekuperation von Bremsenergie, um die Batterien zu laden, sowie Drehmomentunterstützung während der Beschleunigung. Zur Erweiterung des elektrischen Betriebs kann die Batterie mit dem integrierten Ladegerät geladen werden. Somit soll laut Piaggio in einem urbanen Fahrzyklus mit geringen Geschwindigkeiten, häufigen Stopp-Start Situationen und hohem elektrischen Fahranteil eine Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs gegenüber vergleichbaren Wettbewerbern von rund 50 % erreicht werden [24]. Ob diese Einsparung bei neutralem Ladestand (engl. State-of-Charge - kurz: SoC) der Batterie erzielt wird, ist nicht thematisiert.

Hybridantriebe in Offroadfahrzeugen

Weitere Fahrzeuge, die aufgrund der Fahrbarkeits- und Lastanforderungen typischerweise mit Stufenlosgetrieben ausgestattet werden, sind On- und Offroadfahrzeuge aus dem Powersports- und dem Landwirtschaftssegment. In diesen Bereichen rückt die Elektrifizierung des Antriebs zunehmend in den Fokus der Hersteller [11]. Große Hersteller wie Polaris, BRP oder CFMoto bieten bisher jedoch kaum Alternativen zum konventionellen Antrieb mit CVT. Verfügbare Fahrzeuge in diesem Marktsegment sind derzeit der Polaris Ranger XP Kinetic [15], ein vierrädriges UTV mit geringer Nutzlast, und ein batterieelektrisches Schneemobil von BRP [26]. Darüber hinaus ist von Segway mit dem Villain SX10 Hybrid ein Side-by-Side-Fahrzeug angekündigt [27]. Dessen Antrieb ist grundlegend als serieller Hybrid aufgebaut, in dem der Verbrennungsmotor einen Generator antreibt, der die Energie für die elektrische Traktionsmaschine liefert. Dies erlaubt rein elektrisches sowie hybrides Fahren. Durch die Kombination mit einem Puffer-Akku kann der Verbrennungsmotor stets im Betriebspunkt des optimalen spezifischen Kraftstoffverbrauchs betrieben werden und erreicht gegenüber dem CVT so ein besonders hohes Einsparungspotenzial [11]. Nachteilig wirken sich bei diesem Konzept die zwei notwendigen elektrischen Maschinen aus, da sie insbesondere die Systemkosten und das Gewicht steigern.

Elektrisch leistungsverzweigte Stufenlosgetriebe

Als Alternative zur Hybridisierung konventioneller Antriebsstränge mit CVT oder zur Implementierung eines verbrennungsmotorisch betriebenen Range-Extenders für batterieelektrische Fahrzeuge kann der Ersatz des CVT durch ein leistungsverzweigtes Hybridgetriebe dienen. Dieses bietet das bekannte stufenlose und komfortable Fahrverhalten, erzielt jedoch durch die höhere mechanische Effizienz und die implementierbaren Hybridfunktionen einen deutlichen Verbrauchsvorteil. Miller [18] gibt dazu eine Übersicht verschiedenster Konzepte, wobei allen gemein die Kopplung eines Verbrennungsmotors mit zwei elektrischen Maschinen über ein oder zwei Planetengetriebe ist. Dabei unterscheidet Miller zwischen Konzepten, bei denen ein Planetengetriebe eingesetzt wird (einstufig) und solchen, bei denen die Leistungsverzweigung über zwei Planetengetriebe erfolgt (zweistufig). Der prominenteste Vertreter einstufiger, leistungsverzweigter Getriebe ist der von Toyota entwickelte Hybrid Synergy Drive (vgl. Abbildung 1.3-links). In diesem Antriebskonzept wird der Verbrennungsmotor (VM) mit dem Planetenträger (C) des PGS, die erste elektrische Maschine (MG1) mit der Sonne (S) und die zweite elektrische Maschine (MG2) sowie der Abtrieb mit dem Ring (R) verbunden. Dies erlaubt die stufenlose Regelung des Übersetzungsverhältnisses zwischen Verbrennungsmotor und angetriebenem Rad über die elektrischen Maschinen. Dabei ergeben sich zwei Leistungspfade: der mechanische Pfad vom VM über das PGS zum Abtrieb und der elektrische Pfad von MG1 zu MG2. Die Drehmomentaufteilung zwischen diesen Pfaden wird ebenfalls über die elektrischen Maschinen bestimmt. Zudem ermöglicht das Konzept sowohl die Generierung elektrischer Energie als auch die Drehmomentunterstützung durch beide elektrischen Maschinen.
Eine Erweiterung dieses Ansatzes ist das von Miller vorgestellte zweistufig schaltbare, leistungs-

verzweigte Getriebe (Abbildung 1.3-rechts). Es unterscheidet sich vom einstufigen Konzept durch ein zweites Planetengetriebe, das die MG2 mit dem Abtrieb verbindet. Zusätzlich sind drei Kupplungen in den Antrieb integriert, die ermöglichen, das zweite Planetengetriebe in zwei Stufen zu schalten. Während die Kupplung CL1 permanent geschlossen ist, bleibt in der ersten Fahrstufe die Kupplung CL2 geöffnet und CL3 wird geschlossen. Dadurch wird der Ring des zweiten Planetensatzes fixiert, sodass dieser nur noch als feste Übersetzung der MG2 auf den Abtrieb dient. Der Antrieb unterscheidet sich funktional in diesem Modus nicht weiter vom einstufigen Ansatz. In Modus 2 wird die Kupplung CL2 geschlossen und CL3 geöffnet, sodass die Sonne sowie die MG1 des ersten Planetengetriebes mit dem Ring des zweiten Planetengetriebes verbunden werden. Beide Planetensätze befinden sich nun im leistungsverzweigten Betrieb. Über den Planetensatz 2 kann in diesem Modus weiterhin Drehmoment von der MG2 addiert werden, jedoch muss dieses zusätzlich von der MG1 abgestützt werden. Der Vorteil dieses Konzepts liegt in der reduzierten Drehzahl der zweiten elektrischen Maschine in Modus 2. Dadurch kann die maximale Drehzahl der MG2 begrenzt werden, sodass auch bei hohen Geschwindigkeiten ein hohes Drehmoment erzeugt werden kann. [18]

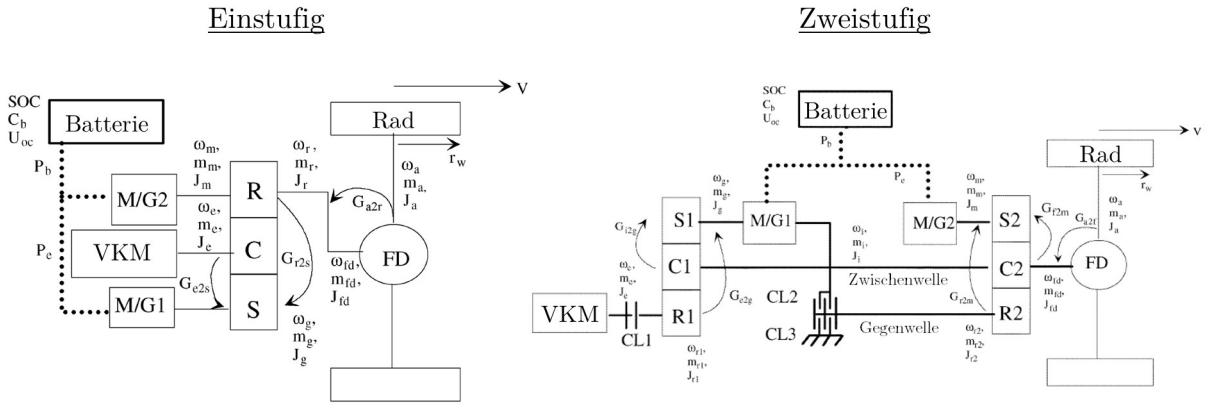


Abbildung 1.3: Einstufiger (links) und zweistufiger (rechts), leistungsverzweigter Hybrid nach Miller [18].

Elektrifiziertes Planetengetriebe mit einer elektrischen Maschine

Die bisher thematisierten Hybridantriebe, die das CVT gänzlich ersetzen, sind alle mit zwei elektrischen Maschinen aufgebaut. Dies steigert die Kosten für den Hybridantrieb und beeinflusst die Attraktivität solcher Konzepte insbesondere für kleine, kostengünstige Fahrzeuge negativ. Moroto et al. [28] skizzieren in ihrer Patentschrift ein System, ähnlich dem leistungsverzweigten Getriebe, jedoch mit nur einer elektrischen Maschine. Dazu wird der Verbrennungsmotor mit einer Welle des Planetengetriebes gekoppelt, während die elektrische Maschine und der Abtrieb mit den anderen Wellen verbunden sind. Zusätzlich ist ein Freilauf auf der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors positioniert. Dieses Konzept ermöglicht sowohl den rein elektrischen Betrieb als auch den

hybriden, stufenlosen Betrieb. Im rein elektrischen Modus wird das von der elektrischen Maschine aufgebrachte Drehmoment am Freilauf gegenüber dem Gehäuse abgestützt und so auf den Abtrieb geleitet. Der Freilauf stellt in diesem Fall das Drehmoment zur Erfüllung der Zwangsbedingung im Planetengetriebe bereit und verhindert, dass der Verbrennungsmotor rückwärts dreht. Das Drehmoment am Abtrieb des Getriebes wird folglich allein von der elektrischen Maschine bestimmt. Im hybriden Modus befindet sich das Planetengetriebe im Dreiwellenbetrieb. Im stationären Zustand bestimmt dabei das Drehmoment an einer Welle des PGS die Drehmomente der übrigen Wellen. Erzeugt der Verbrennungsmotor ein definiertes Drehmoment, muss die elektrische Maschine dieses abstützen, sodass ein Drehmomentgleichgewicht im Planetengetriebe herrscht, wodurch ebenfalls am Abtrieb ein Drehmoment aufgeprägt wird. Nur dann kann am Abtrieb ein für den Vortrieb des Fahrzeugs aufgebrachtes Drehmoment abgesetzt werden. Außerdem erlaubt dieser Betriebsmodus die Regelung der Drehzahl eines Energiewandlers. So kann beispielsweise bei gegebener Fahrzeuggeschwindigkeit - und damit Abtriebsdrehzahl - über die Regelung der elektrischen Maschine die Drehzahl des Verbrennungsmotors eingestellt werden. Die EM kann dabei generatorisch oder motorisch betrieben werden und so die Batterie bei Bedarf laden. Darüber hinaus kann der Verbrennungsmotor über die elektrische Maschine gestartet werden, wenn der Abtrieb über die Betriebsbremse des Fahrzeugs gebremst wird.

Eine Erweiterung dieses Konzeptes wird von Glonner et al. [29] skizziert. Dabei wird eine Kupplung zwischen zwei Wellen des Planetengetriebes integriert, die diese bei Bedarf miteinander koppelt. So wird ein zweiter Gang realisiert, der als direkter Durchtrieb von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine auf den Abtrieb anzusehen ist. In diesem verblockten Modus agieren VM und EM als Parallelhybrid. Dies erlaubt, wie bei parallelen Hybridtopologien üblich, die Drehmomentaddition, Lastpunktverschiebung und Rekuperation. Den Zeitpunkt zum Schließen der Kupplung gibt Glonner mit Erreichen der Leerlaufdrehzahl des Verbrennungsmotors am Abtrieb an. Unterhalb dieser Geschwindigkeit ist, wie im von Moroto [28] beschriebenen Konzept, elektrisches und hybrides Fahren möglich, während oberhalb der Geschwindigkeit bei geschlossener Kupplung nur der hybride, parallele Betrieb möglich ist. Zentraler Unterschied zwischen Glonner und Moroto ist, dass Glonner das genannte Konzept lediglich als Anfahrelement für ein nachgeschaltetes Automatikgetriebe verwendet, während Moroto einen Gesamtantrieb ohne nachgeschaltetes Getriebe skizziert.

Ein ähnliches Konzept zu Glonner et al. [29], welches mit nur einer elektrischen Maschine ohne nachgeschaltetes Getriebe eine ausreichende Hybridisierung für Kleinfahrzeuge darstellt, ist das elektrifizierte Planetengetriebe (engl.: electrified planetary gear set - kurz: ePGS) [13, 30]. Die elektrische Maschine übernimmt in diesem Hybridgetriebe sowohl die Regelung des Antriebs als auch die Funktion eines Anfahrelements und ermöglicht ein stufenloses Übersetzungsverhältnis. So wird der Komfort eines CVTs bei gleichzeitig höherem Wirkungsgrad gewährleistet. Eine Kupplung, die im geschlossenen Zustand zwei Wellen des Planetengetriebes miteinander koppelt, erlaubt den direkten Durchtrieb vom Verbrennungsmotor auf die angetriebene Achse bei höheren Fahrgeschwindigkeiten. Für den rein elektrischen Fahrbetrieb ist ein Freilauf in das System in-

tegriert, der die Rotation des Verbrennungsmotors in rückwärtiger Drehrichtung verhindert. Das System erlaubt so drei Betriebsmodi. Im Hybridmodus mit offener Kupplung wird durch stufenlose Drehzahlregelung der Verbrennungsmotor in einem verbrauchsoptimierten Bereich betrieben, wobei die Fähigkeit zur Rekuperation von Bremsenergie zum Laden der Batterie eingeschränkt ist. Im Hybridmodus mit geschlossener Kupplung erfolgt eine direkte Kraftübertragung zwischen Verbrennungsmotor und Abtrieb. Der parallele Betrieb von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine erlaubt zusätzlich bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten übliche Hybridfunktionen wie Drehmomentaddition und Rekuperation. Außerdem wird durch die Umgehung der Lastübertragung durch das Planetengetriebe der mechanische Wirkungsgrad und damit die Gesamteffizienz gesteigert. Im rein elektrischen Modus wird das Fahrzeug ausschließlich durch die elektrische Maschine angetrieben. Die Rekuperation ist dabei durch das Schleppmoment des Verbrennungsmotors begrenzt. Für den Gangwechsel wird in der einfachsten Konfiguration eine Fliehkraftkupplung eingesetzt, die automatisch und geschwindigkeitsabhängig arbeitet. Alternativ kann eine geschaltete Kupplung verwendet werden, die flexiblere Betriebsstrategien erlaubt, jedoch komplexer und teurer ist. Insgesamt strebt das System eine optimale Balance aus Effizienz, Kosten und Funktionalität an. Einen ersten Funktionsdemonstrator konnten Engels et al. [13] in Form eines Go-Karts aufbauen, das trotz der Verwendung einfachster Bauteile deutlich gesteigerte Fahrleistungen bei vergleichbarem Fahrkomfort aufweist.

Mechanische Ausgestaltungen

Nach dem aktuellen Stand der Technik befindet sich von den vorgestellten Hybridansätzen nur das von Miller vorgestellte Konzept des Herstellers Toyota im Serieneinsatz. Der sogenannte Toyota Hybrid Synergy Drive wird inzwischen in der neunten Generation produziert und in unterschiedlichen Fahrzeugen der Marken Toyota und Lexus eingesetzt. Seit der Einführung des Antriebs mit dem Getriebe der Kennung P110 wurden verschiedene Ansätze zur mechanischen Umsetzung etabliert. Ein zentrales Unterscheidungsmerkmal ist der grundlegende Aufbau des Getriebes. In den frühen Konzepten P110 bis P510 ist der Antrieb weitestgehend koaxial aufgebaut, sodass die Kurbelwelle, die Sonnenwelle des Planetengetriebes und die Rotationsachsen der elektrischen Maschinen alle auf einer Achse liegen. Die jüngeren Konzepte P610 bis P910 hingegen sind separiert aufgebaut. Dabei ist mindestens eine elektrische Maschine nicht koaxial zu den anderen Komponenten angeordnet. [31]

Koaxialer Ansatz

In der Arbeit von Hata et al. [32] wird der Aufbau des P310 Getriebes, die konstruktiven Besonderheiten und die Verbesserungen hinsichtlich der Leistungsfähigkeit und Effizienz beschrieben. Grundsätzlich ist der Aufbau des P310 Getriebes vollständig koaxial zur Kurbelwelle des Verbrennungsmotors. Abbildung 1.4 zeigt den schematischen Aufbau der Konstruktion.
Die erste EM, die in diesem leistungsverzweigten Getriebe häufig als Generator bezeichnet wird, ist rechts positioniert. Der Rotor ist über eine Steckverzahnung mit der Sonnenwelle verbunden.

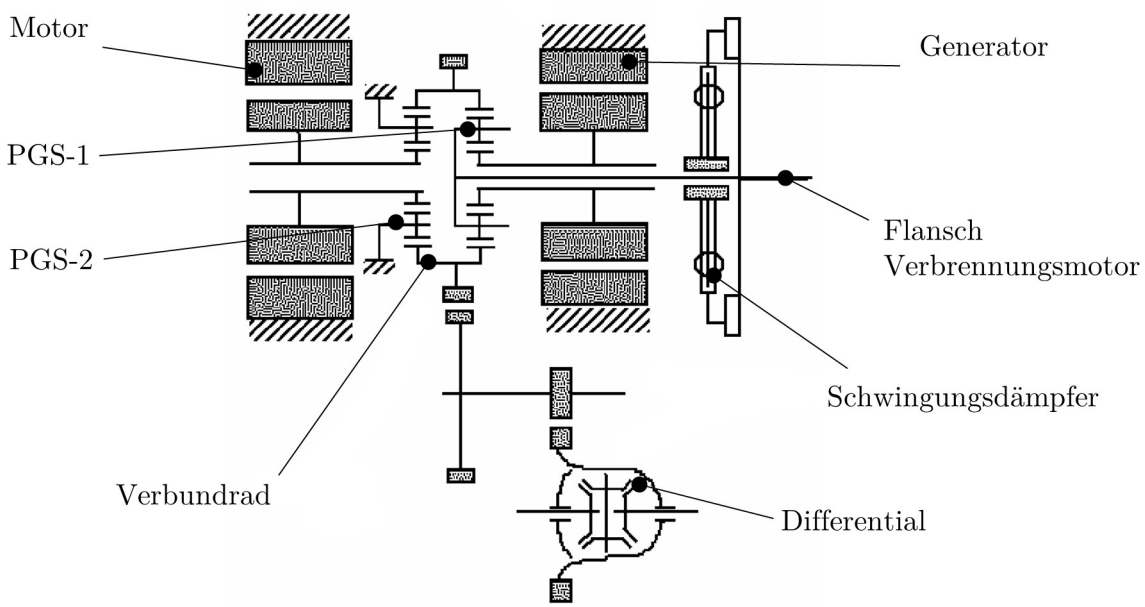


Abbildung 1.4: Schematische Darstellung des Toyota Synergy Drive P310 (vgl. [32]).

Um den Planetenträger des Planetengetriebes (PGS-1) mit dem Verbrennungsmotor zu verbinden, ist die Sonnenwelle als Hohlwelle ausgeführt. Die zweite EM (Motor) ist koaxial links angebracht. Um diese mit dem Abtrieb des PGS-1 zu koppeln und bereits eine Übersetzung zu realisieren, ist ein zweites Planetengetriebe (PGS-2) vorgesehen, dessen Planetenträger fest mit dem Getriebegehäuse verbunden ist. Die zweite elektrische Maschine (Motor) ist ebenfalls wie die erste EM (Generator) über eine Steckverzahnung mit dem Sonnenrad gekoppelt. Eine Besonderheit des Antriebs ist das gemeinsame Hohlrad der zwei Planetensätze. Dieses Verbundrad ist mit zwei Innenverzahnungen ausgestattet, die jeweils das Hohlrad der einzelnen Planetengetriebe darstellen. Zusätzlich ist auf der Außenseite eine Verzahnung integriert, über die radial der Abtrieb zum Differential erfolgt. Als Eingriffspunkt der Parkbremse dienen geeignete Nuten, die ebenfalls auf dem Verbundrad eingebracht sind. Die Kühlung der elektrischen Maschinen und die Schmierung der Zahnräder erfolgen über einen geschlossenen Ölkreislauf, wobei die Wärmeabfuhr lediglich über das Gehäuse erfolgt. Zur Kühlung werden die thermisch besonders belasteten Wickelköpfe der elektrischen Maschinen direkt mit Getriebeöl besprüht. Die Ölversorgung der Zahnräder erfolgt über Bohrungen in den Wellen, von denen aus das Öl durch die Zahnräder in den Zahnkontakt geleitet wird. In Abbildung 1.5 ist die Konstruktion des Planetensatzes im Schnitt dargestellt. Sie zeigt die Lagerung der Planetenräder im Planetenträger, die über Nadellager zur radialen und Anlaufscheiben zur axialen Führung realisiert wird. Die Achsbolzen der Nadellager sind fest mit dem Planetenträger verbunden. Die Ölversorgung des Nadellagers wird durch eine Bohrung in der Achse und eine Zuführung des Öls über eine Nut am Planetenträger sichergestellt.

Ein ähnlicher, koaxialer Aufbau wird im Lexus L310-Getriebe eingesetzt, jedoch mit einem nachgeschalteten Automatikgetriebe mit vier Schaltstufen [33]. Im Gegensatz zum P510 ist die zweite elektrische Maschine in dieser Bauform direkt mit der Abtriebswelle des Planetengetriebes ver-

bunden, statt über eine zweite Übersetzungsstufe. Der Abtrieb des leistungsverzweigenden Getriebeteils zum Automatikgetriebe ist dann nicht axial über das Hohlrad des Planetengetriebes, sondern koaxial realisiert.

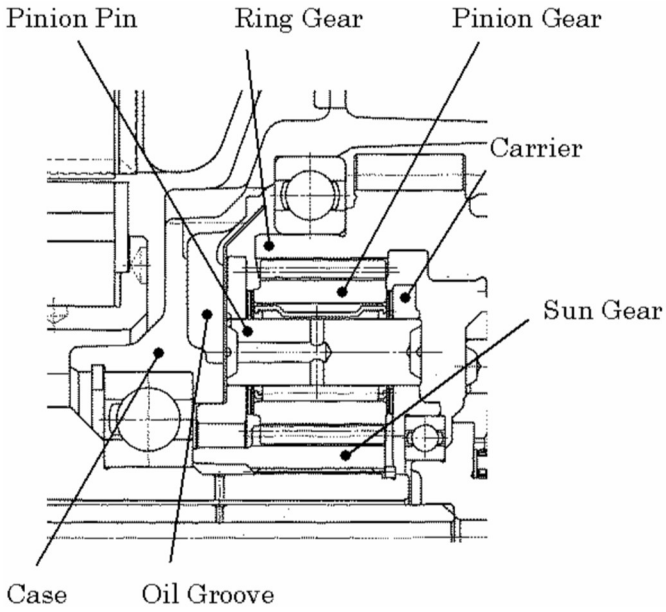


Abbildung 1.5: Schnittdarstellung der Planetenlagerung im Toyota Synergy Drive P310 (vgl. [32]).

Separierter Ansatz

Um axialen Bauraum einzusparen, sind in den nachfolgenden Generationen des Antriebs die elektrischen Maschinen nicht mehr koaxial, sondern nebeneinander positioniert. Taniguchi et al. [34] zeigen, wie diese konzeptionelle Änderung in der Konstruktion des P610-Getriebes umgesetzt ist. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die Reduktion des axialen Bauraumbedarfs und die Steigerung der mechanischen Effizienz gelegt. Letzteres wird maßgeblich durch den Einsatz einer einfachen Stirnradverzahnung zur Übersetzung der zweiten elektrischen Maschine auf den Abtrieb erreicht. So kann die Anzahl der Zahneingriffe zur Leistungsübertragung gegenüber dem koaxialen Ansatz mit zwei Planetengetrieben verringert und die Verlustleistung durch Reibung am Zahnkontakt minimiert werden. Weitere Potenziale zur Effizienzsteigerung ergeben sich durch die Verwendung kleinerer Lager für die Hohlradlagerung des Planetengetriebes. Dies ist möglich, da nur eine Hohlradverzahnung in das vorherige Verbundrad eingebracht werden muss und so ausreichend Bauraum in der Innenseite für die Lagerung verfügbar wird.

1.3 Ableitung der Forschungsfragen

Ausgehend vom Stand der Technik bietet das elektrifizierte Planetengetriebe gegenüber bekannten Hybridsystemen entscheidende Vorteile als Ersatz für konventionelle Stufenlosgetriebe. Im Rahmen dieser Arbeit wird daher die Konzeption, Konstruktion und Integration des Antriebs in

ein geeignetes Prototypenfahrzeug aus dem Powersports-Segment als Einstiegsmarkt thematisiert. Dazu werden vier Forschungsfragen definiert, die im Zuge der Ausarbeitung beantwortet werden.

1. Kann durch eine kriteriengeleitete Konzeptentwicklung ein optimales, anwendungsspezifisches Konzept für den ePGS-Hybridantrieb hergeleitet werden?

   Der Entwicklungsprozess soll von einer Konzeptidee ohne konstruktive Details zu einem Prototypen unter Berücksichtigung individueller Kriterien durchgeführt werden. Hierbei wird zunächst eine Vielzahl allgemeiner Konzepte erarbeitet, die durch objektive Bewertungsmechanismen sukzessive zu einem realisierbaren Konzept reduziert werden.

2. Wie kann der Antrieb - ohne Batterie - möglichst kompakt gestaltet werden, sodass die Abmessungen des ursprünglichen CVTs eingehalten werden und die Verwendung in kleineren Fahrzeugen möglich ist?

   Die Konzeptfindung und Auslegung soll besonders die geometrischen Randbedingungen berücksichtigen und möglichst nicht mehr Bauraum einnehmen als durch das CVT ohnehin benötigt wird.

3. Welche mechanischen Schwachpunkte/Herausforderungen hat der Antrieb durch die Verwendung von Standardbauteilen?

   Die Untersuchung möglicher Schwachstellen soll durch gezielte Untersuchungen kritischer Fahrszenarien erfolgen. Auftretende Schäden sollen intensiv analysiert und anschließend geeignete Lösungsansätze erarbeitet werden.

4. Unter welchen Rahmenbedingungen kann der Antrieb ohne Einschränkungen als vollständiger Ersatz für ein CVT eingesetzt werden?

   Dazu werden alle mit dem Prototypenfahrzeug gewonnenen Erkenntnisse abschließend zusammengefasst und kritisch bewertet.

2 Grundlagen des ePGS

2.1 Mechanischer Aufbau des ePGS

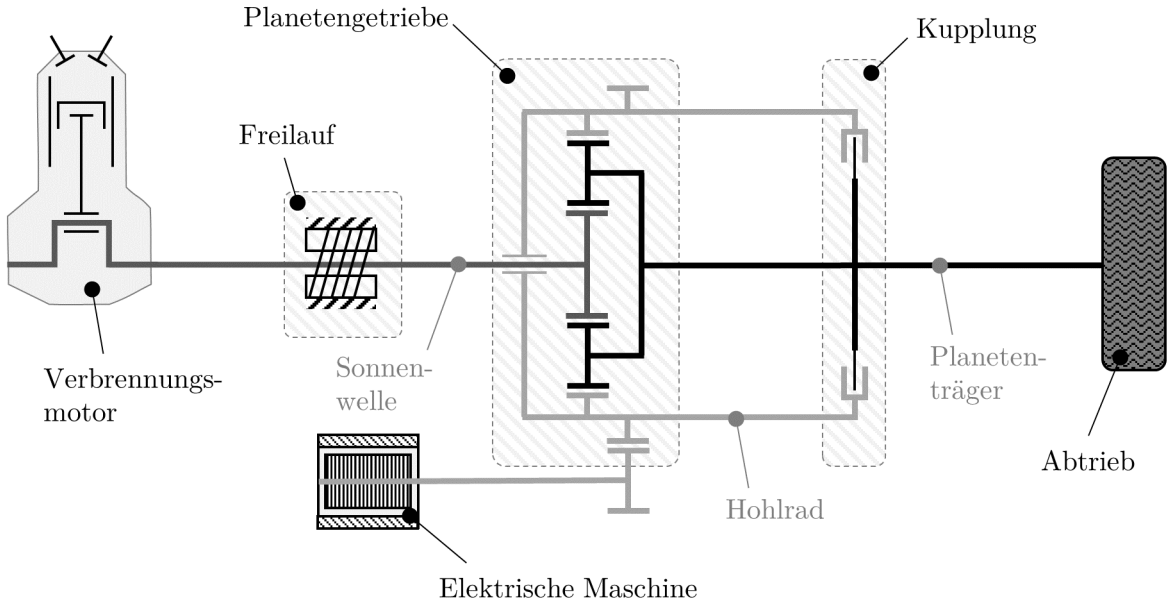


Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau des ePGS mit Beschriftung der Kernkomponenten des Antriebs. Vgl. [13]

Der mechanische Aufbau des ePGS-Hybridgetriebes ist grundlegend dem Konzept von Glonner et al. [29] nachempfunden, jedoch ohne nachgelagertes Schaltgetriebe. Allgemein wird mittels eines Planetengetriebes die Kopplung zwischen dem Verbrennungsmotor und der elektrischen Maschine hergestellt, wobei der zentrale Unterschied in dem minimalistischen Ansatz dieses Antriebs liegt. Dazu sind möglichst wenige Komponenten zu einem Gesamtantrieb zusammengefügt, wobei dennoch das Fahrverhalten und der Komfort eines standardmäßigen CVT beibehalten werden sollen. Ähnlich zu dem Konzept von Glonner wird im ePGS-Antrieb nur eine elektrische Maschine eingesetzt, die zur Regelung des Antriebs und als Anfahrelement dient. Diese ist entweder mit dem Sonnenrad oder dem Hohlrad des Planetengetriebes verbunden. Die andere der beiden Wellen wird dann mit dem Verbrennungsmotor gekoppelt. Der Planetenträger des Planetengetriebes (PGS) ist als Abtrieb definiert und wird entweder mit einem nachgeschalteten Verteilergetriebe oder direkt mit der angetriebenen Achse verbunden. Des Weiteren enthält das Getriebe einen

Freilauf, der die Welle des PGS, die mit dem Verbrennungsmotor gekoppelt ist, in rückwärtiger Drehrichtung gegenüber dem Gehäuse sperrt. Das letzte Element des Getriebes stellt eine Kupplung dar, die zwei Wellen des PGS miteinander verbinden kann, wodurch die Relativbewegung der Wellen unterbunden wird. Dies erzeugt einen direkten Durchtrieb von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine auf den Antrieb. In der einfachsten Konfiguration ist das Kupplungselement eine Fliehkraftkupplung, deren Kupplungskörper mit den Fliehkraftelementen auf der Abtriebswelle des PGS angebracht ist. Die Aktuierung erfolgt daher abhängig von der Drehzahl der Abtriebswelle und damit von der Fahrzeuggeschwindigkeit. Durch die Fliehkraftverstellung erfolgt die Umschaltung automatisch, sobald die Kuppelgeschwindigkeit erreicht ist. Abbildung 2.1 zeigt den schematischen Aufbau des Antriebs, wobei im vorliegenden Fall das Sonnenrad mit dem Verbrennungsmotor und das Hohlrad mit der elektrischen Maschine verbunden ist.

Welcher der Energiewandler (VM oder EM) mit der Sonnenwelle oder dem Hohlrad verbunden wird, hängt maßgeblich vom maximalen Drehmoment der Komponenten ab. Grund hierfür ist die Drehmomentcharakteristik des Planetengetriebes im Dreiwellenbetrieb, der insbesondere beim Anfahren des Fahrzeugs verwendet wird. In diesem Betrieb arbeitet das Planetengetriebe als Summiergetriebe, wobei ein Drehmoment an einer Welle des Planetengetriebes die Drehmomente der übrigen Wellen definiert. Außerdem gilt das Drehmomentengleichgewicht (Gleichung 2.1) im PGS [35]. Über die Standübersetzung i_0 folgt zunächst das Verhältnis der Drehmomente zueinander:

$$\sum M_i = M_\mathrm{S} + M_\mathrm{T} + M_\mathrm{H} = 0 \tag{2.1}$$

$$\text{(I)}\ \frac{M_\mathrm{H}}{M_\mathrm{S}} = -i_0 \qquad \text{(II)}\ \frac{M_\mathrm{S}}{M_\mathrm{T}} = \frac{1}{i_0 - 1} \qquad \text{(III)}\ \frac{M_\mathrm{H}}{M_\mathrm{T}} = \frac{i_0}{1 - i_0} \tag{2.2}$$

Gleichung 2.2-I gibt das Verhältnis zwischen dem Moment am Sonnenrad M_S und dem am Hohlrad M_H an. Es gilt bei gegebenem Drehmoment am Sonnenrad $|M_\mathrm{H}| > M_\mathrm{S}$. Entsprechend wird die Komponente, die das höhere Drehmoment erzeugt, vorteilhaft mit dem Hohlrad verbunden. Die maximale Standübersetzung zur Auslegung des Antriebs ergibt sich ebenfalls aus Gleichung 2.2-I, wobei die maximalen Drehmomente der verbundenen Komponenten zugrunde gelegt werden. So wird das Drehmoment beider Energiewandler voll ausgeschöpft und die höchste Zugkraft des Antriebs erreicht. Der Abtrieb wird idealerweise mit der Welle, die das höchste Drehmoment liefert, verbunden. Bei einer Standübersetzung $i_0<0$ ist dies gemäß Gleichung 2.3 der Planetenträger mit dem Moment M_T.

$$M_\mathrm{S} < \overbrace{|M_\mathrm{S} \cdot (-i_0)|}^{M_\mathrm{H}} < \overbrace{|M_\mathrm{S} \cdot (i_0 - 1)|}^{M_\mathrm{T}} \tag{2.3}$$

Aufschluss über die Kinematik des Planetengetriebes gibt die Willis-Gleichung 2.4. Sie beschreibt die Beziehung zwischen den Drehzahlen der verschiedenen Wellen eines Planetengetriebes und ermöglicht es, die Bewegungsübertragungen innerhalb des Getriebes zu analysieren. Die allgemeine Form der Willis-Gleichung lautet:

$$n_S - i_0 \cdot n_H - (1 - i_0) \cdot n_T = 0 \tag{2.4}$$

Dabei sind n_S, n_T und n_H die Drehzahlen des Sonnenrades, des Planetenträgers und des Hohlrades. Das Übertragungsverhalten ist ebenfalls über die Standübersetzung i_0 definiert. Die Anwendung der Willis-Gleichung setzt voraus, dass die Drehzahlen in derselben Drehrichtung angenommen werden.

2.2 Betriebsbereiche

Aus dem mechanischen Aufbau ergeben sich im Allgemeinen drei Betriebsmodi: der hybride Modus mit geöffneter Kupplung, der hybride Modus mit geschlossener Kupplung und der rein elektrische Fahrmodus. Diese werden im Folgenden detailliert beschrieben.

2.2.1 Hybrid Modus mit offener Kupplung (VRM)

Der hybride Betrieb mit offener Kupplung stellt den komplexesten Modus des Antriebs dar. In diesem werden sowohl der Verbrennungsmotor als auch die elektrische Maschine für den Vortrieb des Fahrzeugs benötigt, wobei Freilauf und Kupplung freigängig sind. Das Planetengetriebe befindet sich im Dreiwellenbetrieb und erlaubt grundsätzlich die stufenlose Regelung des Übersetzungsverhältnisses zwischen Verbrennungsmotor und Abtriebswelle des Getriebes. Dieser Betriebsmodus wird im Folgenden als „variable ratio mode“ (kurz: VRM) bezeichnet. Durch das stufenlose Übersetzungsverhältnis ist, genau wie im CVT, kein zusätzliches Anfahrelement notwendig. Im stationären Zustand bestimmt gemäß Gleichung 2.2 ein Drehmoment an einer Welle des PGS alle anderen Drehmomente an den verbleibenden Wellen. Die drehmomentbestimmende Komponente ist in diesem Modus der Verbrennungsmotor. Die elektrische Maschine muss das äquivalente Moment gemäß Gleichung 2.2-I einstellen, um das Drehmomentgleichgewicht (Gleichung 2.1) herzustellen und entsprechend Abtriebsdrehmoment am Planetenträger zu erzeugen.
Weiter gilt nach der Willis-Gleichung (Gleichung 2.4), dass zwei Drehzahlen an den PGS-Wellen die dritte definieren. Während das Drehmoment am Planetenträger über die Längsdynamik des Fahrzeugs zu einer Geschwindigkeit und damit einer Drehzahl am Rad beziehungsweise am Planetenträger führt, sind die übrigen Drehzahlen zunächst variabel. Es besteht folglich ein Freiheitsgrad in der Drehzahl der elektrischen Maschine und des Verbrennungsmotors. Dieser Freiheitsgrad erlaubt, die Verbrennungsmotordrehzahl bei konstantem Drehmoment über eine Drehzahlregelung der elektrischen Maschine so zu verschieben, dass der Betriebspunkt in einem verbrauchsoptimierten Bereich liegt. Diese Art der Regelung und Verbrauchsreduktion ist bereits mit einfachsten Lastregelungssystemen am Verbrennungsmotor, ohne direkten Zugriff auf die Laststeuerung möglich. Der Motor wird dabei beispielsweise über eine Drosselklappensteuerung wie im originalen CVT-Antriebsstrang mit seiner Motorsteuerung betrieben, während das ePGS als eigenständiges System rein über die Regelung der elektrischen Maschine die Antriebssteuerung und Hybridfunktionalität bereitstellt.

Die beschriebene Art der Regelung unterliegt bauteilbedingten Grenzen, von denen insbesondere die Volllastkennlinien der Drehmomentwandler zu berücksichtigen sind. Stehen beispielsweise Fahrzeug und daher auch Abtrieb still (Abbildung 2.2 - t0) und soll mit maximalem Moment des Verbrennungsmotors beschleunigt werden, so muss die elektrische Maschine zunächst in negativer Richtung drehen, damit der Verbrennungsmotor die Drehzahl erreichen kann, bei der das maximale Moment geliefert wird. Anschließend muss Drehmoment an der elektrischen Maschine abgestützt werden, um das Momentengleichgewicht herzustellen (t1) und Drehmoment auf den Planetenträger zu übertragen. Durch die negative Drehzahl und das positive Drehmoment der EM wird diese zu diesem Zeitpunkt als Generator betrieben. Übersteigt die Drehzahl der EM die Eckdrehzahl, muss diese im Feldschwächebereich betrieben werden, wodurch das maximal abstützbare Drehmoment verringert ist. Erzeugt der VM in dem Fall mehr Drehmoment, als es von der EM abgestützt werden kann, beschleunigt die Kurbelwelle, ohne mehr Vortrieb zu erzeugen. Dies kann wiederum entweder durch die Lastregelung des Verbrennungsmotors oder durch die Drehzahlregelung der elektrischen Maschine unterbunden werden. Das erzeugte Drehmoment des Verbrennungsmotors kann dazu indirekt durch die EM beeinflusst werden, indem die Charakteristik des Verbrennungsmotors ausgenutzt wird. Durch die Abhängigkeit des Drehmoments von der Drehzahl kann die elektrische Maschine den Betriebspunkt des Verbrennungsmotors bei einer Drehzahl halten, bei der die EM gerade noch das erforderliche Drehmoment abstützen kann (t1,opt).

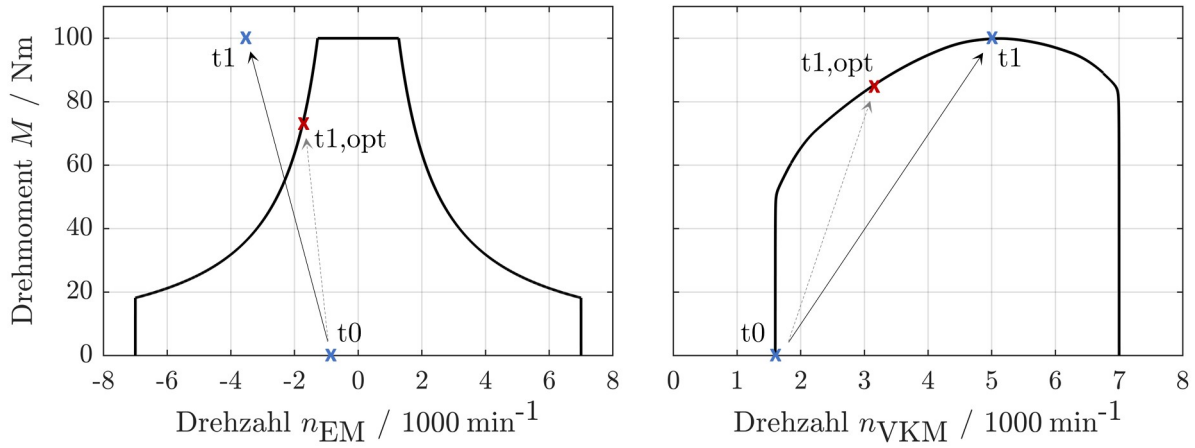


Abbildung 2.2: Drehzahlregelung des ePGS im VRM.

Weitere systemische Einschränkungen ergeben sich hinsichtlich der Möglichkeit zur Rekuperation von Bremsenergie. Soll der Planetenträger gebremst werden, muss sowohl an der elektrischen Maschine als auch am Verbrennungsmotor ein negatives Drehmoment eingestellt werden. Dabei ist das negative Drehmoment des VM auf das Schleppmoment beschränkt und legt somit das maximal an der EM rekuperierbare Moment fest. Ein höheres generatorisches Moment würde den Verbrennungsmotor folglich beschleunigen.

2.2.2 Hybrid Modus mit geschlossener Kupplung (PDM)

Erreicht das Fahrzeug eine Geschwindigkeit, bei der die Drehzahl am Abtrieb des ePGS höher als die minimale Betriebsdrehzahl des Verbrennungsmotors ist, kann die Kupplung geschlossen und so das Planetengetriebe verblockt werden. Es findet folglich keine Drehzahlwandlung mehr statt, sondern ein direkter Durchtrieb von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine auf die Abtriebswelle des ePGS. Aufgrund des parallelen Betriebs der Komponenten wird dieser Modus als „parallel drive mode“ (kurz: PDM) bezeichnet. Dieser Zustand erlaubt die für einen Parallel-Hybrid üblichen Funktionen wie Drehmomentunterstützung während der Beschleunigung, Lastpunktverschiebung zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs und Rekuperation von Bremsenergie [36, 37]. Der Übergang vom VRM zum PDM wird allgemein durch Aktuierung der Kupplung initiiert. Dabei besteht ein Zielkonflikt zwischen der Dauer des Einkuppelvorgangs und dem Fahrkomfort. Je schneller der Einkuppelvorgang durchgeführt wird, desto stärker äußert sich der Ruck in der Beschleunigung und im Fahrkomfort. Je langsamer hingegen, desto länger schlupft die Kupplung und Antriebsleistung wird über Reibung in Wärme umgewandelt. Abhilfe schafft die Möglichkeit, die Drehzahl des Verbrennungsmotors im VRM über die Regelung der elektrischen Maschine zu verschieben. In gewissen Grenzen können so die Wellen des PGS synchronisiert werden und Kupplungsschlupf kann verhindert werden. So werden der Wärmeeintrag, die Verlustleistung und der Verschleiß signifikant reduziert.

