

Jannick Fischer

**Methode zur Belastungsprognose  
Von PKW-Triebsträngen in frühen  
Phasen der Entwicklung**

Method for load prediction of  
passenger car drive trains in  
early phases of development

Band 159

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

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





Forschungsberichte



Jannick Fischer

## **Methode zur Belastungsprognose von PKW- Triebsträngen in frühen Phasen der Entwicklung**

Method for load prediction of passenger car  
drive trains in early phases of development

Band 159

Herausgeber Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen

Copyright IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2023  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft  
Alle Rechte vorbehalten

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

ISSN 1615-8113

# **Methode zur Belastungsprognose von PKW- Triebsträngen in frühen Phasen der Entwicklung**

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

angenommene

**DISSERTATION**

von

M.Sc. Jannick Fischer

Tag der mündlichen Prüfung:	05.10.2022
Hauptreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers
Korreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche



# Vorwort der Herausgeber

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

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

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

Albert Albers und Sven Matthiesen

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





## Vorwort zu Band 159

Produkte werden in der Praxis in Generationen entwickelt. Diese Feststellung, die ALBERS und seine Gruppe auch in mehreren empirischen Untersuchungen in einer Vielzahl von Produktsegmenten belegt hat, erfordert auch eine Entwicklungsmethodik, die diesen Grundzusammenhang aus der Praxis konsequent aufnimmt. Ein geeignetes Modell zur Beschreibung dieses Zusammenhangs ist das Modell der PGE – Produktgenerationsentwicklung nach ALBERS. Es postuliert, dass jede Produktentwicklung auf der Basis der Elemente eines zuvor definierten Referenzsystems durch gezielte Variationen in der Synthese abgebildet werden kann. Dieser Grundansatz hat weitreichende Auswirkungen. Er ist bei konsequenter Anwendung ein Schlüssel zu einer effizienteren, effektiveren, aber auch sichereren Produktentwicklung. Dabei gilt der in der PGE beschriebene Zusammenhang sowohl auf der Ebene von Produktarchitekturen auf Gesamtsystemebene als auch bis hinunter zu den Teilsystemen und letztendlich den Komponenten in den Teilsystemen. Die Synthese der neuen Produktgeneration mit allen Elementen und Teilsystemen des neuen Produktes wird dabei als Abbildung der Elemente eines zuvor erstellten Referenzsystems - in dem gegebenenfalls auch ein Vorgängerprodukt soweit vorhanden Element sein kann – durch einen Variationsoperator mit den drei Variationsarten: Prinzipvariation, Ausprägungsvariation und Übernahmevariation mathematisch modelliert. Dies erlaubt es, die Generierung neuer mechatronischer Produktlösungen gezielt zu modellieren, zu steuern und auch durch die Nutzung der Digitalisierung mit Wissen anzureichern. Eine Anwendung ist hierbei die Fahrzeugtechnik. Im Rahmen der Arbeiten der Gruppe um ALBERS wurden hierzu umfangreiche Untersuchungen, insbesondere zur Antriebssystemtechnik und zu konzeptionellen, aber auch gestalterischen Neuauslegung von Antriebssystemen durchgeführt. Eine große Herausforderung ist es, bereits in der sehr frühen Phase der Definition einer neuen Produktgeneration Aussagen zur Erfüllung des Zielsystems zu generieren, auf deren Basis dann eine konsequente Entwicklung durchgeführt werden kann. Dies gilt ganz besonders auch für die Antriebssysteme, deren Vielfalt heutzutage eine große Herausforderung darstellt. Ein wichtiger Prozess ist dabei die Dimensionierung, bei der eine ausreichende Beanspruchbarkeit der Komponenten und Systeme auf Basis einer definierten Beanspruchung, beziehungsweise entsprechender Beanspruchungskollektive, sichergestellt werden muss. Für die geplanten Komponenten einer Triebstrangkonfiguration schon in der Frühen Phase der Produktentwicklung Dimensionierungsaussagen zu treffen, ist ein wichtiger Beitrag zur Optimierung des Entwicklungsprozesses. Dabei geht es unter anderem darum, die geforderte Lebensdauer – besser Gebrauchsdauer – aber auch die Einhaltung von Gewichts-, Verbrauchs- oder Geschwindigkeitszielen möglichst früh sicher zu stellen. Der Lebensdauernachweis kann unter konsequenter Nutzung des Modells der PGE – Produktgenerationsentwicklung auf der Basis der Variationen und unter Rückgriff auf

Architekturelemente, aber auch Komponentenelemente aus Vorgängergenerationen innerhalb des Referenzsystems signifikant optimiert werden.

An dieser Stelle setzt die Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Jannick Fischer an. Ziel ist es, eine Abschätzung in der frühen Phase auf Basis von Lebensdauerwertungen für die Komponenten eines Antriebssystems zu erstellen. Die erforschte Methode soll insbesondere in der frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses unterstützen, um einen Triebstrang unter dem Kriterium Lebensdauer zu qualifizieren.

Oktober, 2022

Albert Albers

## Kurzfassung

Die Entwicklung eines neuen Produktes und der zugehörige Entwicklungs- bzw. Produktentstehungsprozess stellt Ingenieure immer wieder vor Herausforderungen und Probleme, die möglichst kurzfristig, jedoch fundiert gelöst werden müssen, um neue Herausforderungen und Kosten im weiteren Prozess zu vermeiden. Durch die zunehmende Variantenvielfalt in der Produktpalette der Automobilindustrie steigt die Zahl der zu treffenden Entscheidungen bei der Entwicklung einer aus vielen Varianten bestehenden neuen Produktgeneration stark an. In der Regel reichen Zeit und Informationen nicht aus, um für alle Varianten eine vollständige Untersuchung durchzuführen und es wird eine Entscheidung mittels „best engineering judgement“ getroffen. Dies ist insbesondere auch bei der Lebensdauerbetrachtung für Triebstrangkomponenten der Fall. Die Herausforderung an dieser Stelle ist, dass ein zu schwach ausgelegtes Bauteil zum vorzeitigen Bauteilversagen führen kann. Ein zu stark ausgelegtes Bauteil erfüllt die Lebensduranforderungen, ist jedoch in der Regel mit einem Gewichts- und Kostennachteil verbunden.

Um eine detaillierte Lebensdauerbetrachtung durchzuführen, muss ein für die Belastung über die Lebensdauer repräsentatives Lastkollektiv vorhanden sein. Dieses kann entweder durch Messungen oder Simulationen ermittelt werden. Zu einem frühen Zeitpunkt im Produktentstehungsprozess kann in der Regel weder auf eine Simulation noch eine Messung zurückgegriffen werden, so dass auf Vorwissen aus Vorgängerproduktgenerationen oder dem Referenzsystem und Lastannahmen zurückgegriffen wird.

In dieser Arbeit soll eine Methode vorgestellt werden, mit deren Hilfe ein Entwicklungsingenieur basierend auf Vorwissen abschätzen kann, wie sich die Belastung einer Komponente in einer konventionellen Triebstrangkonfiguration relativ zu einer anderen Konfiguration ändert. Dazu werden in einem ersten Schritt die Haupteinflussfaktoren auf die Belastung und deren Abhängigkeiten identifiziert. Danach wird ein Zusammenhang zwischen leicht zugänglichen Triebstrangkenngrößen und der Belastung hergestellt und dieser Zusammenhang mit Hilfe von Messungen und Simulationen verifiziert. Eine Erweiterung dieses Ansatzes auf Hybridtriebstränge wird ebenfalls vorgenommen. Abschließend wird gezeigt, wie dieses Wissen in Kombination mit dem Vorwissen über Einsatzbereiche einer Komponente genutzt werden kann um eine Indikation über die wahrscheinlichste Variationsart im Sinne der Produktgenerationsentwicklung zu geben.



## Abstract

The development of a new product and the associated development or product creation process repeatedly presents engineers with challenges and problems that need to be solved as quickly as possible, but in a well-founded manner in order to avoid new challenges and costs in the further process. Due to the increasing number of variants in the product range of the automotive industry, the number of decisions to be made in the development of a new product generation consisting of many variants is increasing strongly. Usually, time and information are not sufficient to perform a complete investigation for all variants and a decision is made by means of "best engineering judgement". This is especially the case when considering the service life of powertrain components. The challenge at this point is that a component designed too weakly can lead to premature component failure, while a component designed too strongly meets the service life requirements, but is usually associated with a weight and cost disadvantage.

In order to carry out a detailed lifetime analysis, a load spectrum representative of the load over the lifetime must be available. This can be determined either by measurements or simulations. At an early stage in the product development process, neither simulation nor measurement can usually be used, so that previous knowledge from previous product generations or the reference system and load assumptions are used.

In this thesis a method shall be presented, with the help of which a development engineer can estimate, based on previous knowledge, how the load of a component in a powertrain configuration changes relative to another configuration. In a first step, the main factors influencing the load and their dependencies are identified. Afterwards a correlation between easily accessible powertrain parameters and the load is established and this correlation is verified by measurements and simulations. An extension of this approach to hybrid powertrains will also be undertaken. Finally, it is shown how this knowledge can be used in combination with the previous knowledge about the application areas of a component to give an indication about the most probable type of variation in terms of product generation development.



## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Mitarbeitender Forscher des Instituts für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie in der Getriebeentwicklung bei der Mercedes-Benz AG, Stuttgart-Untertürkheim.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers für die Ermöglichung und die Betreuung dieser Arbeit. Die offenen Diskussionen und Denkanstöße haben sowohl mich als auch diese Arbeit geprägt.

Ebenfalls möchte ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche für die Übernahme des Korreferats und das Interesse an dieser Arbeit danken.

Dem Leiter der Abteilung Getriebeauslegung und Berechnung der Mercedes-Benz AG, Herr Dr. Carsten Gitt gilt ebenfalls mein besonderer Dank. Durch die stets offene Tür und insbesondere seine Unterstützung während einer schwierigen Phase am Anfang der Arbeit hatte er großen Anteil am Erfolg dieser Arbeit.

Herzlich danken möchte ich Herrn Dr. Armin Veil für die Übernahme der Betreuung auf Seiten der Mercedes-Benz AG. Ohne seine Unterstützung und die wertvollen Diskussionen hätte diese Arbeit nicht entstehen können. Sein Vertrauen und die von ihm geschaffenen Freiräume haben maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Mein Dank gilt auch den Mitarbeitern am IPEK und im Team Lastkollektive für die Diskussionen, die fachliche Unterstützung und die geschaffene Arbeitsatmosphäre.

Von Herzen Danken möchte ich auch meiner Familie und Becca, die mich auch in den schwierigen Zeiten immer bedingungslos unterstützt haben. Ohne euch wäre diese Arbeit niemals beendet worden.

Besonderer Dank gilt auch Toni und meinem Onkel Frieder. Ohne euch wäre diese Arbeit nie begonnen worden.





Ausdauer wird früher oder später belohnt – meistens aber später.  
Wilhelm Busch, 1832-1908



# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b> .....	<b>i</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>iii</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>ix</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>xi</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>xv</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>xvii</b>
<b>Formelzeichen</b> .....	<b>xix</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen und Stand der Forschung</b> .....	<b>3</b>
2.1 Lebensdauervorhersage und Schädigungsrechnung.....	3
2.1.1 Ausfallarten.....	3
2.1.2 Die betriebsfeste Bauteilauslegung .....	5
2.1.3 Die Grundgleichung der Dimensionierung .....	6
2.1.4 Zwischenfazit.....	14
2.2 Antriebsstrang und Triebstrang .....	15
2.2.1 Antriebsstrangvarianten.....	15
2.2.2 Antriebsarten .....	17
2.2.3 Der Triebstrang.....	27
2.2.4 Zwischenfazit.....	29
2.3 Produktentwicklung und Validierung.....	29
2.3.1 Die Produktgenerationsentwicklung.....	30
2.3.2 Validierung als Teil des Produktentstehungsprozess .....	31
2.3.3 Der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz.....	33
2.3.4 Die Validierungs- und Simulationsumgebung winEVA® .....	35
2.3.5 Zwischenfazit.....	37
2.4 Korrelation und Regression .....	38
2.4.1 Korrelationskoeffizienten .....	38
2.4.2 Regressionsverfahren.....	38
2.5 Zwischenfazit.....	42
<b>3 Motivation und Zielsetzung</b> .....	<b>45</b>
3.1 Motivation .....	45

3.2	Zielsetzung .....	46
<b>4</b>	<b>Forschungsansatz.....</b>	<b>49</b>
4.1	Forschungsmethode .....	49
4.2	Aufbau der Arbeit.....	50
<b>5</b>	<b>Zusammenhang zwischen Antriebsstrangparametern und Triebstrangbelastung.....</b>	<b>53</b>
5.1	Belastungsvergleich zweier Triebstrangkonfigurationen .....	53
5.2	Bestimmung der Form des Zusammenhangs .....	56
5.3	Validierung der Form des Zusammenhangs und der Normgröße .....	57
5.3.1	Identifikation der Haupteinflussgrößen .....	58
5.3.2	Eingangsgrößen der Simulation .....	67
5.3.3	Validierung .....	68
5.3.4	Zwischenfazit .....	73
<b>6</b>	<b>Abschätzen der Normgröße .....</b>	<b>75</b>
6.1	Abschätzung der Bestandteile der Normgröße .....	76
6.1.1	Abschätzung des auftretenden Maximalmoments .....	76
6.1.2	Abschätzung der Rotationszahl.....	79
6.1.3	Normgröße für Getriebeeingang und Seitenwellen .....	82
6.1.4	Validierung der Abschätzung .....	82
6.2	Erweiterung der Normgröße auf Fahrzeuge mit Hybridantrieb .....	86
6.2.1	Grenzen der Abschätzung bei hybridisierten Triebsträngen .....	87
6.2.2	Erweiterung der Abschätzung der Normgröße .....	90
6.2.3	Validierung der Erweiterung auf Hybridtriebstränge .....	93
6.3	Zwischenfazit .....	95
<b>7</b>	<b>Anwendung der Belastungsabschätzung am Beispiel des System Triebstrang .....</b>	<b>97</b>
7.1	Abschätzung einer Belastungsänderung.....	97
7.2	Auswahl der Variationsart basierend auf der Normgröße.....	100
7.3	Zwischenfazit .....	103
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>105</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>I</b>
	<b>Anhang A .....</b>	<b>IX</b>
	Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und Normgröße für alle Gänge.....	IX
	<b>Lebenslauf .....</b>	<b>XIII</b>
	<b>Aufstellung der wissenschaftlichen Vorveröffentlichungen.....</b>	<b>XV</b>

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	Die „Badewannenkurve“ (Bertsche & Lechner, 2004, S. 24). ....4
Abbildung 2.2:	Belastungs-Zeit-Funktion und zugehöriges Zählergebnis einer zweiparametrischen Verweildauerzählung (Köhler et al., 2012, S. 62) ..... 8
Abbildung 2.3:	Kennwerte einer Wöhlerlinie und Abgrenzung der Bereiche der Dauerfestigkeit (D), der Zeitfestigkeit (Z) und der Kurzzeitfestigkeit (K) (Haibach, 2006, S. 26)..... 11
Abbildung 2.4:	Modifikation der Wöhlerkurve im Dauerfestigkeitsbereich zur Schädigungsrechnung mittels der Palmgren-Miner-Regel in elementarer und modifizierter Form im Vergleich zur Original-Wöhlerkurve (Sander, 2008, S. 30) ..... 12
Abbildung 2.5:	Lineare Schadensakkumulationshypothese nach Palmgren Miner (Bertsche & Lechner, 2004, S. 326) ..... 13
Abbildung 2.6:	Triebstrangvarianten als Kombination der Aggregateanordnung und der Antriebsachse (Achleitner et al., 2016, S. 154)..... 16
Abbildung 2.7:	Zustandsänderungen im Seiliger-Prozess (Schäfer, 2015, S. 37) ..... 19
Abbildung 2.8:	Effektiver Mitteldruck eines Benzinmotors (links) und eines Dieselmotors (rechts) (Basshuysen Seite 28).....20
Abbildung 2.9:	Einteilung der elektrischen Maschinen (Schäfer & Essen, 2015, S. 1092) .....21
Abbildung 2.10:	Schnitzzeichnung einer Synchronmaschine mit Oberflächenstrom im Rotor, erzeugt durch Permanentmagnete (Schröder, 2009, S. 351)..... 23
Abbildung 2.11:	Idealisierte elektrische und mechanische Größen von Elektromaschinen (Hofmann, 2014, S. 171)..... 25
Abbildung 2.12:	Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien von Verbrennungsmotoren und Elektromotoren (Schäfer & Essen, 2015, S. 1085) .....26
Abbildung 2.13:	Das erweiterte ZHO-System (Albers, Behrendt, Schroeter, Ott & Klingler, 2013).....32
Abbildung 2.14:	IPEK-X-in-the-Loop-(XiL)-Ansatz (Albers, Behrendt et al., 2016) .....34

Abbildung 2.15:	Beispielhafte Kombination von Modellausprägungen bei der Validierung einer E-Motor-Getriebe-Einheit. (Albers, Behrendt et al., 2016, S. 562) .....	35
Abbildung 2.16:	Modell der Architektur der Validierungsumgebung winEVA® nach dem IPEK- XiL (eigene Darstellung nach Abbildung 2.15). .....	36
Abbildung 2.17:	Streudiagramm zwischen Größe der Kinder und Durchschnittsgröße der Eltern inklusive eingezeichneter Regressionsgeraden (Fahrmeir et al., 2009, S. 2).....	39
Abbildung 4.1:	Darstellung der verschobenen Ebenen des „Action Research“ (nach Ottosson et al. (2006, S. 10)).....	50
Abbildung 5.1:	Reduziertes Top-Down Modell der Validierungsumgebung nach dem IPEK-XiL-Ansatz von ALBERS (eigene Darstellung nach Abbildung 2.15). .....	54
Abbildung 5.2:	Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und den möglichen Einflussgrößen am Getriebeeingang (oben) und an den Seitenwellen (unten) mit zugehörigen Regressionsgeraden. ....	59
Abbildung 5.3:	Zusammenhang zwischen Motormoment und Triebstrangbelastung in Abhängigkeit der Antriebsart am Getriebeeingang. ....	62
Abbildung 5.4:	Zusammenhang zwischen Motormoment (links) beziehungsweise der Motorleistung (rechts) und der Dauerlaufbelastung am Getriebeeingang in Abhängigkeit vom Motortyp. ....	63
Abbildung 5.5:	Zusammenhang zwischen Motormoment (links) beziehungsweise der Motorleistung (rechts) und der Dauerlaufbelastung an den Seitenwellen in Abhängigkeit vom Motortyp. ....	64
Abbildung 5.6:	Um die Fahrzeugmasse erweitertes Top-Down Modell der Validierungsumgebung Validierungsumgebung nach dem IPEK-XiL-Ansatz von ALBERS (eigene Darstellung nach Abbildung 2.15). ....	67
Abbildung 5.7:	Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (gangspezifisch) für die Simulationen mit Regressionsgerade auf Basis von ausgelesenen Größen .....	71
Abbildung 5.8:	Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (gangspezifisch) für die	