In der einfachsten Konfiguration des Antriebs ist die Kupplung eine passiv aktuierte Fliehkraftkupplung. Der Kupplungskörper mit den Fliehgewichten und den Reibbelägen ist dabei auf dem Planetenträger positioniert. Da dieser proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit rotiert, erfolgt die Umschaltung zwischen VRM und PDM bei einer durch die Auslegung vordefinierten Geschwindigkeit, die durch Auswahl der Federn und Gewichte eingestellt werden kann. Erfahrungsgemäß sieht die Auslegung dabei vor, dass die Umschaltung zu einer Geschwindigkeit erfolgt, bei der die elektrische Maschine gerade noch eine negative Drehzahl hat, also noch elektrische Energie in die Batterie geladen werden kann. So wird sichergestellt, dass auch bei entladener Batterie der gesamte Geschwindigkeitsbereich fahrbar ist.

Die Momentencharakteristik der Fliehkraftkupplung ist typischerweise durch zwei Drehzahlen beschrieben. Die Einschaltdrehzahl gibt an, bei welcher Geschwindigkeit die Kupplung gerade beginnt, Drehmoment zu übertragen. Ab dort steigt das übertragbare Drehmoment mit der Drehzahl quadratisch an. Die Betriebsdrehzahl ist erreicht, wenn das für den Betrieb geforderte Drehmoment übertragen wird. Oberhalb dieser Drehzahl tritt kein Schlupfen der Kupplung auf [38–40]. Das beschriebene, drehzahlabhängige Verhalten des Drehmoments kann wiederum durch die Auswahl der Federn und Gewichte steiler oder flacher ansteigend eingestellt werden.

Grundsätzlich bietet die Verwendung einer Fliehkraftkupplung den Vorteil der geringen Komplexität und des fehlertoleranten Einkuppelns, da die Kupplung rein passiv eingeschaltet wird. So wird der Kupplungsvorgang allein über die Geschwindigkeit initiiert, wobei lediglich die Regelung der elektrischen Maschine reagieren muss. Die fest definierte, drehzahlabhängige Drehmomentkapazität der Kupplung stellt jedoch insofern eine Herausforderung dar, als das zum Sperren des

PGS notwendige Drehmoment von den am PGS wirkenden Drehmomenten abhängig ist. Je nach Fahrzustand kann die Fliehkraftkupplung das zum Verblocken notwendige Drehmoment so früher oder später bereitstellen.
Um das undefinierte Schließverhalten der Fliehkraftkupplung zu verhindern und Schlupf zu vermeiden, bietet sich alternativ die Nutzung einer aktiv geschalteten Kupplung an. Diese ermöglicht es, den Schaltvorgang je nach Fahrsituation einzuleiten. So kann der VRM-Betrieb weiter gestreckt werden, um beispielsweise höhere Radmomente zu erreichen als im PDM. Dieser Freiheitsgrad steigert einerseits die Fahrbarkeit des Antriebs, andererseits aber auch die Komplexität. Außerdem ist eine geschaltete Kupplung hinsichtlich der Kosten der Fliehkraftkupplung unterlegen. Es gilt also sorgfältig abzuwägen, ob die gesteigerte Funktionalität die Mehrkosten rechtfertigt.

2.2.3 Rein elektrischer Fahrmodus (EDM)

Der dritte und letzte Modus ist der rein elektrische Fahrmodus (engl.: electric drive mode - kurz: EDM). Er stellt den technisch einfachsten Fahrmodus dar, da ausschließlich die elektrische Maschine zum Antrieb genutzt wird. Dies erfordert, dass das Planetengetriebe als Zweiwellengetriebe betrieben wird, wobei die Sonnenwelle blockiert ist. Dies wird durch einen Freilauf auf der Sonnenwelle erreicht, der diese gegen das Getriebegehäuse sperren kann. Das Antriebsmoment am Hohlrad führt am Sonnenrad zu einem Drehmoment in rückwärtiger Drehrichtung des Verbrennungsmotors, das über den Freilauf gegen das Gehäuse abgestützt wird. Folglich wird die Drehung unterbunden und aus dem Momentengleichgewicht (Gleichung 2.1) folgt das über den Planetenträger am Rad absetzbare Drehmoment.
Die Verwendung des Freilaufs als Sperrelement der Sonnenwelle im elektrischen Modus bietet den Vorteil einer besonders geringen Komplexität und mechanischen Sicherheit. Entsprechend ist die Integration des Freilaufs sehr kostengünstig möglich. Nachteile dieser Lösung ergeben sich allerdings hinsichtlich des Rekuperationsvermögens, ähnlich zum VRM. Dieses ist im EDM auf das Losbrechmoment des Verbrennungsmotors beschränkt. Würde es überschritten, würde der Verbrennungsmotor beschleunigt und unter Umständen gestartet werden. Da der elektrische Fahrmodus ohnehin nur bei geringen Geschwindigkeiten unterhalb der Einkuppelgeschwindigkeit möglich ist, bleibt zu klären, ob das begrenzte Rekuperationsvermögen den Betrieb negativ beeinflusst, oder ob die mit dem verfügbaren Rekuperationsmoment erreichte Bremskraft des Fahrzeugs bereits ausreichend ist.
Der Übergang vom rein elektrischen Fahrmodus in den hybriden PDM erfolgt durch Schließen der Kupplung, was zum automatischen Start des Verbrennungsmotors führt. Hier ist besonders die Fliehkraftkupplung vorteilhaft, da die drehzahlabhängige Momentencharakteristik einen schleifenden und damit sanften Start des Verbrennungsmotors erlaubt. Andererseits ermöglicht die aktiv geschaltete Kupplung auch bei hohen Fahrgeschwindigkeiten mit niedrigem Leistungsbedarf rein elektrisches Fahren. Dies erweitert das Potenzial, Kraftstoff einzusparen.

Beschreibung Betriebskennfeld

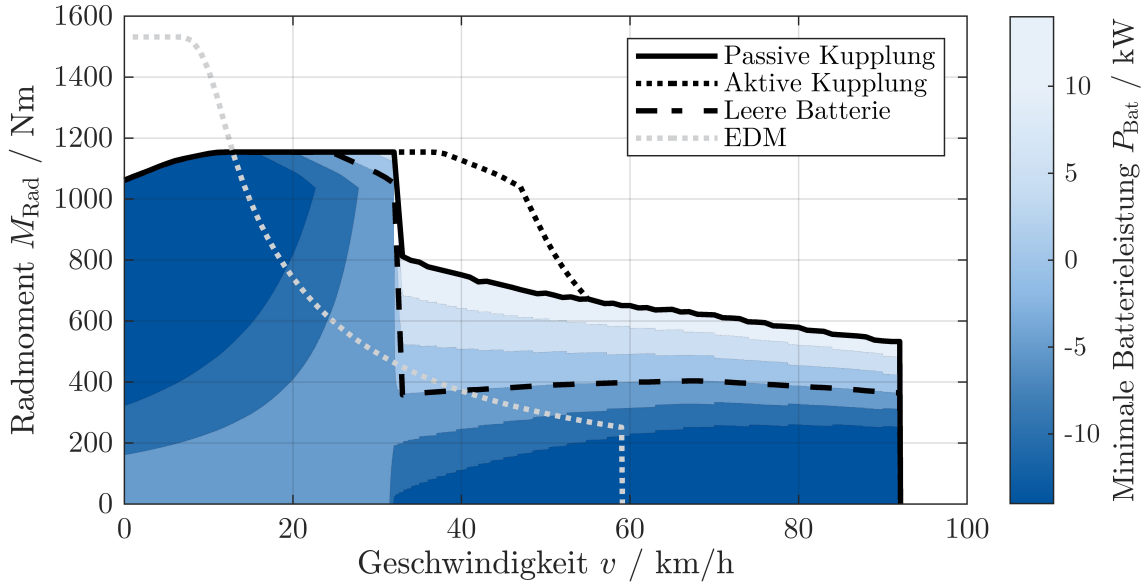


Abbildung 2.3: Betriebskennfeld des ePGS mit minimaler Batterieleistung und maximalen Radmomenten in unterschiedlichen Fahrmodi.

Abbildung 2.3 zeigt allgemein das Betriebskennfeld des ePGS-Antriebs, in dem die minimale Batterieleistung in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Radmomentes aufgetragen ist. Darüber hinaus sind die Volllastlinien in unterschiedlichen Betriebsmodi dargestellt, die im Folgenden näher beschrieben werden. Der VRM Betrieb erstreckt sich im dargestellten Beispiel für die passive Kupplung von $v \approx 0 - 34\,\mathrm{km/h}$. In diesem Bereich kann die elektrische Maschine generatorisch betrieben und so die Batterie geladen werden, ersichtlich durch die negative Batterieleistung. Der Übergang zum PDM zeichnet sich durch einen signifikanten Abfall des Radmomentes aus. Dieser ist besonders groß, wenn die elektrische Maschine nicht in der Lage ist, eine ausreichende Drehmomentunterstützung zu leisten (Abbildung 2.3 - Leere Batterie). Gründe dafür können thermisches Derating der elektrischen Maschine oder der Batterie, sowie ein zu geringer Ladestand der Batterie sein. In diesem Fall ist das maximale Radmoment (Abbildung 2.3 - Leere Batterie) durch die Volllastkennlinie des Verbrennungsmotors definiert. Durch den Einsatz einer geschalteten Kupplung kann der VRM im dargestellten Beispiel bis zu einer Geschwindigkeit von $v \approx 55\,\mathrm{km/h}$ erweitert werden. Damit kann der Drehmomenteinbruch bei $v \approx 32\,\mathrm{km/h}$ vermieden und die Radleistung weiter gesteigert werden. So ergibt sich zusätzliches Potenzial, kritische Betriebspunkte wie den konstanten Betrieb im Kupplungspunkt mit schlupfender Fliehkraftkupplung zu vermeiden. Der rein elektrische Fahrmodus EDM zeichnet sich in diesem Beispiel durch ein hohes Radmoment bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten aus. Dieses resultiert insbesondere aus dem maximalen Drehmoment der elektrischen Maschine, das in dieser Auslegung rund 30 % über dem für den Hybridbetrieb notwendigen Drehmoment liegt. Die Höchstgeschwindigkeit des

EDM wird mit einer aktiven Kupplung bei maximaler Drehzahl der elektrischen Maschine erreicht.

Vorteile des ePGS gegenüber dem CVT ergeben sich sowohl aus der Hybridisierung als auch der Mechanik selbst. Durch die Integration des Hybridsystems ergeben sich gegenüber dem konventionellen CVT neue Funktionalitäten, die erhebliche Potenziale für die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und die Steigerung der Radleistung bieten. Ersteres wird insbesondere durch Maßnahmen wie rein elektrisches Fahren und Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors in Bereiche mit minimalem spezifischen Kraftstoffverbrauch erreicht. Die Steigerung der Radleistung wird durch die zusätzlich installierte Leistung der elektrischen Maschine und die Verminderung der Übertragungsverluste ermöglicht. Letztere werden durch die formschlüssige Kraftübertragung mittels Zahnrädern im Planetengetriebe erreicht, während im konventionellen CVT die Kraftübertragung mittels Reibung stattfindet. Die so gesteigerte mechanische Effizienz reduziert ebenfalls den Kraftstoffverbrauch des Antriebs.

3 Konzeptentwicklung

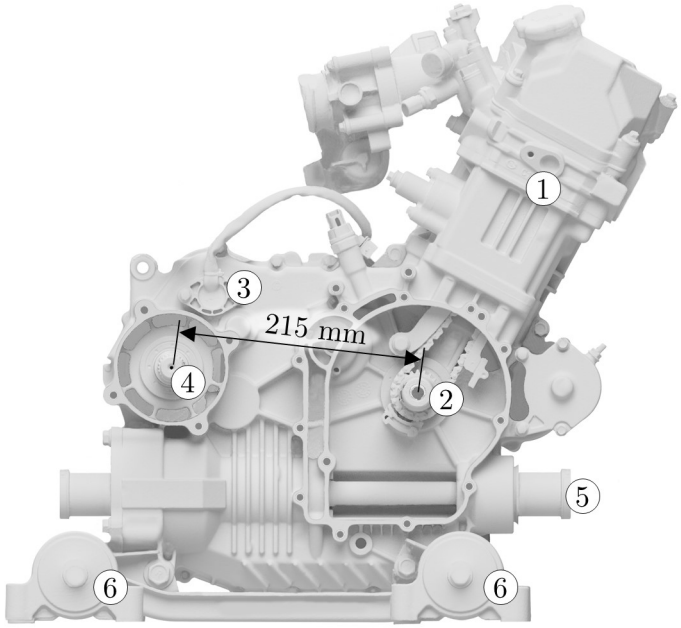
Einleitung

Ob vierrädrige All-Terrain-Vehicles mit hinter- oder nebeneinander sitzenden Passagieren, Schneemobile, Rasenmähertraktoren oder Motorroller, CVT-Antriebe werden in Fahrzeugen unterschiedlicher Größen und in den verschiedensten Nutzungsgebieten eingesetzt. Um den spezifischen Anforderungen gerecht zu werden, ist eine auf den Einsatzzweck fokussierte Auslegung des ePGS-Antriebskonzepts erforderlich.
In diesem Kapitel wird eine Methodik vorgestellt und angewendet, um ausgehend von der Grundidee des ePGS ein geeignetes Konzept für die Realisierung des Antriebs in einem definierten Fahrzeug zu erarbeiten. Dazu wird über einen morphologischen Kasten ein breites Feld an allgemeinen Konzepten aufgespannt, deren Anzahl anschließend durch vertiefende Überlegungen und eine Nutzwertanalyse mit gewichteten Bewertungskriterien reduziert wird. Diese Methodik erlaubt es, die spezifischen Merkmale der unterschiedlichen Ansätze zu evaluieren und den optimalen Ansatz für den individuellen Anwendungsfall zu ermitteln. Die Inhalte dieses Kapitels wurden teilweise in der Publikation Jakoby et al. [41] veröffentlicht, die im Rahmen dieser Dissertation entstanden ist.

Gegebenheiten

Da das ePGS-Hybridgetriebe marktübliche Stufenlosgetriebe ersetzen soll, sind einige grundlegende Gegebenheiten aus den konventionellen Antrieben für eine erfolgreiche Integration zu berücksichtigen. Dabei ist ein besonders typisches, konstruktives Merkmal von CVT-Getrieben der bauartbedingte Achsversatz zwischen der Eingangs- und Ausgangswelle [42]. Während in Motorrollern dieser Achsversatz direkt genutzt wird, um das Hinterrad entlang der Schwinge mit dem Verbrennungsmotor zu koppeln, wird in größeren Fahrzeugen die Ausgangswelle des CVT üblicherweise mit einem Verteilergetriebe gekoppelt. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Entwicklung eines Hybridgetriebes für ein Side-by-Side-Fahrzeug mit der Bezeichnung CFMoto UForce 600 thematisiert, dessen Allrad-Antriebsstrang, bestehend aus einem 600 cm^3 Verbrennungsmotor, einem Verteilergetriebe, den Achsdifferentialen und einem CVT-Getriebe, ebenfalls in anderen Derivaten des Herstellers zu finden ist.
In Abbildung 3.1 ist ein Modell des kombinierten Verbrennungsmotors mit Verteilergetriebe (VG) dargestellt. Die Verwendung eines gemeinsamen Gehäuses für VM und VG bedingt einen nicht veränderlichen Achsabstand von 215 mm zwischen der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors und der Eingangswelle des Verteilergetriebes. Dieser ist in der Konzeptentwicklung zu berücksichtigen

und kann Einschränkungen für die Konzeptauswahl bedeuten.



(1) Verbrennungsmotor
(2) Kurbelwelle
(3) Verteilergetriebe (VG)
(4) Eingangswelle (VG)
(5) Ausgangswelle (VG)
(6) Motorlager

Abbildung 3.1: Beschriftetes Modell des Originalantriebs mit Verbrennungsmotor und Verteilergetriebe.

3.1 Herleitung allgemeiner Lösungsansätze

Die Konzeptfindung mechanischer Lösungen basiert auf systematischen Methoden, die Struktur und Zielorientierung fördern. Wichtige Ansätze sind der Top-Down- und Bottom-Up-Ansatz: Ersterer zerlegt ein System von der Gesamtstruktur in Teillösungen, während letzterer aus Einzelkomponenten ein Gesamtsystem aufbaut. Das Trichterprinzip ermöglicht eine schrittweise Eingrenzung vieler Ideen auf die besten Optionen und kann durch Variantenbildung ergänzt werden, um Lösungsansätze zu vergleichen. Die Funktionsorientierung hilft, Probleme in Grundfunktionen zu zerlegen und einen flexiblen Lösungsraum zu schaffen. Iteratives Vorgehen und Modularisierung fördern Effizienz und Anpassungsfähigkeit. Dabei sind Zielorientierung, Kosten-Nutzen-Optimierung und das Streben nach Einfachheit essenziell. Ergänzend schaffen Abstraktion und Visualisierung Klarheit und fördern die Übertragbarkeit von Lösungen. Diese Methoden bieten eine solide Basis, um systematisch innovative Konzepte zu entwickeln. [43]

Die Konzeptentwicklung für das mechanische Konzept des ePGS-Antriebs wird nach dem Trichterprinzip durchgeführt, wobei zunächst ein breites Feld von technischen Lösungen erarbeitet wird, welches dann durch hinzukommende Anforderungen schrittweise konkretisiert wird [44].
Zur Ermittlung allgemeiner, technischer Lösungen wird das Prinzip des Morphologischen Kastens verwendet. Dieser bietet eine systematische Methode, die es ermöglicht, neue Lösungsansätze

oder Konzepte zu generieren, indem verschiedene Parameter und deren Ausprägungen miteinander kombiniert werden [45]. Dabei werden die relevanten Merkmale oder Eigenschaften des zu lösenden Problems in Form von Parametern definiert, während die verschiedenen Ausgestaltungsmöglichkeiten der Merkmale als Ausprägungen betrachtet werden. Durch die systematische Variation dieser Parameter können zahlreiche Varianten geeigneter Konzepte entwickelt werden.

Für die Identifikation mechanischer Konzepte des ePGS-Antriebs werden die Verbindungen der Kernkomponenten - Verbrennungsmotor, Planetengetriebe und Verteilergetriebe - die Position des Freilaufs sowie der Fliehkraftkupplung, das Kühlverfahren der elektrischen Maschine und das Schmiermittel des Planetengetriebes als Parameter festgelegt. Die Ausprägungen ergeben sich aus den technischen Möglichkeiten, die genannten Parameter zu implementieren. Tabelle 3.1 zeigt den resultierenden Morphologischen Kasten. Die Kombination aller Ausprägungen jedes Parameters des Kastens führt zu 972 Konzept-Varianten des ePGS-Antriebs, die nachfolgend sukzessive durch Einführung fundierter Annahmen und Anforderungen reduziert werden.

Variantenreduktion durch Vorüberlegungen

Um die Anzahl der Varianten auf ein geeignetes Maß für detaillierte Analysen zu reduzieren, werden durch Vorüberlegungen einige Ausprägungen aus dem Morphologischen Kasten ausgeschlossen. Hinsichtlich der Position der Fliehkraftkupplung kann über die Betrachtung des Wartungsaufwandes bereits eine signifikante Vereinfachung des Morphologischen Kastens erreicht werden. Verglichen mit den anderen Komponenten wird die Fliehkraftkupplung voraussichtlich den größten Verschleiß erfahren und damit gegebenenfalls entsprechender Wartung bedürfen. Aus diesem Grund sollte sie so positioniert sein, dass sie für Wartungsarbeiten leicht zugänglich ist. Es empfiehlt sich daher, die Fliehkraftkupplung an der äußerlich einfach erreichbaren Seite des Gesamtantriebs zu platzieren und nicht zwischen Planetengetriebe und Verbrennungsmotor.
Weiteres Reduktionspotenzial ergibt sich aus der kritischen Betrachtung der Verbindungselemente der Hauptkomponenten. Die Auslegung von Zugmitteln kann zusätzliche Herausforderungen mit sich bringen, insbesondere wenn sie für die bidirektionale oder pulsierende Lastübertragung konzipiert sind. In diesen Fällen ist es erforderlich, Spannvorrichtungen zu integrieren, die eine Richtungsumkehr der Last ermöglichen und/oder dämpfende Eigenschaften aufweisen, um Schwingungen zu reduzieren. Während eine solche Konfiguration am Abtrieb akzeptabel ist, da durch einen einseitig arbeitenden Spannmechanismus lediglich das bei der Rekuperation und beim Motorstart wirkende Drehmoment begrenzt würde, erfordert die Verbindung zwischen Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine zum Planetensatz eine höhere Steifigkeit als Zugmittel sie liefern können. Die Verbindung erfordert einerseits die bidirektionale Drehmomentübertragung an der elektrischen Maschine und andererseits die schadenfreie Übertragung des teilweise stark pulsierenden Drehmoments des Verbrennungsmotors. In diesem Kontext wird die Verwendung von Zugmitteln daher als weniger geeignet angesehen.
Durch genaue Evaluation der Freilaufposition lassen sich weitere Vereinfachungen für den Mor-

phologischen Kasten identifizieren. So bietet die Positionierung an der Aggregatseite der Kurbelwelle zwar Vorteile hinsichtlich der Zugänglichkeit des Freilaufs, jedoch muss im EDM das Drehmoment der elektrischen Maschine über die Kurbelwelle auf den Freilauf übertragen werden. Auftretende Torsionskräfte, insbesondere auf der Aggregatseite der Kurbelwelle, müssen dabei berücksichtigt werden. Da die üblicherweise wirkenden Kräfte geringer abgeschätzt werden und bei Überbelastung die Gefahr von Schäden besteht, wird diese Option in den weiteren Überlegungen vernachlässigt. Weiter wird die Positionierung des Freilaufs auf der Abtriebsseite der Kurbelwelle, zwischen Planetengetriebe und Verbrennungsmotor, bevorzugt, da eine Integration auf der äußeren Seite des Planetengetriebes aufwändigere Strukturen zur Abstützung des Drehmomentes erfordern würde. Mittels dieser ersten Überlegungen kann der Morphologische Kasten bereits deutlich verkleinert werden (Tabelle 3.1 - vernachlässigte Parameter in Grau) und so die Anzahl betrachteter Optionen auf 72 Varianten reduziert werden.

Tabelle 3.1: Morphologischer Kasten der Konzeptentwicklung mit allen Parametern und deren Ausprägungen. In Grau die Ausprägungen, die im Rahmen der Variantenreduktion vernachlässigt werden.

Parameter	**Ausprägung**		
Anbindung PGS-Abtrieb	Direkt	Zahnrad	Zugmittel
Anbindung VM-PGS	Direkt	Zahnrad	Zugmittel
Anbindung EM-PGS	Direkt	Zahnrad	Zugmittel
Position Freilauf	KW-Aggregatseite	KW-Abtriebsseite	PGS Lagerseite
Position Fliehkraftkupplung	VM-Seite	PGS Lagerseite	
Kühlung EM	Luft	Wasser	Öl
Schmierung PGS	Fett	Öl	

Ausschluss ungünstiger Kombinationen

Um die Anzahl der möglichen Varianten weiter zu minimieren, bietet es sich nun an die Plausibilität und Umsetzbarkeit gewisser Kombinationen von Ausprägungen zu prüfen. Aus der gegebenen Anwendung wird deutlich, dass durch den Achsversatz zwischen der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors und der Eingangswelle des Verteilergetriebes die direkte Anbindung aller Antriebskomponenten an das Planetengetriebe, sowie die direkte Anbindung von Verbrennungsmotor und Verteilergetriebe an das Planetengetriebe nicht realisierbar ist. Dementsprechend können diese Varianten vernachlässigt werden.

Die Kombination einer mit Öl gekühlten elektrischen Maschine und eines mit Fett geschmierten Planetengetriebes ist ebenfalls nur in Ausnahmefällen sinnvoll. Stand der Technik bei Hybridgetrieben im Automobilbereich ist die Ölkühlung der elektrischen Maschine mit Getriebeöl, das gleichzeitig die Schmierung des Getriebes gewährleistet. [46–49]

Während die Umsetzung einer Fettschmierung bei abgeschlossenen Planetengetrieben in industri-

ellen Anwendungen üblich ist, wird gerade in der Automobilindustrie für die Schmierung und insbesondere die Kühlung von schnell laufenden Getrieben Öl als Medium eingesetzt [50–52]. Daher ist es im Rahmen der Konzeptfindung akzeptabel, eine Fettschmierung für das Planetengetriebe (PGS) zu berücksichtigen, sofern es als geschlossenes System betrachtet wird und in Verbindung mit Zugmitteln wie einem Zahnriemen eingesetzt wird. Bei Verwendung von Stirnradgetrieben zur Verbindung einzelner Komponenten hingegen ist aufgrund ihrer besseren Kühlungseigenschaften, höheren Relativgeschwindigkeiten und des geringeren Wartungsaufwands eine Ölschmierung des Getriebes vorzuziehen [53].
Des Weiteren sind Konzepte zu vernachlässigen, die sowohl Zugmittel als auch Zahnräder zur Kopplung der Komponenten vorsehen, da im dargestellten Beispiel ein vergleichsweise geringer Achsversatz zu überwinden ist.
Als herausfordernd wird die Kühlung der elektrischen Maschine mit Luft angesehen. Durch die kompakte Bauweise des Getriebes und die Nähe zum heißen Verbrennungsmotor ist die Luftzufuhr von kühler Frischluft nur durch aufwändige Luftführungen realisierbar und garantiert auch dann nicht, dass in allen Situationen ausreichend Kühlleistung verfügbar ist. Bei den Ansätzen, in denen die elektrische Maschine über eine Verzahnung an das Planetengetriebe angebunden ist, ist die Umsetzung einer solchen Kühlung durch die räumliche Trennung von elektrischer Maschine, Getriebe und Verbrennungsmotor grundsätzlich umsetzbar.

Einteilung der verbleibenden Konzepte

Mit der vorangegangenen Variantenreduktion ergeben sich 18 relevante Konzepte, aufgeführt in Tabelle 3.2. Mit Fokus auf die Arten der mechanischen Anbindungen können diese 18 Konzepte in sieben geometrische Grundkonzepte - gekennzeichnet durch die Benennung - unterteilt werden, die erste Aufschlüsse über die grobe Positionierung der Komponenten geben. Weiterhin können die Konzepte den beiden Typen „integrierter Ansatz“ und „separierter Ansatz“ zugeordnet werden. Als Kriterium für den integrierten Ansatz wird die direkte Anbindung des Planetengetriebes an die elektrische Maschine definiert. Hierzu muss der Rotor der elektrischen Maschine so ausgeführt sein, dass er gleichzeitig eine Welle des Planetengetriebes bildet.
In Tabelle 3.3 sind für die genannten Grundkonzepte erste Vorschläge zur allgemeinen Positionierung der elektrischen Maschine (EM) und des Planetengetriebes (PGS) in Abhängigkeit des Verbrennungsmotors (VM) und des Verteilergetriebes (VG) dargestellt. Zusätzliche Stirnradstufen oder Riementriebe sind in dunkelgrau angedeutet. Entsprechend der Darstellung wird im ZDD Konzept, bei dem eine direkte Anbindung der elektrischen Maschine und des Verbrennungsmotors an das PGS erfolgt, das Planetengetriebe und die elektrische Maschine koaxial zur Kurbelwelle des Verbrennungsmotors positioniert. Die Verbindung zwischen Planetengetriebe und Verteilergetriebe wird als Stirnradgetriebe umgesetzt. Für das RDD Konzept wird der gleiche Grundaufbau vorgesehen, jedoch erfolgt die mechanische Kopplung von PGS und VG über einen Zugmitteltrieb. Das separierte ZDZ Konzept ist ähnlich zum ZDD aufgebaut, wobei die elektrische Maschine extern und nicht koaxial angeordnet wird. Bei DZD und DZZ ist das Planetengetriebe koaxial zur

Tabelle 3.2: Verbleibende Konzepte für die mechanische Umsetzung mit der Einteilung in zwei Grundtypen - integriert/separiert.

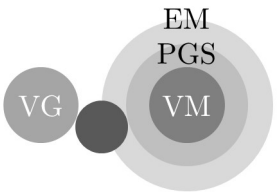
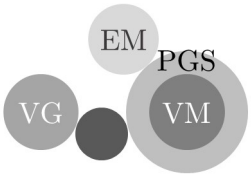
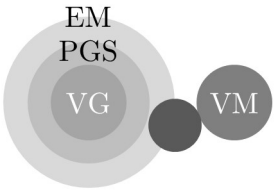
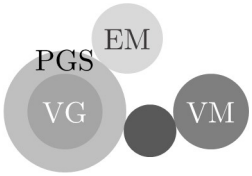
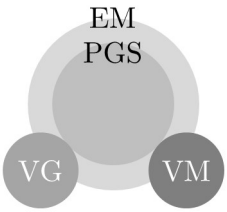
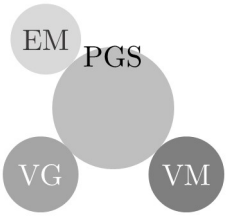
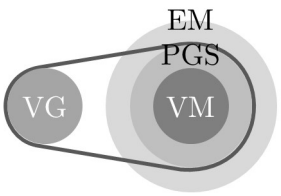
Typ	Benennung	Anbindung PGS-Abtrieb	Anbindung VM-PGS	Anbindung EM-PGS	Kühlung EM	Schmierung PGS
integrierte Konzepte	ZDD - 1	Zahnräder	Direkt	Direkt	Öl	Öl
	ZDD - 2	Zahnräder	Direkt	Direkt	Wasser	Öl
	DZD - 1	Direkt	Zahnräder	Direkt	Öl	Öl
	DZD - 2	Direkt	Zahnräder	Direkt	Wasser	Öl
	ZZD - 1	Zahnräder	Zahnräder	Direkt	Öl	Öl
	ZZD - 2	Zahnräder	Zahnräder	Direkt	Wasser	Öl
	RDD - 1	Zugmittel	Direkt	Direkt	Öl	Öl
	RDD - 2	Zugmittel	Direkt	Direkt	Wasser	Öl
	RDD - 3	Zugmittel	Direkt	Direkt	Wasser	Fett
separierte Konzepte	ZDZ - 1	Zahnräder	Direkt	Zahnräder	Luft	Öl
	ZDZ - 2	Zahnräder	Direkt	Zahnräder	Wasser	Öl
	ZDZ - 3	Zahnräder	Direkt	Zahnräder	Öl	Öl
	DZZ - 1	Direkt	Zahnräder	Zahnräder	Luft	Öl
	DZZ - 2	Direkt	Zahnräder	Zahnräder	Wasser	Öl
	DZZ - 3	Direkt	Zahnräder	Zahnräder	Öl	Öl
	ZZZ - 1	Zahnräder	Zahnräder	Zahnräder	Luft	Öl
	ZZZ - 2	Zahnräder	Zahnräder	Zahnräder	Wasser	Öl
	ZZZ - 3	Zahnräder	Zahnräder	Zahnräder	Öl	Öl

Eingangswelle des Verteilergetriebes positioniert. Für das integrierte DZD Konzept wird die elektrische Maschine koaxial zum Planetengetriebe positioniert. Im separierten DZZ Konzept hingegen wird die EM radial versetzt angebracht und über eine Stirnradstufe mit dem PGS verbunden. Für die Umsetzung der Konzepte ZZD und ZZZ wird das Planetengetriebe auf einer Zwischenwelle gelagert. Die Anbindung von VM und VG an das PGS erfolgt über Stirnradverzahnungen. Bereits diese grobe Darstellung zeigt, dass die integrierten Konzepte grundsätzlich eine kompaktere Bauform ermöglichen als die separierten, dies jedoch nur durch eine EM mit großem Innendurchmesser erreicht wird. Andererseits wird deutlich, dass die freie Positionswahl der elektrischen Maschine im Fall der separierten Konzepte einen Vorteil bieten kann, da Standardbauteile verwendet werden können.

3.2 Konzeptbewertung

Die Reduzierung der potenziellen Konzepte auf eine analysierbare Anzahl mittels der vorangegangenen Überlegungen erleichtert die Bewertung der verbleibenden Optionen durch eine detaillierte Nutzwertanalyse. Dieser Ansatz erfordert zunächst die Definition von Kriterien, denen mittels

Tabelle 3.3: Mechanische Anordnung der Komponenten in den sieben Grundkonzepten, unterteilt nach den zwei Grundtypen - integriert/separiert.

integrierte Konzepte	**separierte Konzepte**
ZDD 	ZDZ 
DZD 	DZZ 
ZZD 	ZZZ 
RDD 	

paarweisem Vergleich Gewichtungsparameter für die Nutzwertanalyse zugeordnet werden. Anschließend werden die Konzepte gemäß der Erfüllung dieser Kriterien bewertet. [54, 55]

3.2.1 Definition zentraler Bewertungskriterien

Beschreibung der Bewertungskriterien

Die zu analysierenden Merkmale des Antriebs können grundsätzlich frei definiert werden. Im Rahmen dieser Arbeit werden sie auf die folgenden Kriterien festgelegt: Bauraum, Gewicht, Entwicklungsaufwand, Produktionskosten, Variabilität und Wartungsaufwand.
Im Hinblick auf den Bauraum ist zu beachten, dass unterschiedliche Fahrzeugtypen spezifische Bauraumanforderungen stellen. Während größere Fahrzeuge wie Side-by-Sides tendenziell mehr

Platz für den Antrieb bieten, ist in kleineren Fahrzeugen wie Schneemobilen oder ATVs weniger Bauraum verfügbar. Um die Anwendbarkeit des gleichen Antriebs in unterschiedlichen Fahrzeugkategorien zu ermöglichen, sollte dieser möglichst kompakt gestaltet sein.
Das Gewicht des Antriebs und das dadurch gegebenenfalls entstehende Mehrgewicht des Fahrzeugs spielen sowohl für die Agilität und das Fahrverhalten als auch für den Kraftstoffverbrauch eine entscheidende Rolle. Gerade die erhöhte Rollreibung und der Beschleunigungswiderstand schlagen sich negativ auf den Kraftstoffverbrauch und damit den CO_2-Ausstoß nieder. Ein geringes Mehrgewicht des Antriebs ist daher anzustreben.
In das Kriterium „Entwicklungsaufwand“ fließen Faktoren wie die Anzahl der benötigten Komponenten, die Komplexität der Entwicklung und die Anzahl von anzupassenden oder zu entwickelnden Spezialteilen ein. Hier ist die klare Abgrenzung der Systeme zueinander besonders herausfordernd, da in vermeintlich einfachen Systemen, die nur aus Standardbauteilen aufgebaut sind, durch die Verwendung eben dieser Teile weitere zu erfüllende Anforderungen hinzukommen können. Andererseits müssen in komplexen und sehr spezialisierten Systemen zwar viele individuell entwickelte Teile eingesetzt werden, die Anzahl der Komponenten kann so allerdings potenziell reduziert und die Anforderungen besser erfüllt werden.
Auch in der Bewertung der Produktionskosten sind einige Aspekte zu berücksichtigen, wie die Anzahl der Komponenten und der Spezialteile, die Materialkosten, die Herstellungskosten, das Fertigungsvolumen und weitere Faktoren. Gerade die Betrachtung der Produktionskosten kann sehr detailliert durchgeführt werden und muss in einen Serienentwicklungsprozess eingebunden werden. Im Rahmen der Vorüberlegungen zu dieser Konzeptfindung mit Fokus auf einen Funktionsdemonstrator werden die Produktionskosten oberflächlicher behandelt. Hierzu wird als Indikation der Bedarf an Spezialteilen herangezogen.
Die Variabilität des Antriebs beschreibt dessen Anpassungsfähigkeit an verschiedene Motor- und Fahrzeugvarianten. Ein Getriebe, das leicht in andere Antriebsstränge integriert werden kann, wird als variabler und somit günstiger angesehen, da die Verwendung von Gleichteilen in mehreren Antriebsvarianten zu höheren Stückzahlen und damit geringeren Produktionskosten führen kann. Maßgeschneiderte Lösungen hingegen, die einen hohen Adaptionsgrad zur Verwendung in anderen Antriebsstrangvarianten aufweisen, werden weniger positiv bewertet.
Der Wartungsaufwand ist ein wesentlicher Faktor für die Kundenakzeptanz. Selbst ein technisch hoch entwickelter Antrieb kann aufgrund hoher Wartungskosten bei den Endnutzern auf Ablehnung stoßen. Daher ist ein geringer Wartungsaufwand, der durch die Zugänglichkeit und Montagefreundlichkeit der Verschleißteile gekennzeichnet ist, grundsätzlich anzustreben.

Ermittlung der Gewichtungsparameter

Die Nutzwertanalyse erfordert im Folgenden die Zuordnung gewichteter Faktoren zu den einzelnen Kriterien, um eine objektivierte und vergleichbare Bewertung der Konzepte zu ermöglichen. Diese Zuweisung wird durch einen paarweisen Vergleich erreicht, dargestellt in Tabelle 3.4. Wenn das Kriterium in der Zeile als wichtiger erachtet wird als das in der Spalte, wird der entsprechenden

Zelle eine Bewertung von 1 zugewiesen. Sind beide Kriterien gleich wichtig, wird die Zelle mit 0 bewertet, während bei geringerer Wichtigkeit des Zeilen-Kriteriums gegenüber dem Spalten-Kriterium eine Bewertung von -1 erfolgt.

Tabelle 3.4: Paarweiser Vergleich von Bewertungskriterien zur Ermittlung der Gewichtungsparameter in einer Nutzwertanalyse.

	Bauraum	**Gewicht**	**Entwicklungs-aufwand**	**Produktions-kosten**	**Variabilität**	**Wartungs-aufwand**	**Summe**	**Normierungs-summand**	**Absolute Gewichtung**	**Normierte Gewichtung**
Bauraum		1	1	-1	0	-1	0	6	6	3
Gewicht	-1		1	-1	0	-1	-2	6	4	2
Entwicklungsaufwand	-1	-1		-1	-1	-1	-5	6	1	1
Produktionskosten	1	1	1		0	1	4	6	10	5
Variabilität	0	0	1	0		1	2	6	8	4
Wartungsaufwand	1	1	1	-1	-1		1	6	7	4

In der Gegenüberstellung des Bauraums mit den anderen Kriterien werden das Gewicht und der Entwicklungsaufwand als weniger wichtig erachtet, da der benötigte Bauraum, als Indiz für die Kompaktheit der Antriebseinheit, maßgebend für die Verwendung in anderen Fahrzeugderivaten ist. Gleiches gilt für die Variabilität, die daher als gleichermaßen wichtig erachtet wird. Um möglichst profitabel zu sein, sind die Produktionskosten ein grundsätzlich zu optimierendes Kriterium. Der Wartungsaufwand steht in direktem Verhältnis zur Kundenzufriedenheit und damit zum Verkaufspotenzial des Produktes [56]. Beide Kriterien werden verglichen zum Bauraum als wichtiger bewertet.

Verglichen mit dem Gewicht wird der Entwicklungsaufwand als weniger wichtig eingeschätzt. Durch einfache konstruktive Maßnahmen, die geringen Mehraufwand in der Entwicklung bedeuten, kann bereits ein enormes Potenzial zur Reduktion des Gewichtes erreicht werden. Dies kann sich wiederum positiv auf Faktoren wie den Kraftstoffverbrauch und das Fahrverhalten auswirken. Während die Variabilität als gleich wichtig betrachtet wird, wird den Produktionskosten und dem Wartungsaufwand ein höherer Stellenwert als dem Gewicht zugeschrieben. Die höheren Produktionskosten befinden sich mit dem Antriebsgewicht in einem Zielkonflikt, da Leichtbau insbesondere durch hochgradig technische und kostenintensive Werkstoffe geprägt ist [57, 58]. Für den Wartungsaufwand spricht in diesem Vergleich das grundlegende Argument der Kundenakzeptanz.

Der Entwicklungsaufwand ist insgesamt weniger bedeutend im paarweisen Vergleich zu den anderen Kriterien, da durch angemessenen Mehraufwand signifikante Verbesserungen hinsichtlich der übrigen Bewertungskriterien erreicht werden können. So ist, bezogen auf die Produktionskosten, eine genaue Analyse und Adaption der zu fertigenden Bauteile zur Etablierung günstigerer Herstellungsverfahren besonders erstrebenswert. Weiterer Aufwand entsteht, wenn der Antrieb für die

Verwendung in verschiedenen Fahrzeugen ausgelegt und damit die Variabilität gesteigert werden soll. Können Bauteile fahrzeugübergreifend eingesetzt werden und die Produktionsstückzahl so gesteigert werden, sinken die Produktionskosten pro Antrieb. Dies kann die Wirtschaftlichkeit positiv beeinflussen.
Als gleichbedeutend erachtet werden Produktionskosten und Variabilität, da sowohl die Möglichkeit zum Einsatz des Antriebs in verschiedenen Fahrzeugen als auch die Produktionskosten selbst zur Wirtschaftlichkeit beitragen. Hingegen wird dem Wartungsaufwand geringere Priorität als den Produktionskosten, aber eine höhere Priorität als der Variabilität zugeschrieben. Begründet wird dies durch die primäre Sicht eines Fahrzeugherstellers, für den die kostengünstige Herstellung an höchster Stelle steht [59].

3.2.2 Nutzwertanalyse

Mit den ermittelten Gewichtungsgrößen erlaubt die Nutzwertanalyse eine Bewertung der unterschiedlichen Konzepte hinsichtlich der Erfüllung der definierten Parameter. Dabei werden die Konzepte mit 0, 1 oder 2 bewertet, je nachdem, in welchem Maß die jeweiligen Kriterien erfüllt werden. Multipliziert mit der Gewichtung der Kriterien ergibt sich der Nutzwert.

Tabelle 3.5: Nutzwertanalyse der ePGS-Konzepte mit Gewichtung der Bewertungskriterien. Bewertung mit 0: negativ, 1: neutral, 2: positiv.

		Bewertungskriterien						**Gewichtung**						
Typ	**Konzept**	**Bauraum**	**Gewicht**	**Entwicklungs-aufwand**	**Produktions-kosten**	**Variabilität**	**Wartungs-aufwand**	3	2	1	5	4	4	**Summe**
integriert	ZDD	2	2	1	1	2	1	6	4	1	5	8	4	28
	DZD	2	1	1	1	2	1	6	2	1	5	8	4	26
	ZZD	2	1	0	1	2	1	6	2	0	5	8	4	25
	RDD	1	0	1	0	2	0	3	1	0	0	8	0	12
separiert	ZDZ	0	1	2	2	0	2	0	2	2	10	0	8	22
	DZZ	0	1	2	2	1	2	0	2	2	10	4	8	26
	ZZZ	1	1	1	2	0	2	3	2	1	10	0	8	24

Tabelle 3.5 zeigt das Ergebnis der Nutzwertanalyse. Im Allgemeinen werden die integrierten Konzepte (ZDD, DZD, ZZD) besser bewertet. Dies ist hauptsächlich auf ihre höhere Variabilität und die verbesserte Bauraumausnutzung zurückzuführen, da diese Konzepte durch die Integration des Planetengetriebes in die elektrische Maschine eine grundsätzlich kompaktere Bauweise aufweisen. In Bezug auf das Gewicht des Antriebs ergeben sich unterschiedliche Einflüsse durch das Grundkonzept. Es ist bekannt, dass eine höhere Drehzahl der elektrischen Maschine bei gleichbleibender

Leistung zu einem geringeren Bedarf an Eisen und Kupfer führt, wodurch diese leichter wird [50]. Davon profitieren die separierten Konzepte, da durch die zusätzliche Übersetzung die Drehzahl der EM gesteigert werden kann und so eine Gewichtsreduktion erreichbar ist. In diesem Zusammenhang scheinen die integrierten Konzepte im Vergleich zu den separierten Konzepten einen potenziellen Nachteil aufzuweisen, da sie keine zusätzliche Übersetzung von der Rotorwelle der elektrischen Maschine auf das Hohlrad des Getriebes haben. Dies bedeutet, dass die maximale Drehzahl durch die des Abtriebs im parallelen Fahrmodus begrenzt ist. Der erforderliche, mechanisch eigenständige Aufbau der EM im separierten Ansatz erfordert allerdings die separate Lagerung des Rotors sowie zusätzliche Strukturen für die Anbindung der Maschine und die Abstützung der wirkenden Kräfte sowie eine zusätzliche Stirnradverzahnung zur Kraftübertragung. Dies bedingt ein zusätzliches Gewicht, sodass davon ausgegangen werden kann, dass die potenzielle Gewichtsreduktion durch Drehzahlsteigerung verringert oder sogar neutralisiert wird. Im Vergleich dazu wird das ZDD-Konzept als geringfügig vorteilhafter eingestuft, da es eine Integration mit minimalem zusätzlichen Komponentenaufwand ermöglicht, während die Drehzahl der elektrischen Maschine der des Verbrennungsmotors entspricht. Das RDD-Konzept wird hinsichtlich des Gewichts negativ bewertet. Grund dafür sind die durch den Zugmitteltrieb erzeugten Radialkräfte, die über aufwändige und massive Strukturen im Gehäuse, der Lagerung und den Wellen aufgenommen werden müssen.

Während davon auszugehen ist, dass für den separierten Ansatz passende elektrische Maschinen im Markt verfügbar sind, erfordert die Entwicklung einer elektrischen Maschine für die integrierten Konzepte erheblichen Zeitaufwand, den Einsatz umfangreicher Ressourcen sowie spezifisches Fachwissen. Dieser Prozess ist für die Realisierung integrierter Konzepte unvermeidlich und führt dazu, dass diese hinsichtlich des Entwicklungsaufwands grundsätzlich als anspruchsvoller eingestuft und dementsprechend schlechter bewertet werden. Zusätzlich zur allgemeinen Komplexität der Entwicklung muss auch die Anzahl der Komponenten berücksichtigt werden. Davon profitieren die integrierten Konzepte. Die Konzepte ZZD und ZZZ hingegen werden diesbezüglich niedriger bewertet, da die zusätzlichen Stirnradverzahnungen und Lagerungen die Anzahl der Komponenten erhöhen.

In Bezug auf die Produktionskosten wird im Allgemeinen angenommen, dass die separierten Konzepte im Vergleich zu den integrierten Konzepten kostengünstiger sind, da auf standardmäßig erhältliche elektrische Maschinen zurückgegriffen werden kann. Trotz des erhöhten Bedarfs an Zahnrädern, Wellen und Lagerungen bei den separierten Konzepten werden die Kosten für eine speziell angefertigte elektrische Maschine als höher eingeschätzt. Das RDD-Konzept wird bezogen auf die Produktionskosten am schlechtesten bewertet, da für die Übertragung der teilweise hohen Kräfte spezielle Riemen und Riemenspanner erforderlich sind.

Die integrierten Konzepte bieten aufgrund des kompakten Aufbaus eine höhere Variabilität, da sie unmittelbar das CVT ersetzen und kein weiterer Bauraum erforderlich ist. Im Gegensatz dazu erfordern die separierten Konzepte voraussichtlich zusätzlichen Bauraum außerhalb des ursprünglichen CVT-Getriebes für die Platzierung der elektrischen Maschine und müssen daher individuell

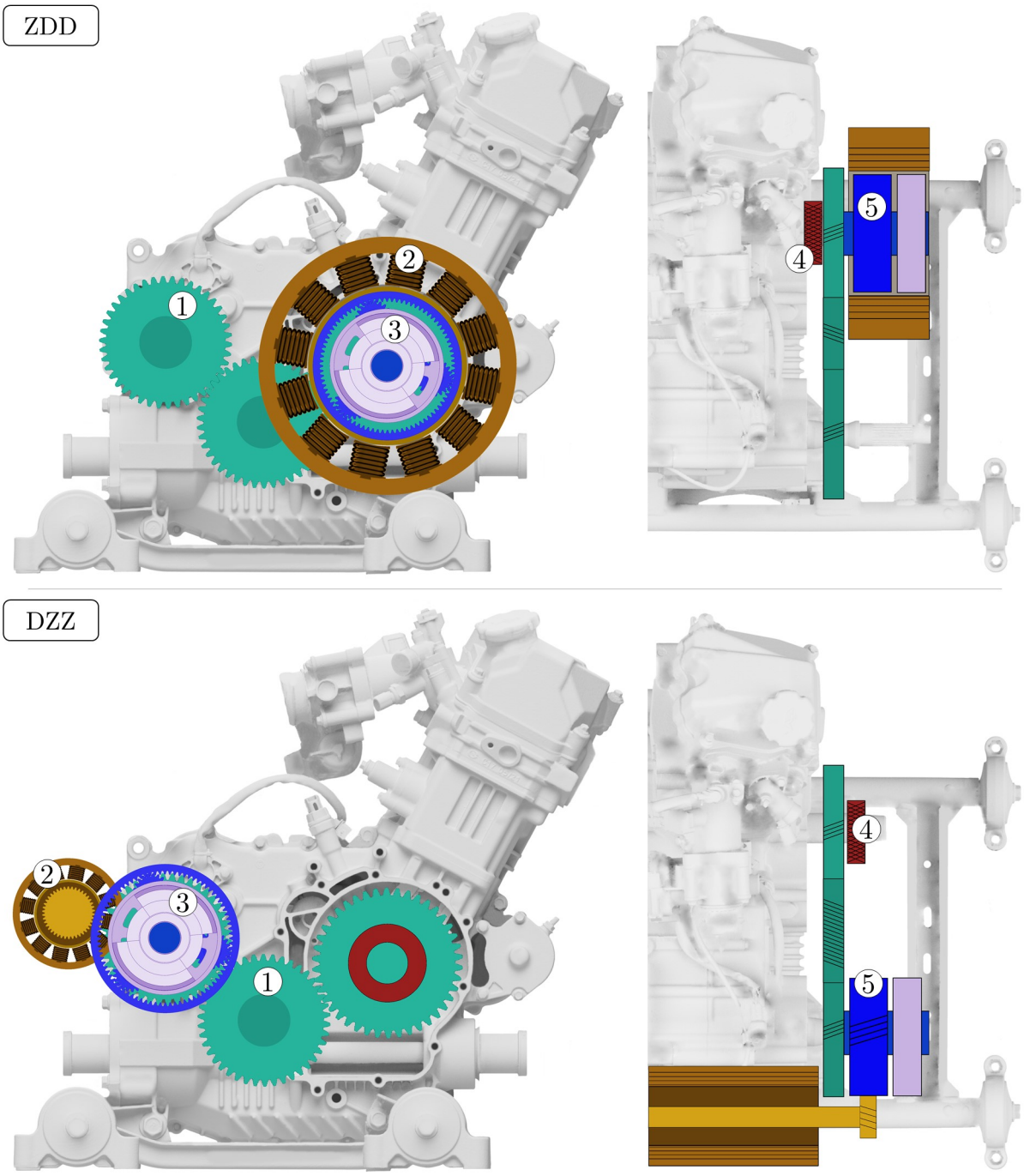
an den Antriebsstrang angepasst werden. Einzig das DZZ-Konzept bietet hier den Vorteil, dass die elektrische Maschine weit vom Verbrennungsmotor entfernt positioniert werden kann, wodurch es sich sowohl für Reihen- als auch für V-Motoren eignet.
Die separierten Konzepte werden mit Blick auf den Wartungsaufwand am besten bewertet, da jedes Bauteil eine mechanisch abgeschlossene Einheit bildet und somit einfach zu de-/montieren ist. Der verschachtelte Aufbau der integrierten Konzepte mit gemeinsamer Lagerung der Wellen des PGS und der EM wird hinsichtlich des Wartungsaufwandes als eher nachteilig angesehen. Das RDD-Konzept ist hier ebenfalls am schlechtesten bewertet, da einerseits die Demontage der elektrischen Maschine kritisch ist und andererseits der Riemen als Verschleißteil zu betrachten ist und im Gegensatz zu den Zahnrädern der anderen Konzepte regelmäßig ausgetauscht werden muss.

Zusammenfassung der Nutzwertanalyse

Insgesamt bietet die skizzierte Methodik eine strukturierte Vorgehensweise, um das optimale Konzept für den individuellen Anwendungsfall zu entwickeln, wobei die subjektiven Bewertungskriterien durch geeignete Mechanismen quantifizierbar und vergleichbar sind. Durch diese Betrachtung erhält das Konzept ZDD die beste Bewertung in der Nutzwertanalyse, dicht gefolgt vom ebenfalls integrierten Konzept DZD und dem separierten DZZ. Eine beispielhafte Umsetzung der Konzepte ZDD und DZZ für den thematisierten Prototypenaufbau ist in Abbildung 3.2 skizziert.
Das beschriebene Vorgehen, geleitet vom Trichterprinzip, bietet eine valide Methode zur Herleitung detaillierter mechanischer Lösungen aus einer allgemeinen schematischen Darstellung des Hybridantriebs. Allerdings ist anzumerken, dass die Bewertung der Kriterien trotz der Möglichkeit zur quantitativen Betrachtung weiterhin subjektiven Aspekten unterliegt. Nutzwertanalysen werden folglich nie allgemeingültige Ergebnisse liefern, sondern obliegen immer den individuellen Ansichten der beteiligten Instanzen. Eine interdisziplinäre Bewertung mit Expertisen in unterschiedlichen Themenfeldern kann die Qualität einer Nutzwertanalyse daher erheblich steigern.

3.3 Konzeptionelle Einschränkungen des Prototypen

Durch die Herleitung wurde ein Weg vorgestellt, um von einem groben schematischen Antriebskonzept ein konkretes Konzept für die mechanische Ausgestaltung abzuleiten. Dabei wurden bisher Randbedingungen vernachlässigt, die sich durch Verwendung real verfügbarer Standardkomponenten in Kombination mit dem verfügbaren Bauraum ergeben können. Da es sich um einen Prototypen zur Demonstration der Machbarkeit und des Potenzials zur Kraftstoffeinsparung handelt, ist es für die Umsetzung vorteilhaft zunächst die Integration mit minimalen Änderungen am Fahrzeug oder an anderen Komponenten anzustreben. Die Einhaltung des verfügbaren Bauraums stellt daher eine äußerst kritische Randbedingung dar. Zur Reduktion des Aufwands bei der Implementierung funktionaler Sicherheitsaspekte soll die Spannungsgrenze des Systems auf



(1) Stirnradgetriebe
(2) Elektrische Maschine
(3) Kupplung
(4) Freilauf
(5) Planetengetriebe

Abbildung 3.2: Skizzen der Konzepte ZDD (oben) und DZZ (unten) mit Beschriftung der Bauteile des ePGS.

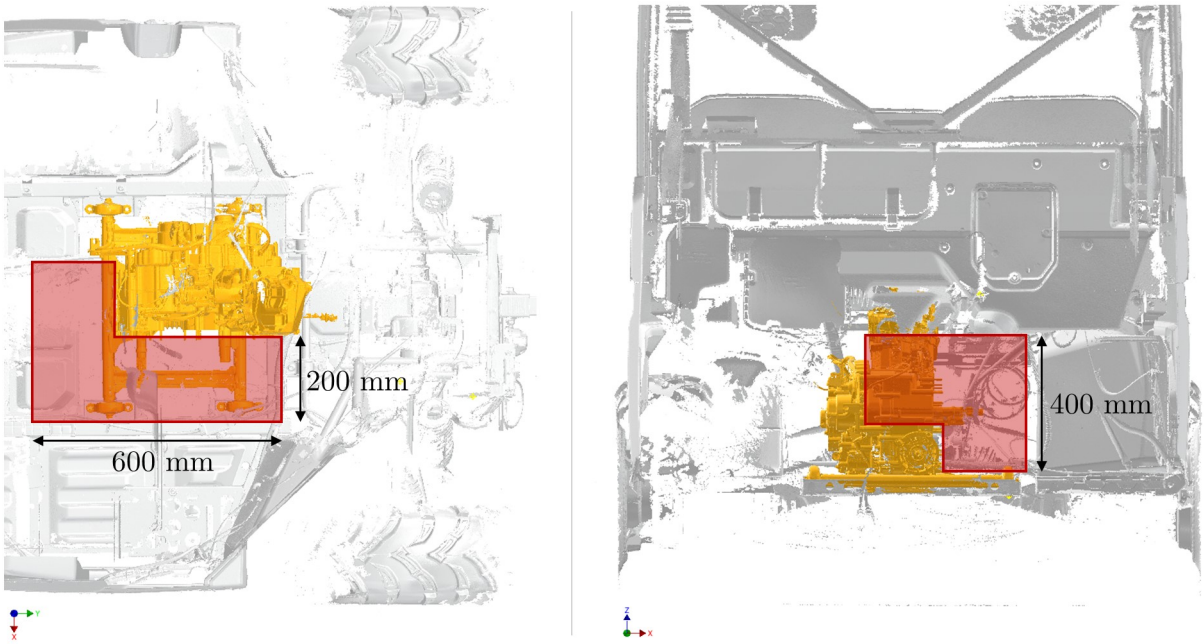


Abbildung 3.3: Analyse des verfügbaren Bauraums zur Integration des ePGS-Getriebes im Motorraum des Bestandsfahrzeugs.

maximal 60 V beschränkt werden [60]. Um die erforderliche mechanische Leistung bereitzustellen, bedarf es aufgrund der geringen Spannungsgrenze einer elektrischen Maschine, die hohen Strömen widerstehen kann, was sich grundsätzlich negativ auf den Bauraumbedarf auswirkt.

Abbildung 3.3 zeigt einen 3D-Scan des Motorraums, wobei der Motor mit Verteilergetriebe in Gelb und der verfügbare Bauraum in Rot dargestellt ist. Die Analyse zeigt, dass grundsätzlich beide hoch bewerteten Konzepte realisierbar wären. Zur Umsetzung des separierten DZZ-Konzeptes müsste eine elektrische Maschine vor dem Verteilergetriebe installiert werden. Ein solcher Achsversatz müsste zusätzlich durch Zahnräder überwunden und durch geeignete Strukturen zur Fixierung der elektrischen Maschine gestützt werden. Dies erhöht das Gewicht und wirkt sich ebenso negativ auf die Variabilität des Getriebes aus, da durch diese spezielle Positionierung gegebenenfalls Nachteile für die Integration in Fahrzeuge mit anders geformten Bauräumen entstehen. Unter Berücksichtigung dieser Aspekte wird das Konzept DZZ als weniger zielführend erachtet.

Das integrierte Konzept ZDD weist diese Nachteile nicht auf, da die elektrische Maschine in dem verfügbaren Bauraum untergebracht werden kann. Die geforderte Geometrie - großer Innendurchmesser des Rotors zur Integration des PGS - stellt hingegen hinsichtlich der Verfügbarkeit einer geeigneten elektrischen Maschine eine Herausforderung für das integrierte Konzept dar. Ersten Abschätzungen zufolge muss der Innendurchmesser des Rotors mindestens 170 mm betragen, um das Planetengetriebe mit der benötigten Standübersetzung $i_0 = -1,8$ aus kommerziell verfügbaren Standardzahnrädern zu fertigen. Weitere, kritische Randbedingungen ergeben sich aus der Spannungslage (48 V), dem minimal zu erreichenden Drehmoment von 90 Nm und der maximal erforderlichen Drehzahl. Diese entspricht aufgrund der direkten Kopplung im PDM-Modus der

Maximaldrehzahl des VM:

$$n_{\mathrm{EM,max}} = n_{\mathrm{VM,max}} = 7000\,\mathrm{min}^{-1} \tag{3.1}$$

In der Automobilindustrie werden ähnliche elektrische Maschinen, die den oben genannten Anforderungen entsprechen, als integrierte Startergeneratoren in Hybrid- und Mild-Hybrid-Fahrzeugen eingesetzt. Eine prominente Serienanwendung einer solchen Maschine ist der integrierte Starter-Generator von Mercedes-Benz im M256 Motor. In dieser Anwendung, integriert als P1-Mild-Hybrid, ermöglicht er einen schnellen Motorstart und die Addition von Drehmoment in verschiedenen Lastszenarien zur Steigerung der Systemeffizienz. Die elektrische Maschine ist dabei mit einer Drehzahl von bis zu $n_{\mathrm{EM,max}} = 7000\,\mathrm{min}^{-1}$, einer maximalen elektrischen Leistung von 16 kW und einem maximalen Drehmoment von 250 Nm dimensioniert. [61–63]
In der üblichen P1-Konfiguration ist die Maschine aufgrund ihrer Nähe zum heißen Motor für vergleichsweise hohe Temperaturen ausgelegt, was sich positiv auf die motornahe Anbringung in dem skizzierten Konzept auswirkt. Allerdings ist sie trocken verbaut und steht weder direkt in Kontakt mit Getriebeöl, noch wird sie von diesem gekühlt, wie es im ZDD-Konzept vorgesehen ist. Obwohl eine gewisse Toleranz für geringe Ölmengen angenommen werden kann, wäre für einen Betrieb mit Ölkühlung eine detaillierte Untersuchung nötig. Alternativ könnten Stirnrad- und Planetengetriebe gegenüber der elektrischen Maschine aufwändig abgedichtet werden. Da der Aufwand für beide Optionen im Rahmen des Aufbaus dieses Funktionsdemonstrators als zu hoch angesehen wird, der integrierte Ansatz aber dennoch tiefgreifend untersucht werden soll, wird für den Aufbau des Prototypen das bisher vergleichsweise schlecht bewertete Konzept RDD weiterverfolgt. Durch die Verwendung eines fettgeschmierten und gedichteten Planetengetriebes sowie eines Zahnriemens zur Überwindung des Achsversatzes zwischen der Eingangswelle des Verteilergetriebes und der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors, kann die beschriebene elektrische Maschine ähnlich zur Serienanwendung integriert werden. So kann trotz der Verwendung einer EM aus dem Serieneinsatz ein hoch integrierter Ansatz unter Einhaltung der Bauraumanforderungen umgesetzt werden.

Zusammenfassung des Kapitels

Durch die methodische Konzeptentwicklung konnte - ausgehend von einem groben schematischen Konzept - ein konkretes geometrisches Konzept für die Umsetzung des ePGS-Antriebs entwickelt werden. Der Beginn mit einem Morphologischen Kasten stellt dabei eine geeignete Möglichkeit dar, um zunächst objektiv eine Vielzahl allgemeiner Lösungen zu erarbeiten, von denen einige Varianten durch andere Entwicklungsansätze nicht berücksichtigt worden wären. Die anschließende Reduktion der Varianten durch Ausschluss technisch nicht zielführender Varianten erlaubt es, die Konzepte im Rahmen des Trichterprinzips auf eine Anzahl einzugrenzen, die mit hinreichender Tiefe analysiert werden können. Durch die abschließende Bewertung der verbleibenden Konzepte mittels einer Nutzwertanalyse, die subjektive Bewertungskriterien quantifizierbar macht, konnte

auf nachvollziehbare und rationale Weise ein optimales Konzept für den spezifischen Anwendungsfall abgeleitet werden. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass trotz der Quantifizierung eine gewisse Subjektivität der Bewertung bestehen bleibt, die nur durch die Einbeziehung verschiedener Interessengruppen reduziert werden kann. Unter dieser Einschränkung kann die erste Forschungsfrage, ob durch eine kriteriengeleitete Konzeptentwicklung ein optimales, anwendungsspezifisches Konzept hergeleitet werden kann, bejaht werden. Da die Konzeptentwicklung zunächst mit Fokus auf einen seriennahen Ansatz erfolgte, ergeben sich für die Implementierung des Prototyps sowie dessen Optimierung hinsichtlich einer einfachen Realisierbarkeit und der Nutzung von Serienkomponenten zusätzliche Einschränkungen. Diese führen hinsichtlich der Realisierung des Prototypen zur Abweichung vom ursprünglich als optimal bewerteten Konzept.

4 Auslegung und Konstruktion

Das folgende Kapitel beschreibt den Entwicklungsprozess des ePGS-Getriebes von der initialen geometrischen Konzeption bis zur prototypischen Umsetzung. Zunächst werden die Bauteilbelastungen anhand vereinfachter Simulationen der Längsdynamik in verschiedenen Fahrszenarien abgeschätzt. Darauf aufbauend erfolgt die Auswahl geeigneter Standardbauteile, die den ermittelten Belastungen entsprechen, sowie die Darstellung konstruktiver Besonderheiten. Abschließend werden Ergebnisse präsentiert, die die Festigkeit hochbelasteter Komponenten mithilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) nachweisen.

4.1 Systemauslegung

Mit dem Demonstratorfahrzeug ist der Verbrennungsmotor durch den darin verwendeten Einzylindermotor mit einer Leistung von $P_{\mathrm{VM,max}} = 30\,\mathrm{kW}$ bereits festgelegt. Aus der Konzeptentwicklung (Kapitel 3) ist durch die Implementierung eines integrierten Ansatzes außerdem eine deutliche Limitierung hinsichtlich der Auswahl elektrischer Maschinen getroffen worden. Eine elektrische Maschine, die für den Antrieb - primär mit Fokus auf die geometrischen Anforderungen - eingesetzt werden kann, wurde bereits mit dem integrierten Startergenerator aus dem Mercedes M256 identifiziert. Dieser liefert in der Serienanwendung ein maximales Drehmoment von $M_{\mathrm{EM,max}} = 250\,\mathrm{Nm}$ [62] bei einer maximalen motorischen Leistung von $P_{\mathrm{EM,max,mot}} = 15\,\mathrm{kW}$. Da die elektrische Maschine lediglich als Ersatzteil erhältlich ist, ohne detaillierte Informationen über den genauen Aufbau oder die Stromtabellen zur Ansteuerung, wurde sie zunächst am Center for Mobile Propulsion der RWTH Aachen University auf einem Prüfstand charakterisiert. Dabei wurde festgestellt, dass es sich um eine permanenterregte Synchronmaschine (PMSM) mit vergrabenen Magneten handelt, die einen Rotoraufbau mit zwölf Polpaaren und einen Stator mit zwei phasengleichen Dreiphasensystemen aufweist. In der Charakterisierung am Prüfstand konnte ein maximales Drehmoment von $M_{\mathrm{EM,max}} = 140\,\mathrm{Nm}$ und eine maximale generatorische Leistung von $P_{\mathrm{EM,max,gen}} = 19\,\mathrm{kW}$ erreicht werden [64]. Die deutliche Drehmomentsteigerung in der Serienanwendung scheint durch eine kurzzeitige, starke Erhöhung des Spitzenstroms erreicht zu werden, wohingegen das maximale Drehmoment am Prüfstand dem kontinuierlich verfügbaren Drehmoment entspricht. Die durchgeführte Charakterisierung erfolgte mit einem voll regelbaren Universalinverter, der allerdings die Baugröße eines üblichen Kleiderschranks besitzt und folglich nicht für die Integration in das Demonstratorfahrzeug geeignet ist. Als Alternative konnte mit dem Silixcon SL ein Universalinverter gefunden werden, der eine deutlich kleinere Bauform aufweist und bereits eine eigene Software mit verschiedenen Regelungsfunktionen beinhaltet. In der

Prüfstandsvermessung des Inverters mit der EM konnte ein maximales Drehmoment von 117 Nm und eine maximale Leistung von 14 kW (motorisch) und 16 kW (generatorisch) erreicht werden.

Die Maximalgeschwindigkeit des Fahrzeugs mit ePGS ist auf 90 km/h festgelegt. Da diese im PDM bei maximaler Motordrehzahl erreicht wird, kann die Übersetzung zwischen dem Ausgang des ePGS und dem Rad über die Raddrehzahl bei Maximalgeschwindigkeit und die höchste Motordrehzahl ermittelt werden. Unter Berücksichtigung der Übersetzungen von der Eingangswelle des Verteilergetriebes bis zum Rad ergibt sich so eine Übersetzung des Riementriebes von $i_{\text{Riemen}} = 0,69$.

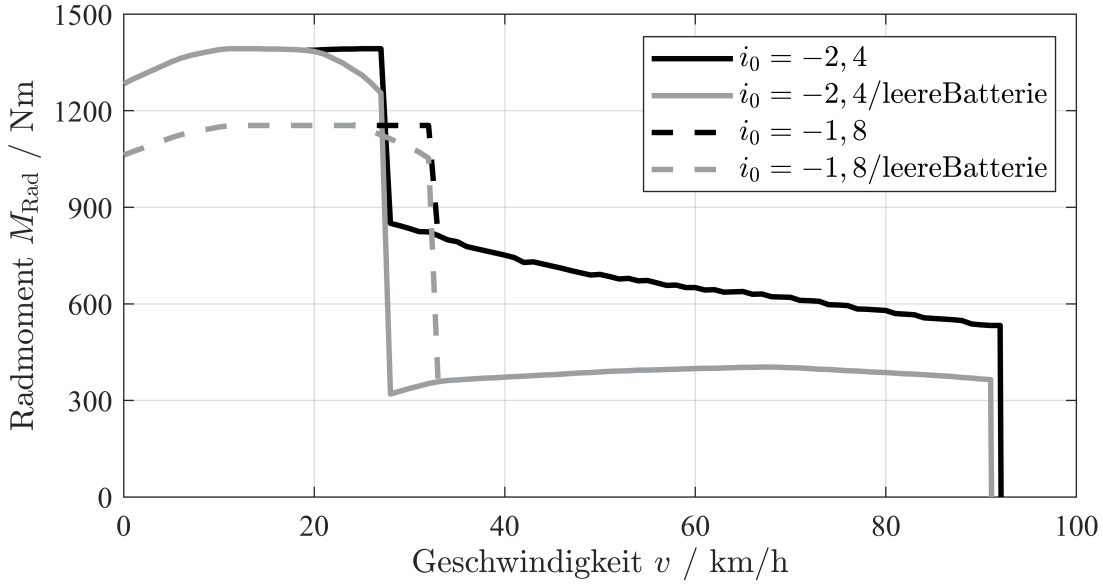


Abbildung 4.1: Vergleich des Radmoments für unterschiedliche Auslegungen des ePGS.

Gemäß der in Abschnitt 2.1 eingeführten Gleichung für den Zusammenhang zwischen dem Maximalmoment des Verbrennungsmotors (49 Nm bei 5200 min^{-1}) und der elektrischen Maschine ergibt sich mit dem maximalen Moment aus den Prüfstandsversuchen für das Planetengetriebe eine Standübersetzung von $i_0 = -2,4$. Um im VRM trotz der Verwendung einer Fliehkraftkupplung immer in der Lage zu sein, die Batterie durch den generatorischen Betrieb der EM zu laden, ist es notwendig, die Einkuppeldrehzahl so zu wählen, dass der Wechsel von VRM zu PDM erfolgt, wenn die elektrische Maschine von negativer zu positiver Drehzahl, also von generatorischem zu motorischem Betrieb wechselt. Im Falle der Standübersetzung $i_0 = -2,4$ bedeutet dies eine Fahrzeuggeschwindigkeit von $v = 27$ km/h.
Das maximal erreichbare Drehmoment am Rad in Abhängigkeit der Geschwindigkeit ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Auslegung zwar ein besonders hohes Drehmoment bei geringen Fahrgeschwindigkeiten liefert, jedoch ein starker Einbruch der Zugkraft mit dem Wechsel in den PDM stattfindet. Dieser ist besonders durch das geringe Drehmoment des Verbrennungsmotors bei niedrigen Drehzahlen zu begründen.

Eine homogenere Auslegung kann erreicht werden, wenn eine Standübersetzung von $i_0 = -1,8$ für das Planetengetriebe vorgesehen wird. Zwar wird zum Abstützen des Verbrennungsmotors im VRM dann lediglich ein EM-Drehmoment von 88,2 Nm benötigt, wodurch ebenfalls das maximale Moment am Abtrieb sinkt, jedoch kann die Fahrzeuggeschwindigkeit, bei der eingekuppelt wird, auf $v = 34\,\mathrm{km/h}$ angehoben werden. Gleichzeitig wird eine deutlich homogenere Drehmomentkurve (Abbildung 4.1) erreicht, die sich positiv auf die Fahrbarkeit auswirkt.

4.2 Fahrzeugsimulation

Für die Entwicklung neuer, technischer Produkte ist grundsätzlich eine Analyse der auftretenden Belastungen nötig, um das Produkt unter Berücksichtigung der benötigten Haltbarkeit zu entwickeln. Im Zuge der Prototypenentwicklung des ePGS-Hybridgetriebes erfolgt dies durch vereinfachte Simulationen der Längsdynamik des Gesamtfahrzeugs in unterschiedlichen Fahrszenarien.

Allgemeine Längsdynamikgleichung

Basis für diese Simulation bildet die Abbildung der Fahrzeugdynamik in Fahrtrichtung, genannt Längsdynamik (Gleichung 4.1). Diese dient zur Berechnung der notwendigen Zugkraft F_{Zug} für die Überwindung der Fahrwiderstände des Fahrzeugs - Radwiderstand F_{Rad}, Steigungswiderstand F_{Steig}, Luftwiderstand F_{Luft} und Beschleunigungswiderstand F_{a}. Der Radwiderstand fasst dabei alle Widerstände zusammen, die am Rad auftreten. Dazu gehören der Roll-, der Fahrbahn-, der Schräglaufwiderstand und der Widerstand durch Lagerreibung. Insgesamt wird dieser durch den Rollwiderstandsbeiwert f_{R} ausgedrückt. Der Steigungswiderstand F_{Steig} beschreibt die Kraft, die entsteht, wenn durch Befahren einer Steigung mit Winkel α_{St} ein Anteil der Gewichtskraft entgegen der Fahrtrichtung wirkt. Der Luftwiderstand F_{Luft} besteht, wie auch der Radwiderstand, aus mehreren Anteilen: dem Reibungsanteil, dem Widerstand durch Druckdifferenzen und einem Widerstandsanteil durch innere Strömungen im Fahrzeug. Beschrieben wird dieser über den Luftwiderstandsbeiwert c_{W}, die Querschnittsfläche A_{Fzg} und die Geschwindigkeit v. Der Beschleunigungswiderstand F_{a} beschreibt die Energie, die aufgebracht werden muss, um die Masse des Fahrzeugs und die rotatorischen Trägheiten des Antriebs zu beschleunigen.

$$
\begin{aligned}
F_{\mathrm{Zug}} &= F_{\mathrm{Rad}} + F_{\mathrm{Steig}} + F_{\mathrm{Luft}} + F_{\mathrm{a}} \\
&= \overbrace{f_{\mathrm{R}} \cdot m_{\mathrm{Ges}} \cdot g \cdot \cos(\alpha_{\mathrm{St}})}^{F_{\mathrm{Rad}}} + \overbrace{m_{\mathrm{Ges}} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{\mathrm{St}})}^{F_{\mathrm{Steig}}} \\
&\quad + \overbrace{c_{\mathrm{W}} \cdot A_{\mathrm{Fzg}} \cdot \frac{\rho_{\mathrm{L}}}{2} \cdot v^2}^{F_{\mathrm{Luft}}} + \overbrace{(m_{\mathrm{Ges}} + \frac{\theta_{\mathrm{Red}}}{{r_{\mathrm{dyn}}}^2}) \cdot a}^{F_{\mathrm{a}}}
\end{aligned}
\tag{4.1}
$$

mit

$$a = \frac{dv}{dt}$$

Die benötigten Fahrzeugparameter (Tabelle 4.1) wie die Gesamtmasse m_{Ges}, der Rollwiderstandsbeiwert f_{R}, der Luftwiderstandsbeiwert c_{W}, die Querschnittsfläche A_{Fzg}, das auf die antreibende Achse reduzierte Trägheitsmoment θ_{Red} und der dynamische Radhalbmesser r_{dyn} sind fahrzeugspezifisch und möglichst realitätsnah anzupassen. Um eine realistische Abschätzung zu treffen, wurden die Parameter mittels geeigneter Messungen mit dem Originalfahrzeug ermittelt oder anhand fundierter Annahmen abgeschätzt.

Tabelle 4.1: Fahrzeugkennwerte für die Simulation. (1: bei $6250\,\mathrm{min}^{-1}$; 2: bei $5200\,\mathrm{min}^{-1}$)

Kennzahl	**Symbol**	**Wert**	**Einheit**
Gesamtfahrzeug			
Gesamtmasse	m_{Ges}	850	kg
Rollwiderstandsbeiwert	f_{R}	0,035	-
Luftwiderstandsbeiwert	c_{W}	0,9	-
Querschnittsfläche	A_{Fzg}	2	m^2
Dynamischer Radhalbmesser	r_{dyn}	0,31	m
Trägheitsmoment	θ_{Red}	4,18	$\mathrm{kg\,m}^2$
Verbrennungsmotor			
Maximale Leistung	$P_{\mathrm{VM,max}}$	30[1]	kW
Maximales Drehmoment	$M_{\mathrm{VM,max}}$	49[2]	Nm
Maximale Drehzahl	$n_{\mathrm{VM,max}}$	7000	min^{-1}
Elektrische Maschine			
Maximale Leistung (motorisch)	$P_{\mathrm{EM,max,mot}}$	15	kW
Maximale Leistung (generatorisch)	$P_{\mathrm{EM,max,gen}}$	19	kW
Maximales Drehmoment	$M_{\mathrm{EM,max}}$	117	Nm
Maximale Drehzahl	$n_{\mathrm{EM,max}}$	7000	min^{-1}
Getriebe			
Standübersetzung PGS	i_0	-1,8	-
Übersetzung Verteilergetriebe & Differential	i_{VG}	8,86	-
Einschaltdrehzahl Fliehkraftkupplung	$n_{\mathrm{FK,ein}}$	2440	min^{-1}

Die erreichbare Zugkraft F_{Zug} berechnet sich aus dem durch den Antrieb bereitgestellten Drehmoment $M_{\mathrm{ePGS,ab}}$, dem Übersetzungsverhältnis des Verteilergetriebes und Differentials i_{VG} sowie dem dynamischen Radhalbmesser r_{dyn}.

$$F_{\mathrm{Zug}} = M_{\mathrm{ePGS,ab}} \cdot \frac{i_{\mathrm{VG}}}{r_{\mathrm{dyn}}} \tag{4.2}$$

Mit der Differentialgleichung (DGL) der Längsdynamik (Gleichung 4.1) und dem Ausdruck für die Zugkraft (Gleichung 4.2) kann die Geschwindigkeit des Fahrzeugs, in Abhängigkeit des ver-

fügbaren Drehmoments am Abtrieb des ePGS, simuliert werden. Da das vom Antrieb gelieferte, maximale Drehmoment wiederum von den komponentenspezifischen Kennfeldern, der Drehzahl der Komponenten und dem spezifischen Fahrmodus abhängt, ergibt sich der folgende differentielle Zusammenhang:

$$M_{\mathrm{ePGS,ab}}(v) \cdot \frac{i_{\mathrm{VG}}}{r_{\mathrm{dyn}}} = F_{\mathrm{Rad}} + F_{\mathrm{Steig}} + c_{\mathrm{W}} \cdot A_{\mathrm{Fzg}} \cdot \frac{\rho_{\mathrm{L}}}{2} \cdot v^2 + (m_{\mathrm{Ges}} + \frac{\theta_{\mathrm{Red}}}{{r_{\mathrm{dyn}}}^2}) \cdot \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} \tag{4.3}$$

Drehmomentbildung ePGS

Für die Drehmomentbildung werden drei Fälle, gemäß der drei Fahrmodi EDM, VRM und PDM, unterschieden. Entsprechend bedarf jeder Fahrmodus einer individuellen Antriebsregelung, die zumindest näherungsweise in der Simulation abgebildet werden muss. Die Mechanismen zur Drehmomentbildung sind detailliert in Abschnitt 2.2 beschrieben.
Im VRM wird das maximale Drehmoment am Abtrieb gemäß der Zwangsbedingung 2.2 durch das Drehmoment des Verbrennungsmotors bestimmt. Beschränkt wird dieses durch das maximale generatorische Moment der EM, die das Drehmoment des VM abstützen muss. Um das einzuhalten, wird der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors entlang der Volllastlinie so in der Drehzahl verschoben, dass die elektrische Maschine ausreichend generatorisches Moment aufbringen kann. Dabei wird ausgenutzt, dass die Drehmoment-Kennlinie des Verbrennungsmotors zu geringeren Drehzahlen hin typischerweise abfällt. Zusätzlich steigt die Drehzahl der EM, wenn die Drehzahl des Verbrennungsmotors sinkt, was ein höheres Drehmoment der EM erlaubt (Unterabschnitt 2.2.1). Für die Simulation einer Volllastbeschleunigung wird in jedem Zeitschritt die Drehzahl des Verbrennungsmotors ermittelt, bei der die elektrische Maschine unter Einbeziehung der Abtriebsdrehzahl (Gleichung 4.4) gerade noch das geleistete Drehmoment des Verbrennungsmotors abstützen kann.

$$n_{\mathrm{ePGS,ab}} = \frac{v}{2\pi \cdot r_{\mathrm{dyn}}} \cdot i_{\mathrm{VG}} \tag{4.4}$$

Das Drehmoment am Abtrieb folgt dann aus dem Momentengleichgewicht am PGS:

$$0 = M_{\mathrm{ePGS,ab}} + M_{\mathrm{EM}} + M_{\mathrm{VM}} \tag{4.5}$$

Dieses wird anschließend für die Lösung der DGL als Eingangsmoment zur Ermittlung der Fahrzeuggeschwindigkeit im nächsten Zeitschritt verwendet.

Für den PDM liefert die einfache Drehmomentaddition der Drehmomente von VM und EM das Moment für die Betrachtung der Längsdynamik. Folglich kann mit der elektrischen Maschine positives Drehmoment aufgeprägt werden, um stärker zu beschleunigen (boosten), oder negatives Drehmoment, um die Batterie zu laden.
Der Übergang zwischen VRM und PDM ist in der Simulation durch Synchronisation der Drehzahlen am Planetengetriebe abgebildet. Auf diese Weise soll auch später im realen Fahrzeug das

Schleifen der Kupplung weitestgehend vermieden werden, um den Verschleiß zu reduzieren. Das Schließen der Kupplung kann dann vereinfacht mit einem digitalen Verhalten simuliert werden. Bei der elektrischen Volllastbeschleunigung bildet dieses Verhalten nicht die Realität ab, stellt aber einen Grenzfall dar, in dem besonders hohe Belastungen auf die Kupplung wirken. Für die Simulation der Kräfte bei der Ermittlung von Belastungsgrenzen ist diese Implementierung daher als hinreichend genau bewertet.

Drehmomente von Kupplung und Freilauf

Berechnung des von der Kupplung zu übertragenden Drehmoments

Da der Antrieb einen möglichst kostengünstigen Aufbau aufweisen soll, wird als Kupplung zum Wechsel des Betriebsmodus eine Fliehkraftkupplung eingesetzt. Diese soll in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit zwei Wellen des Planetengetriebes miteinander koppeln und so den PDM einschalten. Dazu ist es notwendig, die Fliehkraftaktuierung über die Drehzahl des Planetenträgers einzuleiten. Kritisch für die Auslegung der Fliehkraftkupplung ist das zu übertragende Drehmoment, das genau bei der Drehzahl des Planetenträgers zu erreichen ist, bei welcher der Wechsel von VRM zu PDM stattfinden soll. Für die Berechnung ist ausschlaggebend, welche Wellen des PGS im PDM miteinander verbunden werden. Für die Berechnung des Kupplungsmomentes wird an einer Seite der Kupplung die Summe zwischen dem tatsächlich an der Welle anliegenden Drehmoment und dem gemäß VRM anliegenden Drehmoment, das für die Einhaltung des Momentengleichgewichts notwendig ist, gebildet. Für die Abschätzung des Kupplungsmoments wird vom statischen Fall bei geschlossener Kupplung ausgegangen. Damit ergeben sich allgemein drei mögliche Konfigurationen mit unterschiedlichen Berechnungspfaden:

Kopplung von Planetenträger und Hohlrad

$$M_{\mathrm{Kupplung}} = M_{\mathrm{EM}} + M_{\mathrm{VM}} \cdot i_0 \tag{4.6}$$

oder
$$M_{\mathrm{Kupplung}} = -M_{\mathrm{ePGS,ab}} + M_{\mathrm{VM}} \cdot (i_0 - 1) \tag{4.7}$$

Kopplung von Planetenträger und Sonnenrad

$$M_{\mathrm{Kupplung}} = M_{\mathrm{VM}} + \frac{M_{\mathrm{EM}}}{i_0} \tag{4.8}$$

oder
$$M_{\mathrm{Kupplung}} = -M_{\mathrm{ePGS,ab}} + M_{\mathrm{EM}} \cdot \frac{1 - i_0}{i_0} \tag{4.9}$$

Kopplung von Sonnenrad und Hohlrad

$$M_{\text{Kupplung}} = M_{\text{VM}} - M_{\text{ePGS,ab}} \cdot \frac{1}{i_0 - 1} \tag{4.10}$$

oder

$$M_{\text{Kupplung}} = M_{\text{EM}} - M_{\text{ePGS,ab}} \cdot \frac{i_0}{1 - i_0} \tag{4.11}$$

Im Fall des Prototypen sitzt der Kupplungskörper mit den Fliehgewichten auf der Welle des Planetenträgers und die Kupplungsglocke ist mit dem Hohlrad des PGS verbunden. Folglich werden Planetenträger und Hohlrad durch die Kupplung gekoppelt. Das Kupplungsmoment wird damit ausgehend von der Sonnenwelle über Gleichung 4.6 bestimmt.