	Fahrzeugmessungen mit Regressionsgerade auf Basis von ausgelesenen Größen.....	72
Abbildung 6.1:	Schematische Darstellung des Einflusses von Fahrzeugparametern auf die Gestalt des Belastungskollektivs am Beispiel eines Beschleunigungsvorgangs .....	75
Abbildung 6.2:	Schematische Darstellung eines Heck-Längstriebstrangs (eigene Darstellung).....	77
Abbildung 6.3:	Drehzahlverlauf am Getriebeeingang einer Volllastbeschleunigung aus einer Fahrzeugmessung. ....	80
Abbildung 6.4:	Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (gangspezifisch) für die Simulationen mit Regressionsgerade auf Basis von abgeschätzten Größen.....	84
Abbildung 6.5:	Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (gangspezifisch) für die Fahrzeugmessungen mit Regressionsgerade auf Basis von abgeschätzten Größen.....	85
Abbildung 6.6:	Top-Down Modell der Validierungsumgebung für hybridisierte Triebstränge Validierungsumgebung nach dem IPEK-XiL-Ansatz von Albers (eigene Darstellung nach Abbildung 2.15). ..	87
Abbildung 6.7:	Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (Gang 4) für konventionelle (rot) und hybridisierte (blau) Triebstränge unter Verwendung des in Gleichung 6.17 definierten Moments.....	89
Abbildung 6.8:	Summenlieferkennung eines Hybridantriebs (blau gestrichelt) und die zu Grunde liegenden Lieferkennungen des Verbrennungsmotors (blau) und des Elektromotors (rot).....	90
Abbildung 6.9:	Vereinfacht dargestellte Summendrehmomentverläufe eines Hybridantriebs, die sich aus dem Drehmomentverlauf des Verbrennungsmotors (grau) und des Elektromotors (gelb) ergeben.....	92
Abbildung 6.10:	Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (Gang 4) für konventionelle (rot) und Hybridtriebstränge (grün) unter Verwendung des ermittelten schädigungsäquivalenten Moments. ....	94
Abbildung 7.1:	Schematische Darstellung der Abschätzung der erwarteten Belastung des SiD beim Erreichen des Auslegungsziels. Mit Hilfe von bekannten Belastungen von Elementen des Referenzsystems ( $S_i$ ) kann durch Regression der	



Zusammenhang zwischen Normgröße  $x$  und Belastung  $S$  ermittelt werden (rote Gerade). Wird nun die Normgröße  $x_{SiD}$  des SiD ermittelt, so kann die zugehörige Belastung  $SSiD$  durch den aus der Regression bekannten Zusammenhang bestimmt werden..... 99

Abbildung 7.2:	Laststufen dreier Varianten einer Triebstrangkomponente ...	101
Abbildung 7.3:	Mögliche Kombinationen aus Belastung und Belastbarkeit...	102
Abbildung A.1:	Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und Normgröße (ausgelesen) für Simulationen (alle Gänge).....	IX
Abbildung A.2:	Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und Normgröße (ausgelesen) für Messungen (alle Gänge).....	X
Abbildung A.3:	Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und Normgröße (abgeschätzt) für Simulationen (alle Gänge).....	XI
Abbildung A.4:	Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und Normgröße (abgeschätzt) für Mesungen (alle Gänge).....	XII

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1:	Mögliche Einflussgrößen auf die Triebstrangbelastung .....	58
Tabelle 5.2:	Korrelationskoeffizient und Bestimmtheitsmaß am Getriebeeingang.....	60
Tabelle 5.3:	Korrelationskoeffizient und Bestimmtheitsmaß an den Seitenwellen.....	61
Tabelle 5.4:	Identifizierte Haupteinflussgrößen .....	65
Tabelle 5.5:	Verbleibende Haupteinflussgrößen .....	66
Tabelle 5.6:	Simulationseingangsdaten für die konventionellen Triebstränge .....	68
Tabelle 5.7:	Ergebnisse der Regressionsanalyse .....	70
Tabelle 6.1:	Ergebnisse der Regressionsanalyse .....	83
Tabelle 6.2:	Ergebnisse der Regressionsanalyse .....	85
Tabelle 6.3:	Simulationseingangsdaten für die hybridisierten Triebstränge.	88
Tabelle 6.4:	Ergebnisse der Regressionsanalyse .....	95
Tabelle A.1:	Ergebnisse der Regressionsanalyse .....	IX
Tabelle A.2:	Ergebnisse der Regressionsanalyse .....	X
Tabelle A.3:	Ergebnisse der Regressionsanalyse .....	XI
Tabelle A.4:	Ergebnisse der Regressionsanalyse .....	XII



# Abkürzungsverzeichnis

AR	Action Resarch
BCG	Boston Consulting Group
D	Dauerfestigkeit
DMS	Dehnungsmessstreifen
FKM	Forschungskuratorium Maschinenbau
G	Gestaltvariation
GA	Getriebeabtrieb
GE	Getriebeeingang
ges	Gesamt
H	Handlungssystem
IAR	Insider Action Research
IPEK	Institut für Produktentwicklung
K	Kurzzeitfestigkeit
KQ	Kleinste Quadrate
MKS	Mehrkörpersystem
NPM	Nationale Plattform Zukunft der Mobilität
O	Objektsystem
PAR	Participation Action Research
PGE	Produktgenerationsentwicklung
PKW	Personenkraftwagen
PL	Projektleiter
PV	Prinzipvariation
ref	Referenz
SW	Seitenwellen

SiD	System in Development
SuD	System under Investigation
ÜV	Übernahmevariation
VDMA	Verband Deutscher Maschinen und Anlagenbau
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
XiL	X-in-the-Loop
Z	Zeitfestigkeit, Zielsystem

# Formelzeichen

$a$	Generischer Signalname, Beschleunigung, Konstante
$b$	Generischer Signalname, Konstante
$B$	Beanspruchung
$\vec{B}_R$	Magnetische Flussdichte des Rotors
$\vec{B}_S$	Magnetische Flussdichte des Stators
$c, C$	Konstanten
$f$	Frequenz
$F$	Kraft, Zugkraft
$F_A$	Radaufstandskraft
$F_L$	Lorentzkraft
$g$	Erdbeschleunigung
$i, j$	Generischer Klassenname, Index
$i_A$	Achsübersetzung
$i_G$	Gangübersetzung
$\vec{I}_S$	Statorstrom
$k$	Wöhlerexponent
$L$	Laufleistungsfaktor
$m$	Masse
$M$	Drehmoment
$M^*$	Ersatzmoment
$M_D$	Eckdrehmoment
$n$	Drehzahl, Gesamtzahl
$n_i, N_i, N$	Schwingspielzahl, Rotationszahl
$N_D$	Eckschwingspielzahl

$p_{ME}$	Effektiver Mitteldruck
$P$	Leistung
$r_{dyn}$	Dynamischer Reifenhalmmesser
$r_{sp}$	Korrelationskoeffizient nach Spearman
$r_{xy}$	Korrelationskoeffizient nach Pearson
$rg$	Rang
$R$	Beanspruchbarkeit
$R^2$	Bestimmtheitsmaß
$S$	Schädigung
$\hat{S}$	Sicherheitsfaktor
$t$	Zeit
$U$	Spannung
$V_H$	Zylinderhubraum
$W_{KA}$	Gasarbeit
$W_{min}$	Geometrieabhängiges Widerstandsmoment
$x$	Erklärende Variable
$x_{Norm}$	Normgröße
$y$	Zielvariable
$Z$	Zylinderzahl
$\beta$	Parameter
$\varepsilon$	Störgröße
$\lambda$	Ausfallrate
$\mu$	Kraftschlussbeiwert
$\sigma, \sigma_A$	Spannung
$\sigma_D$	Dauerfestigkeitsspannung
$\varphi$	Winkel
$\Phi$	Magnetischer Fluss

# 1 Einleitung

Die Festlegung geeigneter Komponenten für eine neue Triebstrangkonfiguration sollte möglichst früh im Produktentstehungsprozess geschehen, da Änderungen am Produkt mit steigendem Entwicklungsfortschritt immer schwieriger und teurer in der Umsetzung werden (Ehrlenspiel & Meerkamm, 2017). Dabei erfolgt die Auswahl der geeigneten Konfiguration unter Berücksichtigung verschiedener Kriterien wie Gewicht, Verbrauch, Agilität und der in dieser Arbeit im Fokus stehenden Lebensdauer.

Bei der Entwicklung einer neuen Produktgeneration, stellt sich gemäß dem Modell der Produktgenerationsentwicklung (Modell der PGE) nach Albers (Albers, Bursac & Wintergerst, 2015) die Frage, ob Elemente aus dem Referenzsystem, in diesem Fall der vorherigen Triebstranggeneration, übernommen werden können (Übernahmevariation) oder ob sie in ihrem Prinzip (Prinzipvariation) oder ihrer Gestalt (Gestaltvariation) variiert werden müssen, damit bei Einhaltung der Gewichts-, Verbrauchs- und Beschleunigungs- bzw. Geschwindigkeitsziele, die geforderte Lebensdauer gewährleistet werden kann. Jedoch lassen sich zu diesem Zeitpunkt die Auswirkungen nur schwer abschätzen.

In der Regel erfolgt ein Lebensdauernachweis mit Hilfe von Fahrzeugmessungen oder Simulationen. Da zu Beginn des Produktentstehungsprozesses in der Regel weder ein Fahrzeug der neuen Produktgeneration noch die für eine Simulation benötigten detaillierten Informationen über die neue Produktgeneration zur Verfügung stehen, ist eine Lebensdauerabschätzung zu diesem Zeitpunkt nur mit einer Vielzahl von Annahmen und Vereinfachung auf Kosten der Ergebnisgüte möglich. Es fehlt bisher eine Methode, die eine solche Abschätzung früh im Produktentstehungsprozess ermöglicht.

In dieser Arbeit soll eine Methode vorgestellt werden, die es dem Entwicklungsingenieur ermöglichen soll, bereits in der frühen Phase der PGE einen Triebstrang im Hinblick auf die Lebensdauer zu bewerten. Die Methode ist nicht dazu geeignet, die Lebensdauer exakt zu bestimmen, jedoch kann die Belastung einer neuen Produktgeneration mit Elementen aus dem Referenzsystem verglichen werden, deren Schädigungspotential aus Messungen bekannt ist. So kann eine relative Aussage getroffen werden. Vorteil dieser Methode ist, dass keine Fahrzeugmessungen oder detaillierte Simulationen für eine erste Abschätzung benötigt werden und damit eine derartige Abschätzung früher im Produktentstehungsprozess zu Verfügung steht.





## 2 Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel wird der Stand der Forschung und die für das Verständnis der Arbeit nötigen Grundlagen beschrieben.

Zu Beginn werden die Grundlagen der Bauteilauslegung und der Lebensdauerberechnung vorgestellt. Im Anschluss wird auf die grundlegende Funktionsweise und den Aufbau eines Antriebsstrangs eingegangen und gezeigt, welchen Einfluss die einzelnen Komponenten auf die Belastung der Triebstrangkomponenten haben. Kapitel 2.3.1 beschäftigt sich mit dem Produktentstehungsprozess und der Produktgenerationsentwicklung. Zudem wird gezeigt, wie das verwendete Simulationsprogramm winEVA zur Validierung im Sinne des IPEK X-in-the-Loop-Ansatzes herangezogen werden kann. Abschließend werden in Kapitel 2.4 die Themen Korrelation und Regression behandelt.

### 2.1 Lebensdauervorhersage und Schädigungsrechnung

In diesem Kapitel wird vorgestellt, wie sich die Schädigung, die eine durch Schwingungen belastete Komponente erfährt, quantifizieren lässt. Dazu wird zunächst auf die unterschiedlichen Ausfallarten eingegangen, um anschließend ein Auslegungsverfahren zu beschreiben, mit dessen Hilfe die in dieser Arbeit betrachteten Ausfälle vermieden werden können. Basierend auf diesem Auslegungsverfahren wird ein Konzept beschrieben, mit dessen Hilfe sich die Höhe der Belastungen rechnerisch ermitteln lassen und die theoretische Schädigung des Bauteils ermitteln lässt.

#### 2.1.1 Ausfallarten

Abbildung 2.1 zeigt den zeitlichen Verlauf der Ausfallrate  $\lambda(t)$  einer Komponente. Diese wegen ihrer Form auch „Badewannenkurve“ genannte Kurve, beschreibt das Risiko, mit dem ein Bauteil zu einem Zeitpunkt  $t$  ausfällt und ist charakteristisch für das Ausfallverhalten von technischen Bauteilen (Bertsche & Lechner, 2004). Deutlich sichtbar sind die drei Bereiche unterschiedlicher Verläufe. Fällt ein Bauteil sehr früh aus, so ist davon auszugehen, dass dies aufgrund von Montage-, Fertigungs- oder ähnlicher Fehler geschieht. Mit steigender Dauer, die ein Bauteil überlebt, sinkt die Wahrscheinlichkeit, dass es zu Ausfällen kommt. Ausfälle zu diesem Zeitpunkt sind in der Regel auf äußere Einwirkungen zurückzuführen. Nach einer gewissen

Zeit steigt die Ausfallrate wieder an. Ausfälle, die zu diesem Zeitpunkt auftreten, sind in der Regel auf Verschleiß, Ermüdung und Korrosion zurückzuführen. Während Ausfälle in den ersten beiden Bereichen normalerweise nicht durch geeignete Auslegung der Bauteile zu verhindern sind, hängt der Zeitpunkt, ab welchem verstärkt Ausfälle auf Grund von Verschleiß und Ermüdung auftreten, direkt mit der Auslegung der Bauteile zusammen (Schlottmann & Schnegas, 2002). Diese Art der Ausfälle, genauer die Ausfälle durch Ermüdung auf Grund von schwingender Belastung, stehen im Mittelpunkt dieser Arbeit.

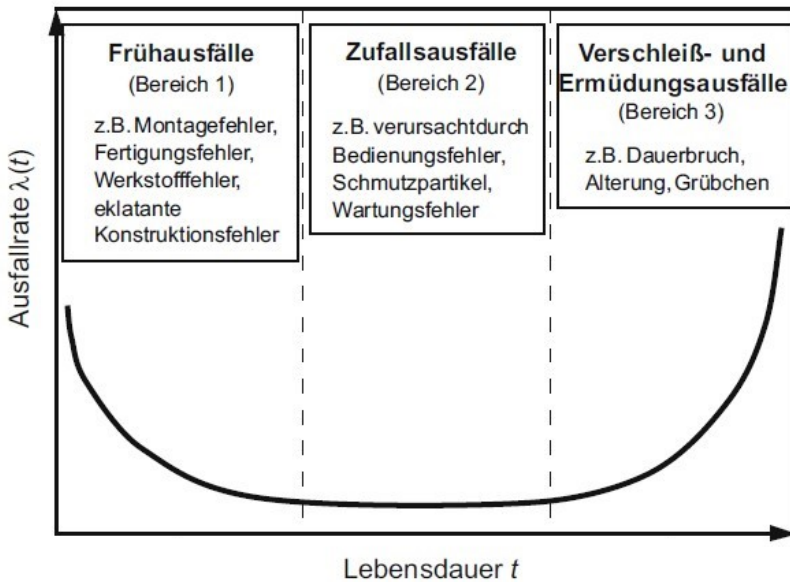


Abbildung 2.1: Die „Badewannenkurve“ (Bertsche & Lechner, 2004, S. 24).

## 2.1.2 Die betriebsfeste Bauteilauslegung

Für alle drei beschriebenen Ausfallarten gilt, dass ein Bauteil dann versagt, wenn die vorhandene Belastung größer als die ertragbare Belastung ist (Schlottmann & Schnegas, 2002). Wann ein Bauteilversagen im Bereich der Früh- und Zufallsausfälle auftritt, lässt sich momentan nur statistisch beschreiben. Für die Ausfälle der dritten Kategorie hingegen, existieren rechnerische Verfahren, mit denen sich bei bekannter Belastung und Bauteilbelastbarkeit die erwartete Lebensdauer vorhersagen lässt. Diese können zur Bauteilauslegung herangezogen werden. Abhängig von der Art der Belastung wird entschieden, ob eine statische Auslegung, eine dynamisch dauerfeste oder eine dynamisch zeit- beziehungsweise betriebsfeste Auslegung erfolgt (Bertsche & Lechner, 2004). Da es sowohl bei der statischen Auslegung als auch bei der dynamisch dauerfesten Auslegung das Ziel ist, die Bauteile dauerfest auszulegen und dies im Konflikt zur Forderung nach Leichtbau im Fahrzeugbau steht, werden im Fahrzeugbau Komponenten in der Regel betriebsfest ausgelegt (Schlottmann & Schnegas, 2002).

Haibach (2006) definiert die betriebsfeste Auslegung als eine „neuzeitliche, lebensdauerorientierte Auslegung schwingbeanspruchter Bauteile und Konstruktionen, die den gesetzmäßig fassbaren Zusammenhang zwischen Lebensdauer und Größe der Schwingbeanspruchung berücksichtigt“ (Haibach, 2006, S. 17). Kriterien und Ziele sind laut Haibach (2006), dass:

- die auftretenden Belastungen, deren Größe und Häufigkeit in der Regel zufällig variieren, realistisch angesetzt werden,
- keine dauerfeste Auslegung verfolgt wird, sondern eine endliche Lebensdauer, die der Nutzungsdauer entspricht, angestrebt wird,
- die Lebensdauer statistisch mit Hilfe einer Sicherheitszahl gegenüber der Ausfallwahrscheinlichkeit abgesichert wird,
- und alle Größen, die maßgeblichen Einfluss auf das Schwingfestigkeitsverhalten der Bauteile haben, zu betrachten sind.

Es soll also ein Versagen des Bauteils vor Erreichen einer sinnvollen Gebrauchsdauer mit einer definierten Sicherheit ausgeschlossen werden, gleichzeitig jedoch eine Überdimensionierung der Bauteile vermieden werden. Diese Gebrauchsdauer wird von ALBERS als der Zeitraum beschrieben, über den ein Kunde das Produkt voraussichtlich verwenden wird und wird folglich durch das Nutzungsprofil des Produkts definiert (Poprawa & NTV, 2012). Durch das Auslegen auf eine sinnvolle Gebrauchsdauer lassen sich bei immer noch vorhandener Sicherheit Gewicht, Platz und Kosten einsparen, da sich die Bauteile kleiner, leichter und dadurch günstiger konstruieren lassen.

### 2.1.3 Die Grundgleichung der Dimensionierung

Um das Versagen eines Bauteils zu Verhindern muss die durch eine Belastung hervorgerufene Beanspruchung  $B$  geringer sein, als die Beanspruchbarkeit  $R$  (Resistivity) des Bauteils, welche den Widerstand gegen die hervorgerufene Beanspruchung beschreibt. Da sich Beanspruchung und Beanspruchbarkeit in der Regel nicht exakt bestimmen lassen, soll das Verhältnis der beiden Größen so gewählt werden, dass es größer als ein Sicherheitsfaktor  $\hat{S}$  ist, der in der Regel größer als 1 ist. Daraus ergibt sich die Grundgleichung der Dimensionierung (Albers, 2021b):

$$\frac{R}{B} \stackrel{!}{\geq} \hat{S} \quad 2.1$$

Damit die Lebensdauer bestimmt werden kann, müssen demzufolge sowohl die Beanspruchung als auch die Beanspruchbarkeit ermittelt werden und diese ins Verhältnis gesetzt werden. Da das Hauptaugenmerk dieser Arbeit auf der Belastung und nicht der Beanspruchung der Komponenten liegt, wird der Einfluss der Bauteilgeometrie und von Werkstoffeigenschaften nicht betrachtet und im Folgenden nur auf die Bauteilbelastung eingegangen.