Berechnung des vom Freilauf abzustützenden Drehmoments
Im rein elektrischen Fahrmodus wird das Fahrzeug allein von der elektrischen Maschine angetrieben. Hierzu muss die Welle des Verbrennungsmotors gebremst werden, um die Rotation entgegen der normalen Drehrichtung zu verhindern. Das Planetengetriebe wird so zu einem einfachen Standgetriebe mit einer festgesetzten Sonne. Im einfachsten Fall erfolgt dies über einen Freilauf, der die Bewegung in eine Richtung zulässt und in die andere verhindert. Das notwendige Drehmoment am Freilauf folgt aus der Standübersetzung und dem Drehmoment der elektrischen Maschine:

$$M_{\text{Freilauf}} = \frac{M_{\text{EM}}}{-i_0} \tag{4.12}$$

Drehzahlberechnung

Grundlage für die Berechnung der verschiedenen Drehzahlen ist die Fahrzeuggeschwindigkeit, die sich aus der Lösung der DGL 4.3 ergibt. Die Drehzahl des PGS-Abtriebs folgt aus der Geschwindigkeit über die Übersetzung i_{VG} (Gleichung 4.4). Die Drehzahlen der elektrischen Maschine n_{EM} und des Verbrennungsmotors n_{VM} ergeben sich wie oben beschrieben aus dem eingestellten Betriebspunkt der Komponenten.

Berechnung der Differenzdrehzahl an der Kupplung
Für die Kupplungsauslegung sind neben der Drehmomentkapazität zwei weitere Parameter von Bedeutung. Entscheidend ist zum einen die Einschaltdrehzahl $n_{\text{FK,ein}}$, die mit der Abtriebsdrehzahl des PGS identisch ist, da sowohl der Abtrieb als auch die Fliehkraftkupplung am Planetenträger montiert sind. Zum anderen liefert die Differenzdrehzahl zwischen dem Kupplungskörper und der Kupplungsglocke wichtige Hinweise auf den zu erwartenden Verschleiß der Kupplungsbeläge. Während im Hybridmodus die aktive Synchronisation den Verschleiß minimiert, ist diese Strategie im rein elektrischen Fahrmodus nicht umsetzbar, wodurch die Kupplung ab der Einschaltdrehzahl zu schlupfen beginnt. Die Differenzdrehzahl wird aus der Differenz zwischen der Drehzahl des Hohlrads oder der elektrischen Maschine und der Abtriebsdrehzahl berechnet:

$$\Delta n_{\mathrm{FK}} = n_{\mathrm{EM}} - n_{\mathrm{ePGS,ab}} \tag{4.13}$$

Berechnung der Planetendrehzahl

Für die Auslegung der Lagerung der einzelnen Planeten im PGS muss deren Drehzahl bestimmt werden. Dabei ist die Überlagerung der Drehbewegungen aller Wellen des Planetengetriebes sowie das anzuwendende Koordinatensystem zu berücksichtigen.

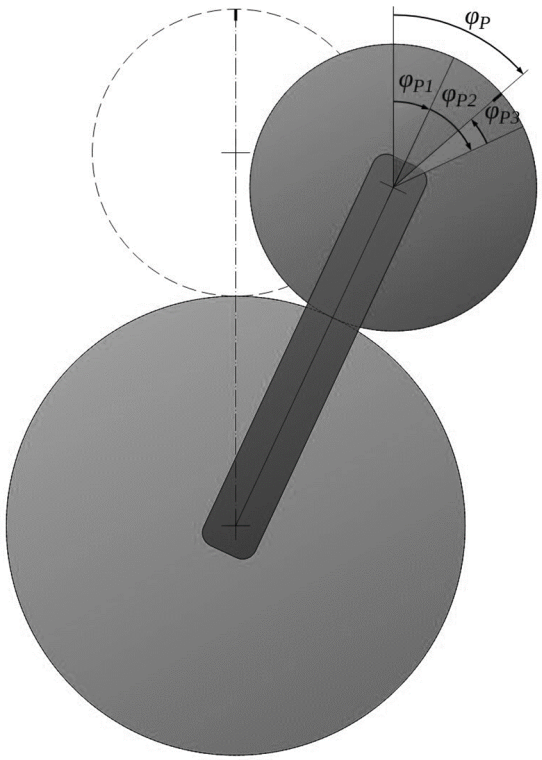


Abbildung 4.2: Superposition der Rotationsbewegungen im Planetengetriebe [65].

Aus der Drehbewegung von Sonnenrad und Planetenträger ergeben sich zunächst drei Winkelanteile (Abbildung 4.2). Diese beschreiben den Verdrehwinkel des Planeten φ_{P} durch die Verdrehung des Planetenträgers φ_1, den resultierenden Winkel durch Abrollen des Planeten auf dem Sonnenrad φ_2 und den Winkel durch Rotation des Sonnenrads φ_3, ausgehend von einem statischen Koordinatensystem. Dabei können φ_2 und φ_3 mit dem jeweiligen Bogenmaß in Abhängigkeit des Planetenträgerwinkels φ_{T} und des Sonnenradwinkels φ_{S} ausgedrückt werden, wobei d_{P} und d_{S} die Wälzkreisdurchmesser sind. [65]

$$\varphi_{\mathrm{P}} = \overbrace{\varphi_{\mathrm{T}}}^{\varphi_1} + \overbrace{\frac{d_{\mathrm{S}}}{d_{\mathrm{P}}}\varphi_{\mathrm{T}}}^{\varphi_2} - \overbrace{\frac{d_{\mathrm{S}}}{d_{\mathrm{P}}}\varphi_{\mathrm{S}}}^{\varphi_3} \tag{4.14}$$

Die zur Auslegung relevante Drehzahl ist die Planetendrehzahl mit Bezug zur Achse, um die sich der Planet dreht, da dort das Lager angebracht wird. Dies erfolgt durch die Transformation von

einem statischen Koordinatensystem zu einem mit dem Planetenträger mitdrehenden Koordinatensystem. Gleichung 4.14 ändert sich dahingehend, dass φ_1 nicht weiter berücksichtigt wird. Mit der Formulierung für den Winkel $\varphi = 2\pi \cdot n \cdot t$ und der Proportionalität des Wälzkreisdurchmessers d zur Zähnezahl z ergibt sich für die Planetendrehzahl, bezogen auf den Planetenbolzen, der folgende Zusammenhang:

$$n_{\mathrm{P}} = \frac{z_{\mathrm{S}}}{z_{\mathrm{P}}} \cdot (n_{\mathrm{T}} - n_{\mathrm{S}}) = \frac{z_{\mathrm{S}}}{z_{\mathrm{P}}} \cdot (n_{\mathrm{ePGS,ab}} - n_{\mathrm{VM}}) \tag{4.15}$$

Simulationsergebnisse

Abbildung 4.3 zeigt die berechneten Drehmomente und Drehzahlen verschiedener Komponenten während einer simulierten Volllastbeschleunigung. Dabei wird zwischen drei Fahrszenarien unterschieden:

EL: Rein elektrischer Betrieb bis $v = 32\,\mathrm{km/h}$ mit automatischem Wechsel in den PDM und anschließender Drehmomentunterstützung

HY-1: Hybrid-Betrieb mit Drehmomentunterstützung (Boost) von der elektrischen Maschine im PDM

HY-2: Hybrid-Betrieb ohne Drehmomentunterstützung

Der automatische Wechsel von EDM oder VRM in PDM erfolgt bei einer Geschwindigkeit von $v = 32\,\mathrm{km/h}$. Diese wird bei den hybriden Strategien HY-1 und HY-2 aufgrund des breiteren Drehmomentplateaus am Abtrieb des ePGS (Abbildung 4.3 - $M_{\mathrm{ePGS,ab}}$) schneller erreicht als in der rein elektrischen Strategie (EL).

Es zeigt sich, dass die Drehmomentbelastung der Wellen zu Beginn der Beschleunigung im rein elektrischen Betrieb am höchsten ist, während die höchste Drehzahl am Lager der Planeten bei der Volllastbeschleunigung im Hybridmodus auftritt. Die Simulation zeigt, dass das Kupplungsmoment M_{Kupplung} wie erwartet stark abhängig vom Drehmoment der elektrischen Maschine ist. Dies wird im HY-2 kurz nach dem Einkuppeln ersichtlich, wo das notwendige Kupplungsmoment betragsmäßig stark zunimmt, sobald das unterstützende Drehmoment der elektrischen Maschine wegfällt. Von dort an muss die Kupplung das Drehmomentgleichgewicht im Planetengetriebe herstellen und folglich Moment übertragen. Das Maximum wird erreicht, wenn der Verbrennungsmotor sein höchstes Drehmoment liefert und das Moment der EM bei gegebener Drehzahl aufgrund der Feldschwächung minimal ist. Würde von der elektrischen Maschine ein generatorisches Moment erzeugt werden, wäre das erforderliche Kupplungsmoment größer. Diese vereinfachte Simulation bietet bereits wertvolle Informationen zur Abschätzung der Bauteilbelastungen, die im Rahmen der Auslegung und Berechnung der Getriebekomponenten mit berücksichtigt werden. Allerdings ist zu beachten, dass die Simulation lediglich die Fahrzeugdynamik beinhaltet, nicht

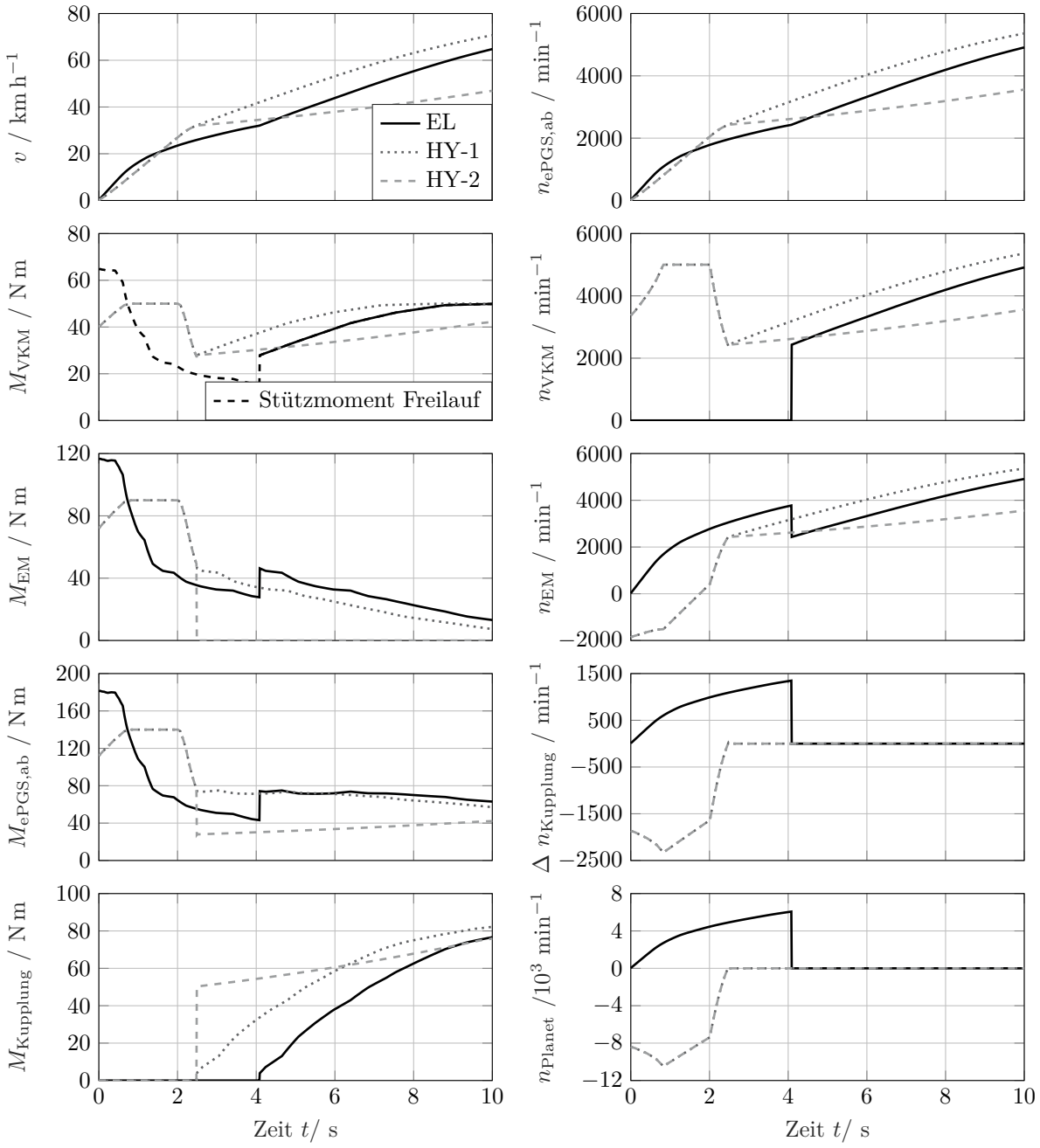


Abbildung 4.3: Simulierte Drehzahlen und Drehmomente der einzelnen Komponenten in drei unterschiedlichen Fahrszenarien: EL, HY-1, HY-2.

aber die Dynamik, welche beispielsweise durch den Verbrennungsmotor eingebracht wird. Folglich sind in der Auslegung je nach Komponente großzügige Sicherheitsfaktoren zu berücksichtigen.

4.3 Bauteilauslegung und Lagerungskonzept

Basierend auf den Ergebnissen der zuvor durchgeführten Simulation verschiedener Fahrszenarien wird in diesem Abschnitt die Auswahl von Zukaufteilen, wie den Zahnrädern, dem Freilauf und der Kupplung, sowie das Lagerungskonzept und die Auswahl der verwendeten Lager dargestellt.

4.3.1 Auswahl der Zukaufteile

Neben der elektrischen Maschine und dem Verbrennungsmotor sind das Planetengetriebe, die Fliehkraftkupplung und der Freilauf essenzielle Komponenten des Antriebs. Um die Entwicklung des Prototypengetriebes kosteneffizient zu gestalten, sollen für diese Komponenten, wo sinnvoll, Standardbauteile verwendet werden. Die Auswahl dieser Bauteile wird im Folgenden im Hinblick auf bauraum- und belastungsbedingte Anforderungen erörtert.

PGS-Zahnräder

Die Wahl des integrierten Ansatzes zur Umsetzung des ePGS-Antriebs legt bereits einige geometrische Randbedingungen für das Planetengetriebe fest. Durch dessen Integration in den Rotor der elektrischen Maschine wird der maximale Außendurchmesser definiert. Dieser beträgt im vorliegenden Fall $d_{\mathrm{H,aussen}} = 185\,\mathrm{mm}$ und soll möglichst ausgenutzt werden, um das Planetengetriebe ausreichend robust auszuführen. Ein passender Zahnrad-Rohling mit Innenverzahnung, 72 Zähnen ($z_{\mathrm{H}} = 72$) und Modul 2 ist vom Lieferanten MÄDLER erhältlich.
Mit der Standübersetzung des Hybridgetriebes $i_0 = -1,8$ folgt die Zähnezahl der Sonne z_{S} aus der Anzahl der Zähne des Hohlrads z_{H}:

$$z_{\mathrm{S}} = \frac{z_{\mathrm{H}}}{|i_0|} = 40 \tag{4.16}$$

Die Zähnezahl eines Planetenrads ergibt sich über Gleichung 4.17 aus den Zähnezahlen der Sonne z_{S} und des Hohlrads z_{H} [66].

$$z_{\mathrm{P}} = \frac{z_{\mathrm{H}} - z_{\mathrm{S}}}{2} = 16 \tag{4.17}$$

Für beide Zahnräder können ebenfalls geeignete Rohlinge mit der passenden Zähnezahl, Modul 2 und gehärteten Zähnen vom Lieferanten geordert werden. Für die Einbindung in das Planetengetriebe werden die Zahnräder gemäß der Konstruktion maschinell nachbearbeitet.

Fliehkraftkupplung

Die Auslegung sieht vor, dass der Wechsel vom VRM in den PDM bei einer Geschwindigkeit von rund 32 km/h erfolgen soll. Mit der Übersetzung i_{VG} und dem dynamischen Radhalbmesser r_{dyn} ergibt sich die Drehzahl des Abtriebs und damit des Kupplungskörpers. Der Drehzahlverlauf in Abbildung 4.3 zeigt, dass der Kupplungsvorgang bei einer Drehzahl der Fliehkraftkupplung von $n_{\mathrm{ePGS,ab}} = 2450\,\mathrm{min}^{-1}$ erfolgen soll.

Weniger eindeutig lässt sich aus der Simulation das geforderte Kupplungsmoment M_{Kupplung} zum Zeitpunkt des Moduswechsels ermitteln. Bei einer Volllastbeschleunigung mit elektrischer Drehmomentunterstützung im PDM (HY-1) beispielsweise ist nur ein geringes Moment über die Kupplung abzustützen, da sich das Planetengetriebe nahezu im Momentengleichgewicht befindet. Im Szenario HY-2 ist das Kupplungsmoment wesentlich höher, da die elektrische Maschine weniger Drehmoment bereitstellt und so das Momentengleichgewicht nicht erfüllt ist. Folglich wäre es für die Kupplung ideal, wenn sie bei einer definierten Drehzahl eine Bandbreite von Drehmomenten übertragen könnte. Diese Anforderung ist gegensätzlich zum Verhalten von Fliehkraftkupplungen, da diese eine drehzahlabhängige Drehmomentkapazität aufweisen [67]. Im Rahmen der Auslegung wird die Fliehkraftkupplung so spezifiziert, dass diese gemäß der Simulation ein Drehmoment von $M_{\text{Kupplung}} = 70\,\text{Nm}$ bei einer Drehzahl von $n_{\text{ePGS,ab}} = 2450\,\text{min}^{-1}$ übertragen muss. Die Auslegung der Fliehgewichte und Kupplungsfedern erfolgt herstellerintern.

Freilauf

Für die Auswahl eines geeigneten Freilaufs sind grundsätzlich zwei Parameter ausschlaggebend, das maximal zu sperrende Drehmoment und die maximale Drehzahl in Freilaufrichtung. Das maximal abzustützende Drehmoment entspricht dem kleinsten, negativen Moment des Verbrennungsmotors bei rein elektrischer Beschleunigung. Berechnet wird dieses aus dem Drehmomentenverhältnis am Planetengetriebe (Gleichung 4.12). In der Simulation wird es gleich zu Beginn der Beschleunigung erreicht, wenn die elektrische Maschine ihr maximales Drehmoment $M_{\text{EM}} = 117\,\text{Nm}$ erzeugt. Das vom Freilauf abzustützende Moment beträgt in diesem Fall $M_{\text{Freilauf}} = 65\,\text{Nm}$. Um Unsicherheiten bei der Abschätzung der Belastungen auszugleichen, wird ein Sicherheitsfaktor von $1,5$ vorgesehen. Damit steigt das geforderte Moment des Freilaufs auf $M_{\text{Freilauf}} = 97{,}5\,\text{Nm}$.

Die maximal ertragbare Drehzahl folgt aus der Positionierung des Freilaufs. Da dieser verhindern soll, dass der Verbrennungsmotor in rückwärtiger Richtung gedreht wird, wird der Freilauf auf der Sonnenwelle positioniert, die direkt mit der Kurbelwelle verbunden ist. Damit entspricht die maximale Drehzahl des Freilaufs der des Verbrennungsmotors $n_{\text{Freilauf,max}} = 7000\,\text{min}^{-1}$.

Für die Umsetzung des ersten Prototypen mit integriertem Konzept werden Standardbauteile präferiert. Für den Freilauf bieten sich daher Bauformen an, die geschlossen, gefettet und abgedichtet sind und damit geringen Aufwand für die Integration bedeuten. Zudem sind sie meist mit einem integrierten Rillenkugellager ausgestattet, um die Koaxialität von Außen- und Innenring des Freilaufs sicherzustellen. Ein Nachteil solcher Einbaufreiläufe mit Lagerung ist der Zielkonflikt zwischen dem abstützbaren Drehmoment und der maximalen Drehzahl. Je größer der Durchmesser, desto höher das Drehmoment und desto geringer die Drehzahl. Unter Berücksichtigung der oben genannten Anforderungen und in Absprache mit dem Hersteller wird für die Konstruktion der Freilauf mit der Bezeichnung RINGSPANN FZ 6204 P2RS ausgewählt.

Riementrieb

Im gewählten Konzept soll die Kraftübertragung von der Ausgangswelle des PGS zur Eingangswelle des Verteilergetriebes über einen Riementrieb erfolgen. Dabei soll ein Übersetzungsverhältnis von PGS zu Verteilergetriebe von $i_{\text{Riemen}} = 0,69$ eingestellt werden. Da die Leistungsübertragung mittels Zahnriemen Effizienzvorteile gegenüber Keilriemen bietet [68], soll auch in diesem Anwendungsfall ein Zahnriemen eingesetzt werden. Zur Einstellung des benötigten Übersetzungsverhältnisses wird am Planetengetriebe eine Riemenscheibe mit 64 Zähnen und an der Getriebeeingangswelle eine mit 44 Zähnen vorgesehen. Mit dem maximalen Drehmoment am Planetenträger des PGS von $M_{\text{ePGS,ab}} = 182\,\text{Nm}$ (Abbildung 4.3) und einem Teilkreisdurchmesser der Riemenscheibe von $d_{\text{RS,ePGS}} = 162{,}97\,\text{mm}$ ergibt sich die Riemenkraft durch die Zugkraft zu:

$$F_{\text{R,Zug}} = \frac{M_{\text{ePGS,ab}}}{d_{\text{RS,ePGS}}} = 1117\,\text{N} \tag{4.18}$$

Ein Zielkonflikt bei der Riemenauswahl besteht zwischen der erforderlichen Zugkraft und der Riemenbreite. Je breiter der Riemen ist, desto höher ist die übertragbare Kraft. Im Kontext des ePGS hat ein breiterer Riemen jedoch direkt negativen Einfluss auf die axiale Baulänge des Antriebs, die hinsichtlich des verfügbaren Bauraums eine kritische Größe darstellt. Zur Entschärfung des Zielkonflikts wird ein kohlefaserverstärkter Riemen von Continental (Continental Synchroforce Carbon) eingesetzt, der eine besonders hohe Zugkraft bei geringer Riemenbreite (20 mm) bietet. Zusätzlich zu der Kraft, die durch das zu übertragende Drehmoment auf den Riemen wirkt, stellt sich eine Zugkraft durch die Vorspannung des Riemens ein. Diese ist riemenspezifisch und wird vom Hersteller vorgegeben. Mit der für diese Konfiguration vorgeschriebenen Vorspannkraft $F_{\text{R,Spann}} = 1023\,\text{N}$ ergibt sich die maximale Riemenkraft:

$$F_{\text{R,max}} = F_{\text{R,Zug}} + F_{\text{R,Spann}} = 2140\,\text{N} \tag{4.19}$$

4.3.2 Lagerungskonzept

Durch den koaxialen Aufbau des integrierten Ansatzes ergibt sich ein großes Potenzial zur Reduktion der Anzahl benötigter Lager. So können Gewicht und Kosten eingespart werden. Dafür werden Lager an mechanisch günstigen Stellen so positioniert, dass jede Welle mit der minimalen Anzahl an Lagern ausreichend gegen Verschiebung und Desachsierung gesichert ist. Abbildung 4.4 zeigt das Lagerungskonzept für den ePGS-Antrieb, wobei die Hauptkomponenten mit Buchstaben von a-f und die Lager mit Zahlen von 1-5 gekennzeichnet sind.
Das Planetengetriebe soll koaxial aufgebaut sein und im 3-Wellen-Betrieb verwendet werden. Daher muss jede Welle des PGS drehbar gelagert sein. Die Sonnenwelle (Abbildung 4.4 - Bauteil a) stellt dabei die Zentralwelle des Getriebes dar und dient als Grundlage für die Lagerung der anderen Komponenten. Sie wird auf der Seite des Verbrennungsmotors über die originale, konische Welle-Nabe-Verbindung (kurz: WNV) mit der Kurbelwelle verbunden. Dies stellt eine besonders präzise und biegesteife Verbindung mit hoher Laufruhe dar [39], die es erlaubt, auf dieser Seite der

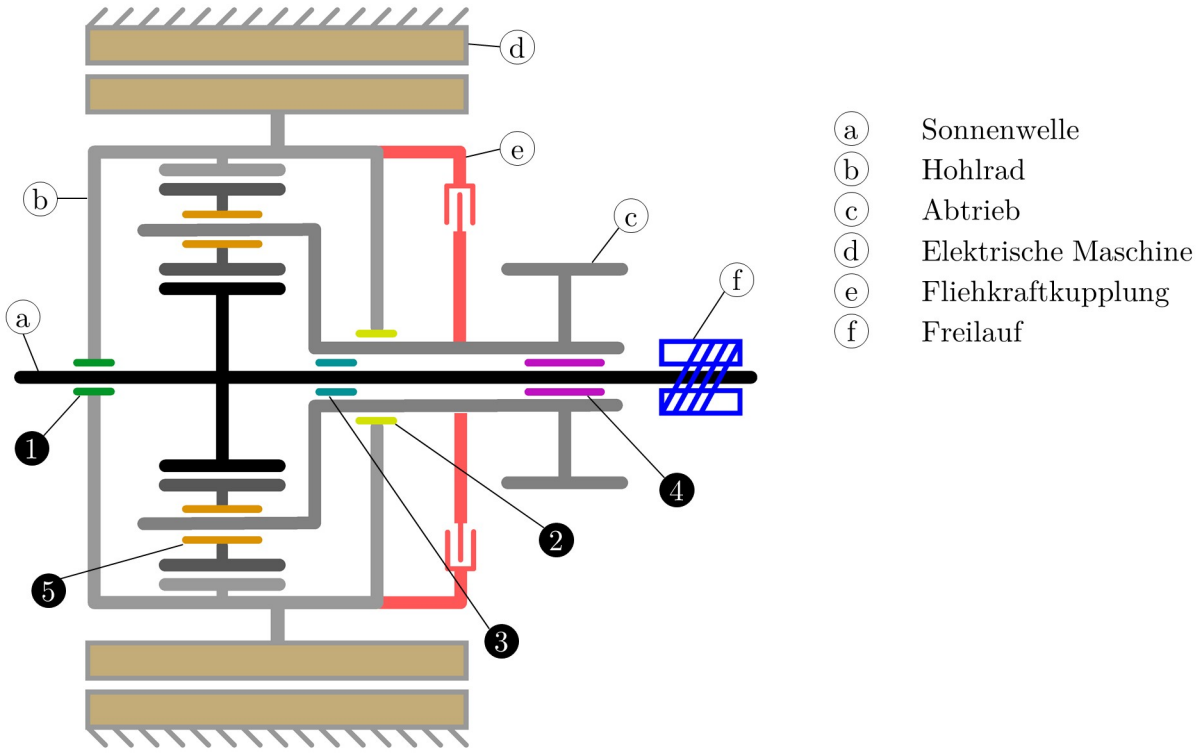


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung des Lagerungskonzeptes.

Sonnenwelle auf eine zusätzliche Lagerung zu verzichten, da das Kurbelwellengleitlager genutzt wird.

Der Freilauf (f) wird ebenfalls auf der Sonnenwelle positioniert, um das Rückwärtsdrehen des Verbrennungsmotors zu verhindern. Dabei sind zwei wesentliche Merkmale des Freilaufs bei der Positionierung zu beachten. Einerseits weist dieser einen deutlich geringeren Bohrungsdurchmesser als der Außendurchmesser der Kurbelwelle an der WNV auf. Damit ist eine motornahe Positionierung des Freilaufs nahezu ausgeschlossen. Andererseits ist in den Freilauf ein Kugellager integriert, das ausreichend dimensioniert ist, um die Sonnenwelle an der vom Motor abgewandten Seite des Getriebes zu lagern. Somit kann durch eine Positionierung des Freilaufs rechtsseitig des PGS die Freilauffunktionalität mit der Lagerfunktion der Sonnenwelle kombiniert werden.

Die Lagerung des Planetenträgers (c) erfolgt über zwei Lager auf der Sonnenwelle, wobei der Planetenträger als Hohlwelle ausgeführt sein muss. Das linke Lager (3) ist als Rillenkugellager ausgeführt, während das rechte (4) als Nadellager vorgesehen ist. Dieses ist genau unter der Riemenscheibe des Abtriebs positioniert, um die wirkenden Riemenkräfte möglichst optimal aufzunehmen und an die Sonnenwelle abzuleiten. So sollen Biegebelastungen der Planetenträgerwelle reduziert werden.

Für die Lagerung der Planeten (5) wird eine Kombination aus Wälz- und Gleitlagerung eingesetzt, wie sie dem Stand der Technik entspricht [69]. Hierzu wird jeder Planet mit einem Nadellager auf einem am Planetenträger befestigten Bolzen gelagert. Die Bolzen sind über eine Übergangspassung

in dem Planetenträger positioniert und mit einer Schraube fixiert. Zur axialen Positionierung werden Anlaufscheiben aus einem selbstschmierenden Polymer vorgesehen.
Das Hohlrad (b) des PGS ist fest mit dem Rotor der elektrischen Maschine (d) verbunden und gemeinsam gelagert. Die Lagerung erfolgt über ein Rillenkugellager (1) zwischen Hohlrad und Sonnenwelle sowie ein weiteres Rillenkugellager (2) zwischen Hohlrad und Planetenträger. Da diese Einhausung der Zahnräder zusätzlich die Funktion als dichtes Gehäuse des PGS erfüllen soll, sind beide Lager als gedichtet und fettgeschmiert ausgeführt. So ist das Innere des Planetengetriebes ausreichend gegen Umwelteinflüsse geschützt und kann zur Schmierung und Kühlung mit ausreichend Schmiermittel gefüllt werden. Die spangenartige Anordnung des Gehäuses um das PGS wirkt außerdem als axiale Fixierung des Planetenträgers. Im vorgeschlagenen Aufbau werden im Planetengetriebe ausschließlich geradverzahnte Zahnräder verwendet, wodurch auf eine angestellte Lagerung der Komponenten verzichtet wird.
Das vorgestellte Lagerungskonzept bietet den Einsatz möglichst weniger Lager bei maximaler Funktionalität. Nachteil dieser Ausführung ist hingegen die beschränkte Fähigkeit zur Aufnahme von Axialkräften, da lediglich Radiallager eingesetzt werden. Im konkreten Fall ist dies aufgrund der Geradverzahnung zu tolerieren, kann jedoch bei Verwendung von schrägverzahnten Zahnrädern problematisch sein. In diesem Fall gilt es, die Lagerung durch eine geeignete zu ersetzen.

Lagerberechnung

Während die Lagerungen 1-3 durch einfache Rillenkugellager realisiert werden können, die aufgrund der geometrischen Randbedingungen die mechanischen Anforderungen weit übertreffen, bedarf es bei der Auswahl der Planetenlagerung (5) und des Nadellagers am Planetenträger (4) einer genaueren Betrachtung.

Planetenlager
Die Planeten sind innerhalb des Planetengetriebes die kleinsten beweglichen Bauteile und gleichzeitig sehr hoch belastet. Die Lagerung sollte daher möglichst klein sein, um einen geringen radialen Bauraum des PGS zu erlauben, muss aber ebenso robust für hohe Querkräfte und Drehzahlen sein. Erreicht wird dies über ein Nadellager zur Abstützung der Querkräfte und Anlaufscheiben mit ausreichend Spiel für die axiale Positionierung bei gleichzeitiger Minimierung der Reibung [69].
Die Querkraft ergibt sich aus dem maximalen Moment, das der Antrieb auf den Planetenträger übertragen kann. Sie kann durch die Anzahl der Planeten, auf die das Drehmoment aufgeteilt wird, beeinflusst werden. Basierend auf der Auslegung mit einer Standübersetzung des Planetengetriebes von $i_0 = -1,8$, werden die Zahnräder gemäß Abschnitt 4.3.1 verwendet. Die Anzahl der Planeten ergibt sich dann aus der Winkel- und Zähnezahlbedingung (Gleichung 4.20) [66]. Dabei muss die Anzahl der Planeten p einem ganzzahligen gemeinsamen Vielfachen f der Zähnezahl des Hohlrads $z_\mathrm{H} = 72$ und der des Sonnenrads $z_\mathrm{S} = 40$ entsprechen. In der vorliegenden Konfiguration sind dementsprechend 2, 4 und 8 Planeten zulässig. Dabei ist zu beachten, dass mit

steigender Anzahl der Planeten zwar die Belastung pro Planet reduziert wird, jedoch aufgrund der zunehmenden Überbestimmtheit des PGS die Anforderung an die Lauf- und Fertigungsgenauigkeit zunimmt [70]. Als Kompromiss zwischen der Querkraftreduktion und der darstellbaren Fertigungsgenauigkeit werden im Zuge dieser Arbeit vier Planeten für das PGS vorgesehen.

$$f = \frac{z_S + z_H}{p} \tag{4.20}$$

Die vom Nadellager des Planeten zu tragende Querkraft wird aus dem maximalen Drehmoment am Planetenträger und dem Durchmesser, auf welchem sich die Planeten bewegen, bestimmt. Das maximale Drehmoment von $M_{ePGS,ab} = 182\,\mathrm{Nm}$ am Planetenträger wird im elektrischen Fahrmodus bei geringen Geschwindigkeiten erreicht, wenn das Fahrzeug mit vollem Moment der EM beschleunigt (Abbildung 4.3). Der Durchmesser, auf dem die Planetenachsen rotieren $d_{P,Rotation}$, ergibt sich aus den Teilkreisdurchmessern der Zahnkontakte von Sonnen- und Hohlrad:

$$d_{P,Rotation} = \frac{d_H - d_S}{2} = 112\,\mathrm{mm} \tag{4.21}$$

Die Querkraft $F_{P,quer}$ jedes Nadellagers je Planet folgt dann über:

$$F_{P,quer} = \frac{M_{ePGS,ab} \cdot 2}{d_{P,Rotation}} \cdot \frac{1}{p} = 812{,}5\,\mathrm{N} \tag{4.22}$$

Bei der Auswahl eines geeigneten Lagers ist neben der auszuhaltenden Querkraft die maximal auftretende Drehzahl zu berücksichtigen. Dazu wird die Drehzahl eines Planeten relativ zum Bolzen, auf dem er gelagert ist, mittels des Superpositionsprinzips bestimmt (Abschnitt 4.2). Die Simulation zeigt, dass die höchste Drehzahl während der Beschleunigung im Hybridbetrieb (HY-1/2) kurz vor Beginn der Drehzahlsynchronisation im VRM erreicht wird. Sie beträgt in diesem Betriebspunkt $n_P = -9600\,\mathrm{min}^{-1}$.
Ein möglicherweise kritischer Grenzfall tritt auf, wenn der Verbrennungsmotor mit maximaler Drehzahl $n_{VM} = 7000\,\mathrm{min}^{-1}$ betrieben wird, während der Abtrieb stillsteht und die elektrische Maschine entsprechend der Willis-Gleichung in negativer Richtung mit $n_{EM} = 3889\mathrm{min}^{-1}$ rotiert. Die Drehzahl der Planeten beträgt dann nach Gleichung 4.15 $n_P = -17\,500\,\mathrm{min}^{-1}$. Da in diesem Fall sowohl der Verbrennungsmotor als auch die elektrische Maschine in ungünstigen Effizienzbereichen betrieben werden, ist dieser Betriebsbereich zwar theoretisch erreichbar, wird jedoch sinnvollerweise vermieden. Im Rahmen der Auslegung wird ein solcher Betriebsbereich lediglich für eine kurze Zeit im Fehlerfall berücksichtigt.
Um die Planeten ebenso wie den Rest des Getriebes mit einer Fettschmierung zu versehen, werden für die rotatorische Lagerung Nadelhülsen mit Dichtlippe vom Typ INA HK1416-2RS-L271 vorgesehen, die auch alle sonstigen Anforderungen bezüglich der Traglast und Drehzahlfestigkeit erfüllen. Die Nadellager werden über eine geeignete Passung in die Planetenräder gepresst. Die Laufbahnen der Nadellager werden direkt in die Planetenbolzen eingearbeitet. Dazu werden sie mit einer hohen Oberflächengüte gefertigt und nitriergehärtet. Die Fixierung der Planetenbolzen am Planetenträger erfolgt über eine M8-Schraubverbindung mit Feingewinde. Für die Anlauf-

scheiben werden selbstschmierende Polymerscheiben von IGUS verwendet, da in diesem Getriebe aufgrund der Geradverzahnung kaum Querkräfte auftreten und die Scheiben hauptsächlich zur Positionierung der Planeten dienen.

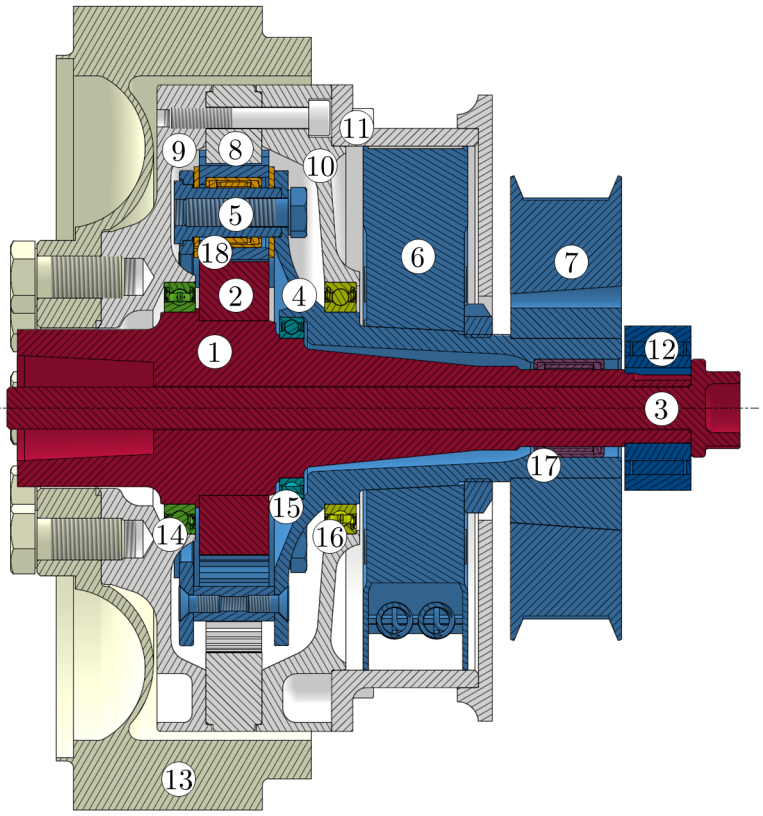
Nadellager Planetenträger
Die Verwendung eines Zugmitteltriebes zur Kraftübertragung zwischen dem Planetenträger des PGS und der Eingangswelle des Verteilergetriebes bedingt, dass das Antriebsmoment über die Riemenscheibe in eine Zugkraft am Riemen übersetzt wird. Diese erfordert jedoch eine Gegenkraft am Planetenträger, damit dessen Biegung auf ein Minimum beschränkt wird. Besonders geeignet ist dazu ein Nadellager, das direkt unter der Riemenscheibe positioniert wird und die auftretenden Kräfte über die Sonnenwelle in die robust ausgeführte Lagerung des gesamten Planetengetriebes ableitet. Das Nadellager muss der auftretenden Zugkraft (Gleichung 4.19) und der maximalen Drehzahldifferenz zwischen Sonnenwelle und Planetenträger standhalten. Letzteres tritt - ähnlich zur maximalen Drehzahl der Planeten - auf, wenn im Hybridbetrieb die maximale Leistung angefordert wird. In diesem Fall beträgt die Drehzahldifferenz am Lager 4 des Planetenträgers $n_{\mathrm{Diff,PT}} = 4177\,\mathrm{min}^{-1}$.
Ein geeignetes Lager für diesen Anwendungsfall ist das INA HK2220-2RS. Es erfüllt sowohl die Traglast- als auch die Drehzahlanforderungen, ist gedichtet, fettgeschmiert und klein genug, um unter der Riemenscheibe verbaut zu werden. Gleichzeitig erlaubt es einen ausreichend großen Durchmesser der Sonnenwelle, sodass diese die eingebrachten Kräfte aufnehmen und an die eigene Lagerung ableiten kann. Die Laufbahn des Lagers wird wie bei den Planetenbolzen durch eine hohe Oberflächengüte sowie eine Nitrierhärtung sichergestellt.

4.4 Konstruktion

Im Folgenden wird die Auslegung und Konstruktion einiger besonders wichtiger Bauteile des Getriebes thematisiert. Hierzu werden für jedes Bauteil zunächst die Hauptfunktionen aufgeführt, die dann durch geeignete konstruktive Maßnahmen umgesetzt werden.

4.4.1 Kernbauteile des ePGS

Die Konstruktion der Kernbauteile des ePGS-Getriebes unterliegt verschiedenen übergeordneten Randbedingungen, die fortlaufend in die Gestaltung eingebunden werden. Dazu gehören die Reduktion des axialen Bauraumbedarfs, die geringe Fertigungskomplexität der Bauteile und die ausreichende Festigkeit hoch belasteter Komponenten gegenüber den wirkenden Belastungen. Zur besseren Nachvollziehbarkeit ist die finale Konstruktion als Schnittbild in Abbildung 4.5 dargestellt.



(1) Sonnenwelle
(2) Sonnenrad
(3) Kurbelwellenschraube
(4) Planetenträger
(5) Planet mit Achse
(6) Fliehkraftkupplung
(7) Riemenscheibe Abtrieb
(8) Hohlrad
(9) PGS Gehäuse I
(10) PGS Gehäuse II
(11) Kupplungsglocke
(12) Freilauf
(13) Rotor el. Maschine
(14-18) Lager

Abbildung 4.5: Querschnitt durch das ePGS-Hybridgetriebe mit Beschriftung der einzelnen Komponenten.