#### 2.1.3.1 Die Bauteilbelastung

Um die Bauteilbelastung zu ermitteln, wird theoretisch der Belastungs-Zeit-Verlauf über die komplette Betriebsdauer der Komponente benötigt. Da dies in der Realität in der Regel nicht möglich ist, werden stattdessen nur für den Betrieb repräsentative, im Vergleich zur gesamten Betriebsdauer kurze, Belastungs-Zeit-Verläufe ermittelt. Diese müssen so gewählt werden, dass die wichtigsten Betriebszustände und Einsatzbedingungen auftreten (Köhler, Jenne, Pötter & Zenner, 2012). Um nun einen Belastungsverlauf über die gesamte Lebensdauer zu erhalten, werden die einzelnen Abschnitte auf die Gesamtlebensdauer extrapoliert. Dies ist nach Heuler und Klätschke (2005) zulässig, wenn die auftretenden Maximalwerte des Belastungskollektivs repräsentativ für die gesamte Lebensdauer sind.

Eine Last-Zeit-Funktion kann mit Hilfe verschiedener Möglichkeiten ermittelt werden. Geht es um die Ermittlung von Last-Zeit-Funktionen für sich bereits im Betrieb befindliche Systeme oder neue Systeme, die bereits laufenden System sehr ähnlich sind, bietet sich die Ermittlung der Last-Zeit-Funktion durch Betriebslastmessung an. Dabei wird die tatsächliche Belastung eines Systems während des Betriebs mit Hilfe von Messsystemen bestimmt (Sander, 2008). Bei der Ermittlung der Triebstrangbelastung durch Fahrzeugmessungen werden die Fahrzeuge mit Dreh-

momentmesstechnik ausgestattet. In der Regel werden auf Grund der relativ einfachen Zugänglichkeit Drehmomentmesswellen eingesetzt, die abhängig von der Fahrzeugtopologie entweder die Gelenkwellen oder die Seitenwellen ersetzen. Drehmomentmesswellen nutzen normalerweise Dehnungsmessstreifen (DMS) um die Belastung zu ermitteln. Dabei macht man sich zu Nutze, dass sich der elektrische Widerstand einiger Materialien bei Verformung ändert. Wird nun ein Bauteil im Triebstrang unter Last verformt, so lässt sich durch die Änderung des Widerstands im DMS die anliegende Last ermitteln (Keil, 2017). Die Belastungen aller anderen Bauteile müssen nun mit Hilfe der gemessenen Lasten rechnerisch ermittelt werden. Zusätzlich werden bei der Belastungsmessung noch die Signale der relevanten Steuergeräte aufgezeichnet, um die Messungen zu plausibilisieren und weitere Erkenntnisse über die jeweilige Fahrsituation zu ermitteln. Dieses Verfahren ist nur dann möglich, wenn bereits aufgebaute Fahrzeuge existieren und die nötige Messausrüstung vorhanden ist. Solche Betriebslastmessungen sind in der Regel mit hohem Aufwand und Kosten verbunden (Albers, 2021b). Zudem lassen sich manche Belastungen konstruktionsbedingt überhaupt nicht messen und müssen deswegen rechnerisch ermittelt werden (Bertsche & Lechner, 2004). Deswegen ist es oft sinnvoll auf die rechnerische Simulation zurückzugreifen. Neben dem Vorteil, dass alle Größen zugänglich sind, können mittels Simulation auch die Belastungen von Systemen beschrieben werden, die sich noch in der Entwicklung befinden. Dazu muss das Fahrzeug möglichst genau durch ein Modell abgebildet werden, das

- die volle räumliche Kinematik und Kinetik des Gesamtfahrzeugs und ggf. auch der Teilsysteme,
- die nichtlineare Kinematik der Radaufhängungen,
- die nichtlineare und – wo erforderlich – auch dynamische Beschreibung von Krafterelementen sowie
- die dynamische Reifenkräfte

beschreibt (Schramm, Hiller & Bardini, 2018, S. 7). Der Modellierungsgrad hängt dabei vom Anwendungsbereich ab. Während bei einer einfachen Längsdynamiksimulation ein relativ einfaches Einspurmodell ausreichend ist, müssen beispielsweise für die Betrachtung von Komponentenbewegungen deutlich kompliziertere Mehrkörpersystemmodelle (MKS-Modelle) eingesetzt werden (Schramm et al., 2018). Problematisch hierbei ist jedoch, dass um eine ausreichende Güte der Ergebnisse sicherzustellen, das System im Modell zum einen ausreichend gut beschrieben sein muss. Zum anderen spielt bei der rechnerischen Simulation auch die Erfahrung der simulierenden Person eine wichtige Rolle (Sander, 2008).

Um die entweder rechnerisch oder simulativ ermittelten Last-Zeit-Daten handhabbar zu machen, werden diese klassiert und dadurch ein Lastkollektiv erstellt, das als

Eingangsgröße für die lineare Schadensakkumulation verwendet wird. Beim Klassieren wird der vorliegende Belastungs-Zeit-Verlauf an Hand eines oder mehrerer Merkmale sortiert und gezählt. Je nach Ziel der Analyse werden unterschiedliche Verfahren verwendet. In dieser Arbeit wird die zweiparametrische Verweildauerzählung als Klassierverfahren verwendet, da sich diese Klassierungsmethode besonders gut für umlaufend beanspruchte Bauteile eignet (Haibach, 2006). Bei dem einfachen Zählverfahren wird die Zeit  $t_{ij}$  gezählt, die sich das Signal  $a$  in Klasse  $i$  und Signal  $b$  in Klasse  $j$  befindet (Abbildung 2.2)

Eine weitere Möglichkeit die Belastung einer Komponente zu ermitteln ohne dabei aufwändig die Belastungs-Zeit-Verläufe bestimmen zu müssen, besteht durch die sogenannten Belastungsabschätzungen. Dabei werden direkt Lastkollektive, also klassierte Daten, basierend auf Lastannahmen abgeschätzt (Albers, 2021b). Bei Zufallsprozessen wird die Belastung beispielsweise oft als normalverteilt angenommen. In anderen Fällen sind die Belastungen aus Regelwerken oder Langzeitmessungen bekannt (Bertsche & Lechner, 2004).

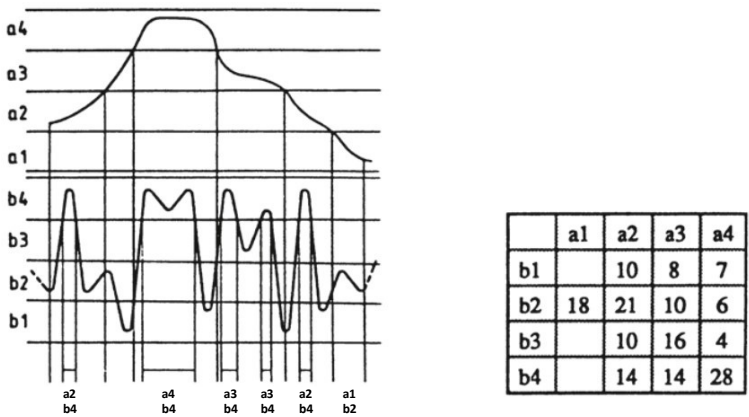


Abbildung 2.2: Belastungs-Zeit-Funktion und zugehöriges Zählergebnis einer zweiparametrischen Verweildauerzählung (Köhler et al., 2012, S. 62)

Es existieren auch verschiedene wissenschaftliche Arbeiten, die die Belastungsbeziehungsweise Lebensdauerabschätzung untersuchen. So beschäftigt sich zum Beispiel Romer (2014) mit der Bestimmung einer Lebensdauerverteilung mit Hilfe

von historischen Ausfalldaten am Beispiel von hydraulischen Pumpen. Er bestimmt einen Lebensdauerfaktor, der zum Vergleich mit einer Referenzlebensdauer herangezogen wird. Ob Unterschiede in den Dimensionen oder der technischen Spezifikation Einfluss auf die Lebensdauer verteilung haben, wird nicht betrachtet. Prothmann (2012) erstellt ein Schädigungsmodell für ein Lager, das sich einem neuronalen Netz bedient. Mit Hilfe dieses Modells soll vorhergesagt werden, wann ein Bauteil ausfällt und ob ein proaktiver Teiletasch nötig ist. Dabei wird auch spezifisches Wissen über die Komponente selbst verwendet. Kley (2004) untersucht in seiner Arbeit die Lebensdauer von Bus-Automatikgetriebegehäusen. Dabei legt er den Fokus auf den Einfluss der Umweltbedingungen und der Antriebskonzepte. Er versucht weiter seine Erkenntnisse auf Wellen und Zahnräder zu übertragen. Den Einfluss von fahrzeugspezifischen Kenngrößen auf die Belastung von Stadtbushgetrieben betrachtet Maisch (2007) in seiner Arbeit „Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten“. Er zeigt auf, dass die Belastung mit zunehmendem Motormoment und Gewicht steigt, hingegen mit zunehmender Achsübersetzung sinkt. Eine quantitative Untersuchung des Einflusses hingegen wird nicht vorgenommen. Weidler (2005) ermittelt in seiner Arbeit die gleichen Zusammenhänge zwischen Triebstrangkenngrößen und Belastung, zeigt jedoch, dass der Einfluss der Fahrzeugkenngrößen gangabhängig ist. Einen weiteren Beitrag zur Abschätzung von Triebstrangbelastungen liefert Ullmann (1986), der eine Methode vorschlägt die Änderung der erwarteten Laufstrecke bezogen auf ein Referenzfahrzeug mit Hilfe von charakteristischen Fahrzeug- und Triebstrangkenngrößen abzuschätzen. Ullmann ermittelt in seiner Arbeit an Hand einer Vielzahl von Messungen empirisch den folgenden Laufleistungsfaktor:

$$L = \left( \frac{M_N \cdot i_{A,S}}{M_S \cdot i_{A,N}} \right)^{\frac{3,17}{5}} \quad 2.2$$

Dabei sind  $M$  und  $i_A$  Moment und Achsübersetzung des Referenzfahrzeugs  $S$  bzw. des neuen Fahrzeugs  $N$ . Die Berücksichtigung der Fahrzeugmasse oder der Gangübersetzungen führt laut Ullmann zu keiner Verbesserung der Abschätzung. Albers beschäftigen sich ebenfalls mit der Vorhersage von auftretenden Belastungen in PKW-Triebsträngen (Albers, Veith, Behrendt und Romer (2017), Albers, Veith, Krüger und Behrendt (2018)). Jedoch zielen diese Arbeiten hauptsächlich auf die auftretenden Maximallasten durch Missbrauch ab. Die Belastung über die gesamte Fahrzeuglebensdauer wird dabei nicht betrachtet.



### 2.1.3.2 Die Bauteilbelastbarkeit

Hat man nun die Belastung der Bauteile ermittelt, wird die vom Bauteil ertragbare Belastung benötigt. Im Allgemeinen wird diese durch die bauteilspezifische Wöhlerlinie beschrieben. Mit Hilfe der Wöhlerlinie wird dargestellt, wie viel Schwingspiele ein Bauteil bei einer bestimmten Last ertragen kann, bevor es bricht. Sie wird mit Hilfe von Wöhlerversuchen bestimmt. Dabei werden Bauteile einer konstanten zyklischen Belastung unterworfen, bis es zum Anriss oder Bruch kommt. Das Ergebnis wird wie in Abbildung 2.3 gezeigt in einem doppellogarithmischen Diagramm aufgetragen (Sander, 2008). Diese müssen in der Regel durch aufwändige Versuchsreihen ermittelt werden. Für die allgemeine Beschreibung der Kurve lässt sich diese in drei Bereiche einteilen (Haibach, 2006):

- Erträgt das Bauteil nur einige wenige oder sogar nur ein Schwingspiel bis es zum Bruch kommt, so spricht man von der *Kurzzeitfestigkeit* (K). Man befindet sich im Bereich der plastischen Verformung.
- Den Bereich zwischen Dauerfestigkeit und Kurzzeitfestigkeit nennt man *Zeitfestigkeit* (Z). Bei den einzelnen Belastungen tritt sowohl plastische als auch elastische Verformung auf, die das Bauteil im Laufe der Zeit beschädigt
- Im Bereich der *Dauerfestigkeit* (D) erträgt das Bauteil eine nahezu beliebig große Anzahl an Schwingspielen, denn es treten nur elastische Verformungen auf.

Der für die Betriebsfestigkeit relevante Bereich ist der der Zeitfestigkeit. Dort kann die Zahl der ertragbaren Schwingspiele  $N$  bei einer Spannungsamplitude  $\sigma_A$  durch folgenden Zusammenhang beschrieben werden.

$$N = N_D \cdot \left( \frac{\sigma_A}{\sigma_D} \right)^{-k} \quad 2.3$$

Dabei ist  $k$  der Wöhlerexponent, der die Neigung und damit die Sensitivität des Bauteils für diese Belastungsart beschreibt,  $\sigma_D$  die Spannungsamplitude, bei welcher der Übergang in die Dauerfestigkeit erfolgt. Diese Spannungsamplitude korrespondiert mit der sogenannten Eckschwingenspielzahl  $N_D$ .

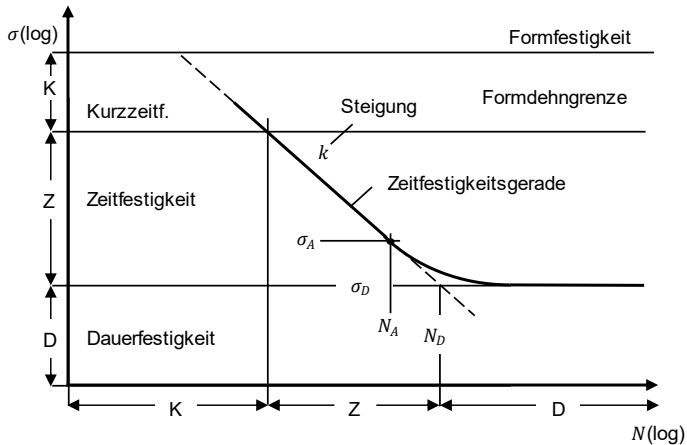


Abbildung 2.3: Kennwerte einer Wöhlerlinie und Abgrenzung der Bereiche der Dauerfestigkeit (D), der Zeitfestigkeit (Z) und der Kurzzeitfestigkeit (K) (Haibach, 2006, S. 26)

Es gibt verschiedene Modelle um den Verlauf der Wöhlerlinie im Bereich der Dauerfestigkeit fortzuführen, da die dort zu erwartende, theoretisch unendliche, Lebensdauer des Bauteils nach *Palmgren-Miner*-original (Abbildung 2.3) die Realität nur bedingt widerspiegelt. Zu nennen sind dabei die in Abbildung 2.4 gezeigten *Palmgren-Miner* elementar und *Palmgren-Miner* modifiziert (Haibach, 2006). Die Rechnungen in dieser Arbeit erfolgen alle mit einer Wöhlerlinie die im Dauerfestigkeitsbereich analog zu *Palmgren-Miner* elementar mit der Neigung  $k$  fortgeführt wird, wodurch auch Belastungen unterhalb der Dauerfestigkeitsgrenze betrachtet werden.

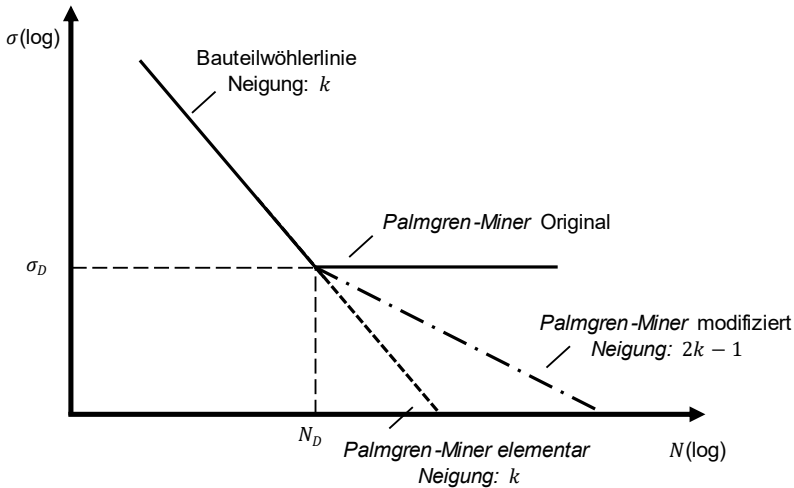


Abbildung 2.4: Modifikation der Wöhlerkurve im Dauerfestigkeitsbereich zur Schädigungsrechnung mittels der Palmgren-Miner-Regel in elementarer und modifizierter Form im Vergleich zur Original-Wöhlerkurve (Sander, 2008, S. 30)

### 2.1.3.3 Die lineare Schadensakkumulation

Die lineare Schadensakkumulation, oft auch nach ihren Urhebern Palmgren-Miner-Hypothese oder auch Miner-Hypothese genannt (Palmgren, 1924; Miner, 1945), ist ein Verfahren mit dessen Hilfe die Ermüdungslebensdauer berechnet werden kann. Erfährt ein Bauteil eine Belastung mit konstanter Amplitude, so lässt sich die Schwingspielzahl bis zum Bruch mit Hilfe der Wöhlerlinie statistisch vorhersagen. Erreicht die Zahl der Schwingspiele die von der Wöhlerlinie definierte Bruchschwingspielzahl, so fällt das Bauteil mit einer gewissen Wahrscheinlichkeit aus. In der Realität ist jedoch eine konstante Belastung nicht die Regel. Nach der Miner-Hypothese wird in einem solchen Fall das Kollektiv, wie in Abbildung 2.5 gezeigt, in einzelne, voneinander unabhängige Rechteckkollektive mit konstanter Amplitude  $B_i$  unterteilt und für jedes dieser Teilkollektive die Einzelschädigung  $S_i = \frac{n_i}{N_i}$  berechnet, wobei  $n_i$  die Anzahl der Schwingungen des Teilkollektivs und  $N_i$  die maximal ertragbare Zahl an Schwingungen mit Amplitude  $\sigma_i$  beschreibt.

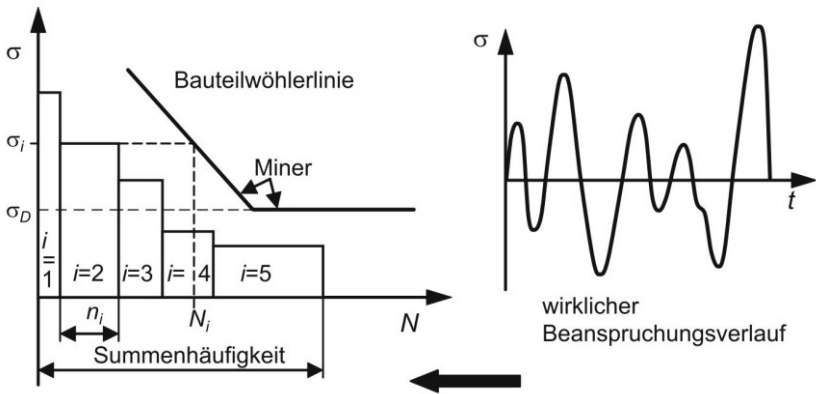


Abbildung 2.5: Lineare Schadensakkumulationshypothese nach Palmgren Miner (Bertsche & Lechner, 2004, S. 326)

Überschreitet die Summe der Einzelschädigungen  $S = \sum_i S_i = 1$ , so kommt es nach der Miner-Hypothese zum Versagen des Bauteils. Unter Verwendung der Wöhlerlinie (Gleichung 2.3) ergibt sich allgemein für die Schadenssumme (Bertsche & Lechner, 2004):

$$S = \sum_i \frac{N_i}{N_D} \cdot \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_D} \right)^k \quad 2.4$$

In der Realität treten oft Schadenssummen  $S$  größer 1 auf, bevor es zum Versagen des Bauteils kommt. Anstatt also  $S = 1$  als feste Grenze zu definieren (Miner-absolut) wird oft die experimentell bestimmte Schadenssumme für ein ähnliches Kollektiv herangezogen. Dieses Vorgehen wird als Miner-relativ bezeichnet.