Sonnenwelle

Für die Umsetzung des Antriebs muss die Sonnenwelle (Abbildung 4.5 - Bauteil 1) drei zentrale Funktionen bereitstellen: Die Sonnenwelle muss an den Verbrennungsmotor angebunden sein, damit das Drehmoment des VM zum Planetengetriebe übertragen werden kann. Im rein elektrischen Fahrmodus muss die Drehmomentabstützung durch den Freilauf sichergestellt werden und die Sonnenwelle soll als Hauptlagerungswelle des Antriebs fungieren.

Drehmomentübertragung von VM zu Planetenträger
Die Drehmomentübertragung vom Verbrennungsmotor an das Planetengetriebe erfordert zwei zentrale Konstruktionselemente: die Welle-Nabe-Verbindung zwischen Sonnenwelle und Kurbelwelle sowie die zwischen Sonnenrad (2) und Sonnenwelle (1). Für Erstere wird die originale, konische Welle-Nabe-Verbindung verwendet, die bereits zur Befestigung des CVT-Getriebes genutzt wurde. Diese ist als Konus mit Steigung 1:10 und einem maximalen Wellendurchmesser von 30 mm ausgeführt. Um die örtliche Verformung durch die Spannkraft des Kegelpressverbands zu reduzieren, muss die Sonnenwelle im Bereich des Pressverbands ausreichend massiv ausgelegt sein. Der Außendurchmesser der Welle beträgt daher in diesem Bereich 45 mm, wobei ein größe-

rer Durchmesser aufgrund der Durchgangsbohrung am Befestigungsflansch des EM-Rotors (13) nicht ohne dessen Modifikation umsetzbar ist. Zur Montage der Sonnenwelle ist, wie auch im originalen CVT, eine durch die gesamte Welle geführte Schraube vorgesehen. Diese dient primär dazu, die notwendige Axialkraft aufzubringen, um eine feste Verbindung des Kegelpressverbands sicherzustellen.

Das notwendige Anzugsdrehmoment der Kurbelwellenschraube stellt für die sichere Verbindung des Kegelpressverbands eine besonders kritische Größe dar und beträgt gemäß dem Werkstatthandbuch für das CVT-Getriebe 60 Nm. Die so aufgebrachte Axialkraft führt zu einem übertragbaren Drehmoment von 134,3 Nm, was einem Sicherheitsfaktor von $2,7$ gegenüber dem Nennmoment des Verbrennungsmotors (49 Nm - siehe Tabelle 4.1) entspricht.

Exkurs Kinematik

Bei der Auslegung des Anzugsdrehmoments ist besonders zu berücksichtigen, dass es sich bei dem verwendeten Motor um einen Einzylindermotor handelt, der aufgrund des einzelnen Verbrennungsvorgangs pro 720°-Zyklus der Kurbelwelle nicht zu vernachlässigende Drehmomentspitzen erzeugt. Diese können, je nach Vorkehrung zum Ausgleich der Pulsation, ein Vielfaches des Nennmoments betragen. Abbildung 4.6 zeigt exemplarisch den Verlauf des aktuellen Drehmoments über dem Kurbelwinkel sowie den Mittelwert eines Verbrennungszyklus bei einem vergleichbaren Forschungsmotor. Dabei ist zu erkennen, dass die Drehmomentspitze um ein Vielfaches (Faktor 15) höher liegt als das gemittelte Nennmoment in diesem Lastpunkt. Die Auslegung ungedämpfter Komponenten im Getriebe muss folglich nicht nur das Nennmoment berücksichtigen, sondern das Spitzenmoment der Pulsation.

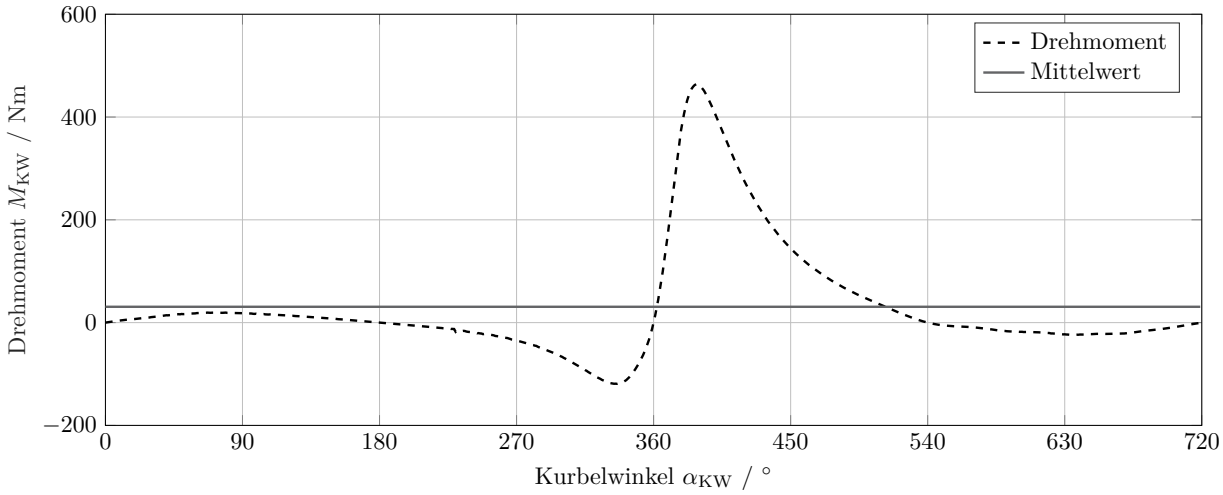


Abbildung 4.6: Gemessener Drehmomentverlauf über den Kurbelwinkel eines vergleichbaren Einzylinder-Forschungsmotors im Teillastbetrieb.

Da die genaue Kurbeltriebskinematik des ursprünglichen Verbrennungsmotors, der im Gegensatz

zum Forschungsaggregat mit Ausgleichswellen ausgestattet ist, unbekannt ist, wird die Bestimmung der Drehmomentspitze und damit das vom Getriebe maximal ertragbare Drehmoment als besonders kritisch erachtet. Entsprechend ist das Anzugsdrehmoment der Kurbelwellenschraube für den Kegelpressverband zu hinterfragen. Zwar wurde dieser für den originalen Antrieb unter gleichen Randbedingungen vom Hersteller ausgelegt, jedoch kann davon ausgegangen werden, dass die Dämpfung zwischen der Kurbelwelle und der damit verbundenen Getriebewelle durch das Planetengetriebe deutlich geringer ausfällt als bei dem üblicherweise verwendeten Riemen-CVT. Damit ist der Pressverband deutlich stärker belastet. Die Anpassung des Anzugsdrehmoments erfolgt unter Berücksichtigung üblicher Werkstoffdaten.

Neben dem Kegelpressverband ist die Verbindung der Sonnenwelle mit dem Sonnenrad notwendig für die Kraftübertragung vom Verbrennungsmotor zum Planetengetriebe. Das Sonnenrad ist in diesem Anwendungsfall aus zwei Gründen als separates Zahnrad ausgeführt, das durch eine WNV mit der Sonnenwelle verbunden ist. Da es sich um ein Prototypengetriebe handelt, bei dem der Beweis über die grundsätzliche Funktion im Fokus steht, soll die Fertigung möglichst ökonomisch gestaltet werden. Das Sonnenrad kann dazu als Standardteil mit fertiger, gehärteter Verzahnung gekauft werden, wobei lediglich die Passbohrung zu adaptieren ist. Neben reduzierten Fertigungskosten und Bearbeitungszeit kann Material in der Fertigung eingespart werden, da das verwendete Halbzeug nur den Passungsdurchmesser der Welle abdecken muss.

Die Welle-Nabe-Verbindung zwischen der Sonnenwelle und dem Sonnenrad kann allgemein als kraft- oder formschlüssige Verbindung realisiert werden. Dabei gilt eine formschlüssige Verbindung als aufwändiger in der Fertigung, aber leichter zu montieren; sie besitzt prinzipbedingt eine hohe Sicherheit gegen das Verdrehen der Wellen. Die kraftschlüssige Verbindung hingegen ist weniger komplex in der Fertigung, bedarf aber genauerer Auslegung hinsichtlich des zu übertragenden Drehmoments und ist meist schwerer zu montieren [39]. Im dargestellten Anwendungsfall wird letztere präferiert, um die Fertigungskomplexität gering zu halten. Die großen Drehmomentspitzen durch den Verbrennungsmotor erfordern eine starke Presspassung und entsprechend massive Ausgestaltung der Welle und des Zahnrades. Auch wenn die zusätzliche Schwungmasse der Kurbelwelle günstig für die Kompensation der Drehmomentschwankungen ist, bietet sich im Rahmen einer Serienanwendung deutliches Optimierungspotenzial zur Gewichtserleichterung und Kostenersparnis.

Da die Verbindung von Sonnenwelle und Sonnenrad sich genau im Zentrum des Planetengetriebes befindet und damit besonders schwer im Falle einer Reparatur zugänglich ist, soll ein ausreichend groß ausgelegter Sicherheitsfaktor der WNV möglichen Schäden entgegenwirken. Daher wird, angelehnt an die Abschätzung aus Abschnitt 4.4.1, ein Sicherheitsfaktor $S = 12$ des nominellen VM-Moments für die Pressverbindung vorgesehen. Entsprechend ergibt sich ein Übermaß von $55 - 87\mu m$. Das Fügen dieser Verbindung erfolgt mittels einer Temperaturdifferenz zwischen Sonnenrad und Welle von 168 K.

Integration des Freilaufs und Realisierung der Hauptlagerung

Für den rein elektrischen Fahrbetrieb muss das von der EM aufgebrachte Moment aufgrund des erforderlichen Momentengleichgewichts im Planetengetriebe an der Sonnenwelle in entgegengesetzter Drehrichtung des Verbrennungsmotors abgestützt werden. Dafür geeignet ist ein Freilauf, der die Rotation der Sonnenwelle gegenüber dem Kurbelgehäuse in der entsprechenden Richtung verhindert. Dieser wird idealerweise nahe dem Sonnenrad positioniert, um die Kräfte möglichst optimal aufzunehmen. Aufgrund der Wellenanbindung der Sonnenwelle an die Kurbelwelle wäre dazu links des Sonnenrads (Abbildung 4.5) ein besonders großer Innendurchmesser (45 mm) des Freilaufs erforderlich, der, wie in Abschnitt 4.3.1 beschrieben, kombiniert mit einer Lagerung erhebliche Nachteile bezüglich der Drehzahlfestigkeit aufweist. Der entsprechend kleinere Freilauf, welcher unter Berücksichtigung aller Gegebenheiten ausgewählt wurde, besitzt einen Wellendurchmesser von 20 mm und eignet sich entsprechend nicht zur Montage links des Sonnenrades, da sich hier ein Konflikt mit dem Kegelpressverband der Kurbelwelle ergibt. Um dennoch den Freilauf einbinden und gleichzeitig die bereits integrierte Lagerung für die Hauptlagerung des Getriebes nutzen zu können, wird der Freilauf am rechten Ende der Sonnenwelle positioniert. Hier ergibt sich eine erste Randbedingung für die Ausgestaltung des Getriebegehäuses, da die durch den Freilauf eingeleiteten Drehmomente dort aufgenommen werden müssen.

Um die Sonnenwelle als Hauptlagerungswelle für die übrigen Komponenten des Getriebes zu gestalten, müssen an günstigen Positionen Lagersitze vorgesehen werden. Diese werden links und rechts des Sonnenrads für die Rillenkugellager des Hohlrads und des Planetenträgers integriert. Zusätzlich wird rechts, nahe des Freilaufs, unterhalb der Riemenscheibe eine Laufbahn für das dort einzubindende Nadellager vorgesehen. Die Durchmesser, insbesondere die der Rillenkugellager, sind unter Berücksichtigung der Montierbarkeit sowie der Reduktion von Bauteilspannungen durch große Durchmessersprünge ausgelegt. Damit ergibt sich die Sonnenwelle als Hohlwelle, die ausgehend vom Pressverband des Sonnenrads zu beiden Seiten hin in mehreren Absätzen zuläuft.

Festigkeitsnachweis mittels Finite-Elemente-Methode

Der Festigkeitsnachweis erfolgt mittels FEM-Analyse, wobei die in Abschnitt 4.3 ermittelten maximalen Belastungen zugrunde gelegt werden. Die Analyse erfolgt für zwei Szenarien. Das erste simuliert, wie das maximale Drehmoment des Verbrennungsmotors am Kegelpressverband eingeleitet und über das Sonnenrad in das restliche Planetengetriebe übertragen wird. Dabei wird über einen Sicherheitsfaktor 10 das Spitzenmoment im Verbrennungszyklus mit berücksichtigt. Im zweiten Szenario wirkt das unter Berücksichtigung der Standübersetzung i_0 wirkende, maximale Moment der elektrischen Maschine auf das Sonnenrad und wird am Freilauf abgestützt. In beiden Fällen ist die resultierende Querkraft der Riemenscheibe an der Position des Nadellagers mit berücksichtigt.

Die FEM-Analyse (Abbildung 4.7) zeigt, dass die Von-Mises-Spannung grundsätzlich unkritische Werte für beide Szenarien annimmt. Als besonders kritische Stelle des Bauteils lässt sich der Über-

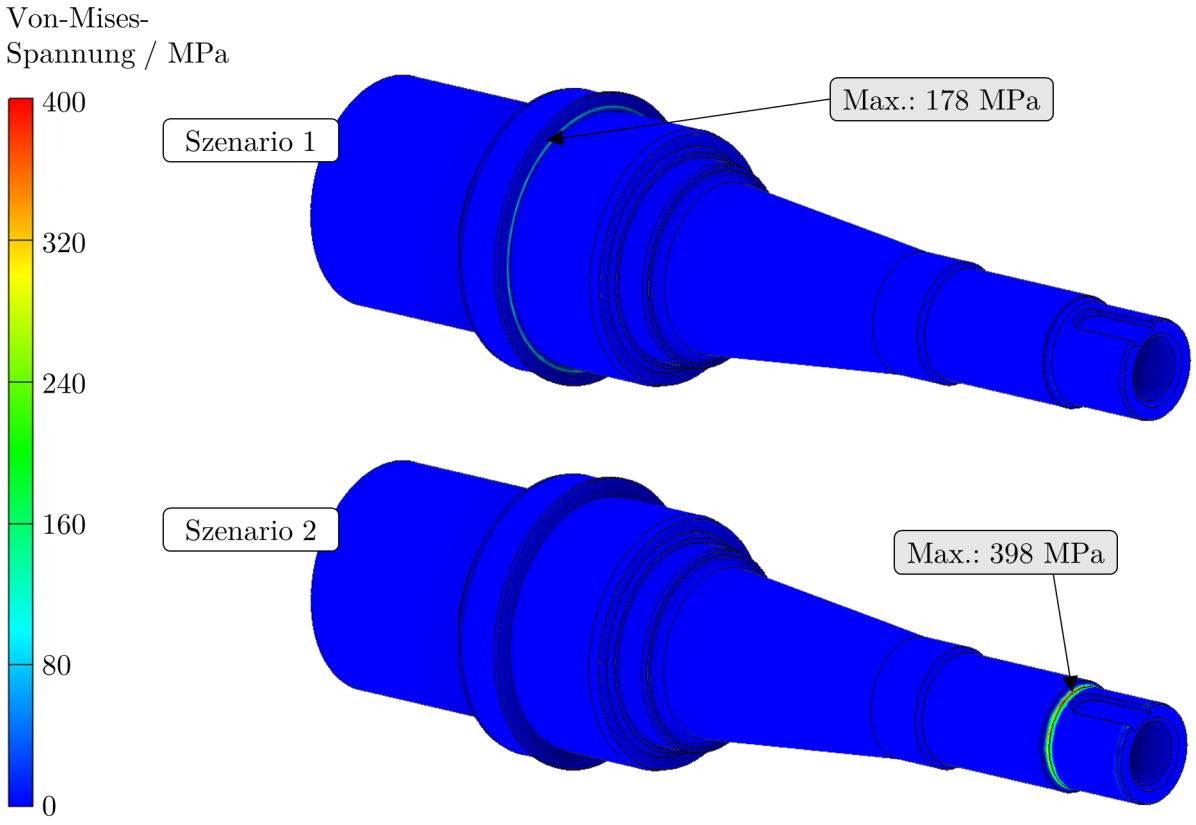


Abbildung 4.7: FEM-Analyse der Sonnenwelle in zwei unterschiedlichen Belastungsszenarien: Szenario 1 - verbrennungsmotorischer Antrieb mit Spitzenmoment des VM; Szenario 2: elektrischer Antrieb mit maximalem Moment der EM.

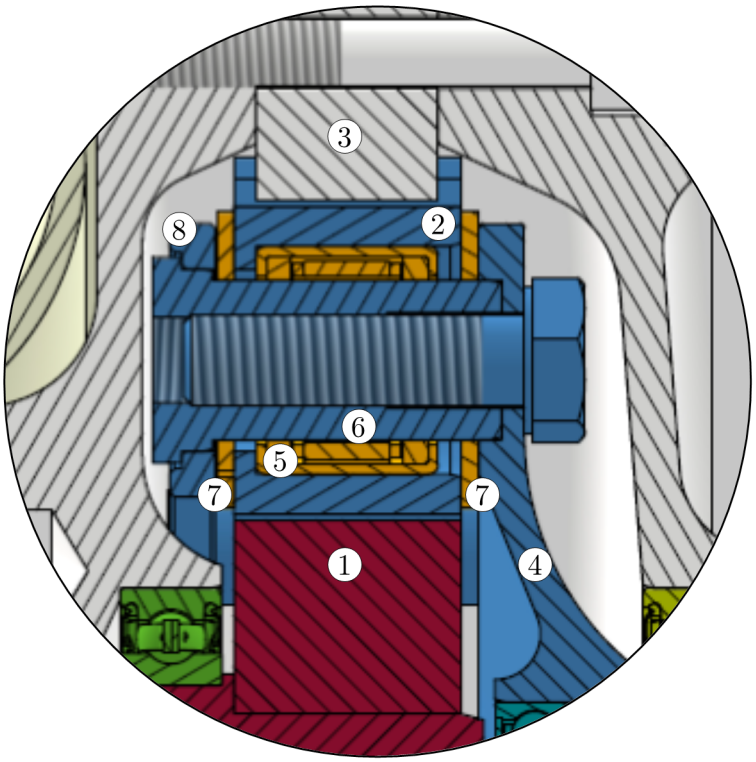
gang des Freilauf-Sitzes zu dem nächstgelegenen Absatz identifizieren, da hier die Kerbwirkung trotz des eingebrachten Radius zu der höchsten Vergleichsspannung im Bauteil von bis zu 398 MPa führt. Da durch die enge Aneinanderreihung von Funktionsflächen keine weitere konstruktive Reduktion der Spannungen möglich ist, legt dieser Belastungsfall die zu erreichende Streckgrenze des verwendeten Materials fest. Unlegierte Stähle wie S355JR liegen mit einer Streckgrenze von rund 350 MPa unter der geforderten Spannung und sind daher ungeeignet für die Verwendung in dieser Anwendung. Aufgrund der guten Bearbeitbarkeit, der hohen Festigkeit, der Korrosionsbeständigkeit und der guten Eigenschaften bei Wärmebehandlung wird für die Sonnenwelle 42CrMo4 als Material vorgezogen.
Abgesehen von der identifizierten Schwachstelle nahe dem Freilauf ist die Sonnenwelle deutlich überdimensioniert. Im Hinblick auf eine Serienentwicklung ergibt sich dadurch ein erhebliches Potenzial zur Material- und Kostenreduktion.

Planetenträger

Für die konstruktive Ausgestaltung des Planetenträgers (Abbildung 4.5 - Bauteil 4) lassen sich, wie zuvor für die Sonnenwelle, Anforderungen an die Funktion aufstellen. Diese umfassen die

Übertragung des Drehmoments von den Planeten auf die Riemenscheibe des Abtriebs, die Verbindung mit dem Kupplungskörper der Fliehkraftkupplung, die Lagerung des Hohlrads und des Planetenträgers sowie die Montierbarkeit.

Drehmomentübertragung
Die Drehmomenterzeugung im Planetenträger erfolgt über die Querkraft, die in den Planeten (5) aufgeprägt und über die Planetenbolzen an den Planetenträger übertragen wird. Dazu muss dieser so ausgestaltet sein, dass der Teilkreisdurchmesser, auf dem die Planeten rotieren $d_{\mathrm{P,Rotation}}$, überdeckt wird und die feste Verbindung mit den Planetenbolzen erlaubt.



(1) Sonnenrad
(2) Planetenrad
(3) Hohlrad
(4) Planetenträger
(5) Nadellager
(6) Planetenbolzen
(7) Anlaufscheiben
(8) Gegenring

Abbildung 4.8: Detailansicht der Planetenlagerung im ePGS.

Hierzu ist der Bereich des Planetenträgers tellerförmig mit einem um 24 mm größeren Durchmesser als $d_{\mathrm{P,Rotation}}$ ausgeführt. Die genaue Positionierung der Planetenbolzen erfolgt über Passbohrungen mit einer Übergangspassung. Zur Fixierung dient eine Verschraubung mittels eines in den Planetenbolzen eingebrachten Innengewindes. In Abbildung 4.8 ist eine Detailansicht eines Planeten dargestellt. Diese zeigt, wie der Planet (2) im Detail über das Nadellager (5) und die Anlaufhülsen (7) gelagert ist und ebenso, wie der Bolzen (6), auf dem das Nadellager des Planeten läuft, mit dem Träger (4) verbunden ist. Für weitere Stabilität sorgt ein Gegenring (8) auf der anderen Seite der Planeten, der alle Bolzen miteinander verbindet und ebenfalls über Passbohrungen positioniert wird. Der axiale Abstand zwischen Planetenträger und Gegenring wird über

beidseitig verschraubte Abstandhalter eingestellt. Das auf diese Weise eingeleitete Drehmoment kann über die Struktur des Planetenträgers auf die am rechten Ende positionierte Riemenscheibe (Abbildung 4.5 – Bauteil 7) übertragen werden. Dabei sind Durchmesserübergänge möglichst rund gestaltet, um Bauteilspannungen zu reduzieren. Im Rahmen einer Prototypenfertigung akzeptabel, für eine Serienproduktion jedoch nachteilig ist der enorme Materialeinsatz zur Fertigung des Planetenträgers mit einem großen Teller. Auch hier bietet die Konstruktion im Hinblick auf eine wirtschaftliche Serienfertigung und unter Berücksichtigung anderer, prototypisch kaum umsetzbarer Fertigungsverfahren gewisses Optimierungspotenzial.

Integration der Fliehkraftkupplung
Die Fliehkraftkupplung wird auf dem Planetenträger zwischen dem Gehäuse des PGS (10) und der Riemenscheibe (7) positioniert. So kann das Planetengetriebe als abgedichteter Raum ausgeführt werden, der mit ausreichend Fett zur Schmierung der Zahnräder gefüllt ist, und gleichzeitig eine handelsübliche, trockenlaufende Fliehkraftkupplung eingesetzt werden. Als WNV wird ein Kegelpressverband zwischen Planetenträger und Fliehkraftkupplung vorgesehen, der mit einer Wellenmutter ausreichend gespannt wird, um das notwendige Drehmoment $|M_{\mathrm{Kupplung}}| = 80\,\mathrm{Nm}$ (Abbildung 4.3) zuzüglich eines Sicherheitsfaktors $S = 2$ zu übertragen. Für den Kegelpressverband sprechen in diesem Fall besonders der geringe Fertigungsaufwand, das eher geringe zu übertragende Drehmoment sowie die gute Montierbarkeit. Ebenso umsetzbar wäre eine Polygonverbindung, jedoch bedarf diese einer deutlich höheren Fertigungsgenauigkeit zur Einhaltung der engen Toleranzen und einer größeren Differenz zwischen Innen- und Außendurchmesser der Verbindung.

Lagerung und Montierbarkeit
Die Lagerung des Planetenträgers erfolgt auf der Sonnenwelle über die Lager 3 und 4 (Abbildung 4.4). Der Sitz des Nadellagers (4) ist dabei als eine leichte Presspassung und der des Kugellagers (3) als leichte Spielpassung ausgeführt. Die Montage erfolgt durch Aufschieben des Planetenträgers auf die Sonnenwelle. Beide Lager sind gedichtet und fettgeschmiert, um gleichzeitig ausreichend Schmierung sicherzustellen und die Abdichtung des Planetengetriebes im Zwischenraum zwischen Sonnenwelle und Planetenträger zu gewährleisten.

PGS-Gehäuse

Das geteilte PGS-Gehäuse (Abbildung 4.5 - Bauteile 9-10) lagert das Hohlrad, verbindet es mit dem Rotor der elektrischen Maschine (13), stellt eine Verbindung zur Kupplungsglocke her und bildet einen abgeschlossenen Raum für die fettgeschmierten Zahnräder. Zur Reduktion von Gesamtgewicht und rotierenden Massen wird das Gehäuse aus einer geeigneten Aluminiumlegierung gefertigt.

Drehmomentübertragung

Die konzeptbedingten Anforderungen an das Hohlrad, mit der elektrischen Maschine verbunden zu sein und den PDM-Betrieb über die Fliehkraftkupplung herzustellen, bedingen zwei in der Konstruktion zu berücksichtigende Drehmomentpfade. Für die Verbindung des Hohlrads mit dem EM-Rotor besitzt dieser einen dafür vorgesehenen Flansch mit groß dimensionierten Schraubverbindungen. Dies erlaubt die Übertragung des in der EM gebildeten Drehmoments an das PGS. Der zweite Pfad wird durch Schließen der Fliehkraftkupplung im PDM-Betrieb über die Kupplung zwischen Planetenträger und Hohlrad hergestellt. Hierzu ist eine feste Verbindung der Kupplungsglocke mit dem Hohlrad erforderlich.

Um den radialen Bauraum des PGS auf den Innendurchmesser des Rotors zu beschränken, wird das Hohlrad nicht vom PGS-Gehäuse umhüllt, sondern dieses wird zweigeteilt ausgeführt, wobei das Hohlrad zwischen den beiden Hälften montiert wird. Der linke Teil (9) dient dabei primär als Verbindung zwischen Hohlrad und EM-Rotor. Der große Durchmessersprung zwischen dem EM-Flansch der rechten Gehäusehälfte (9) hin zur Anbindung des Hohlrads erfordert eine tellerartige Ausgestaltung. Dabei kann axialer Bauraum verringert werden, indem das Lager (14) möglichst nah an der Verschraubung positioniert wird. Zusätzlich ist auf der Innenseite des Gehäuses über dem Lager ausreichend Freiraum geschaffen, sodass der Planetenträger weiter nach links rückt und so ebenfalls axialer Bauraum eingespart werden kann. Die besondere Form des Rotors verhindert allerdings, dass das Planetengetriebe noch weiter nach links in den Rotor rückt. Eine geänderte Rotoranbindung könnte dies ermöglichen, wodurch zusätzlich die axiale Länge reduziert würde. Beide Gehäusehälften (9-10) sind über eng tolerierte Absätze mit dem Hohlrad (8) konzentrisch gepasst, sodass ein möglichst optimaler Rundlauf erreicht wird. Die Verbindung der Gehäusehälften mit dem Hohlrad erfolgt über durchgehende Schrauben, die von rechts eingedreht werden. So wird die Montierbarkeit des Planetengetriebes auch mit montiertem EM-Rotor erreicht. Für die Zentrierung der Kupplungsglocke (11) gegenüber dem rechten Gehäuseteil dient ein geeigneter Absatz. Die feste Verbindung der Kupplungsglocke mit dem Hohlrad erfolgt mittels langer Schrauben durch die rechte Gehäusehälfte (10). Hierzu sind Gewindebohrungen im Hohlrad vorgesehen.

Zur Gewichts- und Trägheitsreduktion sind in beiden Gehäusehälften, in den Absätzen mit großem Durchmesser nahe dem Hohlrad, Erleichterungstaschen vorgesehen. Die ausreichende Festigkeit dieser sowie die Wandstärke der belasteten Bereiche wurden in geeigneten FEM-Untersuchungen nachgewiesen, wobei insbesondere der elektrische Betrieb unter Einsatz des maximalen EM-Drehmoments betrachtet wurde.

Lagerung, Abdichtung und Schmierung

Die Lagerung des Hohlrades, des damit verbundenen EM-Rotors und der Kupplungsglocke erfolgt über zwei Rillenkugellager (14 und 16). Auf der linken Seite ist ein Lager (14) zwischen dem Hohlrad-Gehäuse und dem Sonnenrad integriert. Dieses ist über eine Pressverbindung fest mit der Sonnenwelle verbunden. Das Hohlrad-Gehäuse ist dabei mit einem Übergangssitz ausgeführt, um die Montage der linken Gehäusehälfte (9) von links zu ermöglichen. Um ein Verkippen des

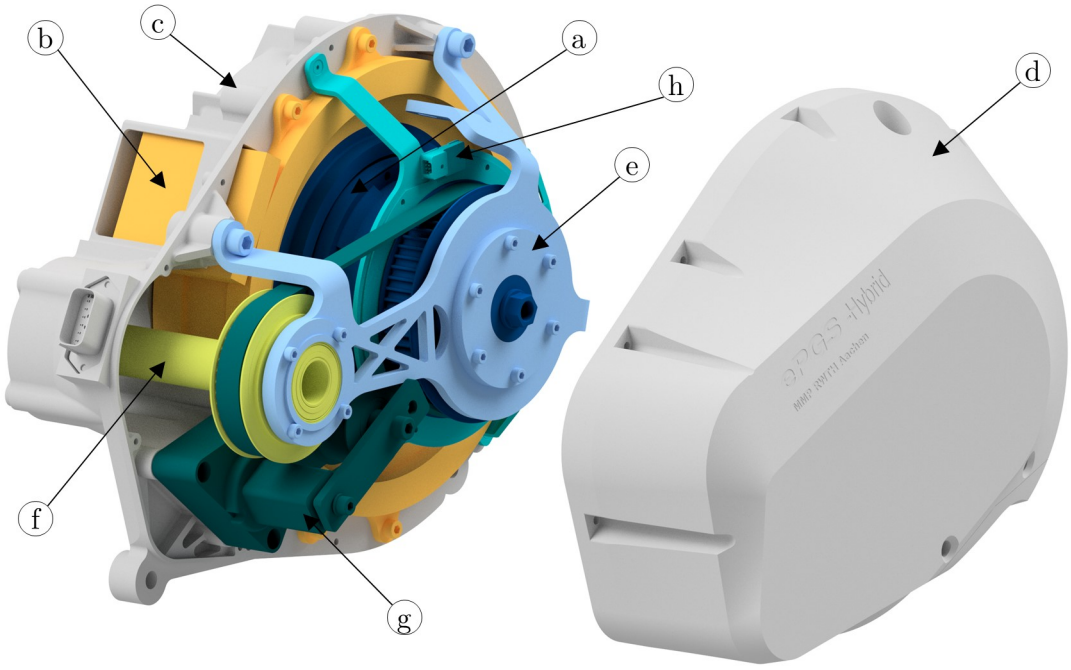
Hohlrads zu verhindern, ist auf der rechten Seite der Gehäusehälfte (10) ein weiteres Rillenkugellager (16) zwischen Gehäuse und Planetenträger vorgesehen. Dieses ist zwischen dem Teller des Planetenträgers und dem Kegelpressverband der Fliehkraftkupplung positioniert und mit einem leichten Pressverband auf dem Planetenträger fixiert. Die Montage des PGS-Gehäuses (10) von rechts wird mittels einer leicht zu verschiebenden Übergangspassung am äußeren Lagersitz erreicht. Die so umgesetzte Lagerung und Montagereihenfolge bietet einen weiteren positiven Aspekt hinsichtlich der axialen Fixierung. Das Hohlrad bildet zusammen mit den Gehäusehälften durch die integrierten Absätze an den Lagern eine Art Spange um das Planetengetriebe und sichert so die axiale Position des Planetenträgers relativ zur Sonnenwelle und zum Hohlrad. Folglich ist keine zusätzliche axiale Sicherung des Planetenträgers oder des Hohlrads notwendig.
Ebenfalls bildet die Hohlrad-Baugruppe durch die doppelt gedichtete Ausführung der Lager (14) und (16) ein Gehäuse um die Zahnräder des Planetengetriebes, das die Füllung des Innenraums mit ausreichend Schmiermedium erlaubt. Die Innenwände der Gehäusehälften sind so ausgestaltet, dass diese in großen Radien nach außen zulaufen und in einem spitzen Winkel auf die Verzahnung des Hohlrads treffen. So wird erreicht, dass insbesondere im PDM-Betrieb das verwendete Schmierfett durch die wirkende Fliehkraft nach außen in die Verzahnung des Hohlrads transportiert wird. Im VRM-Betrieb wird das Fett durch die Wälzbewegung der Zahnräder dann wieder bis zum Sonnenrad getragen und verteilt. In ersten Untersuchungen wurde festgestellt, dass durch die Temperaturänderung im abgeschlossenen Teil des Planetengetriebes ein Überdruck entstehen kann, der Fett durch die Lager fördern kann. Um dem entgegenzuwirken, wird in der linken Gehäusehälfte eine kleine Bohrung vorgesehen. So kann der Druckausgleich an einer Stelle erfolgen, die mit wenig bis gar keinem Fett verdeckt ist.

4.4.2 Integration des ePGS in den Gesamtantrieb

Für die Integration des ePGS-Getriebes in den Gesamtantrieb sind weitere Komponenten notwendig. Dazu zählen das Getriebegehäuse, eine Strukturstütze zur Abstützung der Riemenkraft, ein Riemenspanner sowie eine Wellenverlängerung für die Getriebeeingangswelle mit Riemenscheibe. Insbesondere das Getriebegehäuse und die Strukturstütze sind besonders komplexe und hoch belastete Bauteile mit vielen Funktionen und werden daher in den folgenden Abschnitten näher beleuchtet. Im Zuge der Nachvollziehbarkeit ist in Abbildung 4.9 die finale Konstruktion des Gesamtantriebs inklusive Beschriftung der einzelnen, übergeordneten Baugruppen dargestellt.

Getriebegehäuse

Das Getriebegehäuse ist im originalen CVT-Antriebsstrang als Aluminium-Gussteil realisiert und erlaubt die Verbindung des CVTs mit dem Verbrennungsmotor und dem Verteilergetriebe. Dabei sind in das Gehäuse ein Gleitlager und ein Wellendichtring für die Kurbelwelle sowie ein abgedichtetes Ölreservoir für das Motoröl integriert. Diese Merkmale und ebenso die gedichteten Kontaktflächen des originalen CVT-Gehäuses mit dem Motorgehäuse müssen in das neue Getriebegehäuse



a) ePGS
b) Stator elektrische Maschine
c) Getriebegehäuse
d) Getriebedeckel
e) Strukturstütze
f) Wellenverlängerung VG-Eingangswelle
g) Riementrieb mit Riemenspanner
h) EM Positionssensor

Abbildung 4.9: Darstellung des gesamten, in den restlichen Antrieb integrierten ePGS-Getriebes mit Beschriftung der übergeordneten Baugruppen.

übernommen werden. Außerdem erfordert der vom Rotor losgelöste Stator der elektrischen Maschine eine passgenaue Anbindung an das Getriebegehäuse. So soll die Koaxialität von Rotor und Stator sowie die Abstützung des von der elektrischen Maschine erzeugten Drehmoments sichergestellt werden. Die Anbindung des Riemenspanners erfordert weitere Strukturelemente im Gehäuse, um die dort aufgebrachte Spannkraft hinreichend abzustützen. Das letzte konstruktiv zu berücksichtigende Element ist die geeignete Verbindung eines neuen Kunststoff-Getriebedeckels. Dieser soll über eine Dichtfläche abgedichtet werden, sodass das gesamte Getriebe gegenüber äußeren Umwelteinflüssen geschützt ist.

Die finale Konstruktion des Getriebegehäuses ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Die konstruktiven Lösungen für die oben aufgeführten Merkmale werden im Folgenden detaillierter ausgeführt. Der Presssitz für das Kurbelwellen-Gleitlager (Abbildung 4.10 - Merkmal A) bildet in der Konstruktion des Gehäuses eines der zentralen Elemente. Er dient als zentraler Bezugspunkt für den Stator der elektrischen Maschine und erlaubt, diesen koaxial mit der Kurbelwelle und dem auf dieser montierten ePGS zu positionieren. Zur Schmierung des Gleitlagers ist, analog zum ursprünglichen Bauteil, ein radialer Kanal (E) in das Gehäuse eingebracht, über den das Lager ausreichend mit Motoröl versorgt wird. Die Abdichtung gegenüber dem zum ePGS offenen Teil erfolgt durch den originalen Radialwellendichtring (N). Motorseitig ist identisch zu dem CVT-Gehäuse ein Ölre-

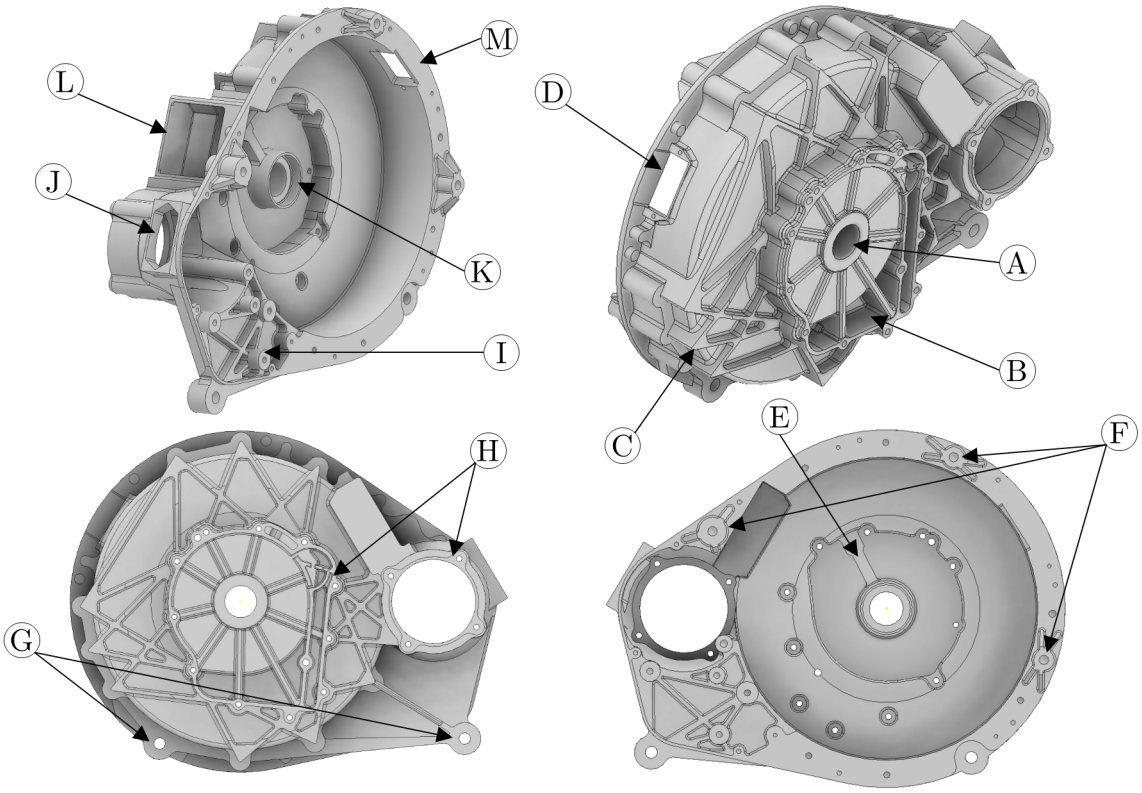


Abbildung 4.10: Darstellung des Getriebegehäuses in unterschiedlichen Ansichten mit Beschriftung der funktionalen Merkmale.

servoir vorgesehen, das über eine Flächendichtung (H) abgedichtet wird. Schraubverbindungen nach originalem Lochbild dienen dabei zur Montage des Getriebegehäuses an dem Motorgehäuse. Die genaue Positionierung erfolgt über Passstifte, sodass das Gleitlager ideal gegenüber der Kurbelwelle ausgerichtet wird. Zur möglichst genauen Nachbildung der beschriebenen Elemente des originalen CVT-Gehäuses werden ein professionell durchgeführter 3D-Scan des Originalteils sowie einige hochpräzise Messungen herangezogen.

Die weiteren konstruktiven Elemente ergeben sich aus den verknüpften Funktionen. Die elektrische Maschine wird auf der Fläche (M) über Passstifte koaxial zur Kurbelwelle positioniert und mit dem Gehäuse verschraubt. Die gleiche Fläche dient außerdem als Dichtfläche für einen Gehäusedeckel aus Kunststoff. Zur Abstützung des von der elektrischen Maschine erzeugten Drehmoments sind Fachwerkstrukturen (C) zwischen den Verbindungspunkten der EM und dem Verbrennungsmotor integriert. Unterstützt werden diese durch zwei Drehmomentstützen (G), die direkt mit dem Motorträger verbunden werden. Des Weiteren werden Verstärkungsstrukturen im Bereich des Riemenspanners (I) eingebracht, um die ausreichende Festigkeit des Gehäuses sicherzustellen. Die Öffnungen für den elektrischen Anschluss des Inverters (L) und die Kühlung der EM (M) sind durch die Orientierung der EM festgelegt. Die Öffnung für den Anschlussstecker der elektrischen Sensorleitungen (J) des Positionsgebers und des Temperatursensors ist im vorderen Teil des Gehäuses nach oben gerichtet integriert. So ist der Stecker möglichst weit von der elektrischen Ma-

schine und möglichen elektromagnetischen Störungen durch hochfrequente Ströme entfernt. Zur Abstützung des Moments am Freilauf und zur Aufnahme der Riemenkraft ist eine Strukturstütze (Abbildung 4.9 - (e)) in die Baugruppe integriert. Diese wird über ausreichend massiv dimensionierte Verbindungspunkte (F) mit der restlichen Stützstruktur des Getriebegehäuses verbunden. Für die Neukonstruktion des Getriebegehäuses sind die verfügbaren Fertigungsverfahren sorgfältig zu analysieren. Im Rahmen einer Serienproduktion würde ein solches Gehäuse typischerweise im Aluminiumgussverfahren hergestellt. Dieses Verfahren ist jedoch aufgrund der hohen Formkosten für die Einzelteilfertigung eines Funktionsprototypen ungeeignet. Eine alternative Möglichkeit zur Herstellung des Prototypenteils ist der Metall-3D-Druck mittels Lasersinterverfahren. Die Größe und Komplexität des Bauteils stellt dabei eine besondere Herausforderung dar und bedarf zusätzlicher Stützstrukturen, die durch aufwendige Nacharbeit zu entfernen sind. Dies erhöht den Materialbedarf und die Herstellungskosten signifikant. Ein weiteres Fertigungsverfahren ist die spanende CNC-Fertigung (Computerized Numerical Control). Trotz der Nachteile, wie dem hohen Materialbedarf und den gegenüber den additiven Fertigungsverfahren begrenzten Freiheitsgraden bei der Bearbeitung, stellt dieses Verfahren für die vorliegende Komponente die effizienteste und ökonomischste Fertigungsoption dar.