Da in der Regel bei der Ermittlung der Belastungs-Zeit-Funktionen Drehzahl und Drehmoment aufgezeichnet werden, müssen die Drehmomente noch in Spannungen und die Drehzahl noch in Schwingspiele umgerechnet werden. Für den Zusammenhang zwischen Drehmoment und Nennspannung gilt vereinfacht am Beispiel einer abgesetzten Welle:

$$\sigma_N = \frac{M}{W_{min}}, \quad 2.5$$

wobei  $W_{min}$  das geometrieabhängige Widerstandsmoment ist (Sander, 2008). Da  $W_{min}$  bauteilspezifisch ist, ist diese Umrechnung für die in dieser Arbeit verfolgten globalen Betrachtung ungeeignet. Deswegen wird im Folgenden für die Schädigungsrechnung nicht die Nennspannung, sondern das anliegende Moment verwendet. Anstelle der Schwingspielzahl kann auch die Anzahl der Rotationen der Eingangswelle verwendet werden, da diese zum Beispiel bei einer Verzahnung direkt proportional zur Zahl der von einem Zahn ertragenen Schwingspiele ist. Die Zahl der Rotationen  $N$  lässt sich direkt aus der Drehzahl  $n$  und der zugehörigen Verweildauer  $t$  ermitteln:

$$N = n \cdot t \quad 2.6$$

An Hand dieser Zusammenhänge wird direkt ersichtlich, weswegen die in Kapitel 2.1.3.1 vorgestellte zweiparametrische Verweildauerzählung besonders gut geeignet ist. Die im folgenden Rotationsbelastung genannte Ersatzschädigung lässt sich abgeleitet aus Gleichung 2.4 wie folgt berechnen:

$$S = \sum_i \frac{N_i}{N_D} \cdot \left( \frac{M_i}{M_D} \right)^k, \quad 2.7$$

wobei  $M_D$  das Dauerfestigkeitsmoment beschreibt und  $N_D$  der zugehörigen Eckrotationszahl entspricht.  $M_i$  und  $N_i$  stehen für die mit Hilfe der Verweildauerzählung ermittelten Momente und Rotationen in der Klasse  $i$ .

## 2.1.4 Zwischenfazit

Die wichtigsten Eingangsgrößen zur Berechnung der Lebensdauer bei einer betriebsfesten Auslegung, was der Auslegung auf eine sinnvolle Gebrauchsdauer entspricht (Kapitel 2.1.2), sind beim Nennspannungskonzept die Bauteilbelastung und die Bauteilbelastbarkeit. Die Bauteilbelastbarkeit wird durch die bauteilspezifische Wöhlerlinie beschrieben, die für eine exakte Lebensdauerberechnung benötigt wird. Da Wöhlerversuche in der Regel aufwändig sind, stehen Wöhlerlinien, besonders

wenn es um die Untersuchung einer Vielzahl von Bauteilen geht, nicht für alle Komponenten zur Verfügung. Für die Ermittlung der Bauteilbelastung stehen Betriebslastmessungen, Simulationen und Belastungsabschätzungen zur Verfügung. Betriebslastmessungen und Simulationen sind in der Regel mit hohem Aufwand verbunden und stehen oft gerade zu Beginn des Produktentstehungsprozesses nicht zur Verfügung. Hier bieten sich die ebenfalls beschriebenen Verfahren zur Belastungsabschätzung an. In der Regel beruhen diese auf Vorwissen und statistischen Annahmen. Einige versuchen jedoch auch direkt einen Zusammenhang zwischen Fahrzeugparametern wie Masse  $m$  oder dynamischen Reifenhalmmesser  $r_{dyn}$  und der Bauteilbelastung herzustellen (vgl. Maisch (2007), Weidler (2005)). Den Versuch einen mathematischen Zusammenhang herzustellen, macht jedoch nur Ullmann (1986). Die Schädigung des Bauteils lässt sich nun durch die lineare Schadensakkumulation berechnen, bei der die ertragene und die ertragbare Belastung ins Verhältnis gesetzt wird. In dieser Arbeit wird die ertragene Belastung an Hand der Verweildauer bei einer Drehzahl und einem Drehmoment ermittelt.

## 2.2 Antriebsstrang und Triebstrang

Der Antriebsstrang eines Fahrzeugs bezeichnet die Kombination aus Fahrzeugantrieb und Triebstrang. Dabei ist der Fahrzeugantrieb die Energiequelle. Der an den Antrieb angeschlossene Triebstrang setzt sich aus all den Komponenten zusammen, die dazu dienen, die Leistung des Antriebs zu den Rädern zu leiten (Albers, 2012). In diesem Kapitel werden zuerst die verschiedenen Antriebsstrangvarianten aufgeführt. Danach werden die unterschiedlichen Antriebsarten vorgestellt bevor abschließend die wichtigsten Komponenten des Triebstrangs dargestellt und in ihrer Funktion erläutert werden. Ziel ist es vorzustellen, in welcher Form die einzelnen Bestandteile des Antriebsstrangs Einfluss auf Drehzahl und Drehmoment haben und damit wie in Kapitel 2.1 beschrieben die Belastung der Komponenten beeinflussen.

### 2.2.1 Antriebsstrangvarianten

In den heutigen Kraftfahrzeugen gibt es verschiedene Antriebsstrangvarianten, die sich durch die Position der Antriebsmaschine und der angetriebenen Räder unterscheiden (Achleitner, Burgers & Döllner, 2016). Die Position der Antriebsmaschine kann durch die folgenden Parameter variiert werden:

- Längs- oder Quereinbau des Antriebs,
- Front-, Heck- oder Mittelmotor

- und konventionelle Anordnung oder Unterfluranordnung des Antriebs.

Bei den angetriebenen Rädern unterscheidet man zwischen

- Frontantrieb,
- Heckantrieb
- und Allradantrieb.







Aggregateanordnung	Antriebsachse		
	Front	Heck	Allrad
Front-Quer 	üblich	keine Anwendung	bei großer Motorleistung
Front-Längs 	üblich	Standard	bei großer Motorleistung
Mitte-Quer 	keine Anwendung	üblich	keine Anwendung
Mitte-Längs 	keine Anwendung	üblich	mit sehr großem Aufwand möglich
Heck-Quer 	keine Anwendung	üblich	keine Anwendung
Heck-Längs 	keine Anwendung	üblich	bei hohen Performance - und Leistungsanforderungen

Abbildung 2.6: Triebstrangvarianten als Kombination der Aggregateanordnung und der Antriebsachse (Achleitner et al., 2016, S. 154)

Aus der Kombination der Antriebsposition und dem Antriebskonzept ergibt sich eine Vielzahl von Triebstrangvarianten, die in Abbildung 2.6 gezeigt sind. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Front-Längs-Anwendung mit Heckantrieb, da diese nach Achleitner et al. (2016) die Standardanwendung ist. Außerdem lässt sich bei dieser Triebstrangvariante auf Grund der dynamischen Achslastverteilung beim Beschleunigen und der damit verbundenen höheren Gewichtskraft an der Hinterachse mehr Moment absetzen als bei einem Frontantrieb, weswegen durch einen solchen Triebstrang in der Regel eine größere Triebstrangbelastung hervorgerufen wird. Pro angetriebenes Rad gilt für die maximale wirkende Zugkraft:

$$F = \mu \cdot F_A$$

2.8

wobei  $\mu$  der Kraftschlussbeiwert und  $F_A$  die Radaufstandskraft ist (Pauly et al., 2016). Das absetzbare Moment ist zwar geringer als das eines Allradantriebs, jedoch liegt keine Leistungsverzweigung vor, die die späteren Berechnungen verkomplizieren würde.

## 2.2.2 Antriebsarten

Laut der Jahresbilanz des Fahrzeugbestandes des Kraftfahrt-Bundesamt (o.D.b) waren am 1. Januar 2018 in Deutschland ca. 46,5 Millionen PKW zugelassen. 98,3% der Fahrzeuge werden dabei immer noch mit den konventionellen Kraftstoffen Benzin (65,5%) und Diesel (32,8%) betrieben. Der Anteil alternativer Antriebe ist hingegen bezogen auf den Gesamtfahrzeugbestand immer noch gering. So werden nur 0,5% der Fahrzeuge als Hybrid und 0,1% der Fahrzeuge als batterieelektrische Fahrzeuge betrieben. Betrachtet man jedoch Neuzulassungen im Jahr 2017, so erkennt man, dass die Zahl dieser Fahrzeuge in Zukunft zunehmen wird (Kraftfahrt-Bundesamt, o. D.a). So waren 2,5% der Neuzulassungen Hybridfahrzeuge und 0,7% Elektrofahrzeuge. Damit wuchs die Zahl der Neuzulassungen der Hybridfahrzeuge um 76,4% und die der Elektrofahrzeuge um 119,6% gegenüber dem Vorjahr.

Was die zukünftige Verteilung der Antriebsarten angeht, wagen einige Studien einen Blick in das Jahr 2030 und darüber hinaus. So geht die Boston Consulting Group (BCG) in ihrer Studie "The Electrical Car Tipping Point" (Mosquet et al., 2018) davon aus, dass 2030 der Anteil der Fahrzeuge die mit Diesel oder Benzin betrieben werden, weltweit kumuliert nur noch 52% ausmacht. Der Anteil der hybridisierten Fahrzeuge liegt nach der Vorhersage der Studie bei 34%, der der batterieelektrischen Fahrzeuge bei 14%. Zu einem ähnlichen Ergebnis kommt das Forum Elektromobilität des Verband Deutscher Maschinen und Anlagenbau (VDMA). In ihrer Studie "Antrieb im Wandel" kommen die Autoren zu dem Schluss, dass im Jahr 2030 in den USA, Europa und China 78% der Fahrzeuge mit konventionellem oder hybridisiertem Antrieb bewegt werden (VDMA - Forum Elektromobilität, 2018). Den Anteil der elektrischen Antriebe schätzt die Studie auf 22%. Eine Prognose für die zukünftige Verteilung der Antriebsarten gibt auch die Arbeitsgruppe 2 „Alternative Antriebe und Kraftstoffe für nachhaltige Mobilität“ der von der Bundesregierung 2018 einberufene Nationale Plattform Zukunft der Mobilität (NPM). In ihrem Bericht „Einsatzmöglichkeiten unter realen Rahmenbedingungen“ (2020) geht die AG2 davon aus, dass in Deutschland im Jahr 2030 bis zu 10,5 Millionen batterieelektrische (70%)



und hybridisierte (30%) Fahrzeuge zugelassen sein werden. Das in der Studie verwendete Referenzszenario geht davon aus, dass im Jahr 2030 45 Millionen Fahrzeuge zugelassen sind. Damit ergibt sich ein Marktanteil der elektrischen und hybridisierten Fahrzeuge von etwa 23%.

Die Aufgabe der Automobilindustrie in der Zukunft wird also sowohl die Weiterentwicklung der bisherigen bestehenden Technologien als auch die Neuentwicklung von rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugen sein. In der vorliegenden Arbeit wird jedoch der Fokus auf die konventionellen und hybridisierten Antriebe gelegt, da diese auch in Zukunft noch den größten Teil der Fahrzeuge ausmachen werden.

### **2.2.2.1 Der konventionelle Antrieb**

Unter den konventionell angetriebenen Fahrzeugen versteht man alle Fahrzeuge, denen ausschließlich eine Verbrennungskraftmaschine als Energiequelle dient. Die wichtigsten Verbrennungskraftmaschinen sind, wie auch in Kapitel 2.2.2 beschrieben, Ottomotor und Dieselmotor. Beiden liegt in modernen PKWs das als „Viertakt“ bekannte Arbeitsverfahren zu Grunde (Heinze & Tschöke, 2015)

- Ansaugen
- Verdichten und Zünden
- Arbeiten
- Ausstoßen

und lässt sich thermodynamisch durch den in Abbildung 2.7 gezeigten Seiliger-Prozess beschreiben (Schäfer, 2015). Da zum Zünden der Treibstoff zuerst angesaugt und verdichtet werden muss, kann ein Verbrennungsmotor bei Stillstand kein Drehmoment liefern und wird deswegen, nach dem Starten durch einen externen Starter, immer bei einer so genannten Leerlaufdrehzahl betrieben. Die Leerlaufdrehzahl ist die untere Grenze des Drehzahlbereichs, innerhalb dessen ein Verbrennungsmotor betrieben wird. Der Wert ist für beide Motortypen in etwa der Gleiche und liegt zwischen 700 U/min und 900 U/min.

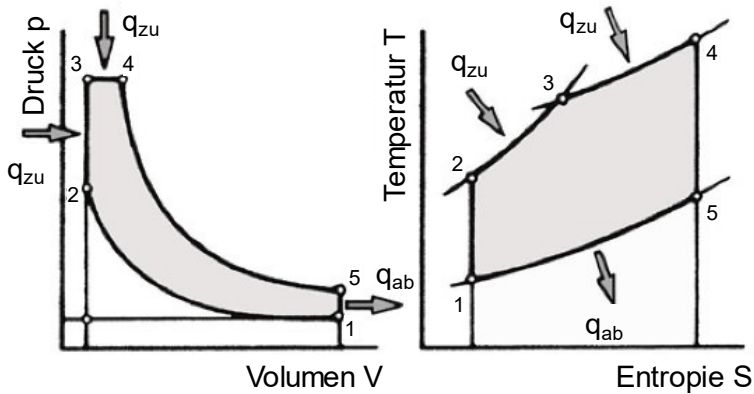


Abbildung 2.7: Zustandsänderungen im Seiliger-Prozess (Schäfer, 2015, S. 37)

Die obere Drehzahlgrenze bis zu der die beiden Motortypen betrieben werden können, ist jedoch unterschiedlich. Hauptgrund dafür ist der Unterschied in der Zündeinleitung. Während beim Ottomotor die Kraftstoffverbrennung durch eine Fremdzündung eingeleitet wird, entzündet sich beim Dieselmotor das Kraftstoff-Luft-Gemisch selbst. Die als Zündverzögerung bezeichnete Zeit zwischen Einspritzen und Selbstentzündung ist eine die Maximaldrehzahl limitierende Größe (Adolf & Schmitz, 2015). So kommt es, dass Dieselmotoren in der Regel nur Maximaldrehzahlen zwischen 5.000 und 5.500 U/min erreichen (Baar et al., 2016) wohingegen beim Ottomotor die Drehzahl erst durch die mechanische Bauteilbelastung, Verschleiß und Geräusch limitiert wird und Drehzahlen (in einigen Fällen sogar weit) über 7.000 U/min erreicht werden können (Spicher, 2015). Der Drehzahlbereich, innerhalb dessen ein Verbrennungsmotor betrieben werden kann, ist für die Belastung des Triebstrangs insofern von Bedeutung, da dadurch die Schaltdrehzahlen mitbestimmt werden. Diese haben einen entscheidenden Einfluss auf die Verweildauer und damit die Zahl der Rotationen in einem Gang. Zudem bedeutet eine höhere Verweildauer in einem unteren Gang auf Grund der Gangübersetzung eine höhere Verweildauer bei einem höheren Moment für alle Komponenten nach dem Getriebe und damit nach Gleichung 2.7 einen exponentiellen Anstieg der Belastung. Auf Grund dieses großen Einflusses des Drehmoments auf die Belastung, soll im Folgenden auf die Drehmomentcharakteristik eines Verbrennungsmotors eingegangen werden.

Das von einem Verbrennungsmotor bereitgestellte Drehmoment  $M$ , ist von der momentanen Drehzahl  $n$  und der zur Verfügung stehenden Leistung  $P$  abhängig. Es gilt:

$$M = \frac{P}{2\pi n} \quad 2.9$$

Die Leistung wiederum hängt von der während eines Arbeitsspiels im in Abbildung 2.7 gezeigten Seiliger-Kreisprozess verrichteten Gasarbeit  $W_{KA}$  pro Zylinder  $Z$  und der Drehzahl  $n$  ab:

$$P = Z \cdot 2 \cdot n \cdot W_{KA} \quad 2.10$$

Für die Gasarbeit gilt vereinfacht:

$$W_{KA} = p_{me} \cdot V_H \quad 2.11$$

mit dem effektiven Mitteldruck des Kreisprozesses  $p_{me}$  und dem Zylinderhubraum  $V_H$  (Baar et al., 2016). Wichtig für den weiteren Verlauf dieser Arbeit ist, dass wenn der mittlere Zylinderinnendruck über die Drehzahl konstant bleibt, die Leistung linear ansteigt, was wiederum ein konstantes Drehmoment hervorruft.

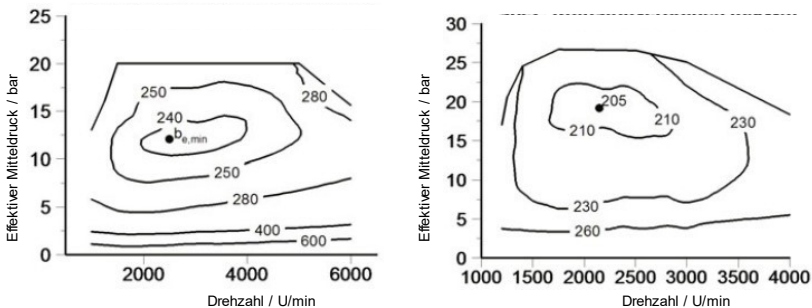


Abbildung 2.8: Effektiver Mitteldruck eines Benzinmotors (links) und eines Dieselmotors (rechts) (Basshuysen Seite 28)

Abbildung 2.8 zeigt den Verlauf des mittleren Zylinderinnendrucks für einen typischen Diesel- und einen Verbrennungsmotor. Besonders beim links gezeigten Ottomotor ist der nahezu konstante Bereich des Zylinderinnendrucks deutlich zu sehen. Auch beim Dieselmotor ist ein solcher Bereich zu sehen, der jedoch, auch auf Grund der geringeren Maximaldrehzahl des Dieselmotors kleiner ausfällt. Damit kann für beide Motorvarianten nach Gleichung 2.9 bis 2.11 der Drehmomentverlauf im mittleren Drehzahlbereich als konstant angenommen werden. Diese Eigenschaft wird im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit ausgenutzt.

### 2.2.2.2 Der elektrische Antrieb

Fahrzeuge mit rein elektrischem Antrieb sind wie schon in Kapitel 2.2.2 beschrieben bisher noch relativ selten anzutreffen. Auf Grund ihrer Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik, die sich in ihrem Verlauf von der des in Kapitel 2.2.2.1 beschriebenen Verbrennungsmotors unterscheidet, ist insbesondere die Kombination aus Verbrennungsmotor und Elektromotor als Antriebseinheit von besonderer Bedeutung. Auf diese auch im späteren Verlauf dieser Arbeit betrachteten Hybridantriebe wird in Kapitel 2.2.2.3 eingegangen. Es existieren verschiedene Typen von elektrischen Maschinen, die als Antrieb verwendet werden können. Eine Übersicht ist in Abbildung 2.9 gezeigt. Da momentan in Fahrzeugen entweder permanenterregte Synchronmaschinen oder Asynchronmaschinen verwendet werden (Albers, 2021b), soll die Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik eines Elektromotors am Beispiel eines permanenterregten Synchronmotor hergeleitet werden.

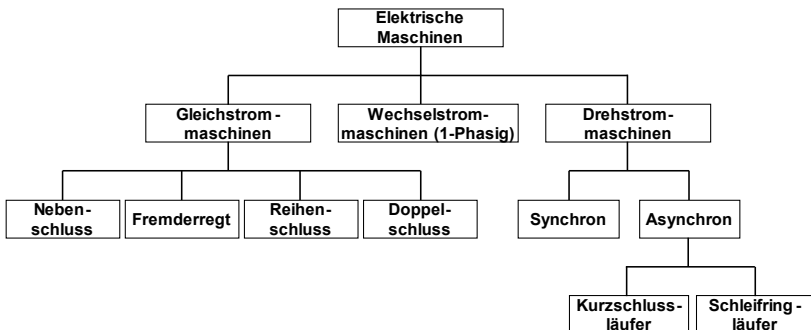


Abbildung 2.9: Einteilung der elektrischen Maschinen (Schäfer & Essen, 2015, S. 1092)

Die Hauptbestandteile eines Synchronmotors sind wie in Abbildung 2.10 gezeigt, der ruhende, das Magnetfeld erzeugende, Stator und der im Magnetfeld rotierende Rotor (Schäfer & Essen, 2015). In der Regel besitzt der hohlzylindrische Stator drei durch Spulen gebildete Polpaare, die um  $120^\circ$  gegeneinander verschoben sind. Die Polpaare werden mit einer um  $2\pi/3$  phasenverschobenen Wechselspannung bestromt, wodurch sich im inneren ein homogenes umlaufendes Magnetfeld ergibt. Beim Rotor einer permanenterrregten Synchronmaschine handelt es sich in der Regel um einen mit Permanentmagneten bestückten ferromagnetischen Zylinder (Kasper, Leidhold, Lindemann & Schünemann, 2015). Diese erzeugen nach dem Ampèreschen Gesetz einen Strom  $\vec{I}_S$  an der Oberfläche des Rotors, der proportional zur magnetischen Flussdichte  $\vec{B}_S$  im Stator ist. Durch diesen Strom wird eine Lorentzkraft  $\vec{F}_L$  hervorgerufen, welche mit der Stärke des magnetischen Flusses  $\vec{B}_R$  des Rotordrehfelds zusammenhängt: Durch diese Kraft wird ein Drehmoment am Rotor hervorgerufen, für welches gilt (Kasper et al., 2015):

$$M = 3/2 \cdot C \cdot |\Phi| \cdot I_S \cdot \sin(\varphi) \quad 2.12$$

wobei  $C$  eine Materialkonstante ist,  $\varphi$  den Winkel zwischen  $\vec{B}_S$  und  $\vec{B}_R$  beschreibt und der magnetische Fluss  $\Phi$  proportional zu  $\vec{B}_S$  ist. Das wirkende Drehmoment ist also direkt proportional zum magnetischen Fluss des Statorfeldes  $\vec{B}_S$ .

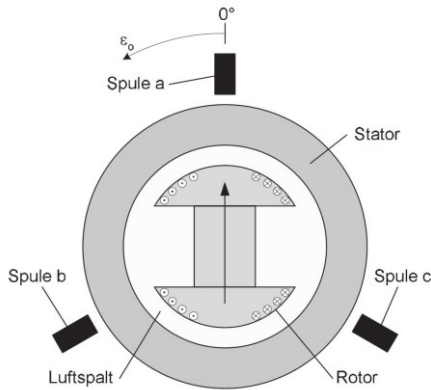


Abbildung 2.10: Schnittzeichnung einer Synchronmaschine mit Oberflächenstrom im Rotor, erzeugt durch Permanentmagnete (Schröder, 2009, S. 351)

Im idealen Leerlauf folgt der Rotor auf Grund der Permanentmagnete synchron der Drehzahl des Statorfelds und damit der Nennfrequenz  $f_N$  nach. Das Drehfeld des Stators  $\vec{B}_S$  und das des Rotors  $\vec{B}_R$  verlaufen parallel und das wirkende Drehmoment ist nach 2.12 null. Wirkt nun eine Last auf den Rotor so verlaufen  $\vec{B}_S$  und  $\vec{B}_R$  nicht mehr parallel und es wirkt ein Drehmoment. Die Drehzahl des Rotors stimmt jedoch immer noch mit der Nennfrequenz des Stators überein (Schröder, 2009). Da dies für den Betrieb im Fahrzeug nicht sinnvoll ist, wird in der Regel ein Frequenzumrichter eingesetzt, mit dessen Hilfe die Frequenz des Drehfelds des Stators und damit die Drehzahl des Rotors geregelt werden kann. Dieser sorgt außerdem dafür, dass der Motor von selbst anlaufen kann (Albers, 2021b). Für den Zusammenhang zwischen Frequenz  $f$  und Spannung  $U$  gilt unterhalb der Nennspannung  $U_N$  bei Nennfrequenz  $f_N$  der folgende Zusammenhang:

$$U(f < f_N) = c \cdot f \text{ mit } U(f_N) = U_N \quad 2.13$$

Es ist möglich die Frequenz über die Nennfrequenz zu erhöhen, jedoch erhöht sich die Spannung nicht über die Nennspannung  $U_N$  hinaus:

$$U(f \geq f_N) = U_N \quad 2.14$$

Mit Hilfe eines Frequenzumrichters ist also ein stufenloser Betrieb über ein breites Drehzahlband möglich (Brosch, 2008). In Abbildung 2.11 ist der Drehzahl-Drehmoment-Verlauf eines Elektromotors gezeigt. Bereits bei Drehzahl null stellt der Elektromotor im Gegensatz zum Verbrennungsmotor sein volles Moment. Das maximale Moment kann so lange konstant gehalten werden, bis die Nenndrehzahl und damit nach Gleichung 2.13 auch die Nennspannung des Systems erreicht ist. An diesem Punkt ist auch die maximale mechanische und elektrische Leistung des Systems erreicht. Je nach Leistung des Elektromotors liegt dieser Punkt unterhalb, im oder oberhalb des Drehmomentplateaus eines Verbrennungsmotors. Bei Drehzahlen oberhalb der Nenndrehzahl kann die Spannung nicht mehr weiter erhöht werden, wodurch sich bei gleichbleibender Stromstärke der magnetische Fluss und damit nach Gleichung 2.12 das Drehmoment reduziert. Da die Leistung in diesem Bereich konstant bleibt, gilt nach Gleichung 2.9 für den Verlauf des Drehmoments:

$$M \propto \frac{1}{n} \quad 2.15$$

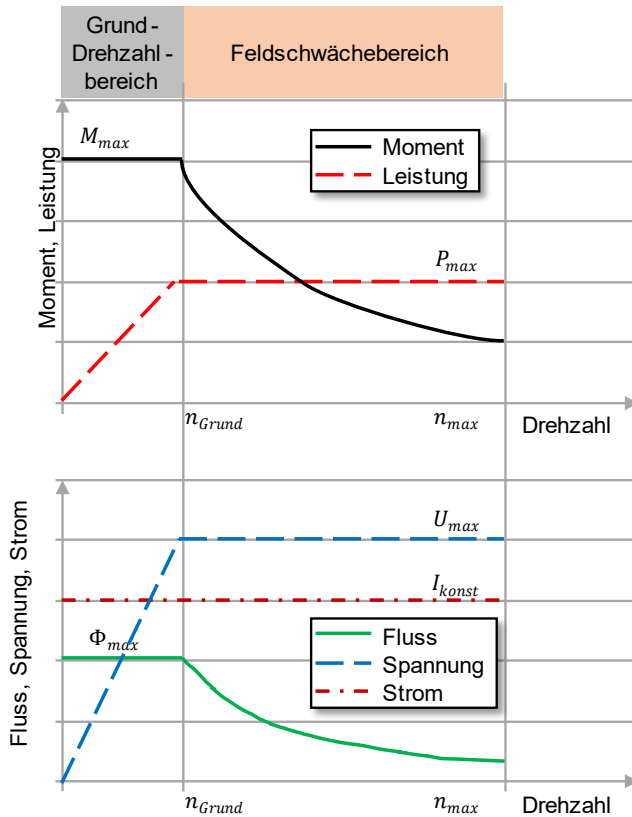


Abbildung 2.11: Idealisierte elektrische und mechanische Größen von Elektromaschinen (Hofmann, 2014, S. 171)

### 2.2.2.3 Der Hybridantrieb

Die dritte hier betrachtete Antriebsform, der Hybridantrieb, kombiniert die beiden in den Kapiteln 2.2.2.1 und 2.2.2.2 vorgestellten Antriebsarten. Hier sollen zuerst die Vorteile eines solchen Systems vorgestellt werden, um anschließend kurz auf die in dieser Arbeit betrachtete Hybridisierungsart eingegangen werden.



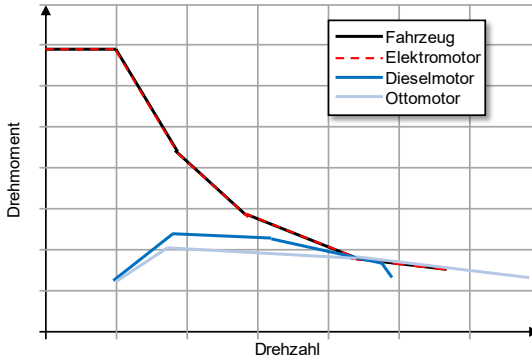


Abbildung 2.12: Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien von Verbrennungsmotoren und Elektromotoren (Schäfer & Essen, 2015, S. 1085)

Abbildung 2.12 zeigt einen Vergleich der Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien eines Elektromotors und der beiden Verbrennungsmotoren. Neben den Kennlinien der verschiedenen Antriebsarten ist in Abbildung 2.12 noch in Schwarz die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie eines idealen Fahrzeugantriebs eingezeichnet. Ein solcher kann über den kompletten Drehzahlbereich seine maximale Leistung bereitstellen, muss jedoch in seinem Drehmoment bei niedriger Drehzahl auf Grund der Kraftschlussgrenze der Räder begrenzt werden (Naunheimer, Bertsche, Lechner & Ryborz, 2007).

Die beiden großen Vorteile des Elektromotors gegenüber beiden Arten von Verbrennungsmotoren ist, dass zum einen die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie des Elektromotors (rot) nahezu perfekt mit der Lieferkennung eines idealen Fahrzeugantriebs (schwarz) übereinstimmt, wohingegen dies bei Verbrennungsmotoren nur im Bereich der maximalen Leistung gilt. Zudem kann ein Elektromotor bereits bei Drehzahl null sein volles Drehmoment liefern, Verbrennungsmotoren hingegen können Drehmoment erst oberhalb einer gewissen Leerlaufdrehzahl liefern und erreichen ihr maximales Drehmoment erst bei einer Drehzahl, die oberhalb der Leerlaufdrehzahl liegt. Das große Problem bei Fahrzeugen mit Elektromotor ist der Energiespeicher. Durch die Kombination der beiden Antriebe, kann das Drehmomentloch der konventionellen Antriebe in den niedrigen Drehzahlbereichen und den langsameren Momentenaufbau im Instationärbetrieb durch den elektrischen Antrieb ausgeglichen und gleichzeitig die Kraftstoffverfügbarkeit und Energiespeicherkapazität der konventionellen Antriebe genutzt werden (Wolff et al., 2016; Schäfer & Essen, 2015).

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf den momentenaddierenden P2-Hybriden. Bei einem P2-Hybriden befindet sich der Elektromotor zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Getriebeeingang. Der Verbrennungsmotor kann durch eine Trennkupplung vom Rest des Triebstrangs abgekoppelt werden (Albers, 2021a). Da der Elektromotor direkt am Triebstrang angekoppelt ist, werden die Drehmomente des Elektromotors und des Verbrennungsmotors addiert. Dies ist insofern von Bedeutung, da deswegen die Interaktion zwischen Verbrennungsmotor und Elektromotor bei der Drehmomentermittlung im Triebstrang berücksichtigt werden muss.

#### **2.2.2.4 Zwischenfazit**

Die Hauptunterschiede der Drehzahl-Drehmomentcharakteristik von Verbrennungsmotoren und Elektromotoren ist zum einen der Drehzahlbereich, in dem sie betrieben werden können, zum anderen die Drehzahl bei der sie ihr maximales Moment erreichen. Elektromotoren liefern bereits bei Drehzahl null ihr maximales Moment und können dieses bis zu einer durch ihre Leistung definierten Drehzahl liefern. Verbrennungsmotoren hingegen stellen Drehmoment erst ab einer gewissen Leerlaufdrehzahl und bringen ihr maximales Drehmoment erst in einem mittleren Drehzahlbereich. In diesem Bereich kann ihr Drehmoment jedoch als konstant angenommen werden. Dieser Bereich wird nach oben hin, analog zum Elektromotor, durch die Motorleistung begrenzt. Während für rein verbrennungsmotorisch betriebene Fahrzeuge für die Belastungsermittlung von besonderer Wichtigkeit ist, in welchem Drehzahlbereich der Antrieb sein maximales Moment liefern kann, spielt beim hybridisierten Antrieb der Grad der Überlappung der Drehmomentplateaus beider Antriebe eine entscheidende Rolle.

### **2.2.3 Der Triebstrang**

Die wesentlichen Elemente des Triebstrangs sind (Albers, 2012):

- das Anfaehrelement,
- das Getriebe,
- das Achsgetriebe mit fester Übersetzung,
- Differenziale
- und Wellen und Gelenke.

In diesem Abschnitt soll nicht die Funktion aller Triebstrangelemente diskutiert werden, sondern mit dem Getriebe und dem Achsgetriebe auf zwei der drei drehmomentwandelnden Komponenten eingegangen werden, da diese den größten Einfluss auf die Belastung der Triebstrangkomponenten haben. Die dritte das Drehmoment wandelnde Komponente, das Anfaehrelement, soll hier nicht genauer

beschrieben werden, da dessen drehmomentwandelnde Eigenschaften nur beim Anfahren ausgenutzt werden und dieser Vorgang in dieser Arbeit nicht betrachtet wird.

Wie in Abbildung 2.12 zu sehen, existiert eine deutlich sichtbare Diskrepanz zwischen der Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie eines idealen Fahrzeugantriebs und der eines Verbrennungsmotors. Durch den Einsatz eines Getriebes als Kennungswandler lässt sich nun die Lieferkennung des Verbrennungsmotors an die ideale Zugkrafthyperbel annähern. Der Einfluss eines Getriebes auf die Triebstrangbelastung hängt von der Gangübersetzung  $i_G$  ab, denn es gelten für das Verhältnis zwischen Getriebeeingangsmoment  $M_{GE}$  und Getriebeausgangsmoment  $M_{GA}$  beziehungsweise Getriebeeingangsdrehzahl  $n_{GE}$  und Getriebeausgangsdrehzahl  $n_{GA}$  der folgende Zusammenhang (Albers, 2012):

$$i_G = \frac{M_{GA}}{M_{GE}} = \frac{n_{GE}}{n_{GA}} \quad 2.16$$

Nach Gleichung 2.7 bedeutet dies, dass bei konstanter Drehzahl, Drehmoment und Verweildauer am Getriebeeingang, sich die Belastung am Getriebeabtrieb mit dem Faktor  $(i_G)^k$  ändert. Insbesondere deswegen, hat der Drehzahlbereich, in dem ein Antrieb betrieben werden kann, Einfluss auf die Belastung aller Komponenten nach dem Getriebe, da eine höhere maximale Drehzahl in den unteren Gängen, beim Beschleunigungsvorgang eine höhere Verweildauer in diesem Gang bedeutet, was zu einem deutlichen Anstieg der Belastung führen kann.

Neben dem mit veränderlicher Übersetzung ausgestatteten Grundgetriebe kommt bei der in Kapitel 2.2.1 vorgestellten Front-Längs-Anwendung mit Heckantrieb ein Achsgetriebe zum Einsatz, das an der Hinterachse sitzt und über die sogenannte Gelenkwelle mit dem Grundgetriebe verbunden ist. Analog zum Grundgetriebe hat es die Aufgabe Drehzahl und Drehmoment an die Anforderungen der Fahraufgabe anzupassen. Für das Achsgetriebe gilt ebenfalls der in Gleichung 2.16 beschriebene Zusammenhang, wobei die Gangübersetzung durch die feste Achsübersetzung  $i_A$  zu ersetzen ist. Im Anschluss an das Achsgetriebe befindet sich das Differenzial, das über die sogenannten Seitenwellen mit den Rädern verbunden ist.

Die Räder gehören nach der Definition aus der Einleitung zu diesem Kapitel (2.2) nicht zum Triebstrang, jedoch haben auch sie einen Einfluss auf die Triebstrangbelastung, da ihre Größe die Länge des Hebelarms definiert, über welchen das an den Seitenwellen wirkende Moment auf die Straße gebracht wird. Es gilt:

$$M_{SW} = F \cdot r_{dyn}$$

2.17

mit dem an den Seitenwellen wirkenden Moment  $M_{SW}$ , der beschleunigenden Kraft  $F$  und dem dynamischen Reifenhalbmesser  $r_{dyn}$ . Der dynamische Reifenhalbmesser beschreibt dabei den wirksamen Abrollradius, der auf Grund von Verformungen des Rades beim Abrollen größer ist als der eigentliche Reifenhalbmesser  $r$  (Pauly et al., 2016). Zudem ist aus Gleichung 2.17 ersichtlich, dass das an den Seitenwellen wirkende Moment und damit die Belastung von der wirkenden Kraft und damit von der Fahrzeugmasse abhängig ist.

## 2.2.4 Zwischenfazit

Die in diesem Kapitel beschriebenen Eigenschaften eines Antriebsstrangs zeigen, dass dessen Aufbau einen entscheidenden Einfluss auf die Belastung der einzelnen Triebstrangkomponenten hat. Es zeigt sich, dass die Wahl der Antriebsachse das maximal auftretende Moment limitiert und das auf Grund dessen der Fokus auf heckgetriebene Fahrzeuge sinnvoll ist. Zudem wurde aufgezeigt, dass sich die Drehmoment-Drehzahl-Charakteristiken von modernen Verbrennungsmotoren in einem mittleren Drehzahlbereich gut durch ein konstantes, maximales Drehmoment annähern lassen, wohingegen Elektromotoren ihr maximales Drehmoment direkt von Drehzahl null liefern können. Da Hybridantriebe beide Antriebsarten miteinander vereinen, ist es dort von besonderer Wichtigkeit die Interaktion beziehungsweise die Summenkennlinie beider Antriebe zu betrachten. Abschließend wurde beschrieben in welcher Form die einzelnen Komponenten des Triebstrangs und die Räder durch ihre Eigenschaften Drehzahl und Drehmoment wandeln. Die wichtigsten Eckdaten der Antriebe, maximale Leistung  $P_{Max}$  und maximales Drehmoment  $M_{Max}$ , die Parameter der Triebstrangkomponenten, Gangübersetzung  $i_G$  und Achsübersetzung  $i_A$ , zusammen mit dem dynamischen Reifenhalbmesser  $r_{dyn}$  und der Fahrzeugmasse  $m$  werden im folgenden Antriebsstrangparameter genannt.

## 2.3 Produktentwicklung und Validierung

In diesem Kapitel wird aufgezeigt, dass Produkte in Generationen entwickelt werden und das Wissen aus Vorgängergenerationen für die Entwicklung neuer Produktgenerationen verwendet werden kann. Anschließend daran wird mit dem iPem (integriertes Produktstehungs-Modell) ein Prozessmodell der Produktentwicklung vorgestellt werden, wobei der Fokus auf der Validierung als zentrales Element der

Produktentwicklung liegt (Albers & Braun, 2011). Aus diesem Grund soll im Anschluss der IPEK-X-in-the-Loop Ansatz (XiL-Ansatz) vorgestellt werden, mit dessen Hilfe das Verständnis der Produktvalidierung gemäß der Karlsruher Schule der Produktentwicklung beschrieben wird. Abgeschlossen wird das Kapitel durch die Vorstellung der Triebstrang-Validierungsumgebung winEVA®.