Strukturstütze

Der axial geringfügig längere Aufbau des ePGS gegenüber dem ursprünglichen CVT erfordert die Verlängerung der Eingangswelle des Verteilergetriebes, sodass die Riemenscheibe in der Flucht des Riemens positioniert wird. Zur Kompensation des längeren Hebels und der gesteigerten Riemenkraft wird eine weitere Struktur zur Aufnahme der Kräfte vorgesehen. So soll Schäden durch Überbelastung der für den originalen Antrieb ausgelegten Komponenten vorgebeugt werden. Außerdem muss die Struktur das am Freilauf abgestützte Drehmoment tragen und ohne nachzugeben ableiten. Die Erfüllung dieser Anforderungen kann entweder durch eine zweite, aus Aluminium gefertigte Hälfte des Getriebegehäuses sichergestellt werden, oder durch eine minimalistisch ausgeführte Strukturstütze. Letzteres bietet den Vorteil, dass auf einfachere Fertigungsverfahren zurückgegriffen werden kann und der Materialbedarf für die Herstellung des Prototypenteils geringer ist. Ausgehend von dieser Motivation wird die Strukturstütze als gebogenes, 10 mm starkes Stahlblech gefertigt. Die Strukturstütze (Abbildung 4.11 - Bauteil I) in der Baugruppe des Gesamtantriebs ist in Abbildung 4.11 abgebildet.
Die Grundkontur der Stütze wird durch Laserstrahlschneiden aus einem geeigneten Halbzeug ausgeschnitten. Die Aufnahme der wirkenden Riemenkraft erfolgt durch eine fachwerkartige Struktur zwischen dem Freilauf und einem, am losen Ende der VG-Eingangswelle angebrachten, Rillenkugellager. So sollen Biegespannungen sowohl in der Eingangswelle als auch den Wellen des ePGS reduziert werden. Die korrekt positionierten und tolerierten Lagersitze für den Freilauf und das Rillenkugellager werden durch zwei Flansche (II und III) realisiert. Diese werden durch CNC-Endbearbeitung der Strukturstütze nach dem Laserschnitt- und Biegeprozess exakt gepasst. Für die Abstützung des am Freilauf während der elektrischen Fahrt wirkenden Drehmoments werden

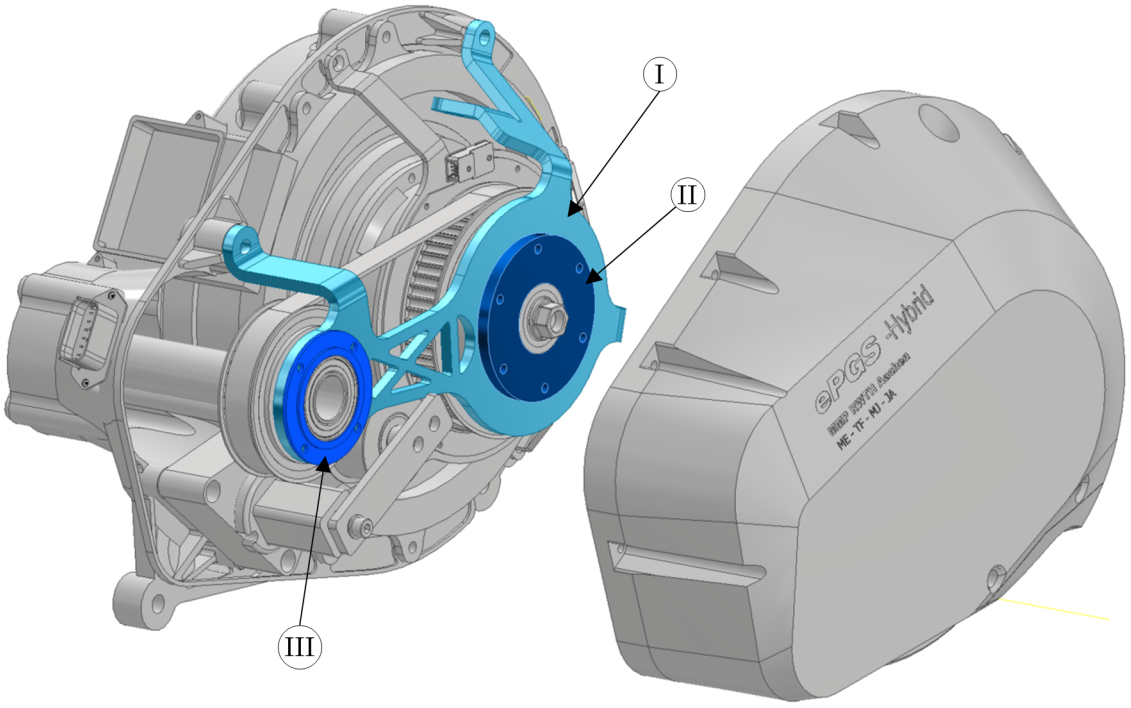


Abbildung 4.11: Strukturstütze mit den beiden Lagerflanschen in der Gesamtkonstruktion.

an der Strukturstütze drei Arme vorgesehen. Sie sind in geeigneter Weise gebogen und mit dem Aluminium-Getriebegehäuse über eine Verschraubung verbunden. Dabei ist besonders der Arm nahe der VG-Eingangswelle wichtig für die Abstützung des Drehmoments, da dieser den längsten Hebel zur Achse des Freilaufs aufweist.

Zusammenfassung des Kapitels

Das Kapitel behandelt die konstruktive Auslegung und Integration des elektrifizierten Planetengetriebes (ePGS) in den Antriebsstrang eines Hybridfahrzeugs. Nach einem kurzen Einblick in die Auslegung des Antriebssystems wurden die Anforderungen an die Bauteile des ePGS basierend auf einer einfachen Simulation dargelegt. Dabei konnten kritische Drehmomente und Drehzahlen identifiziert werden, die in der Bauteilkonstruktion und -auslegung besondere Aufmerksamkeit erfordern. Das erarbeitete Lagerungskonzept zielt darauf ab, möglichst wenige Lager zu nutzen, um die axiale Länge des Planetengetriebes möglichst kurz zu gestalten. Zusätzlich ist das Planetengetriebe so weit wie möglich in den Rotor der EM geschoben. Im Sinne der Montierbarkeit ist das PGS-Gehäuse zweigeteilt ausgeführt. Es stellt außerdem die Verbindung zwischen Hohlrad, Rotor der elektrischen Maschine und Kupplungsglocke her. Durch gezielte konstruktive Maßnahmen, wie Leichtbaustrategien und präzise Lagerkonzepte, wurden Gewicht und Trägheitsmomente minimiert.
Für die Integration des ePGS in den Gesamtantrieb werden zusätzliche Komponenten erforderlich, darunter das Getriebegehäuse, eine Strukturstütze zur Aufnahme der Riemenkraft und ein Rie-

menspanner. Das Getriebegehäuse übernimmt neben der mechanischen Abstützung auch Funktionen zur Lagerung der Kurbelwelle und zur Abdichtung des Ölkreislaufs des Verbrennungsmotors. Seine Fertigung erfolgt mittels CNC-Bearbeitung, da dieses Verfahren für die Prototypenherstellung hinsichtlich Präzision und Wirtschaftlichkeit vorteilhaft ist.
Zur strukturellen Verstärkung dient eine aus Stahl gefertigte Strukturstütze, die über einen Fachwerkaufbau Riemen- und Freilaufkräfte auf das Getriebegehäuse überträgt und Biegespannungen in der Eingangswelle des Verteilergetriebes reduziert.
Die vorgestellten, konstruktiven Lösungen gewährleisten eine kompakte, leistungsfähige und fertigungstechnisch realisierbare prototypische Umsetzung des ePGS innerhalb des hybriden Antriebsstrangs, wobei mechanische Belastungen optimiert und Bauraumbeschränkungen berücksichtigt werden.
Mit dem Fokus der Konstruktion auf die Kompaktheit des Antriebs und der Berücksichtigung des Achsversatzes konnte ein vollwertiger Ersatz für das konventionelle CVT geschaffen werden, der den Bauraum nur geringfügig vergrößert. Mit weiteren Maßnahmen, beispielsweise durch eine andere Anbindung des Getriebes an den Rotor der elektrischen Maschine, könnte die axiale Länge des Antriebs weiter reduziert werden, um den ursprünglichen Bauraum des CVT einzuhalten. Damit könnte der Antrieb gemäß Forschungsfrage zwei auch in kleineren Fahrzeugen eingesetzt werden.
Der vorgestellte integrierte Ansatz des ePGS mit einer zentralen Hauptlagerungswelle wurde im Rahmen dieser Dissertation zum Patent angemeldet [71].

5 Experimentelle Untersuchungen

Zur Validierung der Funktionsfähigkeit des Demonstratorfahrzeugs werden im Folgenden Messergebnisse aus verschiedenen Fahrszenarien präsentiert, welche die intendierte Funktionalität des Hybridantriebs nachweisen. Im Anschluss werden im Rahmen erster Testläufe aufgetretene Schäden analysiert und darauf aufbauend Lösungsansätze entwickelt, um derartigen Defekten vorzubeugen und Erkenntnisse für die Weiterentwicklung des Antriebssystems abzuleiten. Den Abschluss dieses Kapitels bildet die Analyse des Antriebswirkungsgrades, basierend auf Messungen eines Fahrzeug-Rollenprüfstands.

5.1 Validierung der Funktionsfähigkeit

In Abbildung 5.1 sind erste Eindrücke des Antriebs sowie dessen Integration im Fahrzeug zu sehen. Bild A zeigt den montierten Hybridantrieb, bestehend aus dem Verbrennungsmotor, dem ePGS-Getriebe und dem Verteilergetriebe, wobei der Kunststoffdeckel des ePGS abgenommen ist. Diese Darstellung verdeutlicht die Kompaktheit des integrierten Ansatzes, bei dem das Hybridgetriebe geringfügig mehr Bauraum als das CVT im konventionellen Antrieb einnimmt. Der geringe zusätzliche Bauraumbedarf für das Getriebe führt dazu, dass es ohne Modifikationen in das Fahrzeug integriert werden kann, wie in Bild B dargestellt. In der Mitte des Bildes ist der Hybridantrieb aus Bild A im Fahrzeug eingebaut. Links daneben befindet sich die 48 V-Batterie mit rund 1 kW h Kapazität und bis zu 50 kW Entladeleistung. Trotz der zusätzlichen Komponenten wie der Batterie, dem Inverter, einem Niedertemperatur-Kühlsystem, einem Steuergerät und diversen Elektronik-Komponenten bleibt das Fahrzeug vollständig nutzbar, ohne signifikante Änderungen am Fahrzeug selbst. Das zentrale Element des Hybridantriebs ist das Planetengetriebe, das im integrierten Ansatz innerhalb des Rotors der elektrischen Maschine positioniert wird. Zu sehen ist dieses auf Bild C, wobei zur Veranschaulichung eine Gehäusehälfte des PGS entfernt ist. In der Mitte befindet sich der Planetenträger, der die an den vier Planeten eingeleitete Kraft auf den Abtrieb weitergibt. Gut sichtbar ist das gelbliche Schmiermedium, das vor dem Zusammenbau in das Planetengetriebe eingebracht wird. Dieses ist so ausgelegt, dass es sowohl bei geringen als auch bei hohen Temperaturen eine ausreichende Schmierfähigkeit für die Verzahnung sicherstellt. In Bild D ist schließlich das gesamte Fahrzeug auf dem Rollenprüfstand abgebildet, auf dem das Emissionsverhalten des Fahrzeugs in relevanten Fahrzyklen ermittelt und anschließend mit dem konventionellen Fahrzeug verglichen werden kann.

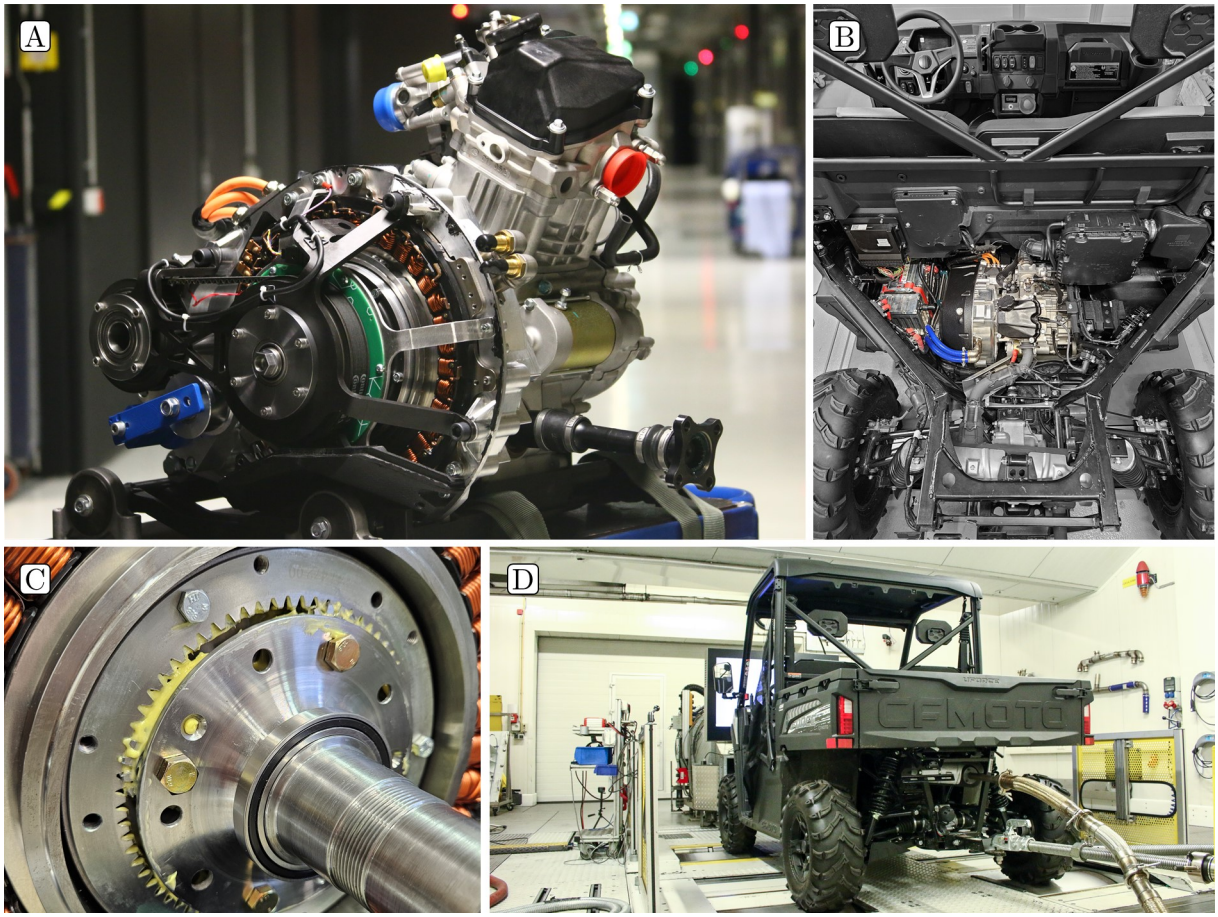


Abbildung 5.1: Impressionen des fertigen Prototypen. A: Verbrennungsmotor mit ePGS-Getriebe ohne Getriebedeckel, B: Vollständig integriertes Getriebe in dem Demonstratorfahrzeug, C: Geöffnetes Planetengetriebe mit Fettschmierung, D: Demonstratorfahrzeug auf Rollenprüfstand.

5.1.1 Fahrzeugmessungen

Um die grundsätzliche Funktionsfähigkeit darzustellen, werden im Folgenden drei unterschiedliche Messungen von Versuchsfahrten diskutiert, die zeigen, wie das System unter realen Bedingungen funktioniert. Die erste Abbildung (5.2) zeigt die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Drehzahlen von Verbrennungsmotor, elektrischer Maschine und Planetenträger in einer kurzen Fahrsequenz mit einem typischen urbanen Fahrprofil. Der Drehzahl-Graph zeigt dabei besonders gut die Funktionsweise des Antriebs im VRM und PDM. Während der Stillstandsphase ist erkennbar, dass der Verbrennungsmotor mit seiner Leerlaufdrehzahl dreht und die elektrische Maschine bei stillstehendem Abtrieb in negativer Drehrichtung rotiert. Zum Losfahren steigt die Verbrennungsmotordrehzahl an, während die elektrische Maschine beginnt, Drehmoment abzustützen, wodurch der Abtrieb und damit das gesamte Fahrzeug beschleunigt wird. Die Drehzahl der elektrischen Maschine steigt mit der Fahrgeschwindigkeit sukzessive an. Der Drehzahlgradient und der Nulldurchgang sind dabei abhängig von der Lastanforderung und dem Ladezustand der Batterie. Ist

der Ladestand nahe dem in der Regelungssoftware vorgegebenen Zielwert, wird die Drehzahl der EM mit einer primär lastpunktabhängigen Strategie geregelt. Ist der Ladestand deutlich über dem Zielwert, wird die Drehzahl angehoben, um die elektrische Maschine motorisch zu betreiben und so die Batterie zu entladen. Andersherum wird vorgegangen, wenn der Ladestand zu gering ist und die Batterie geladen werden soll. Der Wechsel vom VRM in den PDM, erkennbar im Zeitbereich zwischen $t = 80 - 90\,\mathrm{s}$, erfolgt durch die Synchronisation der PGS-Wellen besonders sanft und ohne merklichen Ruck.

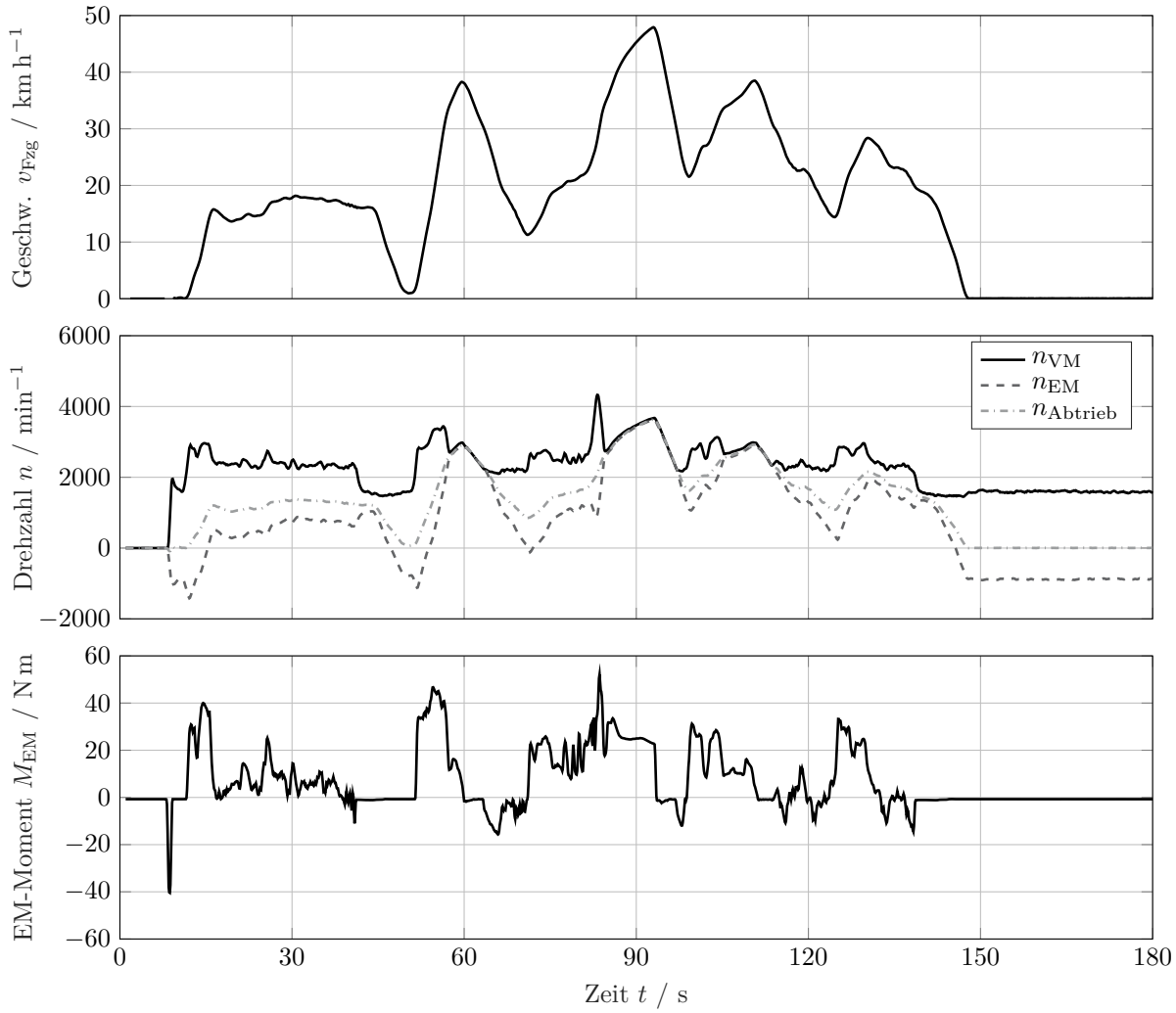


Abbildung 5.2: Geschwindigkeit, Getriebedrehzahlen und EM-Drehmoment während einer Messfahrt in urbanem Umfeld.

Abbildung 5.3 veranschaulicht die Beschleunigung des Fahrzeugs im rein elektrischen Fahrmodus bis zu einer Geschwindigkeit von etwa 27 km/h. Die Funktionalität des Freilaufs als essenzielle Komponente zur Realisierung des rein elektrischen Fahrmodus wird durch die beobachtete Fixierung der Kurbelwelle eindeutig nachgewiesen. Wäre der Freilauf nicht in der Lage, das Drehmoment der elektrischen Maschine abzustützen, würde dies zu einer Beschleunigung der Kurbel-

welle in entgegengesetzter Drehrichtung führen. Die Höchstgeschwindigkeit in diesem Szenario ist auf 27 km/h begrenzt. Dies ist notwendig, da in vorherigen Untersuchungen festgestellt wurde, dass die Leistung der elektrischen Maschine nicht ausreicht, um das Fahrzeug über den Kupplungspunkt hinaus zu beschleunigen und dabei sowohl das zum Vortrieb notwendige Moment am Abtrieb als auch das notwendige Kupplungsmoment zur Überwindung des Losbrechmoments des Verbrennungsmotors aufzubringen (Abbildung 4.3). In der Folge führte dieser Zustand zu einem permanenten Reibungszustand in der Kupplung mit einer schnellen Erhöhung der Kupplungstemperatur. Die Beschränkung der Höchstgeschwindigkeit im elektrischen Fahrbetrieb dient damit primär zum Schutz der Kupplung vor thermischer Überlastung.

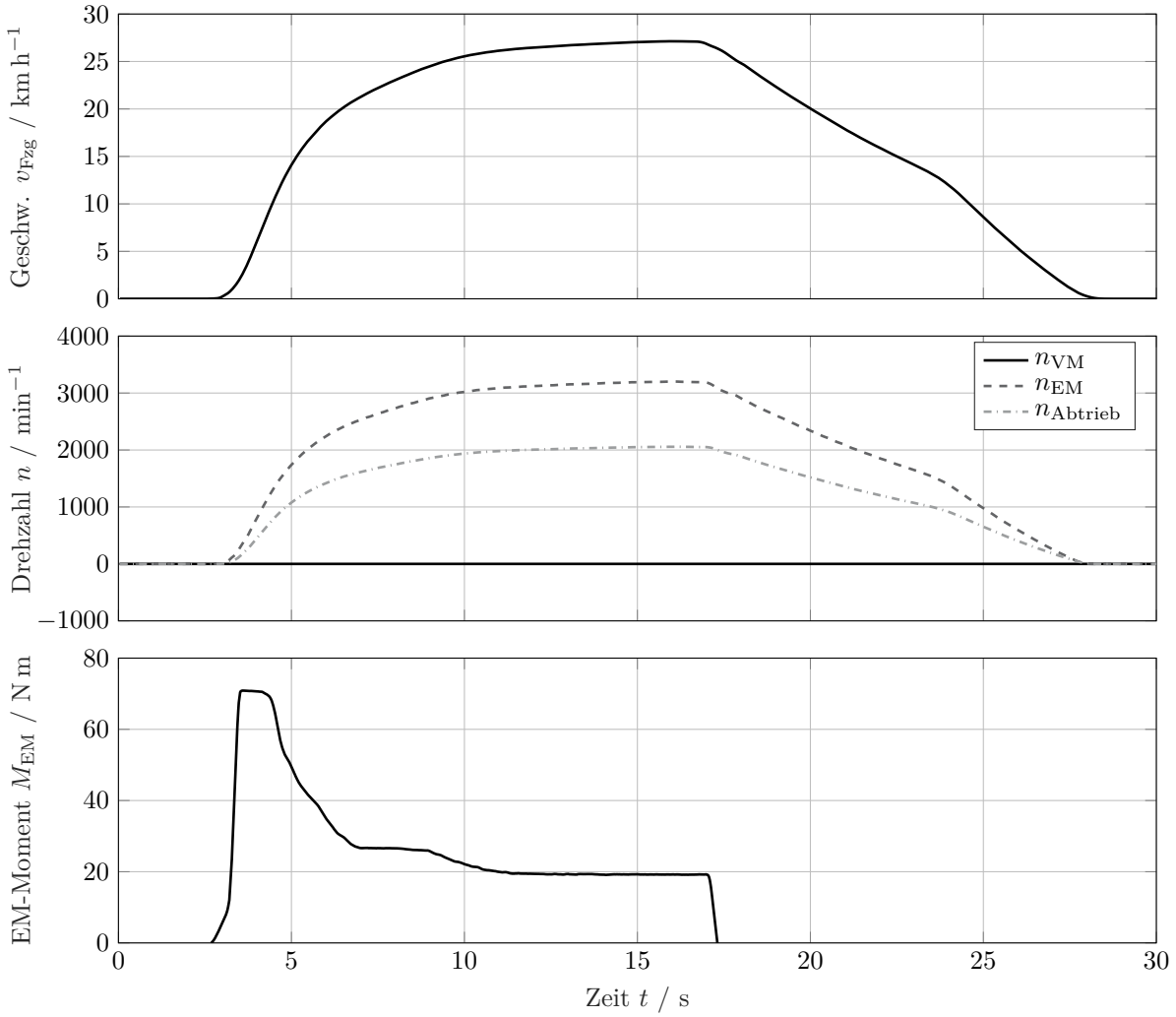


Abbildung 5.3: Fahrzeuggeschwindigkeit, Getriebedrehzahlen und EM-Moment während einer Volllastbeschleunigung des Fahrzeugs im rein elektrischen Fahrbetrieb.

Um die Vorgänge in der Kupplung während des Einrückvorgangs weiter zu analysieren, sind in Abbildung 5.4 zwei Volllast-Beschleunigungsszenarien mit und ohne Synchronisation (links: mit, rechts: ohne) abgebildet. Zum Vergleich sind die Fahrzeuggeschwindigkeit, die Drehzahlen am

PGS und die Kupplungstemperatur dargestellt. Im Szenario mit aktiver Synchronisation ist im Verlauf der Drehzahlen am PGS erkennbar, dass die Synchronisation bereits ab einer Geschwindigkeit von rund 25 km/h beginnt. Dieser Vorgang ist bei etwas über 30 km/h abgeschlossen. Die Kupplung überträgt mit steigender Geschwindigkeit zunehmend Drehmoment und sichert den parallelen Durchtrieb, erkennbar an den nahezu synchronen Drehzahlen. Die elektrische Maschine kann dann zur Drehmomentaddition eingesetzt werden und so die Abtriebsleistung erhöhen. Im Gegensatz dazu zeigt sich im Szenario ohne aktive Synchronisation, dass die Kupplung nicht genügend Drehmoment aufprägen kann, um den Parallelbetrieb zu erreichen. Zwar werden die Wellen im Zeitbereich zwischen $t = 6 - 8\,\mathrm{s}$ passiv zu einem gewissen Anteil synchronisiert, jedoch bleibt eine konstante Drehzahldifferenz mit einer permanent schlupfenden Kupplung bestehen. Die so erzeugte Reibleistung äußert sich dabei in einem schnellen Anstieg der Kupplungstemperatur.

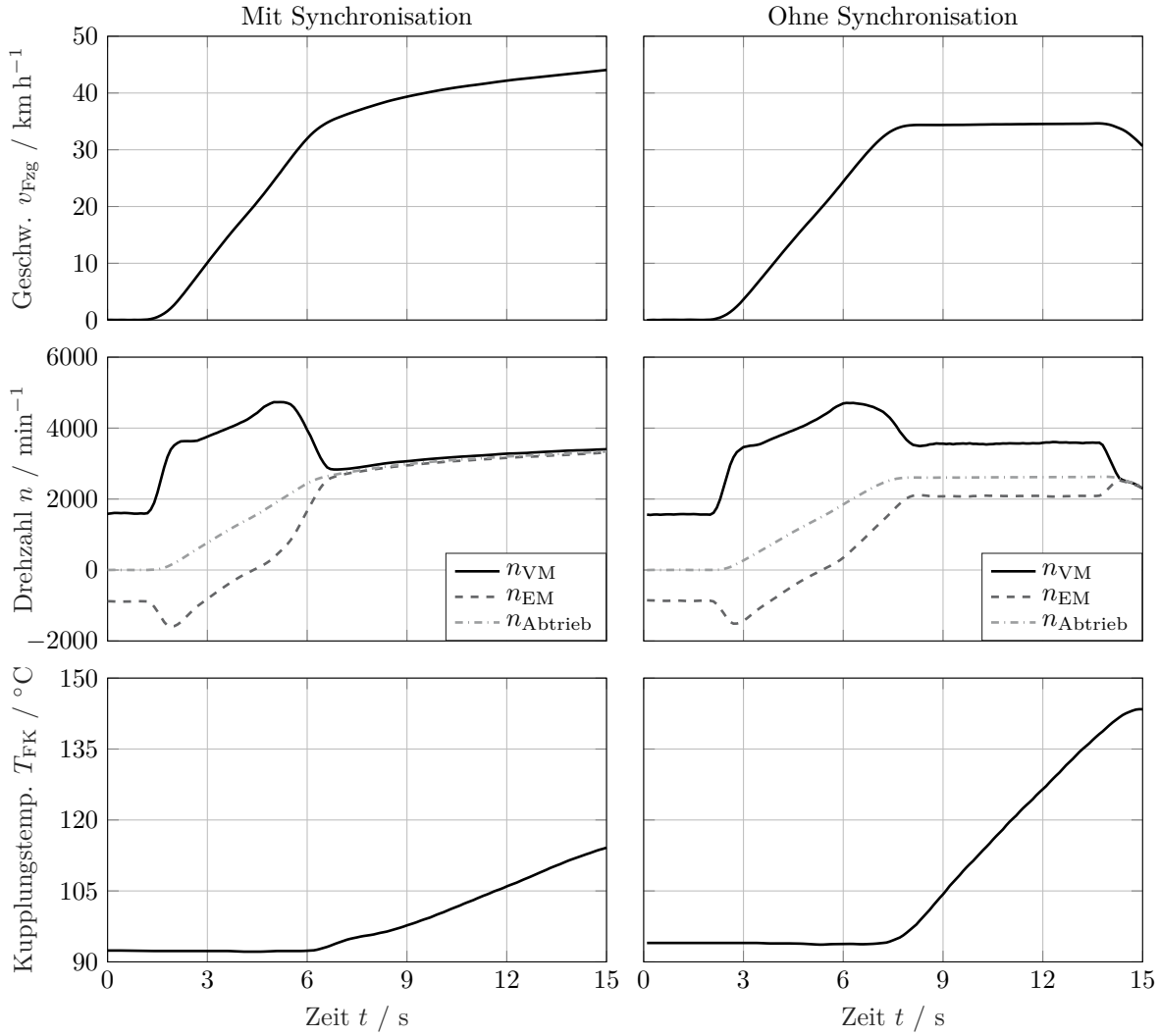


Abbildung 5.4: Vergleich einer Beschleunigung mit/ohne Kupplungssynchronisation im Hybridbetrieb.

Die ebenfalls steigende Kupplungstemperatur im Szenario mit aktiver Synchronisation zeigt, dass

auch im PDM fortlaufend Reibleistung erzeugt wird, die zu einer, wenn auch geringeren, Erwärmung der Kupplung führt und so die Radleistung reduziert. Genauer betrachtet, steigt die Temperatur in einem Zeitfenster von rund 7 Sekunden um 15 K an. Überschlägig führt dies mit einer Kupplungsmasse von 1,1 kg und Vernachlässigung der Wärmeabfuhr zu einer Reibleistung von mindestens 900 W. Hier zeigt sich, dass die Kupplung im geschlossenen Zustand nicht ausreichend Drehmoment übertragen kann, um die Relativbewegung der Wellen vollständig zu unterbinden. Grund dafür könnten die Schalt-Charakteristik und eine zu schwache Auslegung der Kupplung sein. Positiv hervorzuheben ist bei dieser Beobachtung, dass im VRM scheinbar keinerlei Beeinträchtigung oder Schaden durch das pulsierende Drehmoment des Verbrennungsmotors entstanden ist. Die Getriebeauslegung scheint demnach ausreichend robust für diese Art der Überbelastung zu sein. Außerdem ist anzunehmen, dass der eingesetzte Elastomer-Zahnriemen ebenfalls zur Dämpfung des Systems beiträgt, da im Betrieb, verglichen zum CVT, rein subjektiv keine nennenswerten Vibrationen im Antrieb auftreten.

5.2 Analyse aufgetretener Komponentendefekte

Trotz Berücksichtigung der maximalen Belastungen im Normalbetrieb zeigten sich während der Inbetriebnahme und erster Fahrversuche kleinere Schwachstellen, die teils zum Funktionsausfall führten. Diese werden im Folgenden dargestellt, ihre Ursache untersucht und die getroffenen Maßnahmen zur Abhilfe vorgestellt.

5.2.1 Kurbelwellen-Freilauf

Eine wiederkehrende Schwachstelle des Antriebs stellt der Freilauf dar. Die gemäß der Auslegung implementierte Lösung erwies sich in den Fahrzeugtests mehrfach als nicht ausreichend, da der Freilauf, mutmaßlich durch Überbelastung, beschädigt wurde. Bereits in der Auslegung ist der Freilauf aufgrund der geometrischen Randbedingungen durch die integrierte Position am Belastungslimit ausgelegt, was wenig Spielraum für dynamische Lasten lässt. Abbildung 5.5 zeigt links das Bild eines typischen Freilaufschadens des Antriebs. Es ist erkennbar, dass die Dichtung sowie einiges Fett des sonst abgedichteten und lebensdauergeschmierten Freilaufs herausgedrückt wurde. Außerdem deuten die inhomogen über den Umfang verteilten Kugeln auf einen Bruch oder eine Verschiebung des Kugelkäfigs hin. So ist die radiale Lagerung des Antriebs auf dieser Seite des Getriebes nicht weiter gewährleistet, was sich durch eine sinkende Riemenspannung und gegebenenfalls Durchrutschen des Riemens bemerkbar macht. Die Demontage des Freilaufs in seine einzelnen Komponenten (Abbildung 5.5 - rechts) zeigt, dass der Kugelkäfig intakt ist. Demzufolge ist davon auszugehen, dass dieser durch den Schaden aus der Laufbahn der Kugellager herausgedrückt wurde und so die Kugeln auf dem Umfang wandern konnten.
Durch weitere, hier nicht sichtbare Schäden war außerdem die Sperrfunktion des Freilaufs stark beeinträchtigt, wodurch elektrisches Fahren nicht weiter möglich war. Detailaufnahmen der Klemmelemente zeigen die Ursache des Versagens (Abbildung 5.6). Links sind zwei Klemmelemente



Abbildung 5.5: Schadensbild des Freilaufs im montierten Zustand und Übersicht der Komponenten des demontierten Freilaufs.

dargestellt, wobei das linke beschädigt und das rechte unbeschädigt ist. Der direkte Vergleich verdeutlicht, dass der für die Sperrung des Freilaufs notwendige Fuß am linken Klemmelement abgebrochen ist, wodurch die Klemmkraft nicht aufgebracht werden kann. Von insgesamt 24 Klemmelementen zeigen sechs Elemente ähnliche Beschädigungen. Dies erklärt zwar eine Reduktion des abstützbaren Drehmomentes, aber nicht das vollständige Versagen des Freilaufs.
Das Detailfoto des Innenrings (Abbildung 5.6 - rechts) erlaubt Hypothesen für den Schadenshergang. Im unversehrten Zustand ist der Innenring auf der unteren Hälfte mit einer glatten Lauffläche für die Klemmelemente ausgeführt und besitzt in der oberen Hälfte eine umlaufende Rille zur Führung der Kugeln. Die Abbildung zeigt, dass durch die Beschädigung einige tiefe Riefen auf der Oberfläche des Rings entstanden sind, die darauf schließen lassen, dass die Klemmelemente unter Last axial durch den Freilauf geschoben wurden. In Kombination mit der Bruchstelle am abgebildeten Klemmelement lässt das auf eine Überbelastung schließen, in deren Folge die Bruchstücke und teils gesamten Klemmelemente durch wiederholte Belastung axial durch den Freilauf gedrückt wurden. So erklären sich auch die herausgedrückte Dichtscheibe und der Kugelkäfig.

Mögliche Schadensursachen

Da die maximalen statischen Drehmomente, die durch die Komponenten des Antriebs erzeugt werden, in der Auslegung mit einem Sicherheitsfaktor berücksichtigt sind, muss der Schaden durch dynamische Vorgänge verursacht worden sein, die nicht vorab betrachtet wurden. Solche nicht abgebildeten Szenarien sind beispielsweise der Motorstart und -stopp, hohe Gradienten im Drehmomentaufbau der elektrischen Maschine sowie Schläge auf den Antrieb aus plötzlich wechselnden Haftreibungszuständen an den angetriebenen Rädern. Da im verbauten Antrieb keine



Abbildung 5.6: Detailaufnahme der Beschädigungen an den Klemmelementen und dem Innenring des Freilaufs.

Drehmomentmessung implementiert ist, können im Folgenden zur Analyse nur Abschätzungen getroffen werden.

Zunächst wird der Motorstart betrachtet. Dieser kann entweder über den originalen Starter des Verbrennungsmotors oder über die elektrische Maschine des Antriebs erfolgen. Im letzteren Fall muss der Abtrieb des Getriebes über die Betriebsbremse festgebremst werden, sodass die elektrische Maschine die Kurbelwelle drehen kann. Da in beiden Szenarien die Kurbelwelle ausschließlich in die normale Drehrichtung rotiert wird, kann eine Belastung für den Freilauf ausgeschlossen werden. Schäden durch plötzlich wechselnde Haftreibungszustände der Räder und damit einhergehende Drehmomentspitzen an den Antriebswellen sind nicht zu erwarten, da die Fahrversuche ausschließlich auf Asphalt durchgeführt wurden. Starke Drehmomentgradienten im elektrischen Fahrmodus werden in der Regelungssoftware des Antriebs ebenfalls begrenzt, sodass die Belastung des Freilaufs auf ein Minimum beschränkt wird. Dazu wird das Drehmoment zunächst mit langsam steigendem Gradienten erhöht, sodass der Freilauf im Zuge des Drehmomentaufbaus allmählich Last aufnimmt und erst voll belastet wird, wenn davon ausgegangen werden kann, dass alle Klemmele-

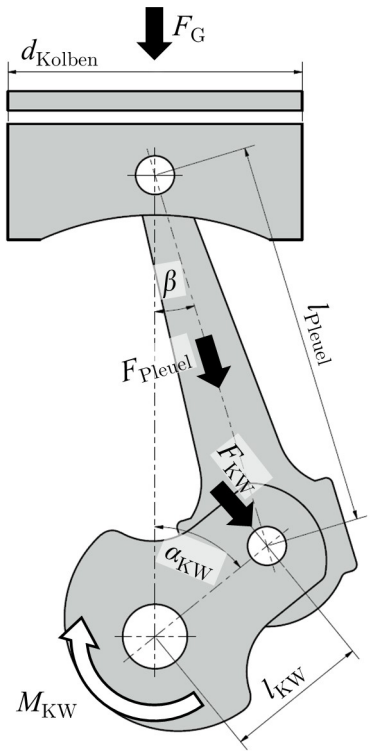


Abbildung 5.7: Geometrie und Kräfte am Kurbeltrieb.

mente im Eingriff sind und Drehmoment abstützen.

Eine weitere mögliche Schadensursache bildet die Überlastung des Freilaufs im Falle des Motorstopps. Dieser wird eingeleitet, indem die Zündung des Verbrennungsmotors über das Steuergerät abgeschaltet wird. Infolgedessen kommt der Motor zum Stillstand, indem die rotatorische Massenträgheit des Kurbeltriebs und des verbundenen Getriebes über die Bewegung des Kolbens im Zylinder abgebaut wird. Dabei wirken die Reibkraft und die Gaskraft infolge der Verdichtung gegen die Massenträgheit. Kurz vor Stillstand der Kurbelwelle findet ein letzter Verdichtungstakt statt, bei dem so lange Verdichtungsarbeit vom Kolben geleistet wird, bis die rotatorische Trägheit vollständig abgebaut ist. Sobald dies der Fall ist, hält der Freilauf in einem ideal steifen System die Kurbelwelle fest, während die durch die Verdichtung erzeugte Gaskraft ein Gegenmoment erzeugt.