### 2.3.1 Die Produktgenerationsentwicklung

Beobachtungen aus der Praxis zeigen, dass Produkte in Generationen entwickelt werden (Albers et al. (2015), Albers, Bursac, Urbanec und Lüdcke (2014)). Dennoch fanden diese Erkenntnisse im 20. Jahrhundert kaum Eingang in die Forschung. Da sich mit den bisherigen Modellen nur eine Minderheit der Entwicklungsprozesse beschreiben lässt (Albers et al., 2014, Albers, Reiß, Bursac, Urbanec & Lüdcke, 2014), definiert ALBERS (Albers et al., 2015) mit seinem Modell der Produktgenerationsentwicklung (Modell der PGE) einen völlig neuen Ansatz.

Dieses lässt sich nach ALBERS (Albers et al., 2015) mit Hilfe von zwei Hypothesen beschreiben:

- Die Entwicklung eines neuen Systems beruht auf einem Referenzsystem. Die Elemente dieses Systems entstammen „bereits existierenden oder bereits geplanten sozio-technischen Systemen und der zugehörigen Dokumentation und [sind] Grundlage und Ausgangspunkt der Entwicklung einer neuen Produktgeneration“ (Albers et al., 2019, S. 10).
- Jedes Teilsystem wird basierend auf Elementen aus dem Referenzsystem entwickelt. Jede Entwicklung eines Teilsystems basiert auf einer oder einer Kombination der Aktivitäten Übernahmevariation (ÜV), Gestaltvariation (GV), und Prinzipvariation (PV).

Dabei sind die drei unterschiedlichen Entwicklungsaktivitäten *Übernahmevariation*, *Gestaltvariation* und *Prinzipvariation* wie folgt definiert (Albers et al. (2015), Albers et al. (2020)):

- Bei der *Übernahmevariation* wird eine bereits bestehende Lösung als „Black-Box“ samt ihrer Gestalt aus dem Referenzsystem übernommen. Anpassungen müssen in der Regel nur an den Systemgrenzen vorgenommen werden.
- Bei der *Gestaltvariation* wird ein bereits bestehendes Lösungsprinzip aus dem Referenzsystem übernommen, da die Verknüpfung von Elementen des Referenzsystems erhalten bleiben. Variiert werden die Ausprägungen der Elemente und die ihrer Verknüpfungen. Dies ist laut Albers die häufigste Aktivität der Produktentwicklung (Albers et al., 2015, S. 4).

- Bei der *Prinzipvariation* wird im Gegensatz zur Gestaltvariation nicht nur die Ausprägung der Elemente des Referenzsystems und die Ausprägung der zugehörigen Verknüpfungen variiert, sondern auch deren Anzahl. Dadurch wird ein neues Lösungsprinzip realisiert.

Ausgehend von einem Referenzsystem kann mit Hilfe dieser drei Variationsarten jede Entwicklung eines neuen Produkts beschrieben werden. Dabei können die Variationsarten zusammengefasst in Form eines Variationsoperators als Analogon einer mathematischen Funktion gesehen werden, die das Referenzsystem und die zugehörigen Elemente auf die neue Produktgeneration abbildet (Albers et al., 2020).

Wie durch Albers, Haug et al. (2016) gezeigt, lässt sich die Entwicklung neuer Fahrzeuggenerationen in der Automobilindustrie durch diesen Ansatz gut beschreiben und erfasst nicht nur die Gesamtfahrzeugentwicklung, sondern auch die einzelnen Teilsysteme des Fahrzeugs wie zum Beispiel den Triebstrang. Im Fokus dieser Arbeit steht die „Frühe Phase“ der Produktgenerationsentwicklung, die von Albers, Rapp, Birk und Bursac (2017) wie folgt definiert wird:

*Die „Frühe Phase“ der Produktgenerationsentwicklung ist eine Phase im Entwicklungsprozess einer neuen Produktgeneration, die mit der Initiierung eines Projektes beginnt und mit einer bewerteten technischen Lösung endet, die schließlich das initiale Zielsystem hinsichtlich seiner wesentlichen Elemente abdeckt.*

### 2.3.2 Validierung als Teil des Produktentstehungsprozess

Um den Entwickler bei der erfolgreichen Produktentwicklung zu unterstützen und den Produktentstehungsprozess planbar zu machen, wurde von Albers und Meboldt (2007) das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM) vorgestellt und später auf Grund der Erkenntnisse der Produktgenerationsentwicklung durch Albers, Reiß, Bursac und Richter (2016) erweitert. Basierend auf dem Systemtripel der Produktentwicklung von Ropohl (1975) beschreibt das iPeM den Produktentstehungsprozess als die Transformation eines Zielsystem  $Z$  in ein Objektsystem  $O$ , welches am Ende des Produktentstehungsprozess als ein Element das Produkt enthält. Dies geschieht durch das Handlungssystem  $H$ , welches alle nötigen Ressourcen beinhaltet (Albers, Behrendt, Klingler & Matros, 2016). Das Wechselspiel „von Kreation und Validierung als geschlossene[r] Kreislauf“ (Albers, Behrendt et al., 2016, Seite 544), wobei durch Analyse des Objektsystems bei Bedarf das Zielsystem angepasst wird, ist im erweiterten ZHO (Ziel-Handlungs-Objekt)-System (Albers, Lohmeyer & Ebel, 2011) erfasst und ist in Abbildung 2.13 gezeigt.

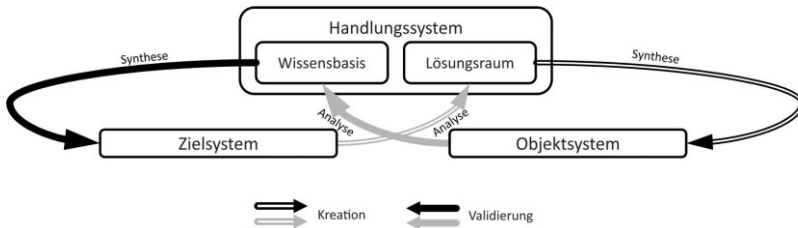


Abbildung 2.13: Das erweiterte ZHO-System (Albers, Behrendt, Schroeter, Ott & Klingler, 2013)

Dabei ist die Validierung die zentrale Aktivität dieses Prozesses (Albers, 2010). Die Aufgabe der Validierung ist zum einen zu prüfen, ob das Produkt den Anforderungen entspricht, zum anderen muss aber auch geprüft werden, ob die an das Produkt gestellten Anforderungen die richtigen sind (Albers, Behrendt et al., 2016). Die VDI-Richtlinie fasst das mit der Frage, „ob das Produkt für seinen Einsatzzweck geeignet ist“ zusammen, denn nur durch eine kontinuierliche Validierung kann sichergestellt werden, dass das Produkt am Markt erfolgreich ist. Als ein erfolgreiches Produkt definieren Ponn und Lindemann (2011) ein Produkt, das "die Anforderungen und Bedürfnisse der Kunden erfüllt, beispielsweise hinsichtlich Funktion, Qualität, Kosten, Design und Ergonomie" (Ponn & Lindemann, 2011, S. 9). Gleichmaßen muss für ein erfolgreiches Produkt auch die Wirtschaftlichkeit des Produkts sichergestellt werden. Um ein erfolgreiches Produkt im Markt platzieren zu können, müssen also sowohl der Anbieter, der Kunde als auch der Anwender Nutzen daraus ziehen. Um diesen beabsichtigten Nutzen für Anbieter, Kunde und Anwender der Validierung zugänglich zu machen, werden diese von ALBERS im Produktprofil zusammengefasst. Das Produktprofil ist ein Modell eines Nutzenbündels, welches aus Produkten und Dienstleistungen besteht, die dem Kunden zur Verfügung gestellt werden, um diesem Nutzen zu verschaffen. Mit Hilfe des Produktprofils kann bei der Validierung überprüft werden, inwieweit das Produkt die tatsächlichen Bedürfnisse des Anbieters, Kunden und Anwenders erfüllt und es ermöglicht damit, sowohl Interessenskonflikte als auch Synergiepotenziale zu identifizieren. Gleichzeitig muss aber auch eine permanente Validierung des Produktprofils erfolgen, in dem es mit dem tatsächlichen Anbieter-, Kunden- und Anwendernutzen abgeglichen wird (Albers et al., 2018).

Für ein erfolgreiches Produkt ist also eine umfassende und durchgängige Validierung essentiell. Darunter ist eine Validierung zu verstehen, bei der über die komplette Zeitdauer des Produktentstehungsprozess ein permanenter Abgleich zwischen dem Produktprofil und dem aktuellen Produkt durchgeführt wird. Eine solche

umfassende und durchgängige Validierung ist sowohl kosten- als auch zeitintensiv, weswegen eine solche Validierung in der Regel nicht umzusetzen ist (Albers, Behrendt, Klingler, Reiß & Bursac, 2017). Stattdessen muss in der Produktentwicklung das Ziel sein, „eine effektive und zugleich effiziente Validierung auf Basis von System- und Modellverständnis“ ( Albers, Behrendt et al., 2016, Seite 541) durchzuführen. Zudem liegt früh im Entwicklungsprozess das zu validierende Produkt meist nur in Teilen und mit stark unterschiedlichem Reifegrad vor, weshalb eine ganzheitliche Validierung nicht möglich ist. Stattdessen werden die einzelnen Teilsysteme validiert, wobei jedoch die Wechselwirkungen mit dem Restsystem berücksichtigt werden müssen. Geschieht das nicht, ist das Validierungsziel; zu prüfen, ob „das Produkt für seinen Einsatzzweck geeignet ist“ (VDI-Richtlinie); in der Regel nicht erreichbar, da die gewünschte Funktion durch das Gesamtsystem erfüllt wird (Albers, Fischer, Klingler & Behrendt, 2014). Deswegen müssen die Restsysteme durch Restsystemmodelle dargestellt werden, in die das zu validierende Teilsystem eingebunden wird.

### **2.3.3 Der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz**

Ursprung hat der Gedanke das Restsystem mittels Simulationsmodell darzustellen in der Steuergeräteentwicklung. Hier wird der entwickelte Funktionscode in Abhängigkeit seines Reifegrads entweder als Softwaremodell als Model-in-the-Loop, als fertige Software als Software-in-the-Loop oder auf dem realen Steuergerät laufend als Hardware-in-the-Loop validiert. Der IPEK-X-in-the-Loop (XiL)-Ansatz (Albers & Düser, 2010) fasst diese Ansätze zusammen und adaptiert diese an die Belange der Mechanik und Mechatronik (Albers, Behrendt et al., 2016). Das Grundverständnis der Validierung eines Teilsystems gemäß des IPEK-XiL-Ansatzes ist in Abbildung 2.14 gezeigt.



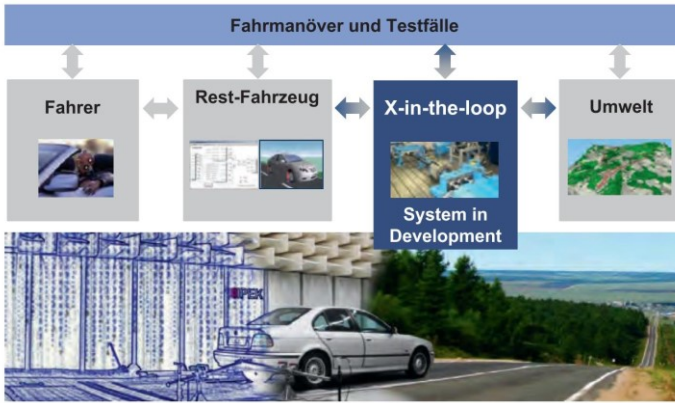


Abbildung 2.14: IPEK-X-in-the-Loop-(XiL)-Ansatz (Albers, Behrendt et al., 2016)

Dabei ist das betrachtete System „X“ das System, das im Fokus der Validierungsaktivität steht. Liegt die Entwicklungsverantwortung des Systems beim Produktentwickler, so sollen die bei der Validierung gewonnenen Erkenntnisse in die Entwicklung des betrachteten Systems einfließen. In diesem Fall wird das System „X“ als System-in-Development (SiD) bezeichnet. Geht es jedoch darum Erkenntnisse über ein (Teil-)System zu gewinnen und dieses Wissen an einer anderen Stelle des Entwicklungsprozesses einzusetzen, so wird das betrachtete (Teil-)System als „System-under-Investigation“ (SuI) bezeichnet (Albers, Behrendt et al., 2016). In dieser Arbeit geht es darum vorherzusagen, welche Belastung das betrachtete Element des Referenzsystems, in diesem Fall eine definierte Triebstrangkomponente, erfährt und welche Entwicklungsaktivitäten dementsprechend anzustoßen sind. Deswegen wird im Folgenden das betrachtete System immer als System-in-Development (SiD) bezeichnet.

Für einen erfolgreichen Validierungsprozess ist entscheidend, dass das SiD zusammen mit den mit ihm wechselwirkenden Systemen betrachtet wird. Welche Bestandteile des Restsystems und wie detailliert die einzelnen Bestandteile abgebildet werden müssen, hängt vom Validierungsziel und der Systemebene des SiD ab. Die Aufgabe des Entwicklers ist es, die für zum Erreichen des Validierungsziel benötigten Systeme zu identifizieren und diese so einfach wie möglich, jedoch so detailliert wie nötig abzubilden. Dabei können diese entweder physisch, virtuell oder gemischt vorliegen und werden als „Connected Systems“ bezeichnet. Ein beispielhafter Aufbau einer Validierungsumgebung in der sowohl physische als auch virtuelle Systeme miteinander gekoppelt sind, ist in Abbildung 2.15 gezeigt.

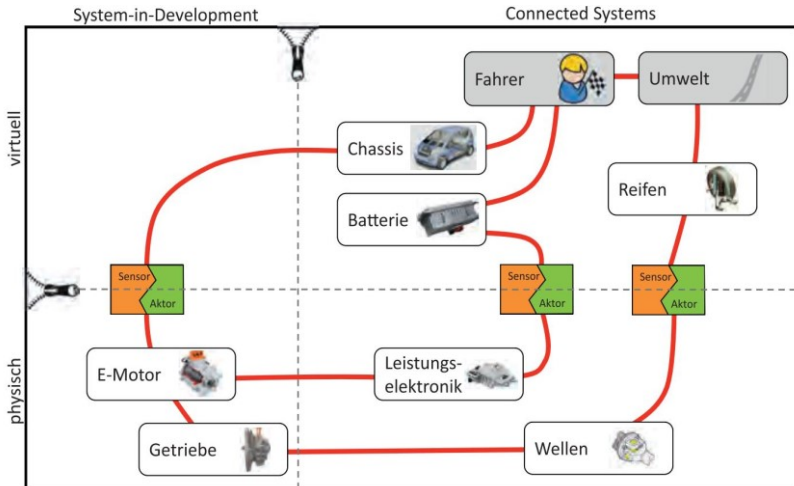


Abbildung 2.15: Beispielhafte Kombination von Modellausprägungen bei der Validierung einer E-Motor-Getriebe-Einheit. (Albers, Behrendt et al., 2016, S. 562)

### 2.3.4 Die Validierungs- und Simulationsumgebung winEVA®

Die Belastung, die ein Triebstrang erfährt hängt stark davon ab, wo und von wem das Fahrzeug bewegt wird. Deswegen ist es nach dem IPEK-XiL-Ansatz von entscheidender Wichtigkeit dies exakt abbilden zu können. Eine Möglichkeit dies zu tun bietet die Validierungs- und Simulationsumgebung winEVA®. winEVA® ist eine MKS-Simulationsumgebung, deren Detailgrad in Abhängigkeit vom Simulationsziel reduziert werden kann (Willmerding, Häckh & Körner, 2003). In der echtzeitfähigen Simulationsumgebung werden „ausgehend von den Bewegungsgleichungen des Fahrzeugs [...] alle wesentlichen Größen innerhalb des Triebstrangs berechnet“ (Steinbeis-Transferzentrum Verkehr, o.D.).

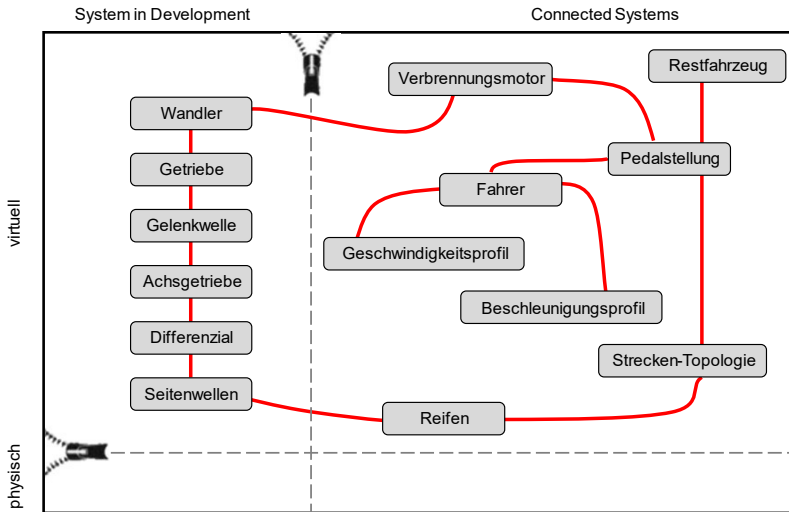


Abbildung 2.16: Modell der Architektur der Validierungsumgebung winEVA® nach dem IPEK- XiL (eigene Darstellung nach Abbildung 2.15).

In Anlehnung an Abbildung 2.15 ist in Abbildung 2.16 der Aufbau der Validierungsumgebung winEVA® am Beispiel eines konventionellen Fahrzeugs mit Hinterachs-antrieb als Top-Down Modell dargestellt. Ausgehend von einem Beschleunigungs- und Geschwindigkeitsprofil und unter Berücksichtigung der Umwelt und der Fahrzeugeigenschaften berechnet winEVA basierend auf dem im Fahrermodell beschriebenen Fahrer, wie dieser nun Gaspedal, Bremspedal und die weiteren Bedienelemente des Fahrzeugs zu verwenden hat, damit sich die gewünschte Fahrsituation einstellt (Willmerding et al., 2003). Dabei wird versucht alle auftretenden Gleichungen, die zur Berechnung der wesentlichen Größen, wie Drehmoment und Drehzahl, analytisch zu lösen. Sollte dies nicht möglich sein, wird auf numerische Verfahren zurückgegriffen. Die in Abbildung 2.16 in einem ersten Schritt mit Hilfe des IPEK-XiL-Ansatzes identifizierten „Connected Systems“ müssen im weiteren Verlauf im Hinblick auf ihre Relevanz und den benötigten Detaillierungsgrad geprüft werden.

Bei den in dieser Arbeit durchgeführten Betrachtungen setzt sich die Validierungsumgebung nur aus virtuellen Bestandteilen zusammen. Jedoch kann und wird

winEVA® auch an Prüfständen in Kombination mit physischen Komponenten zur Bauteilvalidierung eingesetzt.

### **2.3.5 Zwischenfazit**

Zu Beginn der frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung stehen nur bedingt konkrete Informationen über das System zur Verfügung. Stattdessen wird auf Wissen zu Elementen des Referenzsystem zurückgegriffen. Dies geschieht auch bei der Validierung, bei der zu diesem Zeitpunkt in der Regel nur Teilsysteme validiert werden können, da sich der Reifegrad der verschiedenen Teilsysteme oft sehr stark unterscheidet. Trotzdem müssen im Sinne des IPEK-XiL-Ansatzes alle relevanten Wechselwirkungen abgebildet werden, damit die Validierung erfolgreich durchgeführt werden kann. Eine mögliche Validierungsumgebung für die Belastung eines Triebstrangs ist durch die Simulationsumgebung winEVA® gegeben.

## 2.4 Korrelation und Regression

In diesem Kapitel werden zunächst die beiden Korrelationskoeffizienten nach Pearson und nach Spearman vorgestellt, bevor näher auf Regressionsverfahren eingegangen wird.

### 2.4.1 Korrelationskoeffizienten

Korrelationskoeffizienten dienen dazu den Grad des Zusammenhangs zwischen zwei Größen zu ermitteln. Der am häufigsten verwendete Korrelationskoeffizient ist der Korrelationskoeffizient  $r_{xy}$  nach Pearson. Dieser wird herangezogen um die lineare Abhängigkeit zweier Größen zu ermitteln. Dabei steht ein Wert nahe bei  $r_{xy} = 1$  für einen deutlichen linearen Zusammenhang mit positiver Steigung und ein Wert nahe bei  $r_{xy} = -1$  für einen ausgeprägten negativen linearen Zusammenhang. Ein Wert nahe bei 0 deutet darauf hin, dass kein deutlicher linearer Zusammenhang besteht. (Schuster & Liesen, 2017)

Besteht keine lineare, sondern eine andere funktionale Abhängigkeit zwischen zwei Größen, so kann der Korrelationskoeffizient nach Spearman herangezogen werden, um die Stärke des Zusammenhangs festzustellen. Beim Spearman Korrelationskoeffizienten handelt es sich um einen Rangkorrelationskoeffizient. Das bedeutet, dass nicht die absoluten Werte der beiden Größen, sondern ihr Rang verglichen wird. Dabei ist der Rang  $rg$  als Platzzahl des Wertes bei größenmäßiger Sortierung definiert (Fahrmeir, Kneib & Lang, 2009). Liefert die Berechnung des Korrelationskoeffizienten einen Wert  $r_{SP} = 1$  bedeutet dies, dass ein streng monoton wachsender Zusammenhang zwischen den beiden Größen besteht. Für den Fall  $r_{SP} = -1$  hingegen besteht ein streng monoton fallender Zusammenhang. Der Vorteil des Rangkorrelationskoeffizienten gegenüber dem Korrelationskoeffizienten nach Pearson ist zum einen, dass er weniger empfindlich gegenüber Ausreißern ist, zum anderen lassen sich nicht-lineare Zusammenhänge besser identifizieren als mit dem normalen Korrelationskoeffizienten (Oestreich & Romberg, 2014)

### 2.4.2 Regressionsverfahren

In der Wissenschaft stellt sich oft die Frage, wie zwei oder mehrere Größen miteinander im Zusammenhang stehen beziehungsweise voneinander abhängen. So untersuchte Sir Francis Galton Ende des 19. Jahrhunderts den Zusammenhang der Körpergröße eines Kindes mit der mittleren Körpergröße der Eltern. Er stellte fest, dass die Kinder größerer Eltern tendenziell kleiner und umgekehrt von kleineren

Eltern tendenziell größer als ihre Eltern sind. Dies bezeichnete er als Regression (eng. für Rückkehr) zum Mittelwert (Fahrmeir et al., 2009). Grafisch stellte Dalton diesen Zusammenhang mittels des in Abbildung 2.17 gezeigten Streudiagramm dar, in das er eine visuell ermittelte Regressionsgerade einzeichnete.

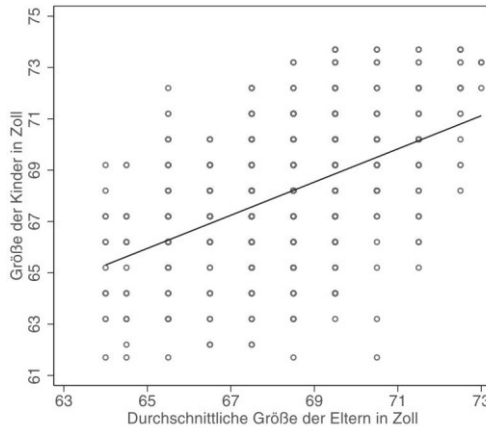


Abbildung 2.17: Streudiagramm zwischen Größe der Kinder und Durchschnittsgröße der Eltern inklusive eingezeichneter Regressionsgeraden (Fahrmeir et al., 2009, S. 2)

Mathematisch betrachtet lässt sich der Zusammenhang zwischen den erklärenden Variablen  $x_i$  (bei Dalton die Durchschnittsgröße der Eltern) und der Zielvariable  $y$  (der Größe der Kinder) folgendermaßen darstellen:

$$y = f(x_1, \dots, x_k) + \varepsilon \quad 2.18$$

Hierbei beschreibt  $\varepsilon$  die durch  $f$  nicht beschreibbare Abweichung von  $y$  zum wirklich ermittelten Wert. Das Ziel der Regressionsanalyse ist es nun die systematische Komponente  $f$  zu schätzen und von der stochastischen Komponente  $\varepsilon$  zu trennen und so einen mathematischen Zusammenhang zwischen den Variablen zu bestimmen (Fahrmeir et al., 2009).

### 2.4.2.1 Das einfache lineare Regressionsmodell

Bevor darauf eingegangen wird wie  $f$  geschätzt werden kann, soll das einfachste Regressionsmodell, das einfache lineare Modell vorgestellt werden. In diesem Fall gibt es zum einen nur eine erklärende Variable  $x$  und es besteht ein linearer Zusammenhang zwischen dieser erklärenden und der Zielvariablen. Dadurch vereinfacht sich das Modell zur folgenden Gleichung:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \varepsilon \quad 2.19$$

Neben der Annahme des linearen Zusammenhangs zwischen den beiden Variablen müssen noch die folgenden Annahmen über die Störgröße  $\varepsilon$  getroffen werden, damit das einfache lineare Regressionsmodell hinreichend gute Ergebnisse liefert:

- Der Erwartungswert der Fehlerterme ist 0:  $E(\varepsilon_i) = 0$
- Die Varianz der Fehlerterme ist konstant:  $Var(\varepsilon_i) = \sigma^2$

Durch die erste Annahme wird garantiert, dass das Modell im Mittel mit dem realen Modell übereinstimmt. Würde hingegen die zweite Annahme nicht zutreffen, so würde das bedeuten, dass die Fehlerterme nicht zufällig wären, sondern ebenfalls durch ein Modell erfasst werden könnten. Es existiert also ein besseres Modell, als das Angenommene (Auer & Hoffmann, 2017).

### 2.4.2.2 Die Methode der kleinsten Quadrate

Wie in Kapitel 2.4.1 geschrieben, ist eine Aufgabe der Regression die systematische Komponente  $f$  abzuschätzen. Dazu wird heute am häufigsten die Methode der kleinsten Quadrate verwendet. Da in dieser Arbeit nur das einfache lineare Regressionsmodell verwendet wird, soll die Methode der kleinsten Quadrate (KQ-Methode) an Hand dieses Beispiels beschrieben werden. Es liegen nun also  $n$  gemessene Wertepaare  $(x_i, y_i)$  vor, bei denen von einem linearen Zusammenhang ausgegangen werden kann. Aus Gleichung 2.19 ergibt sich also für jedes Wertepaar  $i$  der folgende Zusammenhang:

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 x_i + \varepsilon_i \quad 2.20$$

Die Idee der KQ-Methode ist es genau die beiden Parameter  $\beta_0$  und  $\beta_1$  zu ermitteln, die die Summe der Abstandsquadrate minimiert. Es soll also gelten:

$$L = \sum_{i=1}^n [y_i - (\beta_0 + \beta_1 x_i)]^2 = \min \quad 2.21$$

Das Minimum einer Funktion in Abhängigkeit einer Variablen ermittelt man, in dem man die Funktion nach dieser Variablen ableitet und null setzt. Das dadurch entstehende Gleichungssystem mit zwei Gleichungen und zwei Variablen lässt sich nun lösen. Daraus ergeben sich die Zusammenhänge mittels derer sich  $\beta_0$  und  $\beta_1$  ermitteln lassen:

$$\beta_0 = \frac{\sum y_i - \sum x_i}{n} \quad 2.22$$

$$\beta_1 = \frac{n \sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i}{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2} \quad 2.23$$

Mit Hilfe dieser Methode lassen sich nun die Regressionsgleichungen für lineare Zusammenhänge aufstellen (Larsen & Marx, 2012). Häufig treten in der Realität jedoch nichtlineare Zusammenhänge zwischen erklärender und Zielvariablen auf. Solange diese jedoch linear in ihren Parametern sind, lassen sie sich auf einen linearen Zusammenhang zurückführen. So kann zum Beispiel

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 \log(z_i) + \varepsilon_i \quad 2.24$$

durch  $x_i = \log(z_i)$  wieder in die aus Gleichung 2.20 bekannte Version überführt werden (Fahrmeir et al., 2009)

### 2.4.2.3 Das Bestimmtheitsmaß

Mit Hilfe des Bestimmtheitsmaß lässt sich die Güte der Anpassung des Modells an die Daten ermitteln. Dazu soll die Streuung der geschätzten Werte mit der Streuung der Messwerte verglichen werden (Schuster & Liesen, 2017). Das Bestimmtheitsmaß ist dementsprechend wie folgt definiert:



$$R^2 = \frac{\sum_i (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_i (y_i - \bar{y})^2} = 1 - \frac{\sum_i \varepsilon_i^2}{\sum_i (y_i - \bar{y})^2} \quad 2.25$$

Der zweite Teil von Gleichung 2.25 zeigt, dass  $R^2$  umso weiter gegen 1 geht, je kleiner die Fehlerquadratsumme wird. Im Idealfall  $\sum_i \varepsilon_i^2 = 0$  wird  $R^2 = 1$ . Das Bestimmtheitsmaß verschiedener Regressionsmodelle lässt sich jedoch nur vergleichen, wenn die folgenden Bedingungen erfüllt sind (Fahrmeir et al., 2009):

- Verwendung der gleichen Zielgröße  $y$
- Gleiche Zahl der Regressionskoeffizienten
- Existenz einer Konstanten  $\beta_0$

Für den Fall der linearen Regression besteht zwischen dem in Abschnitt 2.4.1 vorgestellten Korrelationskoeffizient nach Pearson  $r_{xy}$  und dem Bestimmtheitsmaß  $R^2$  der folgende wichtige Zusammenhang (Schuster & Liesen, 2017):

$$R^2 = r_{xy}^2 \quad 2.26$$

Das bedeutet, dass im Fall der linearen Regression das Bestimmtheitsmaß als Maß für die Korrelation zwischen zwei Größen herangezogen werden kann.

## 2.5 Zwischenfazit

Um die Lebensdauer einer Komponente in einer bestimmten Triebstrangkonfiguration vorhersagen zu können, muss sowohl die ertragene als auch die ertragbare Belastung des Bauteils bekannt sein. Die Belastbarkeit wird durch die Bauteilwöhlerlinie beschrieben, die den Zusammenhang zwischen Last und Zahl der bei dieser Last ertragbaren Lastspiele herstellt. Oft stehen jedoch nicht für alle untersuchten Bauteile Wöhlerlinien zur Verfügung, weswegen Relativvergleiche herangezogen werden. Mit diesen kann jedoch keine absolute Lebensdauer vorhergesagt werden, sondern nur verglichen werden, welches Bauteil unter welchen Bedingungen stärker belastet wird.

Die Belastung, die eine Komponente erfährt, hängt von der Triebstrangkonfiguration und dem verwendeten Antrieb ab. Für die Ermittlung dieser Belastungskollektive stehen verschiedene Methoden zur Verfügung. So können diese entweder durch Messungen oder Simulationen bestimmt werden. Da diese jedoch in der Regel sehr aufwändig sind und detaillierte Informationen über das System voraussetzen, wird

oft auf Belastungsabschätzungen zurückgegriffen. Diese beruhen auf Vorwissen, das im Sinne der Produktgenerationsentwicklung beispielsweise aus Vorgängerproduktgenerationen zur Verfügung steht. Teilweise wird auch versucht die erwartete Last direkt aus den gegebenen Randbedingungen des Triebstrangs abzuleiten. Ob ein direkter und analytischer Zusammenhang zwischen Triebstrangparametern und Belastung hergestellt werden kann, wurde bisher jedoch noch nicht untersucht.



## 3 Motivation und Zielsetzung

In diesem Kapitel werden die Motivation und die Zielsetzung der Arbeit aufgezeigt.

### 3.1 Motivation

Bei der Entwicklung eines neuen Produktes ist es von großer Bedeutung bereits frühzeitig Probleme aber auch Potentiale zu identifizieren. Zu Beginn des Produktentstehungsprozesses eines neuen Fahrzeugtriebstrangs steht dabei die Frage im Mittelpunkt, ob sich die geforderten Ziele für Dynamik, Verbrauch, Gewicht und Kosten mit der gewünschten Zuverlässigkeit vereinbaren lassen. Dazu muss überprüft werden, ob ein leichteres, den Verbrauch und die Dynamik verbesserndes Bauteil eingesetzt werden kann, ohne dadurch die Zuverlässigkeitsziele zu gefährden. Da entsprechend dem Modell der Produktgenerationsentwicklung Produkte in Generationen entwickelt werden (Kapitel 2.3.1), handelt es sich bei den dabei betrachteten Bauteilen um Elemente des in Kapitel 2.3.1 beschriebenen Referenzsystems, die bereits in Vorgängerprodukten oder Konkurrenzprodukten eingesetzt werden. Damit steht ein Produktentwickler vor der folgenden Frage:

Welche Elemente können aus dem Referenzsystem übernommen werden (Übernahmevariation) und welche Elemente des Referenzsystems müssen in ihrem Prinzip (Prinzipvariation) oder ihrer Gestalt (Gestaltvariation) angepasst werden, damit die gewünschten Ziele erreichbar sind?

Damit diese Frage für die Bauteilzuverlässigkeit beantwortet werden kann, muss wie in Kapitel 2.1.3 beschrieben die Bauteilbelastung bekannt sein. Um diese zu bestimmen, stehen, wie in Abschnitt 2.1.3.1 beschrieben, verschiedene Methoden zur Verfügung. Da eine Erstindikation möglichst früh im Produktentstehungsprozess erfolgen soll, ist die Belastungsermittlung durch Simulation oder Messung nicht möglich. Es besteht also meist nur die Möglichkeit Belastungsvorhersagen mit Hilfe von Lastannahmen zu treffen. Jedoch ist auch hier eine direkte Übernahme der Belastung des Vorgängers nur mit Einschränkungen möglich, da sich in der Regel mindestens ein die Belastung beeinflussender Parameter stark ändert. Um eine solche Belastungsänderung abschätzen zu können, muss der direkte Zusammenhang zwischen Triebstrangparametern und Belastung bekannt sein. Hierfür erarbeitet Albers (Albers et al. (2017), Albers et al. (2018)) Möglichkeiten die auftretenden Maximallasten bei Missbrauchseignissen vorherzusagen. Qualitative Zusammenhänge

zwischen Triebstrangparametern und Belastung erarbeiten Maisch (2007) und Weidler (2005). Einen Versuch diese Zusammenhänge zu quantifizieren macht Ullmann (1986). Eine analytische Untersuchung der Zusammenhänge ist bisher jedoch noch nicht erfolgt.

## 3.2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es, die sich aus dem Stand der Forschung abgeleitete und in Abschnitt 3.1 formulierte Forschungslücke beim Zusammenhang zwischen Triebstrangparametern und Triebstrangbelastung zu schließen. Dieses Wissen soll eingesetzt werden, um die Belastung eines noch nicht physisch existierenden Triebstrangs in der frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung zu bewerten. Ebenfalls soll aufgezeigt werden, wie die so gewonnenen Erkenntnisse eingesetzt werden können, um bereits früh im Produktentstehungsprozess vorhersagen zu können, welcher Handlungsbedarf im Sinne der Produktgenerationsentwicklung hervorgerufen wird. Der Entwicklungsingenieur soll dadurch bei der Entscheidung unterstützt werden, welche Triebstrangkomponenten er aus dem Referenzsystem übernehmen kann und welche in ihrer Gestalt oder in ihrem Prinzip variiert werden müssen.

Basierend auf der beschriebenen Forschungslücke und dem daraus resultierenden Forschungsbedarf lassen sich die folgenden Forschungshypothesen ableiten:

### **Forschungshypothese 1: Zusammenhang zwischen Triebstrangparametern und Belastung**

Es existiert ein Zusammenhang zwischen Triebstrangparametern und Belastung. Die Auswirkungen einer Änderung der Triebstrangparameter auf die Änderung der Belastung lässt sich mit Hilfe dieses Zusammenhangs näherungsweise vorhersagen.

### **Forschungshypothese 2: Vorhersage der Variationsart**

Die Belastungsvorhersage für eine neue Triebstranggeneration kann basierend auf dem Wissen über vorherige Triebstranggenerationen zur Vorhersage der nötigen Variationsart eingesetzt werden.

Um die in aufgestellten Forschungshypothesen entweder bestätigen oder widerlegen zu können, müssen die folgenden Forschungsfragen beantwortet werden:

**Forschungsfrage 1: Belastungsvergleich**

Wie lassen sich Triebstrangkonfigurationen im Hinblick auf die Belastung miteinander vergleichen? Wie kann das Fehlen einer Bauteilwöhlerlinie ausgeglichen werden?

**Forschungsfrage 2: Sensitivität der Triebstrangparameter**

Welche Triebstrangparameter haben den größten Einfluss auf die Belastung? Welche Parameter müssen fixiert werden und welche Parameter können vernachlässigt werden?

**Forschungsfrage 3: Abschätzung der Belastung**

Wie lässt sich die Belastung eines Triebstrangs abschätzen?

**Forschungsfrage 4: Quantitativer Einfluss der Triebstrangparameter**

Welche Auswirkung hat die Änderung eines Subsystems auf die Belastung des Resttriebstrang als Supersystem? Lässt sich ein analytischer Zusammenhang zwischen den Triebstrangparametern und der Belastung ermitteln?

**Forschungsfrage 5: Ermittlung Variationsart**

Wie lässt sich basierend auf dem Wissen über bereits existierende Triebstränge ermitteln, welche Elemente des Referenzsystems im Sinne der Produktgenerationsentwicklung übernommen und welche in ihrer Gestalt oder ihrem Prinzip variiert werden müssen?

Das Vorgehen mit dessen Hilfe diese Fragen beantwortet werden sollen, wird im nächsten Kapitel aufgezeigt.



## 4 Forschungsansatz

In diesem Kapitel soll das Forschungsvorgehen als mitarbeitender Forscher und der Aufbau der Arbeit vorgestellt werden.