Das auf den Freilauf wirkende Drehmoment folgt aus der Kinematik des Kurbeltriebs und dem Zylinderdruck, wobei die Desachsierung des Kolbenbolzens aufgrund fehlender Detailinformationen vernachlässigt wird. Abbildung 5.7 zeigt die erforderlichen Variablen und Parameter des Kurbeltriebs zur Berechnung des Drehmoments. Der Winkel β zwischen Pleuel und Zylinderachse wird entsprechend der Geometrie aus dem Kurbelwellenwinkel α_{KW}, ausgehend vom oberen Totpunkt, und den Längen des Pleuels l_{Pleuel} und des Kurbelarms r_{KW} bestimmt (Gleichung 5.1).

$$\beta = \sin^{-1}\left(\frac{r_{\mathrm{KW}}}{2l_{\mathrm{Pleuel}}} \cdot \sin(\alpha_{\mathrm{KW}})\right) \tag{5.1}$$

Mit der Gaskraft F_{G}, die senkrecht auf den Kolben einwirkt, der entgegenwirkenden Reibungskraft und dem Kolbenwinkel β folgt die Kraft entlang des Pleuels F_{Pleuel} (Gleichung 5.2). Der Anteil der Pleuelkraft, der bei einem gegebenen Kurbelwellenwinkel α_{KW} tangential zur Rotationsrichtung auf den Kurbelzapfen einwirkt, wird wiederum aus der Pleuelkraft, dem Kurbelwellenwinkel und dem Pleuelwinkel berechnet. Dieser Kraftanteil bildet dann mit der Länge des Kurbelarms r_{KW} das von der Gaskraft (Gleichung 5.3) erzeugte Drehmoment (Gleichung 5.4).

$$F_{\mathrm{Pleuel}} = (F_{\mathrm{G}} - F_{\mathrm{R,K}}) \cdot \cos(\beta) = (p_{\mathrm{Zyl}} \cdot \frac{\pi}{4} {d_{\mathrm{Kolben}}}^2 - F_{\mathrm{R,K}}) \cdot \cos(\beta) \tag{5.2}$$

$$F_{\mathrm{KW}} = F_{\mathrm{Pleuel}} \cdot \sin\left(\alpha_{\mathrm{KW}} + \beta\right) \tag{5.3}$$

$$M_{\mathrm{KW}} = F_{\mathrm{KW}} \cdot r_{\mathrm{KW}} \tag{5.4}$$

Abbildung 5.8 zeigt einen gemessenen Zylinderdruckverlauf eines Verbrennungsmotors, vergleichbar zu dem im Prototypen, über dem Kurbelwinkel im geschleppten Betrieb. Ebenfalls dargestellt ist das aus der Kinematik (Gleichungen 5.1-5.4) berechnete Drehmoment der Kurbelwelle. Im Verdichtungstakt wird ein maximales Drehmoment im oberen Totpunkt von rund 100 Nm erreicht, welches auf den Freilauf beim Motorstopp einwirken kann, sofern die Verdichtung durch die Massenträgheit des Kurbeltriebs und des Getriebes ausreichend groß ist. Das maximale Drehmoment

liegt zwar über dem angegebenen Nennmoment des Freilaufs, jedoch sieht der Hersteller für dieses bereits einen Sicherheitsfaktor vom Wert 2 vor. Demzufolge liegt das maximal ertragbare Moment des Freilaufs im statischen Zustand bei rund 176 Nm und verspricht folglich noch eine ausreichend hohe Sicherheit bei der gegebenen Belastung. Die Belastung allein durch die Verdichtung kann daher nicht die einzige Ursache für die Schädigung sein.

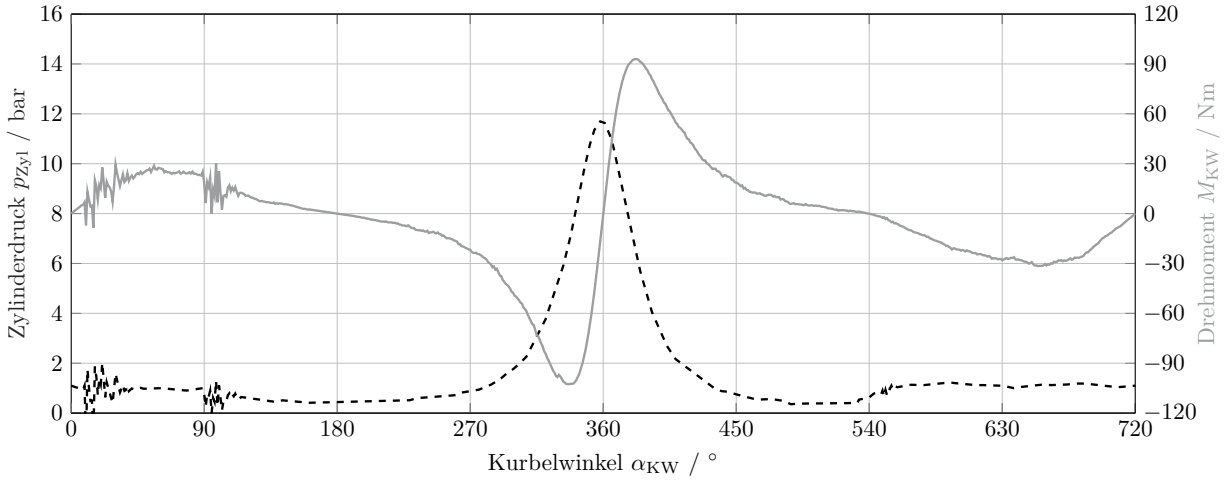


Abbildung 5.8: Gemessener Zylinderdruckverlauf und resultierendes Drehmoment aus der Gaskraft eines vergleichbaren Einzylinder-Verbrennungsmotors.

Untersuchung des Motorstopps

Zur detaillierten Analyse des Motorstopps wird der Antriebsstrang, bestehend aus dem Verbrennungsmotor, dem ePGS und dem Verteilergetriebe aus dem Fahrzeug demontiert und als Tischaufbau montiert. Der Starter wird über ein Relais an einen 12 V-Akku elektrisch angeschlossen, sodass dieser die Kurbelwelle des Motors rotieren kann. Im Zuge der Untersuchungen wird das Kunststoffgehäuse des ePGS entfernt und je eine Winkelscheibe mit 10°-Markierungen auf der Schraube der Sonnenwelle und dem Freilaufflansch montiert. Da im Fahrzeug für den Motorstopp die Räder über die Betriebsbremse üblicherweise gebremst sind, wird die Abtriebswelle des Verteilergetriebes blockiert. Mit Hilfe dieses Aufbaus kann das Verhalten des Freilaufs im Motorstopp-Szenario in einer realitätsnahen, aber isolierten Umgebung analysiert werden.

Für die Versuche wird der Verbrennungsmotor über den Starter auf Startgeschwindigkeit geschleppt, ohne Einspritzung und Zündung zu aktivieren. Rotiert der VM mit Startgeschwindigkeit, wird der Starter abgeschaltet, sodass der Verbrennungsmotor zum Stehen kommt. Dieser Vorgang wird mit einer Kamera in Zeitlupe festgehalten, um das Verhalten des Freilaufs visualisieren und auswerten zu können.

In der Zeitlupenaufnahme ist erkennbar, dass die Sonnenwelle beim Anhalten eine Art federnde Bewegung ausführt. Abbildung 5.9 zeigt die Auswertung des Winkels zwischen Sonnenwelle und Freilaufhalter, wobei dieser bezogen auf die Endposition über der Zeit aufgetragen ist. Die gemessenen Punkte sind dabei als Kreuze markiert, während die gestrichelte Linie die lineare

Interpolation zwischen den Punkten darstellt. Ist die Steigung der abgebildeten Kurve positiv, rotiert die Kurbelwelle in die normale Drehrichtung. Bei negativer Steigung rotiert sie entgegen der normalen Drehrichtung, also in Sperrrichtung des Freilaufs. Die Darstellung verdeutlicht, dass beim Stopp des Motors eine abklingende Oszillation der Sonnenwelle auftritt. Eine Erklärung für die Oszillation des Freilaufs kann die Systemdynamik sein. Wird das im Zylinder befindliche Gas verdichtet, baut sich ein Druck auf, der über die Kinematik des Kurbeltriebs ein Moment entgegen der Drehrichtung des Freilaufs erzeugt. Kommt die Kurbelwelle dann bei der ersten, maximalen Amplitude zum Stillstand, wirkt dieses Moment in Sperrrichtung des Freilaufs und bewirkt, dass die Welle rückwärts gegen diese Sperrrichtung beschleunigt wird, bis die Klemmelemente ausreichend Drehmoment abstützen können (untere Amplitude). Die durch diese Rotation aufgebaute Trägheit wird durch die zugreifenden Klemmstücke abrupt gebremst, was zu einer Momentenspitze führt. Dieser Impuls wiederum führt zu einer Beschleunigung in die normale Laufrichtung der Welle, wodurch die Sonnenwelle wieder in die andere Richtung rotiert und das Gas im Zylinder erneut verdichtet wird. Dies wiederholt sich, bis die Amplitude der oszillierenden Rotation aufgrund der Systemreibung abgeklungen ist.

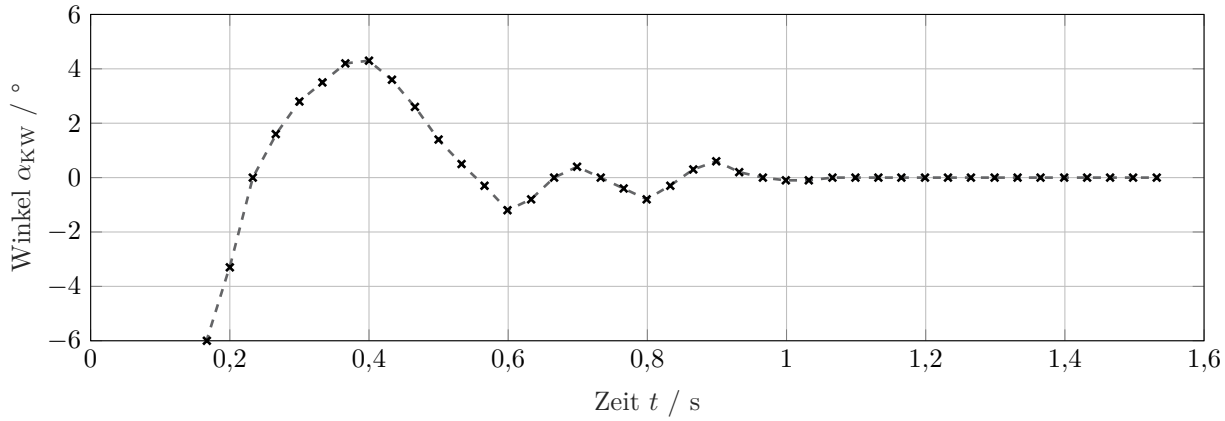


Abbildung 5.9: Zeitlicher Verlauf des Winkels am Freilauf bei Motorstopp.

Aus dem Verlauf des Winkels geht hervor, dass die Verdichtung durch die Trägheit bei rund 0,4 s nach Beginn der Aufzeichnung abgeschlossen ist und die Gaskraft anschließend die Kurbelwelle sowie das verbundene Getriebe entgegen der normalen Drehrichtung beschleunigt. Bei 0,6 s scheinen dann die Klemmelemente des Freilaufs zu sperren, wodurch die Rotation nahezu instantan umgekehrt wird. Durch die geringe Auflösung der Messung können nur Annahmen für die wirkenden Impulse getroffen werden, da insbesondere die Steifigkeit der Klemmelemente und damit die Beschleunigung der Massen schwierig zu erfassen ist. Im Grenzfall mit unendlich steifen Klemmelementen würde bei 0,6 s aufgrund der beschleunigten Masse der Komponenten eine unendlich hohe Drehmomentspitze auftreten, die zur Beschädigung des Freilaufs führen kann. Gegen diese These spricht, dass trotz des realitätsnahen Versuchsaufbaus der Freilaufschaden in zahlreichen Start-Stopp-Versuchen nicht reproduziert werden konnte.

Einen weiteren Erklärungsansatz für die Beschädigung des Freilaufs bringt das Radialspiel der Kurbelwelle und des Kugellagers im Freilauf in Verbindung mit der durch den Riemen erzeugten Querkraft. Das Radialspiel der Kurbelwelle beträgt laut Werkstatthandbuch $10 - 45\,\mu m$, ähnlich dem des Freilauf-Kugellagers. Die Querkraft des Riemens, die im rein elektrischen Betrieb gemäß der Abschätzung in Kapitel 4.3.1 bis zu 2000 N beträgt, kann daher bewirken, dass Kurbel- und Sonnenwelle radial in Zugrichtung des Riemens verlagert werden. Dies führt dazu, dass am Freilauf die Klemmelemente nicht weiter koaxial zur Sonnenwelle angeordnet sind, wodurch die Klemmelemente an der verengten Seite des Lagers früher zum Eingriff kommen als die übrigen. In dem Fall würde das am Freilauf anliegende Drehmoment nur über einen Anteil der Klemmelemente abgestützt werden, was die Drehmomentkapazität des Freilaufs drastisch reduziert.

Konstruktive Abhilfe

Da die analysierten Schadensursachen des Freilaufs keine eindeutige Zuordnung zu einem besonders kritischen Belastungsszenario erlauben, ist anzunehmen, dass sowohl die grundsätzliche Auslegung an der Belastungsgrenze als auch die dynamischen Lasten und die radiale Verschiebung zur Überbeanspruchung und Schädigung des Freilaufs beitragen. Eine konstruktive Lösung sollte also deutlich höhere Drehmomente abstützen können und idealerweise robuster gegen eine radiale Verschiebung der Sonnenwelle sein. Um dies zu erreichen, wird der Freilauf durch ein einfaches Kugellager (Abbildung 5.10 - 1) ersetzt, welches die radialen Lasten durch den Riemen aufnehmen kann. Die Sperrfunktion im elektrischen Betrieb wird durch einen geringfügig kleineren Freilauf (2) sichergestellt, der in den Starter (a) des Verbrennungsmotors auf der anderen Seite der Kurbelwelle integriert wird. Dieser ist über eine zweistufige Übersetzung (b) mit Gesamtübersetzung $i_{\text{Starter}} = 26$ mit der Kurbelwelle verbunden. Durch die Neupositionierung des Freilaufs ist dieser nun in einer Einbaulage, in der die Radialkraft und damit die Gefahr der Achsverschiebung deutlich geringer ist. So kann der Freilauf in Sperrrichtung mit allen Sperrelementen Drehmoment aufprägen. Gleichzeitig wird durch die Übersetzung ein deutlich höheres Abstützmoment des Freilaufs von bis zu 550 Nm erreicht.

5.2.2 Fliehkraftkupplung

Der Einsatz einer trockenlaufenden Fliehkraftkupplung, die nah am fettgeschmierten Planetengetriebe positioniert ist, erfordert eine besondere Dichtung mit hoher Dichtwirkung zwischen Kupplung und Planetengetriebe. In der Konstruktion des Prototypengetriebes ist die Einhausung des PGS durch die Gehäusehälften, die gleichzeitig die Lagerung des Hohlrades bilden, realisiert. Zur Abdichtung sind die berührenden Flächen zwischen Hohlrad und Gehäuse mit geeigneter, temperaturbeständiger Flächendichtmasse verklebt. Die Dichtung zwischen Gehäuse und den durchgehenden Wellen wird aufgrund des geringen axialen Bauraums durch doppelt abgedichtete Lager mit berührenden Dichtscheiben implementiert.

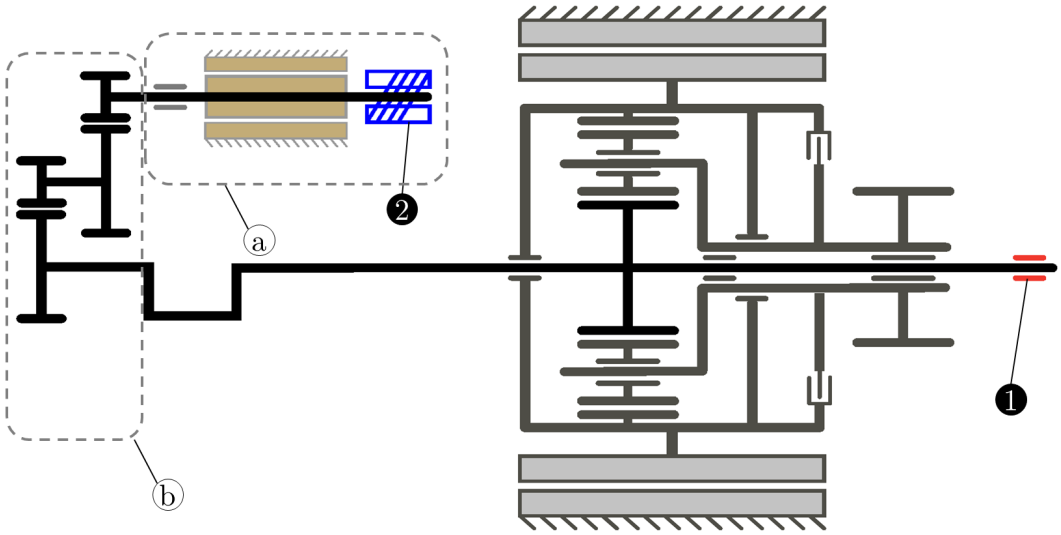


Abbildung 5.10: Schematische Darstellung des ePGS mit optimiertem Integrationskonzept des Freilaufs.

Undichtigkeit des Gehäuses

Trotz dieser Vorkehrungen konnte nach der Demontage des Getriebes eine Undichtigkeit am Lager des PGS-Gehäuses neben der Fliehkraftkupplung identifiziert werden (Abbildung 5.11). Durch diese Undichtigkeit gelangte Fett aus dem Inneren des PGS durch das Lager auf die ursprünglich trockene Seite der Fliehkraftkupplung. Durch die wirkenden Fliehkräfte wird das Fett nach außen zur Kupplungsglocke transportiert, wo es in den Kontaktbereich zwischen Reibbelägen und Glocke gelangt. Infolgedessen sind die geschmierten Reibbeläge nur noch eingeschränkt in der Lage, Kräfte zu übertragen, sodass das erforderliche Drehmoment zum Blockieren des Planetengetriebes nicht erreicht wird. Des Weiteren weist die Ablagerung von Fett auf der Innenseite des EM-Rotors darauf hin, dass dieses durch die an der Rückseite des PGS angebrachte Druckausgleichsbohrung ausgetreten ist. Obwohl dies keine unmittelbaren negativen Auswirkungen auf den Betrieb des Antriebs hat, deutet es darauf hin, dass ein vermutlich thermisch induzierter Druck im Gehäuse des PGS für das Austreten des Fetts verantwortlich ist.

Konstruktive Abhilfe

Da bereits Maßnahmen zum Druckausgleich und zur Abdichtung getroffen wurden und der geringe axiale Bauraum die Integration einer zusätzlichen Dichtung ohne tiefgreifende Änderungen am Getriebe nicht zulässt, wird eine temporäre Lösung in Form eines Reservoirs vorgesehen. Dieses dient dazu, das am Lager austretende Fett aufzufangen und so zu verhindern, dass es in die Reibbeläge der Kupplung gelangt. Gebildet wird das Reservoir durch eine Kunststoffkappe, die auf das PGS-Gehäuse mittels Montagekleber aufgebracht wird. Sie ist so tellerförmig ausgeformt, dass austretendes Fett mittels Fliehkraft durch einen dünnen Spalt zwischen Lager und Kunststoffkappe in das gebildete Reservoir transportiert wird.

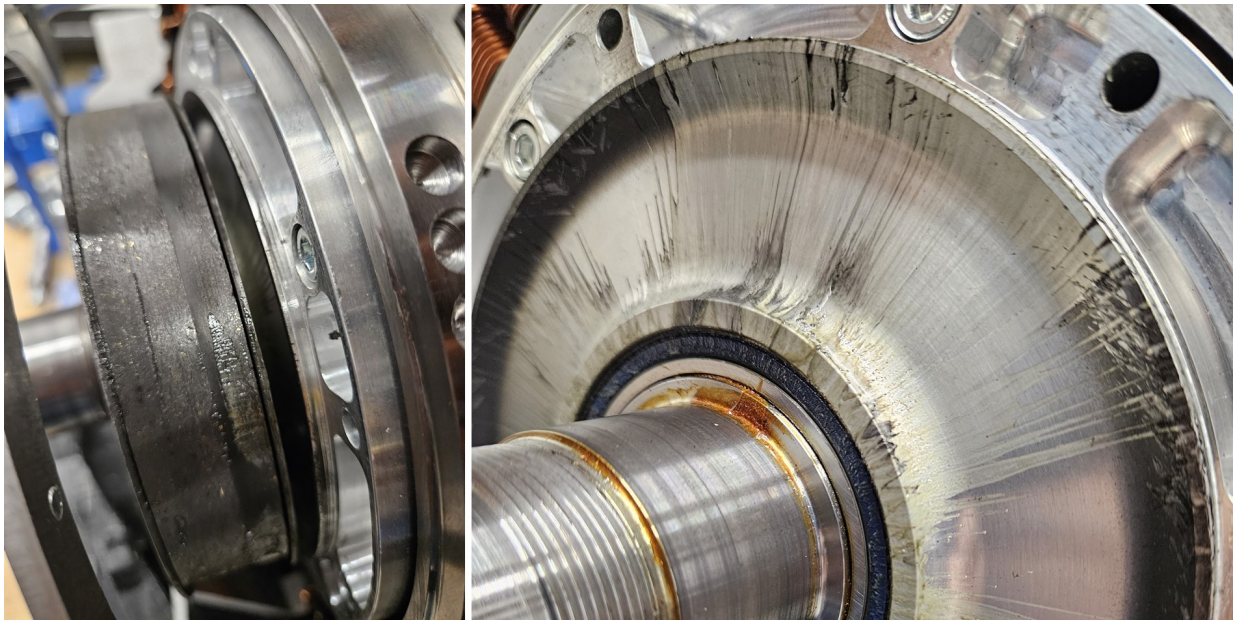


Abbildung 5.11: Undichtigkeit des Getriebes nahe der Fliehkraftkupplung. Links: mit Fett benetzte Kupplungsbeläge; rechts: Undichtigkeit des Getriebes an Lagerstelle.

5.3 Untersuchungen am Fahrzeugprüfstand

Zur Überprüfung der Funktionsfähigkeit des Antriebssystems werden verschiedene Fahrszenarien auf einem kalibrierten Fahrzeugprüfstand durchgeführt. Im Rahmen dieser Untersuchungen liegt der Schwerpunkt insbesondere auf der Effizienz des Antriebs sowie seiner Leistungsfähigkeit unter variierenden Last- und Geschwindigkeitsbedingungen.

5.3.1 Verbrauchsmessung im Testzyklus

Für die Bewertung des Kraftstoffverbrauchs und des Emissionsverhaltens von Fahrzeugen im Powersports-Segment wird der aktuelle World-Motorcycle-Test-Cycle (WMTC) als standardisierter Testzyklus herangezogen. Dieser Zyklus umfasst mehrere Geschwindigkeitsprofile, die je nach Maximalgeschwindigkeit des zu testenden Fahrzeugs variabel angewendet werden können [72, 73]. Aufgrund der maximalen Geschwindigkeit des originalen Fahrzeugs mit CVT von 83 km/h kommt in dieser Studie nur der erste Abschnitt des WMTC-Geschwindigkeitsprofils zur Anwendung, da die beiden folgenden Abschnitte Fahrgeschwindigkeiten voraussetzen, die oberhalb der fahrbaren Grenze des zu testenden Fahrzeugs liegen.
Abbildung 5.12 zeigt die Geschwindigkeitsverläufe des konventionellen Fahrzeugs mit CVT sowie des umgerüsteten Fahrzeugs mit ePGS im Vergleich zur Referenzgeschwindigkeit des Testzyklus. Zusätzlich wird der momentane Kraftstoffmassenstrom beider Fahrzeuge abgebildet. Die Darstellung verdeutlicht zum einen, dass die geforderte Referenzgeschwindigkeit des Zyklus von beiden Fahrzeugen eingehalten werden kann. Zum anderen offenbart der Kraftstoffmassenstrom, in welchen Abschnitten des Zyklus das Hybridsystem Effizienzvorteile bietet und wo das konventionelle

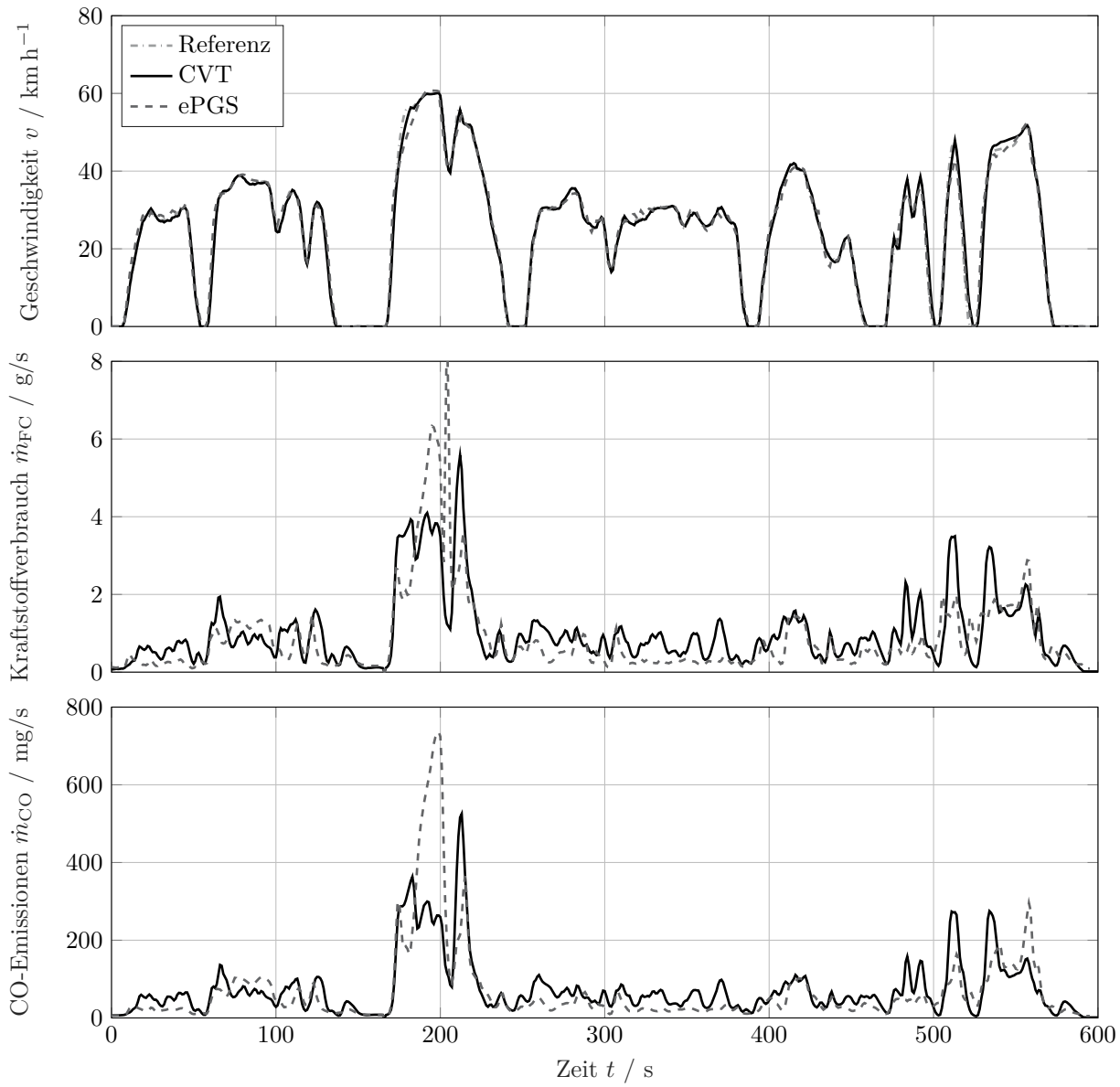


Abbildung 5.12: Geschwindigkeitsverlauf und Kraftstoffmassenstrom der WMTC-Messung auf einem Rollenprüfstand des Typs AIP ECDM 48L-4WD.

System einen niedrigeren Momentanverbrauch aufweist.
Besonders bei geringeren Fahrgeschwindigkeiten zeigt sich ein reduzierter Kraftstoffverbrauch beim ePGS-Antrieb, der in diesem Bereich im VRM-Modus betrieben wird. Diese Verbrauchsreduktion ist sowohl auf die gesteigerte Effizienz der Drehmomentwandlung durch das Planetengetriebe als auch auf die reduzierte Verbrennungsmotordrehzahl zurückzuführen. Bei Geschwindigkeiten von mehr als 50 km/h im Zeitintervall von 170 bis 210 Sekunden nach Zyklusbeginn tritt hingegen ein temporär erhöhter Kraftstoffverbrauch des ePGS-Antriebs im PDM auf. Durch die direkte Kopplung des Verbrennungsmotors mit dem Abtrieb ist die Motordrehzahl bei dieser Geschwindigkeit geringer als mit dem CVT, da dieses so ausgelegt ist, dass der Motor bei Volllast

im Nennleistungspunkt betrieben wird. Der Betrieb, wie er durch die Integration des ePGS ohne Anpassung der Motorsteuerung verursacht wird, ist damit möglicherweise vom Hersteller nicht vorgesehen und gegebenenfalls zum Bauteilschutz mit starker Gemischanfettung kalibriert. Unterstützt wird diese Hypothese durch den Verlauf der CO-Emissionen. Diese sind im betrachteten Zeitintervall in der Messung mit ePGS deutlich höher, verglichen zum CVT, was auf eine stärkere Anfettung des Gemischs schließen lässt. Eine genauere Analyse der Hypothese ist allerdings ohne detaillierte Informationen zur Motorauslegung oder eine Messung des Verbrennungsluftverhältnisses mit einer Breitbandlambdasonde schwierig.
Der kumulierte Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs mit Hybridgetriebe, einschließlich der Kompensation des Ladezustands der Batterie (SoC), beträgt $9,42$ L/100km [74, 75]. Im Vergleich dazu weist das konventionelle Fahrzeug mit CVT-Getriebe einen Verbrauch von $10,54$ L/100km auf. Durch die Hybridisierung konnte somit im betrachteten Testzyklus trotz der Verwendung einfacher Bauteile eine Kraftstoffeinsparung von 10,63 % erzielt werden.

5.3.2 Betrachtung des mechanischen Wirkungsgrades

Obwohl die beschriebene Reduktion beachtlich ist und eine signifikante Verbesserung darstellt, bleibt sie dennoch hinter den ursprünglich abgeschätzten Werten zurück. Laut Literatur besitzt das konventionelle CVT eine Übertragungseffizienz von $40-85$ % [12], wohingegen das Planetengetriebe des Hybridantriebs typischerweise einen Wirkungsgrad von etwa 97 % erreicht. Für den Fahrzyklus wird die durchschnittliche Effizienz des konventionellen Getriebes auf 75 % geschätzt. Daraus ergibt sich eine theoretische Effizienzsteigerung von rund 20 %, die folglich eine höhere Kraftstoffeinsparung erwarten ließe. Diese Diskrepanz wirft die Frage auf, ob im Hybridgetriebe zusätzliche Verlustmechanismen bestehen, die bisher nicht hinreichend quantifiziert wurden und das tatsächliche Einsparpotenzial beeinträchtigen.
Zur Untersuchung des mechanischen Getriebewirkungsgrads wird üblicherweise die exakte Vermessung der Getriebe auf dedizierten Prüfständen in relevanten Betriebspunkten durchgeführt. Dazu werden die An- und Abtriebswelle jeweils mit einer elektrischen Maschine verbunden, die beide über eine Drehzahl- und Drehmomentmessung verfügen. Aus den gemessenen Werten lassen sich dann die Eingangs- und Ausgangsleistung und damit die Verlustleistung sowie die Getriebeeffizienz ermitteln. Ein Nachteil dieser Methode ist der hohe Kosten- und Zeitaufwand für den Aufbau und den Betrieb eines solchen Prüfstands.
Eine weitere Möglichkeit die Antriebsstrangverluste zu ermitteln ist die gezielte Vermessung des Gesamtfahrzeugs auf dem Rollenprüfstand. Da nur wenige Informationen zum eingesetzten Verbrennungsmotor verfügbar sind, die elektrische Maschine in der Inbetriebnahme jedoch intensiv auf einem Komponentenprüfstand untersucht wurde, wird zunächst eine Leistungsmessung im rein elektrischen Betrieb durchgeführt. Dabei wird mittels des Rollenprüfstandes die Radleistung P_{Rad} ermittelt, während simultan über die im Fahrzeug verbaute Messtechnik die Messung der elektrischen Eingangsleistung der EM $P_{\mathrm{el,EM}}$ stattfindet. Die Differenz beider ergibt die gesamten Antriebsstrangverluste im rein elektrischen Fahrbetrieb. Beide Leistungsmessungen sind in Ab-

bildung 5.13 über der Fahrzeuggeschwindigkeit dargestellt. Beide Leistungen nehmen bis zu einer Geschwindigkeit von rund 10 km/h zunächst zu, wobei die Differenz zwischen beiden steigt. Mit steigender Geschwindigkeit sinken die elektrische Leistung und die Radleistung gleichermaßen, jedoch bleibt die Differenz beider annähernd konstant.

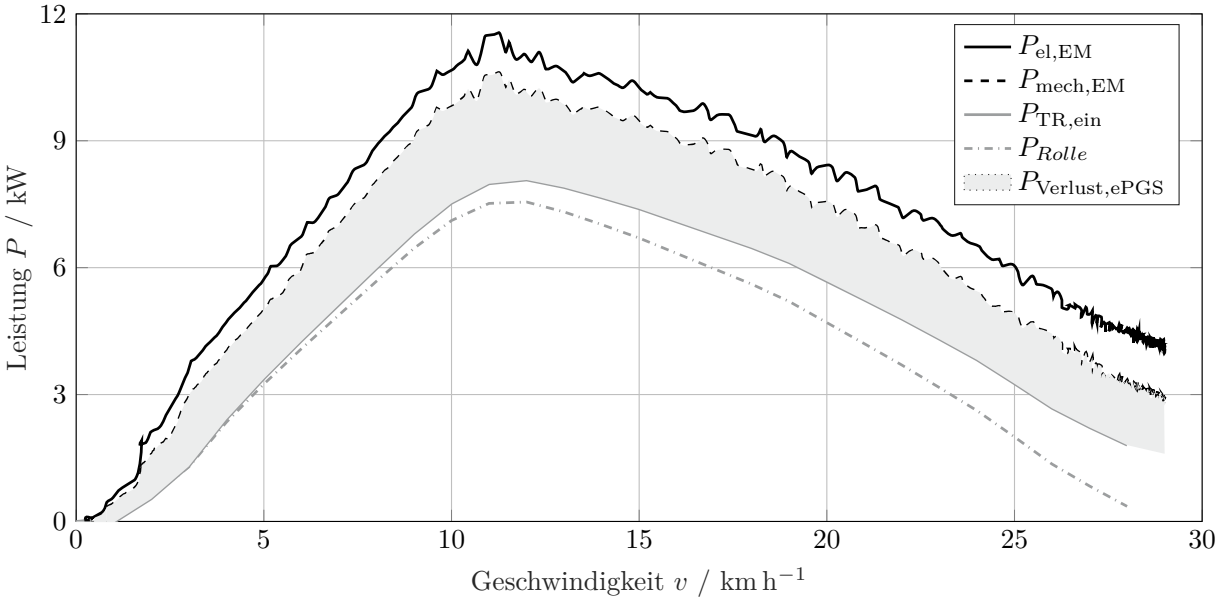


Abbildung 5.13: Ergebnisse der Leistungsmessung auf einem Rollenprüfstand des Typs AIP ECDM 48L-4WD im rein elektrischen Fahrbetrieb.

Zur weitergehenden Analyse der Getriebeverluste kann auf Basis der Prüfstandsmessungen der elektrischen Maschine sowie der dabei ermittelten Verlustleistung die mechanische Leistung der elektrischen Maschine $P_{\mathrm{mech,EM}}$ bestimmt werden. Die gesamten mechanischen Antriebsverluste lassen sich aus der Differenz zwischen der mechanischen EM-Leistung und der am Rad gemessenen Leistung P_{Rad} berechnen. In den durchgeführten Messungen betragen diese Verluste etwa 30 % der von der elektrischen Maschine aufgebrachten mechanischen Leistung.
Um ausgehend von dieser Messung die Getriebeverluste des ePGS und des restlichen Antriebsstrangs zu separieren, wird die Schleppleistung im Neutralgang über der Geschwindigkeit mit Hilfe des Rollenprüfstandes ermittelt. Diese umfasst die Verluste in den Lagern, den Differentialen und im Verteilergetriebe, während die Verluste im Hybridgetriebe aufgrund der Neutralstellung des Verteilergetriebes nicht in die Messung einfließen. Die aus der Kompensation der Schleppverluste bestimmte Leistung an der Eingangswelle des Verteilergetriebes ist in Abbildung 5.13 mit $P_{\mathrm{TR,ein}}$ gekennzeichnet. Der grau markierte Bereich repräsentiert in der Folge die Verlustleistung im Hybridgetriebe $P_{\mathrm{Verlust,ePGS}}$.
Die Verlustleistung beläuft sich auf maximal 25 % der Leistung der elektrischen Maschine, was darauf hindeutet, dass ein erheblicher Anteil der Verluste auf das als äußerst effizient angenommene Planetengetriebe zurückzuführen wäre. Es ist anzunehmen, dass die Effizienz durch die verwendete Fettschmierung, die eingesetzten gedichteten Lager sowie die begrenzte Fertigungsqualität

der Zahnräder negativ beeinflusst wird. Eine Effizienzabweichung von etwa 20 % gegenüber dem in der Literatur üblichen Wert für den Wirkungsgrad ist jedoch kritisch zu hinterfragen.
Ein sensibler Faktor ist der Reifenschlupf. Dieser kann durch die Messung der Schleppverluste nicht abgebildet werden und auch dessen Untersuchung stellt generell eine Herausforderung dar. Dieser kann auf einem Rollenprüfstand aufgrund des Linienkontaktes signifikant höher ausfallen als auf einer ebenen Straße [76]. Hinzu kommt, dass das eingesetzte Fahrzeug in den durchgeführten Tests mit Geländereifen ausgerüstet war, die auf harten Untergründen grundsätzlich einen höheren Reifenschlupf aufweisen. Ohne eine detaillierte Analyse des Schlupfverhaltens der eingesetzten Reifen ist folglich mit einer nicht vernachlässigbaren Unschärfe der Leistungsmessung seitens des Rollenprüfstandes zu rechnen. Abhilfe könnte neben der detaillierten Untersuchung des Reifenkontaktes die Verwendung eines Antriebsstrangprüfstands schaffen, bei dem statt der Räder elektrische Lastmaschinen an das Fahrzeug montiert werden. So kann der undefinierte Reifenkontakt in der Prüfstandsmessung eliminiert werden.

Mechanische Verluste im PDM

Weitere Fahrversuche zeigen, dass bei Beschleunigungsvorgängen unter Volllast im Hybridbetrieb nach dem Einkuppeln der Fliehkraftkupplung ein deutlich spürbarer Leistungseinbruch auftritt. Abbildung 5.14 zeigt die Radleistung im Volllast-Szenario mit keiner ($P_{\mathrm{Rad,noBoost}}$) und maximaler Drehmomentunterstützung ($P_{\mathrm{Rad,Boost}}$). Dabei ist ersichtlich, dass der Leistungseinbruch um den Kupplungspunkt unabhängig von der elektrischen Drehmomentunterstützung ist. Lediglich die anschließende Radleistung kann durch die elektrische Maschine gesteigert werden. Die Messung ohne Drehmomentaddition zeigt das auftretende Leistungsdefizit des Verbrennungsmotors. Dieser scheint ab dem Kupplungspunkt nur noch sehr geringe Leistung abzugeben, die trotz steigender Geschwindigkeit und Motordrehzahl nahezu konstant ist.
Folglich stellt sich die Frage, welche Ursachen zu einer derartigen Reduktion der Antriebsleistung im PDM führen können. Als mögliche Ursachen kommen die Leistungsreduktion des Verbrennungsmotors, beispielsweise durch eine auf das CVT ausgelegte Fehlerdiagnose der Motorsteuerung, eine Fehlansteuerung der elektrischen Maschine durch den installierten Inverter oder übermäßig hohe mechanische Verluste in Frage. Die Identifikation der genauen Ursache gestaltet sich dabei aufgrund der dürftigen Informationen zum Verbrennungsmotor und Inverter als besonders herausfordernd.
Ein mögliches Szenario, bei dem eine Schutzfunktion der Motorsteuerung wirksam sein könnte, ist der Fahrzeugzustand während des Ziehens schwerer Lasten. Dabei wird eine hohe Motorleistung angefordert und die Fahrzeugdrehzahl steigt nur langsam an. Diese Funktion könnte im vorliegenden Fall einen übermäßigen Verschleiß des Riemens verhindern. Es kann beobachtet werden, dass während eines solchen Fahrszenarios auch bei wiederholter Durchführung weder im Kombiinstrument des Fahrzeugs noch im Fehlerspeicher ein Systemfehler angezeigt beziehungsweise hinterlegt wird. Sollte eine Leistungsreduktion vom Motorsteuergerät durchgeführt werden, scheint diese keinen unregulären Betrieb für das System darzustellen. Über die Diagnoseschnittstelle des Fahr-

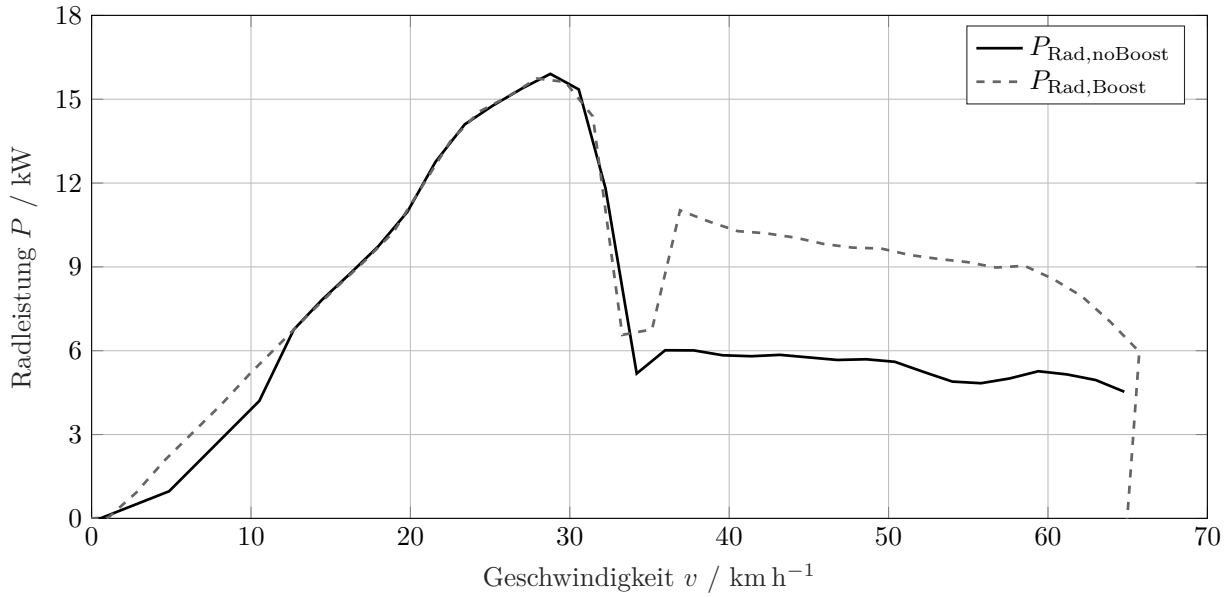


Abbildung 5.14: Vergleich der Radleistungen aus Volllastmessungen am Prüfstand mit zwei unterschiedlichen Strategien zur Drehmomentunterstützung.

zeugs kann außerdem die Position der elektrischen Drosselklappe erfasst werden. Da es sich um einen Ottomotor handelt, bei dem die Drosselklappe klassischerweise zur Lastregelung eingesetzt wird, könnte deren Verhalten Aufschluss über eine Leistungsrücknahme bringen. Allerdings sind im durchgeführten Versuch auch hier keine Auffälligkeiten zu beobachten. Als weitere Möglichkeit zur Leistungsreduktion eignet sich die Spätverstellung des Zündwinkels, die jedoch über die bestehenden Schnittstellen zum Fahrzeug nicht diagnostizierbar ist.

Ebenso kaum zu erfassen sind mögliche Verluste des Inverters durch Fehlansteuerung. Bei dem eingesetzten Inverter handelt es sich um einen Universalinverter mit einer geschlossenen Software zur Regelung beliebiger elektrischer Maschinen, der nur einen eingeschränkten Einblick in die Ansteuerung freigibt. Generell lassen sich über die Softwareschnittstelle zum Inverter während des Fahrversuchs keine Fehler oder Warnungen feststellen, die auf einen fehlerhaften Betrieb hindeuten. Ebenso sind die von der Batterie gemessenen Ströme der DC-Versorgung plausibel. Zur weiteren Untersuchung wurde in einem separaten Fahrversuch der Betriebsmodus des Inverters im PDM von einer Drehmomentregelung zu einer Nullmomentregelung umgestellt, bei der die elektrische Maschine lediglich zur Feldschwächung bei hohen Drehzahlen den erforderlichen Strom stellt. Dabei konnte keine Veränderung des Leistungsverhaltens festgestellt werden.

Hinsichtlich der mechanischen Verluste konnte bereits in der Untersuchung der Kupplungssynchronisation eine deutliche Reibleistung der Kupplung identifiziert werden. Diese hängt mutmaßlich von dem stark pulsierenden Drehmoment des Verbrennungsmotors ab, wobei die Frequenz der Pulsation mit der Motordrehzahl korreliert. Besonders präsent ist dieses Phänomen daher kurz nach Erreichen des PDM, wo die Drehzahl des Verbrennungsmotors mit rund 2800 min^{-1} vergleichsweise gering ist. Die bereits durch die geringe Motordrehzahl reduzierte Motorleistung

wird dann zusätzlich mit Reibleistung der Kupplung beaufschlagt, wodurch die Antriebsleistung deutlich reduziert wird. Zu höheren Geschwindigkeiten hin ist der Motor dann zwar in der Lage, mehr Leistung zu erzeugen, während die Reibleistung durch die fliehkraftbedingt steigende Kupplungskapazität sinkt, jedoch steigt die gemessene Antriebsleistung nicht signifikant. Es ist folglich anzunehmen, dass die Motorleistung dort beispielsweise durch eine Diagnosefunktion reduziert wird, was sich mit den zur Verfügung stehenden Mitteln nicht abschließend prüfen lässt.

Zusammenfassung des Kapitels

Abschließend lässt sich festhalten, dass der Prototyp mit dem hochintegrierten ePGS die Anforderungen an die Funktionalität mit gewissen Einschränkungen erfüllt. Zunächst konnten mechanische Schwachstellen des Prototypen, wie die Art der Integration des Freilaufs und die Abdichtung des Getriebes, in einigen Fahrversuchen identifiziert werden. Anschließend wurden Gegenmaßnahmen entwickelt und implementiert, die es erlauben, das Demonstratorfahrzeug zuverlässig zu bewegen.
In Prüfstandsuntersuchungen konnte trotz der einfachen Umsetzung des Prototypengetriebes eine beachtliche Kraftstoffeinsparung von ca. 10 % im relevanten Vergleichszyklus erzielt werden. Da die erzielte Reduktion allerdings hinter den Erwartungen zurückbleibt, wurden mit den zur Verfügung stehenden Mitteln weitere Untersuchungen angestellt, um die mechanische Effizienz des Systems zu analysieren und Rückschlüsse auf den Ursprung der mechanischen Verluste zu ziehen. Kritisch zu bewerten bleibt die Fliehkraftkupplung, da überschlägige Annahmen in der Auslegung und die Vernachlässigung der starken Drehmomentpulsation des Verbrennungsmotors zu enormen Reibleistungen zu führen scheinen.

6 Ausblick

Mit den vorherigen Untersuchungen konnte trotz der getroffenen Kompromisse zur Umsetzung des Prototypen die grundlegende Funktionsfähigkeit des Antriebs nachgewiesen werden. Die Untersuchungen zeigten allerdings ebenfalls, dass durch die Verwendung von Standardbauteilen und die konsequente Vereinfachung des Konzeptes einige Schwachstellen sowie Herausforderungen im Prototypen bestehen, die für einen Serienantriebsstrang zu beheben sind. Diese wertvollen Erkenntnisse können zukünftig dazu genutzt werden, den Antrieb durch gezielte Maßnahmen zu verbessern. Im Folgenden soll ein Ausblick auf eine mögliche Weiterentwicklung des Antriebs gegeben werden, die Schwachstellen und Herausforderungen behebt. Die identifizierten kritischen Punkte sind:

- Freilaufschäden durch Radialkraft des Zahnriemens

  Die Untersuchungen deuten darauf hin, dass durch die Zugkraft des Zahnriemens eine radiale Verlagerung der Sonnenwelle bewirkt wurde, wodurch lediglich einige wenige Sperrelemente im Freilauf vollständig im Eingriff sind. Dies führt zu einer Überlastung dieser Sperrelemente und damit zum Defekt des Freilaufs. In einer Weiterentwicklung des Antriebs ist daher besonders darauf zu achten, die radiale Verschiebung der Freilaufwelle zu reduzieren.

- Undichtigkeit des Planetengetriebes

  In den Untersuchungen konnte eine Undichtigkeit des Planetengetriebes beobachtet werden, bedingt durch den bewussten Verzicht auf eine komplexe Abdichtung zur Verringerung des axialen Bauraumbedarfs. Diese konnte zwar temporär durch die Verwendung doppelt gedichteter Lager und eine Fettfalle verhindert werden, jedoch stellt dies keine serientaugliche Dauerlösung dar. Für die Weiterentwicklung könnte eine separate Radialwellendichtung integriert oder ein Ölschmierkonzept des gesamten Getriebes verfolgt werden.

- Drehmomentungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors

  Bereits in der Auslegung wurde das stark pulsierende Drehmoment als kritisch befunden und auch im Rahmen der Untersuchungen zeigte sich, dass die Drehmomentungleichförmigkeit insbesondere für die Kupplung eine besondere Herausforderung darstellt. Durch die Schläge des Verbrennungsmotors schlupfte die Kupplung im PDM durchgehend, obwohl gemäß der Kupplungsauslegung ausreichend Moment für die

Übertragung des nominellen Drehmomentes geliefert werden müsste. Abhilfe kann hier die Integration eines Torsionsschwingungsdämpfers zwischen Kurbelwelle und Getriebe liefern.

- Leistungsverlust durch schleifende Kupplung

  In einigen weiteren Fahrszenarien konnte im PDM eine schleifende Kupplung festgestellt werden, die zu deutlicher Verlustleistung und damit zu einem signifikanten Wirkungsgradverlust führt. Im Zuge der Weiterentwicklung ist daher die Kupplung als kritische Komponente zu betrachten und gegebenenfalls das Kupplungsprinzip zu überdenken.

Zahnräder statt Zugmittel

Die beiden ersten kritischen Aspekte sind wesentlich auf die Verwendung eines Riemens als Kraftübertragungsmittel zurückzuführen. Dieser Kompromiss wurde, wie in der Konzeptphase beschrieben, gewählt, um die Realisierbarkeit eines ersten Prototyps zu erleichtern und den Fokus auf die Funktionsprüfung des Gesamtsystems zu legen. Für die Entwicklung eines Seriensystems bietet es sich jedoch an, das Zugmittel durch mehrere Zahnradstufen zu ersetzen, wie es ursprünglich im Konzept ZDD (Kapitel 3.2 - Abbildung 3.2) skizziert wurde. Dadurch kann die radiale Belastung auf den Freilauf reduziert werden, was potenziellen Schäden vorbeugt und die Integration des Systems vereinfacht.
Mit der Verwendung eines Stirnradtriebs entfällt zudem die Spanneinheit des Riemenantriebs. Dies führt zu einer Reduktion des Bauraumbedarfs, der Gehäusekomplexität und des Systemgewichts, da keine zusätzliche Struktur zur Abstützung der durch den Riemen eingeleiteten Kräfte erforderlich ist.
Der Einsatz eines Stirnradtriebs macht jedoch eine Ölschmierung erforderlich, die gleichzeitig zur Schmierung des Planetengetriebes genutzt werden kann. Dadurch entfällt die Notwendigkeit einer separaten Abdichtung der einzelnen Wellen des PGS, sodass lediglich eine gemäß dem Stand der Technik konzipierte Abdichtung des gesamten Getriebegehäuses erforderlich ist. Gleichzeitig steigen jedoch die Anforderungen an die Kupplung, die für den Betrieb im Kontakt mit Öl geeignet sein muss. Eine mögliche Lösung stellt in diesem Zusammenhang eine fliehkraftaktuierte Lamellenkupplung dar, wie sie in Go-Kart-Antrieben Verwendung findet.
Zusätzlich erhöht sich die Anforderung an die Ölverträglichkeit der elektrischen Maschine im integrierten Konzept. Hierbei bietet es sich an, das Öl für die direkte Kühlung der Wickelköpfe zu nutzen [77, 78]. Diese Maßnahme ermöglicht eine effiziente Wärmeabfuhr aus der elektrischen Maschine, wodurch unter Umständen auf einen separaten Niedertemperatur-Wasserkreislauf verzichtet werden kann.

Schwingungsdämpfer am Verbrennungsmotor

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass die Integration des ePGS ohne Schwingungsdämpfer insbesondere im PDM spezifische Herausforderungen mit sich bringen kann. Der Weg-

fall der zusätzlichen Dämpfung am Abtrieb, der durch den Ersatz des Elastomer-Zahnriemens durch einen Zahnradtrieb bedingt ist, führt dazu, dass die Dämpfung des Verbrennungsmotors am Eingang des PGS eine zentralere Rolle einnimmt. Diese Dämpfung kann durch den Einsatz verschiedener torsionsschwingungsdämpfender Elemente realisiert werden, wie beispielsweise einer Klauenkupplung mit Elastomerring oder einem Feder-Dämpfer-System, wie es typischerweise in Motorradgetrieben Anwendung findet.

Das Feder-Dämpfer-System bietet den Vorteil, dass die Dämpfung durch definierte Reibelemente erfolgt, die aktiv mit Öl geschmiert werden. Dadurch ist die Ölverträglichkeit dieses Dämpfersystems intrinsisch gewährleistet, was eine vergleichsweise einfache Integration in das Getriebe ermöglicht. Zudem ist aufgrund des primären Einsatzbereichs in Motorradantrieben davon auszugehen, dass die Festigkeit gegenüber den Drehmomentpulsen des Verbrennungsmotors adäquat angepasst werden kann.

Die Klauenkupplung mit Elastomerring hingegen wird üblicherweise in trockenen Betriebsumgebungen mit geringen Drehmomentungleichförmigkeiten eingesetzt. Daher sind sowohl die Ölverträglichkeit als auch die Drehmomentfestigkeit kritisch zu bewerten, um einen dauerhaften Einsatz in dieser Anwendung sicherzustellen.

Aktive Kupplung

Die durchgeführten Untersuchungen deuten darauf hin, dass die Kupplung aufgrund der starken Drehungleichförmigkeiten des Einzylinder-Verbrennungsmotors unzureichend dimensioniert ist. Dieser Zustand könnte durch den Einsatz eines Schwingungsdämpfers am Eingang des PGS verbessert werden. Allerdings wird die Auslegung der Kupplung umso kritischer, je leistungsstärker die eingesetzten Energiewandler ausgeführt sind. Eine mögliche Lösung besteht darin, das von der Kupplung zu übertragende Drehmoment durch eine gezielte Auswahl der zu verbindenden Wellen signifikant zu reduzieren. Nach den Ausführungen in Kapitel 4 - Abschnitt 4.2 ist das Kupplungsmoment minimal, wenn die Sonnenwelle und das Hohlrad miteinander gekoppelt werden. Allerdings wird eine Fliehkraftaktuierung der Kupplung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit in dieser Konfiguration als schwierig angesehen. Dies spricht für den Einsatz einer aktiv geschalteten Kupplung. Zudem lassen sich durch die Verwendung einer aktiv geschalteten Kupplung die bisher als kritisch bewerteten Eigenschaften, wie das drehzahlabhängige Kupplungsmoment einer Fliehkraftkupplung, die damit verbundenen Reibungsverluste sowie der undefinierte, lastabhängige Schaltzeitpunkt, vollständig eliminieren. Eine derartige Kupplung ermöglicht eine vereinfachte Auslegung hinsichtlich der Drehmomentkapazität, da kein funktionaler Zusammenhang zwischen der Drehzahl des Kupplungskörpers und dem übertragenen Kupplungsmoment besteht. Zudem bietet der steuerbare Kuppelzeitpunkt einen zusätzlichen Freiheitsgrad für die Regelung des Antriebsstrangs. Dies erlaubt den Betrieb des ePGS auch bei höheren Geschwindigkeiten im VRM, was wiederum eine Steigerung der Fahrleistung in begrenztem Umfang ermöglicht (Abbildung 2.3).

Für die Realisierung einer solchen aktiven Kupplung existieren verschiedene Implementierungsoptionen, die im Hinblick auf die mechanischen Randbedingungen sorgfältig bewertet werden

müssen. Hinsichtlich der Kraftübertragung kommen unterschiedliche Konzepte in Betracht, wie beispielsweise ein-/mehrscheibige Lamellenkupplungen oder Kegelkupplungen. Die Aktuierung kann je nach Anwendungsfall auf unterschiedliche Weise realisiert werden, darunter hydraulische, mechanische, elektromechanische oder elektromagnetische Systeme.

Da der Antrieb prinzipiell die Möglichkeit bietet, die Wellen in weiten Betriebsbereichen zu synchronisieren oder diese zumindest durch die gezielte Steuerung der Drehmomentwandler zu entlasten, ist die von der Kupplung zu leistende Synchronisationsarbeit und damit die entsprechenden Anforderungen an ihre Auslegung vergleichsweise gering. Aus diesem Grund sind für diesen Antrieb Kupplungen geeignet, die ein sofortiges oder lediglich geringfügig regelbares, reibschlüssiges Schließverhalten aufweisen. Einschränkungen ergeben sich bei derartigen Kupplungstypen lediglich im Hinblick auf den Fahrkomfort, insbesondere durch das Schließen der Kupplung beim Zustart des Verbrennungsmotors aus dem EDM.

Eine Option könnte daher die Verwendung einer Lamellen- oder Konuskupplung sein, die über einen einfachen Hydraulik-Aktuator geschlossen wird, der den bereits im System vorhandenen Öldruck nutzt. Die einfache binäre Ansteuerung erlaubt ein potenziell kostengünstiges Ventil, ohne akkurate Regelung zu verwenden, was die Systemkomplexität deutlich senkt. Allerdings ist für das Erzeugen der notwendigen Anpresskraft des Lamellenpaketes ein hoher Hydraulikdruck notwendig, der vom System über eine Ölpumpe bereitgestellt werden muss. Dies wiederum erhöht die Komplexität, das Gewicht sowie die Verluste.

Alternativ kann die Aktuierung beispielsweise über einen elektromagnetischen Reluktanz-Aktuator erfolgen, dessen Aufbau durch die wenigen Bauteile besonders einfach und kostengünstig sein kann. Die Schwierigkeit bei dessen Auslegung besteht darin, ausreichend Weg freizugeben, um die Lamellenkupplung vollständig zu öffnen und gleichzeitig ausreichend Kraft bei geringem Bauraum aufzubauen, um die Kupplung zu schließen und das benötigte Moment zu übertragen.

Ähnliche Anforderungen an die Synchronisationsfähigkeit sind in konventionellen Schaltgetrieben für die dort eingesetzten Synchronringe zu finden, die beim Einlegen eines Ganges zunächst zwei Wellen synchronisieren und anschließend formschlüssig über eine Art Zahnkupplung verbinden, wobei keine weitere aktive Ansteuerung des Aktuators notwendig ist. In einem Serienansatz könnte diese Art der Kupplung auch im ePGS zum Einsatz kommen, wobei in Fahrszenarien, die es nicht erlauben, die Wellen zu synchronisieren, eine kurzzeitige Entlastung durch die Energiewandler notwendig wäre. Dies führt zu einer Zugkraftunterbrechung, die eher unüblich für Stufenlosgetriebe ist und gegebenenfalls herausfordernd im Hinblick auf die Kundenakzeptanz sein könnte. Besonders kritisch ist dabei der Zustart des Verbrennungsmotors aus dem rein elektrischen Fahrbetrieb, da hier bereits der Synchronring ausreichend Moment übertragen können müsste, um den Motor anzuschleppen. Als Aktuator könnten Systeme eingesetzt werden, wie sie bei automatisierten Schaltgetrieben üblich und bereits vielfach in der Anwendung sind. Nachteilig bei diesem Konzept könnte das Notlaufverhalten sein, da durch die formschlüssige Verbindung der Wellen über den Synchronring im Fehlerfall nicht automatisch in den VRM gewechselt werden kann, sondern das Getriebe mit direktem Durchtrieb des Verbrennungsmotors auf die angetriebene Achse

im PDM verbleibt. Grundsätzlich bietet diese Lösung aufgrund der Einfachheit und der bereits nachgewiesenen Massentauglichkeit eine potenziell kostengünstige Art, die Kupplung zu realisieren. Sie ist jedoch hinsichtlich der funktionalen Sicherheit und der systemischen Einschränkungen kritisch zu betrachten.

Durch die Umsetzung der beschriebenen Maßnahmen wird der Antrieb in einer weiterentwickelten Generation signifikant widerstandsfähiger gegenüber den identifizierten Schwachstellen und Herausforderungen, was sowohl die technologische Reife als auch die Eignung für den Serieneinsatz maßgeblich steigert. Aufgrund der resultierenden Vorteile in Bezug auf Wirkungsgrad und bereitgestellte Radleistung sowie der übertroffenen Funktionalität gegenüber einem konventionellen CVT stellt der optimierte Antrieb bei Berücksichtigung der genannten Anpassungen eine vollwertige Alternative im Sinne von Forschungsfrage vier dar.

7 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Entwicklung, Konstruktion und Erprobung eines elektrifizierten Planetengetriebes zur Anwendung in Hybridfahrzeugen systematisch untersucht. Ausgangspunkt war eine methodische Konzeptentwicklung, die es ermöglichte, aus einem anfänglich groben schematischen Konzept ein optimiertes, konstruktiv umsetzbares Design des ePGS-Hybridgetriebes abzuleiten. Durch die Anwendung eines morphologischen Kastens konnten zunächst vielfältige Lösungsansätze objektiv betrachtet und anhand technischer und anwendungsspezifischer Kriterien schrittweise eingegrenzt werden. Eine Nutzwertanalyse ermöglichte schließlich die objektive Auswahl eines Konzepts, wobei eine gewisse Subjektivität unvermeidbar bleibt. Aufgrund der Anforderungen an die Prototypenfertigung, hinsichtlich der einfachen Fertigbarkeit und der Verwendung von Standardbauteilen, ergaben sich im weiteren Verlauf Abweichungen vom ursprünglich favorisierten Konzept.

Die konstruktive Umsetzung des ePGS erfolgte unter Berücksichtigung der Integration in den Antriebsstrang eines Hybridfahrzeugs. Kritische Drehmomente und Drehzahlen wurden mittels einer einfachen Simulation der Längsdynamik identifiziert und die Bauteilkonstruktion entsprechend angepasst. Besondere Aufmerksamkeit galt der Lagerung des Getriebes, um die axiale Länge zu minimieren und eine kompakte Bauweise zu ermöglichen. Neben der Entwicklung und Konstruktion des Kerngetriebes wurden ergänzende Komponenten wie ein Getriebegehäuse, eine Strukturstütze zur Aufnahme von Riemenkräften und ein Riemenspanner entwickelt und konstruktiv integriert. Dabei wurden zur Gewichtsreduktion und zum Haltbarkeitsnachweis Leichtbaustrategien und Belastungsanalysen angewendet. Das resultierende System stellt eine kompakte und leistungsfähige Alternative zum konventionellen CVT dar und könnte durch weitere Optimierungsmaßnahmen noch platzsparender gestaltet werden.

Die praktische Erprobung des Prototyps zeigte, dass die funktionalen Anforderungen weitgehend erfüllt wurden. In Fahrversuchen konnten mechanische Schwachstellen identifiziert und durch konstruktive Anpassungen behoben werden. Prüfstandsuntersuchungen bestätigten eine Kraftstoffeinsparung von ca. 10 % im relevanten World-Motorcycle-Test-Cycle-Vergleichszyklus. Allerdings blieb die Reduktion hinter den Erwartungen zurück, weshalb weitergehende Analysen zur mechanischen Effizienz durchgeführt wurden. Dabei stellte sich insbesondere die Fliehkraftkupplung als kritischer Faktor heraus, da ungenaue Annahmen in der Auslegung und die starke Drehmomentpulsation des Verbrennungsmotors zu erheblichen Reibungsverlusten führten.

Abschließend wurde in einem detaillierten Ausblick auf das Potenzial einer Weiterentwicklung des Antriebs eingegangen. Dabei wurden die identifizierten mechanischen Schwachstellen, die für den Prototypen eingegangenen Kompromisse und die funktionalen Schwachstellen aufgenommen und geeignete Lösungsansätze skizziert.

Zusammenfassend zeigt diese Arbeit, dass die Entwicklung eines hochintegrierten ePGS erfolgreich umgesetzt werden konnte. Die erzielten Ergebnisse liefern wertvolle Erkenntnisse zur Konstruktion, Integration und Effizienzsteigerung des Antriebs und bieten eine Grundlage für weiterführende Optimierungen.

Auf Grundlage dieser Arbeit kann der integrierte Ansatz des ePGS-Hybridgetriebes mit den aufgeführten Verbesserungsvorschlägen weiterentwickelt werden. Dabei sollte besonderer Fokus auf die kompakte Integration eines Schwingungsdämpfers und einer aktiv geschalteten Kupplung gelegt werden. Außerdem wäre eine Überarbeitung der Konstruktion hinsichtlich der Montierbarkeit wichtig, um die Montage und Produktion zu erleichtern, wobei das Merkmal einer zentralen Hauptlagerungswelle beibehalten werden sollte. Das Schmierungskonzept sollte auf eine Ölschmierung umgestellt werden, die neben der Schmierung der Zahnräder und Lager auch die Kühlung der elektrischen Maschine sicherstellen sollte. So kann der Reifegrad des Systems hinsichtlich einer Serientauglichkeit gesteigert werden.

Literaturverzeichnis

[1] R. Cavicchioli u. a., "Scientists' warning to humanity: microorganisms and climate change," *Nature reviews. Microbiology*, Jg. 17, Nr. 9, S. 569–586, 2019. DOI: 10.1038/s41579-019-0222-5.

[2] T. Wheeler und J. von Braun, "Climate change impacts on global food security," *Science (New York, N.Y.)*, Jg. 341, Nr. 6145, S. 508–513, 2013. DOI: 10.1126/science.1239402.

[3] R. Falkner, "The Paris Agreement and the new logic of international climate politics," *International Affairs*, Jg. 92, Nr. 5, S. 1107–1125, 2016, ISSN: 00205850. DOI: 10.1111/1468-2346.12708.

[4] A. Brooker, M. Thornton und J. Rugh, "Technology improvement pathways to cost-effective vehicle electrification," *SAE 2010 World Congress*, 2010.

[5] S. Ou, D. Gohlke und Z. Lin, "Quantifying the impacts of micro- and mild- hybrid vehicle technologies on fleetwide fuel economy and electrification," *eTransportation*, Jg. 4, S. 100 058, 2020, ISSN: 25901168. DOI: 10.1016/j.etran.2020.100058.

[6] P. G. Pereirinha, M. González, I. Carrilero, D. Anseán, J. Alonso und J. C. Viera, "Main Trends and Challenges in Road Transportation Electrification," *Transportation Research Procedia*, Jg. 33, S. 235–242, 2018, ISSN: 23521465. DOI: 10.1016/j.trpro.2018.10.096.

[7] Y. Yang, K. A. Ali, J. Roeleveld und A. Emadi, "State-of-the-art electrified powertrains - hybrid, plug-in, and electric vehicles," *International Journal of Powertrains*, Jg. 5, Nr. 1, S. 1, 2016, ISSN: 1742-4267. DOI: 10.1504/IJPT.2016.075181.

[8] A. Deo und S. Anup, *What to know about the potential of hybrid technology in two-wheelers in India*, ICCT, Hrsg., 2021. Adresse: https://theicct.org/publication/fuel-consumption-reduction-technologies-for-the-two-wheeler-fleet-in-india/.

[9] S. Nair, N. Rao, S. Mishra und A. Patil, "India's charging infrastructure — biggest single point impediment in EV adaptation in India," *IEEE Transportation Electrification Conference*, S. 1–6, 2017. DOI: 10.1109/ITEC-India.2017.8333884.

[10] M. Murugan und S. Marisamynathan, "Mode shift behaviour and user willingness to adopt the electric two-wheeler: A study based on Indian road user preferences," *International Journal of Transportation Science and Technology*, Jg. 12, Nr. 2, S. 428–446, 2023, ISSN: 20460430. DOI: 10.1016/j.ijtst.2022.03.008.

[11] A. Hagenberger, H.-J. Schacht, S. Schmidt und R. Kirchberger, "Efficiency Increase of a Conventional ICE Powertrain with CVT by 48V-Hybridization with Focus on L-Category Powersport Applications," *Advances and Current Practices in Mobility*, Jg. 5, Nr. 5, S. 1752–1765, 2023. DOI: 10.4271/2022-32-0018.

[12] T. F. Chen, D. W. Lee und C. K. Sung, "An experimental study on transmission efficiency of a rubber V-belt CVT," *Mechanism and Machine Theory*, Jg. 33, Nr. 4, S. 351–363, 1998, ISSN: 0094114X. DOI: 10.1016/S0094-114X(97)00049-9.

[13] M. Engels, M. Jakoby, T. Fahrbach und J. Andert, "Hybridisation Concept of Light Vehicles Utilising an Electrified Planetary Gear Set," *MDPI Vehicles*, Jg. 5, Nr. 4, S. 1622–1633, 2023. DOI: 10.3390/vehicles5040088.

[14] Statista, *Scooter market size evaluation*, 2025. Adresse: https://www.statista.com/outlook/mmo/motorcycles/scooters/worldwide.

[15] Polaris, *Ranger XP Kinetic*, 2024. Adresse: https://www.polarisgermany.de/atv-ranger/ranger/ranger-xp-kinetic/.

[16] B. Bonsen, *Efficiency optimization of the push-belt CVT by variator slip control*, 2006. DOI: 10.6100/IR615586.

[17] C. Zhu, H. Liu, J. Tian, Q. Xiao und X. Du, "Experimental investigation on the efficiency of the pulley-drive CVT," *International Journal of Automotive Technology*, Jg. 11, Nr. 2, S. 257–261, 2010, ISSN: 1229-9138. DOI: 10.1007/s12239-010-0032-2. Adresse: https://link.springer.com/article/10.1007/s12239-010-0032-2#citeas.

[18] J. M. Miller, "Hybrid electric vehicle propulsion system architectures of the e-CVT type," *IEEE Transactions on Power Electronics*, Jg. 21, Nr. 3, S. 756–767, 2006, ISSN: 0885-8993. DOI: 10.1109/TPEL.2006.872372.

[19] A. Englisch, H. Faust, M. Homm, A. Teubert, M. Reuschel und C. Lauinger, "Entwicklungspotenziale für stufenlose Getriebe," *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift*, Jg. 105, Nr. 7, S. 676–685, 2003.

[20] P. Musch, *Bedarfsgerechte Aktuierung eines CVT-Getriebes*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. DOI: 10.1007/978-3-658-36428-1.

[21] G. Mantriota, "Power split continuously variable transmission systems with high efficiency," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 215, Nr. 3, S. 357–358, 2001, ISSN: 0954-4070. DOI: 10.1243/0954407011525692.

[22] A. Percov, *Honda's First Hybrid Scooter to be Launched In September 2018*, 2018. Adresse: https://www.greenoptimistic.com/honda-pcx-hybrid-scooter-20180711/.

[23] Honda, *Overview of PCX HYBRID's Hybrid System*, 2024. Adresse: https://global.honda/en/tech/Hybrid_System_PCX_HYBRID/.

[24] Piaggio, *PIAGGIO MP3 HYBRID 300ie*, 2010. Adresse: https://www.piaggiogroup.com/en/archive/press-releases/piaggio-mp3-hybrid-300ie.

[25] S. Schmidt, H.-J. Schacht, A. Hagenberger und D. Vogiatzis, "Minimization of CO2-Footprint of Hybrid Propulsion Systems for Mobility and Power-Tool Applications," *EcoMechatronics. Springer*, S. 271–287, 2022. DOI: 10.1007/978-3-031-07555-1_16.

[26] Ski-Doo, *Electrify Winter - The 2025 Ski-Doo Grand Touring Electric and Expedition Electric*, 2024. Adresse: https://ski-doo.brp.com/us/en/models/electric-snowmobiles.html.

[27] Segway, *Segway Villain SX10*, 2024. Adresse: https://powersports.segway.com/product/SSV-Hybrid.htm.

[28] S. Moroto, M. Kawamoto, K. Yamaguchi, S. Tuzuki und Y. Miyaishi, "Hybrid Vehicle powered by an internal combustion engine and an electric motor," US005433282A, 1995.

[29] H. Glonner, "Hybridantrieb für ein Kraftfahrzeug," EP 0 941 883 A2, 1999.

[30] P. Janssen, M. Engels und J. Andert, "Parallel Hybrid Drive For A Motor Vehicle," US 12 122 239 B2, 2024.

[31] Toyota-Club, *Toyota Hybrid - Transmissions line-up*, 2024. Adresse: https://toyota-club.net/files/faq/21-12-01_faq_hybrid_tr_en.htm.

[32] H. Hata u. a., "Development of a New Hybrid Transmission for FWD Sports Utility Vehicles," *SAE 2005 World Congress*, 2005. DOI: 10.4271/2005-01-0272.

[33] K. Okuda u. a., "Development of Multi Stage Hybrid Transmission," *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, Jg. 6, Nr. 1, S. 77–83, 2017, ISSN: 2167-4205. DOI: 10.4271/2017-01-1156.

[34] M. Taniguchi u. a., "Development of New Hybrid Transaxle for Compact-Class Vehicles," *SAE Technical Paper*, Jg. 2016-01-1163, 2016. DOI: 10.4271/2016-01-1163.

[35] K. B. Arnaudov und D. P. Karaivanov, *Planetary gear trains*. Boca Raton: Taylor & Francis, 2019, ISBN: 0429458525. Adresse: https://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&scope=site&db=nlebk&db=nlabk&AN=2028128.

[36] D. Görke, M. Bargende, U. Keller, N. Ruzicka und S. Schmiedler, "Research on the fuel-efficiency of parallel hybrid vehicles as a basis for the design of rule-based operating strategies," in *14. Internationales Stuttgarter Symposium*, Ser. Proceedings, M. Bargende, H.-C. Reuss und J. Wiedemann, Hrsg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014, S. 1135–1156, ISBN: 9783658051297. DOI: 10.1007/978-3-658-05130-3-82.

[37] P. Hofmann, *Hybridfahrzeuge*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2023. DOI: 10.1007/978-3-662-66894-8.

[38] T.-C. Li, Y.-W. Huang und J.-F. Lin, "Studies on centrifugal clutch judder behavior and the design of frictional lining materials," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Jg. 66-67, S. 811–828, 2016, ISSN: 08883270. DOI: 10.1016/j.ymssp.2015.06.010.

[39] H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek und C. Spura, *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. DOI: 10.1007/978-3-658-17896-3.

[40] H. Haberhauer, *Maschinenelemente*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018. DOI: 10.1007/978-3-662-53048-1.

[41] M. Jakoby, M. Engels, T. Fahrbach und J. Andert, "A New Electrified Planetary Gear Set - The Cost- and Fuel-Efficient Alternative to Continuously Variable Transmissions," *SAE Technical Paper 2025-01-0309*, 2025. DOI: 10.4271/2025-01-0309.

[42] F. Küçükay, *Grundlagen der Fahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2022. DOI: 10.1007/978-3-658-36727-5.

[43] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen und K.-H. Grote, *Engineering Design*. London: Springer London, 2007. DOI: 10.1007/978-1-84628-319-2.

[44] A. Back, S. Thoma und V. Guggisberg, "Management von digitalen Innovationen: Hat das Innovationstrichtermodell ausgedient?" *Wirtschaftsinformatik & Management*, Jg. 10, Nr. 2, S. 24–35, 2018, ISSN: 1867-5905. DOI: 10.1007/s35764-018-0030-0.

[45] J. Dartnall und S. Johnston, "Morphological Analysis (MA) leading to Innovative Mechanical Design," in *INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENGINEERING DESIGN*, 2005.

[46] Z. Huang, S. Nategh, V. Lassila, M. Alakula und J. Yuan, "Direct oil cooling of traction motors in hybrid drives," *Applied Thermal Engineering*, Jg. 75, S. 1–8, 2015, ISSN: 13594311. DOI: 10.1109/IEVC.2012.6183163.

[47] A. Carriero, M. Locatelli, K. Ramakrishnan, G. Mastinu und M. Gobbi, "A Review of the State of the Art of Electric Traction Motors Cooling Techniques," *SAE Technical Paper 2018-01-0057*, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-0057.

[48] K. S. Garud, S.-G. Hwang, J.-W. Han und M.-Y. Lee, "Performance characteristics of the direct spray oil cooling system for a driving motor of an electric vehicle," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 196, 2022, ISSN: 00179310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123228.

[49] M. Beyer u. a., "Lubricant Concepts for Electrified Vehicle Transmissions and Axles," *Tribology Online*, Jg. 14, Nr. 5, S. 428–437, 2019, ISSN: 1881-218X. DOI: 10.2474/trol.14.428. Adresse: https://www.jstage.jst.go.jp/article/trol/14/5/14_428/_article/-char/ja/.

[50] V. R. Anisimov, V. V. Filatov, A. V. Klimov, F. A. Ryabtsev und A. V. Podgornyy, "Optimisation of the Rotor Speed as a way to Improve Specific Indicators of Traction Electric Motors," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, S. 1–4, 2021. DOI: 10.1109/IEEECONF51389.2021.9416120.

[51] D. W. Dudley und H. Winter, *Zahnräder: Berechnung, Entwurf und Herstellung nach amerikanischen Erfahrungen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1961. DOI: 10.1007/978-3-642-92803-1.

[52] H. Liu, H. Liu, C. Zhu und R. G. Parker, "Effects of lubrication on gear performance: A review," *Mechanism and Machine Theory*, Jg. 145, S. 103 701, 2020, ISSN: 0094114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103701.

[53] Anderol, *Grease versus Oil – which one to use for lubrication*, 2024. Adresse: https://anderol.com/news/grease-versus-oil-which-one-to-use-for-lubrication/.

[54] B. Bender und K. Gericke, *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2021. DOI: 10.1007/978-3-662-57303-7.

[55] R. Fiedler, *Controlling von Projekten*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. DOI: 10.1007/978-3-8348-2201-7.

[56] J. C. Arlinghaus und S. Knizkov, "Lean Maintenance and Repair Implementation - A Cross-Case Study of Seven Automotive Service Suppliers," *Procedia CIRP*, Jg. 93, S. 955–964, 2020, ISSN: 22128271. DOI: 10.1016/j.procir.2020.03.144.

[57] R. A. Witik, J. Payet, V. Michaud, C. Ludwig und J.-A. E. Månson, "Assessing the life cycle costs and environmental performance of lightweight materials in automobile applications," *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, Jg. 42, Nr. 11, S. 1694–1709, 2011, ISSN: 1359835X. DOI: 10.1016/j.compositesa.2011.07.024.

[58] G. S. Cole und A. M. Sherman, "Light weight materials for automotive applications," *Materials Characterization*, Jg. 35, Nr. 1, S. 3–9, 1995, ISSN: 10445803. DOI: 10.1016/1044-5803(95)00063-1.

[59] C.-H. Wu, "OEM product design in a price competition with remanufactured product," *Omega*, Jg. 41, Nr. 2, S. 287–298, 2013, ISSN: 03050483. DOI: 10.1016/j.omega.2012.04.004.

[60] ZVEI, Hrsg., *Spannungsklassen in der Elektromobilität*, 2021.

[61] T. Roß und A. Heine, *Der Verbrennungsmotor - ein Antrieb mit Vergangenheit und Zukunft*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. DOI: 10.1007/978-3-658-19291-4.

[62] M. Timmann, R. Inderka und T. Eder, "Development of 48V powertrain systems at Mercedes-Benz," *18. Internationales Stuttgarter Symposium*, S. 567–577, 2018. DOI: 10.1007/978-3-658-21194-3_44.

[63] K. Wanner, T. Mundinger und M. Weber, "Das 48-V-System von Mercedes-Benz," *ATZextra*, Jg. 23, Nr. S1, S. 34–39, 2018, ISSN: 2195-1454. DOI: 10.1007/s35778-018-0004-0.

[64] A. I. Ramones, B. Shi, M. Engels und Eisenbarth, Markus, Andert, Jakob, "Real-Time Temperature Estimation in a 48V Permanent Magnet Synchronous Machine Using a Thermal Neural Network," *MDPI Energies*, 2025.

[65] *Herleitung der Willis-Gleichung (Grundgleichung der Umlaufgetriebe)*, 2018. Adresse: https://www.tec-science.com/de/getriebe-technik/planetengetriebe/grundgleichung-der-umlaufgetriebe-willis-gleichung/.

[66] J. Looman, *Zahnradgetriebe: Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen* (Klassiker der Technik), 3. neubearb. u. erw. Aufl. 1996, Nachdr. in veränderter Ausstattung. Berlin und Heidelberg: Springer, 2009, ISBN: 978-3-540-89459-9. DOI: 10.1007/978-3-540-89460-5.

[67] C. H. Liu und Y. P. Chiang, "Analysis of the Sliding Contact Behavior of a Centrifugal Clutch," *Key Engineering Materials*, Jg. 715, S. 231–236, 2016. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.715.231.

[68] S. Dereyne, P. Defreyne, E. Algoet, S. Derammelaere und K. Stockman, *An efficiency measurement campaign on belt drives*, 2015. Adresse: https://core.ac.uk/display/55693235?utm_source=pdf&utm_medium=banner&utm_campaign=pdf-decoration-v1.

[69] R. Schübel, M. Gegner und F. Beeck, "Neue Lösungen im Planetengetriebe zeigen überraschende Potenziale," in *Tagungsband zum 10. Schaeffler Kolloquium*, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Hrsg., 2014, S. 256–269.

[70] A. Kahraman, "Planetary Gear Train Dynamics," *Journal of Mechanical Design*, Jg. 116, Nr. 3, S. 713–720, 1994, ISSN: 1050-0472. DOI: 10.1115/1.2919441.

[71] J. Andert, M. Jakoby, M. Engels und T. Fahrbach, "Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug," DE 10 2023 134 009 A1, 2025.

[72] B. Giechaskiel, A. Zardini und G. Martini, "Particle Emission Measurements from L-Category Vehicles," *SAE International Journal of Engines*, Jg. 8, Nr. 5, S. 2322–2337, 2015, ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2015-24-2512.

[73] A. Zardini, M. Clairotte, G. Lanappe und B. Giechaskiel, "Preparatory work for the Environmental Effect Study on the Euro 5 step of L-category vehicles," *JRC Science for Policy Report*, 2016.

[74] R. Sauermann, F. Kirschbaum und O. Nelles, "Optimization of Fuel Consumption for Rule-Based Energy Management Strategies of Hybrid Electric Vehicles: SOC Compensation Methods," *IEEE Access*, Jg. 12, S. 112 594–112 604, 2024. DOI: 10.1109/ACCESS.2024.3443190.

[75] N. E. Ligterink, P. van Mensch, R. F. Cuelenaere, S. Hausberger, D. Leitner und G. Silberholz, *Correction algorithms for WLTP chassis dynamometer and coast-down testing*, 2015.

[76] M. A. d. M. Lourenço, J. J. Eckert, F. L. Silva, F. M. Santiciolli und L. C. A. Silva, "Vehicle and twin-roller chassis dynamometer model considering slip tire interactions," *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, Jg. 51, Nr. 11, S. 6166–6183, 2023, ISSN: 1539-7734. DOI: 10.1080/15397734.2022.2038199.

[77] C. Liu u. a., "Experimental Investigation of Oil Jet Cooling in Electrical Machines With Hairpin Windings," *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Jg. 9, Nr. 1, S. 598–608, 2023. DOI: 10.1109/TTE.2022.3186947.

[78] P. Shams Ghahfarokhi, A. Podgornovs, A. Kallaste, A. J. Marques Cardoso, A. Belahcen und T. Vaimann, "The Oil Spray Cooling System of Automotive Traction Motors: The State of the Art," *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Jg. 9, Nr. 1, S. 428–451, 2023. DOI: 10.1109/TTE.2022.3189596.