### 4.1 Forschungsmethode

Ist ein Forscher Teil des Prozesses, den er untersucht, so bezeichnen OTTOSSON und BJÖRK dieses Vorgehen als „Action Research“ (Ottosson, Björk, Holmdahl & Vajna, 2006). Vorteil dieser Herangehensweise ist nach Ottosson et al. (2006), dass beobachtende Untersuchungen von außerhalb in der Regel einen Schritt hinter der industriellen Praxis sind, da dort nur untersucht werden kann, wie bisher gearbeitet wird. Beim „Action Research“ hingegen ist der Wissenschaftler direkt am aktuellen Geschehen beteiligt und ist dadurch in der Lage die Vorgänge und Komplexität innerhalb des Entwicklungsprozesses besser zu verstehen. Dies gibt ihm die Möglichkeit auf Grund seines Wissens über die Produktentwicklung fundierte Empfehlungen zur Verbesserung des Entwicklungsprozesses abzugeben. Gleichzeitig sieht sich der Wissenschaftler jedoch mit einer riesigen Menge an Informationen konfrontiert, die gefiltert und geordnet werden muss. Auch kann es beim „Action Research“ schwieriger sein objektiv zu bleiben, da man in der Regel eng mit dem Projekt, dem Unternehmen und den daran arbeitenden Kollegen verbunden ist.

In Abhängigkeit des Eingliederungsgrades werden die in Abbildung 4.1 gezeigten verschiedene Arten des „Action Research“ unterschieden:

- „Action Research“ (AR): Der Forscher beobachtet den Prozess, ist jedoch nur sporadisch anwesend.
- „Insider Action Research“ (IAR): Der Forscher beobachtet den Prozess und ist mehr als 80% der Zeit anwesend.
- „Participation Action Research“ (PAR): Der Forscher nimmt aktiv am Prozess teil. Hier wird noch unterschieden, ob der Forscher Mitglied des Projektteams oder sogar der Projektleiter (PL) ist.



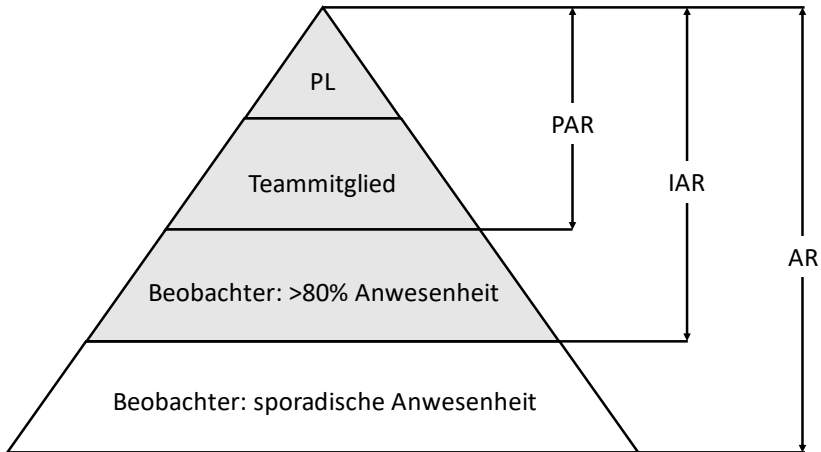


Abbildung 4.1: Darstellung der verschiedenen Ebenen des „Action Research“ (nach Ottosson et al. (2006, S. 10))

Die dieser Arbeit zu Grunde liegenden Erkenntnisse werden in Form eines „Participation Action Research“ bei der Mercedes-Benz AG gewonnen. Der Autor konnte dort aktiv als Mitglied des Teams „Lastkollektive“ innerhalb der Abteilung „Getriebeauslegung und Berechnung“ am Entwicklungsprozess teilnehmen.

## 4.2 Aufbau der Arbeit

Ullmann (1986) formulierte in seiner Arbeit die Annahme, dass ein direkter Zusammenhang zwischen der Triebstrangbelastung und den Antriebsstrangparametern besteht und stellte mit Hilfe von Regression eine Gleichung auf die diesen Zusammenhang beschreibt. Trifft diese Annahme auf ein definiertes System zu, so müsste sich die Belastung eines solchen Systems mit Hilfe der folgenden Schritte bestimmen lassen:

1. Festlegung des Auslegungsziels des System-in-Development.
2. Ermittlung der ertragenen Belastung von Elementen des Referenzsystems (hier: Komponenten mit gleichem Einsatzgebiet) beim Erreichen des Auslegungsziels.
3. Allgemeine Formulierung einer mit Hilfe der Systemparameter ermittelbarer Normgröße, die im direkten Zusammenhang mit der Belastung steht.

4. Ermittlung der Funktion des Zusammenhangs zwischen dieser Normgröße und der Belastung mit Hilfe der bereits bekannten Belastungen.
5. Ermittlung der Belastung des System-in-Development mit Hilfe des ermittelten Zusammenhangs zwischen Belastung und Normgröße.

Um zu prüfen, ob die in diesem Kapitel gemachte Annahme für ein System gültig ist muss die bisher unbekannte Normgröße bestimmt werden und geprüft werden ob ein Zusammenhang zwischen ihr und der Systembelastung besteht. In dieser Arbeit soll eine solche Normgröße für das System Triebstrang hergeleitet werden und aufgezeigt werden, dass für ein definiertes Belastungsziel ein Zusammenhang zwischen Normgröße und Belastung besteht.

Dazu wurde in Kapitel 1 die benötigten Grundlagen zu den Themen Lebensdauer vorhersage und Schädigungsrechnung, Triebstrang und Antriebsstrang sowie der Produktentwicklung und der Validierung vorgestellt. Ebenfalls wurde dort auf den Stand der Forschung der Belastungsabschätzung eingegangen. In Kapitel 3 wurde das Ziel dieser Arbeit formuliert, aus welchem Forschungshypothesen und Forschungsfragen abgeleitet wurden, die zur Zielerreichung beantwortet werden müssen. Kapitel 4 befasst sich mit dem Forschungsansatz. Hier werden das Vorgehen und der Aufbau der Arbeit beschrieben. Kapitel 5 beschäftigt sich mit dem Zusammenhang zwischen den Antriebstrangparametern und der Triebstrangbelastung. Dabei werden die wichtigsten Einflussgrößen identifiziert und die Form des Zusammenhangs zwischen Normgröße und Belastung ermittelt. Daran anschließend beschreibt Kapitel 6 wie die bisher noch allgemeine Normgröße mit Hilfe von Triebstrangparametern abgeschätzt werden kann, bevor in Kapitel 7 der bisher in Kapitel 4 noch allgemein formulierte Ablauf für die Belastungsabschätzung auf das System Triebstrang übertragen werden kann und ein Beispiel für eine mögliche praktische Anwendung gegeben wird. Den Abschluss bilden Fazit und Ausblick in Kapitel 8.



## **5 Zusammenhang zwischen Antriebsstrangparametern und Triebstrangbelastung**

Ziel dieses Abschnitts ist es die erste Forschungsfrage zu beantworten, indem aufgezeigt wird, wie sich die Belastungen zweier Triebstrangkonfigurationen miteinander vergleichen lassen. Ebenfalls sollen die für einen Vergleich nötigen Randbedingungen vorgestellt werden. Basierend auf diesen Erkenntnissen wird die grundlegende Form des Zusammenhangs zwischen einer möglichen Normgröße und der Belastung formuliert, um diesen dann mit Hilfe von Messungen und Simulationen zu validieren.

### **5.1 Belastungsvergleich zweier Triebstrangkonfigurationen**

Ein Vergleich zweier Belastungen ist nur dann sinnvoll, wenn bestimmte Randbedingungen eingehalten werden. Diese hängen von der Zielsetzung des Vergleichs ab. Die für den Belastungsvergleich zu berücksichtigenden Randbedingungen sind der Fahrstil des Fahrers, der durch die in Abbildung 2.16 gezeigten „Connected Systems“ Fahrer, Geschwindigkeitsprofil und Beschleunigungsprofil beschrieben wird und die ebenfalls in Abbildung 2.16 gezeigte Strecken-Topologie.

Will man den Einfluss des Fahrers auf die Belastung untersuchen, so muss bei unverändertem SiD die gefahrene Strecke konstant gehalten werden. Wird hingegen der Einfluss der gefahrenen Strecke betrachtet, so müssen die Fahrweise und das SiD unverändert bleiben. Um die für die Bauteilauslegung relevante Belastung auf ein SiD zu ermitteln, müssen hingegen sowohl die betrachtete Fahrstrecke als auch die gewählte Fahrweise konstant und auch repräsentativ für das Kundenfeld sein. Gleichzeitig müssen diese aber auch eine möglichst große Belastung für den Triebstrang darstellen, damit beim Betrieb in Kundenhand keine Probleme auftreten. Es muss also ein einheitliches Fahrer-Strecken-Profil gewählt werden. Somit ist der in Abbildung 2.16 durch die Trennung in Fahrer, Geschwindigkeitsprofil, Beschleunigungsprofil und Strecken-Topologie hervorgerufene Detaillierungsgrad nicht mehr nötig und kann wie in Abbildung 5.1 gezeigt reduziert werden.

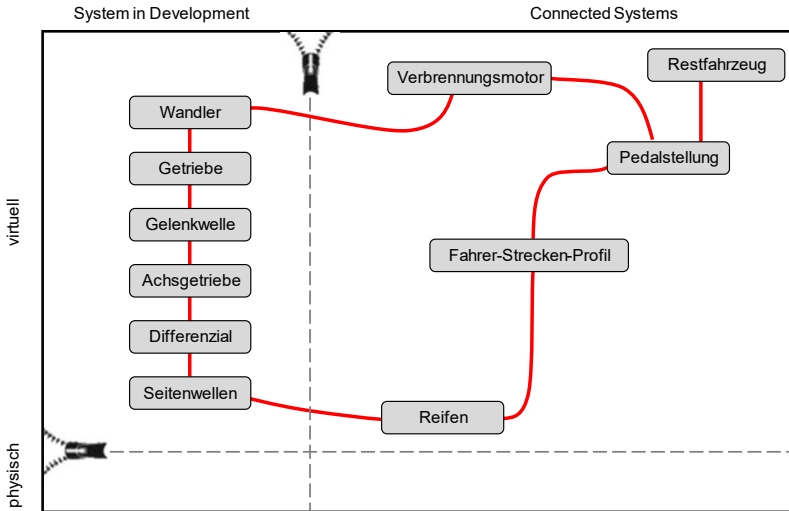


Abbildung 5.1: Reduziertes Top-Down Modell der Validierungsumgebung nach dem IPEK-XiL-Ansatz von ALBERS (eigene Darstellung nach Abbildung 2.15).

Für die Strecke wurde in dieser Arbeit ein Dauerlauf ausgewählt, dessen empirisch ermittelte Zusammensetzung repräsentativ für das Kundenverhalten bis zum Erreichen des Auslegungsziels ist. Dieses entspricht der in Abschnitt 2.1.2 beschriebenen geplanten Nutzungsdauer des Fahrzeugs. Der Zyklus setzt sich aus vier Einzelstrecken zusammen, die auf die gewünschte Ziellaufleistung hochskaliert werden. Die Streckenlängen der Einzelstrecken betragen zwischen 30 km und 500 km und beinhalten Stadt-, Autobahn-, Überland- und Berganteile. Für die Fahrweise wurde ein sportlicher Fahrstil<sup>1</sup> gewählt um eine möglichst hohe Belastung in den Triebstrang einzubringen. Damit der Fahrstil bei den verschiedenen Messungen gleichbleibt, wurden diese immer vom gleichen Fahrer durchgeführt. Der Fahrstil in den Simulationen bildet diesen Fahrstil nach.

Ausgangspunkt für den Belastungsvergleich ist die in Kapitel 2.1.3.3 vorgestellte lineare Schadensakkumulation, nach der sich die Schädigung, die eine Komponente

<sup>1</sup> Definition nach Heinrich (2016).

erfährt berechnen lässt, in dem die ertragene und die ertragbare Belastung ins Verhältnis gesetzt werden:

$$S = \sum_i \frac{N_i}{N_D} \cdot \left( \frac{M_i}{M_D} \right)^k \quad 5.1$$

Während sich die ertragene Belastung in der Regel näherungsweise oder zumindest durch Abschätzungen ermitteln lässt (Kapitel 2.1.3.1), stehen die zugehörigen Wöhlerlinien, die die ertragbare Belastung beschreiben (2.1.3.2) nur selten zur Verfügung. Um dennoch Aussagen über die Belastung der Komponenten treffen zu können, wurde von Weidler (2005) vorgeschlagen, die Belastung auf ein Referenzkollektiv mit Drehzahl- und Drehmomentklassen  $n_{i,ref}$  beziehungsweise  $M_{i,ref}$  zu beziehen. Bildet man nun das Verhältnis des betrachteten Kollektivs zum Referenzkollektiv, so wird ersichtlich, dass dieses Verhältnis unabhängig von dem in Kapitel 2.1.3.3 definierten Dauerfestigkeitsmoment  $M_D$  und der zugehörigen Eckrotationszahl  $N_D$  ist und damit nur noch von der Steigung  $\kappa$  der Wöhlerlinie abhängt.

$$\frac{S_1}{S_{ref}} = \sum_i \frac{n_{i,1}}{n_{i,ref}} \cdot \left( \frac{M_{i,1}}{M_{i,ref}} \right)^k \quad 5.2$$

Ein äquivalentes Vorgehen wurde auch für den Belastungsvergleich in dieser Arbeit gewählt. Anstatt sich jedoch auf das von Weidler (2005) vorgeschlagene Referenzkollektiv zu beziehen, wurde stattdessen eine fiktive Wöhlerlinie herangezogen. Dadurch wird die Berechnung der Schädigungswerte, im Folgenden fiktive Schädigung genannt, vereinfacht, ohne am Ergebnis etwas zu ändern. Außerdem können durch geschickte Wahl des Dauerfestigkeitsmoments und der Eckrotationszahl Werte erzielt werden, die im gängigen Bereich gewöhnlicher Schädigungsrechnungen liegen. Damit ist die erste Forschungsfrage beantwortet:

Die Belastung zweier Triebstränge lässt sich durch die Berechnung der jeweiligen fiktiven Schädigung miteinander vergleichen. Dieser Schädigungswert hängt nur von der Steigung der Wöhlerlinie ab. Eine Lebensdauervorhersage kann damit jedoch nicht erfolgen; stattdessen dient dieser Wert nur dem relativen Vergleich.

## 5.2 Bestimmung der Form des Zusammenhangs

Damit die Belastungen sinnvoll sortiert werden können, muss das Verhältnis der Normgrößen  $x$  proportional zum Verhältnis der Schädigungen  $S$  sein:

$$\frac{x_i}{x_j} \propto \frac{S_i}{S_j} \quad 5.3$$

Nach Gleichung 5.1 folgt damit für die Normgröße eines Triebstrangs

$$x_{Norm} \propto \sum_i \frac{N_i}{N_D} \cdot \left(\frac{M_i}{M_D}\right)^k \quad 5.4$$

Dies ist nichts anderes als die Berechnung der Schädigung mittels der linearen Schadensakkumulation. Da die Schädigungsrechnung nur mit Hilfe eines Lastkollektivs durchgeführt werden kann und dieses, wenn die Methode zur Belastungsabschätzung angewendet wird, nicht zur Verfügung steht, muss Gleichung 5.4 vereinfacht werden. Die erste Vereinfachung die gemacht wird, nutzt die bereits in Kapitel 5.1 beschriebene Unabhängigkeit des Vergleichs zweier Belastungen vom Dauerfestigkeitsmoment  $M_D$  und der Eckrotationszahl  $N_D$ . Durch die Festlegung  $M_D = N_D = 1$ , vereinfacht sich Gleichung 5.4 zu folgendem Zusammenhang:

$$x_{Norm} \propto \sum_i N_i \cdot M_i^k \quad 5.5$$

Nur die Abhängigkeit vom Wöhlerexponenten bleibt erhalten. Zur weiteren Vereinfachung wird die Annahme getroffen, dass die Belastung eines Triebstrangs während des gesamten in Kapitel 5.1 beschriebenen Dauerlaufs proportional zu den durch die Beschleunigungsvorgänge unter Volllast hervorgerufenen Belastungen ist. Da nach Kapitel 2.2.2.1 die Volllastkennlinie eines Verbrennungsmotors im mittleren Drehzahlbereich durch ein konstantes Moment beschrieben werden kann, vereinfacht sich Gleichung 5.5 zu:

$$x_{Norm} \propto N \cdot M^K \quad 5.6$$

Mit Blick auf Gleichung 2.7 ist also von einem linearen Zusammenhang zwischen Normgröße und Belastung auszugehen, weswegen die folgende Form des Zusammenhangs angenommen wird:

$$S = a \cdot x_{Norm} \quad 5.7$$

Nach dem in diesem Kapitel beschriebenen Ansatz ist es also ausreichend, das maximale Motormoment und die Zahl der Rotationen bei Volllast zu kennen, um die Belastung, die eine Komponente im Triebstrang erfährt abschätzen zu können. Ob diese Vereinfachungen zulässig sind und ob die Form des Zusammenhangs gültig ist, wird im nächsten Abschnitt überprüft.

### 5.3 Validierung der Form des Zusammenhangs und der Normgröße

Um den in Kapitel 5.2 hergeleiteten Zusammenhang zwischen Belastung und Normgröße und zudem auch die damit gewählte Normgröße zu validieren, sollen Fahrzeugmessungen und Triebstrangsimulationen herangezogen werden.

Bei den Messungen handelt es sich um Fahrzeuge mit 46 verschiedenen Antriebsstrangkonfigurationen, die alle vom gleichen Fahrer über die in Abschnitt 5.1 genannten Einzelstrecken bewegt wurden. Um dabei die gewünschte agile Fahrweise erzielen zu können, wurde darauf geachtet, dass trockene Straßenverhältnisse herrschten, um die bestmögliche Absetzbarkeit des Radmoments zu garantieren. Ebenfalls war der Fahrer dazu angehalten, bei zu hohem Verkehrsaufkommen die Messung abzubrechen und zu einem anderen, besser geeigneten Zeitpunkt neu zu beginnen. Bei den betrachteten Fahrzeugen handelt es sich nur um Fahrzeuge mit konventionellem Antrieb. Es wurden jedoch sowohl Fahrzeuge mit Diesel- als auch mit Benzinmotoren gemessen. Zudem wurden neben frontgetriebenen und heckgetriebenen Fahrzeugen auch Allradfahrzeuge betrachtet. Dabei kamen sowohl Handschaltgetriebe als auch Doppelkupplungs- und Wandlerautomatgetriebe zum Einsatz. Alle Fahrzeuge wurden mit Hilfe von Gewichten unter Berücksichtigung der maximalen Achslasten auf das zulässige Gesamtgewicht (zGG) aufgelastet.

Die Simulationen wurden mit Hilfe der in Abschnitt 2.3.4 vorgestellten Validierungsumgebung winEVA<sup>®</sup> durchgeführt. Wie in Abschnitt 5.1 vorgegeben, wurden die Simulationen auf den gleichen Strecken wie die Messungen durchgeführt, deren Topografie in der Simulationsumgebung hinterlegt ist und der Fahrstil dem des Testfahrers nachempfunden. Um mit einem vertretbaren Simulationsaufwand ein



möglichst breites Triebstrangspektrum abzubilden, werden in Kapitel 5.3.1 die Haupteinflussgrößen auf die Triebstrangbelastung identifiziert, welche die Ausgangsbasis für die in Kapitel 5.3.2 beschriebenen Eingangsgrößen der Simulation bilden.

### 5.3.1 Identifikation der Haupteinflussgrößen

Basierend auf den Erkenntnissen aus den Arbeiten von Maisch (2007) und Weidler (2005), der Befragung von Experten und den in Kapitel 2.2.3 vorgestellten Zusammenhängen zwischen Triebstrangkenngrößen und Triebstrangbelastung wurden die in Tabelle 5.1 gezeigten Parameter als mögliche Einflussgrößen identifiziert.

**Tabelle 5.1: Mögliche Einflussgrößen auf die Triebstrangbelastung**

<b>Einflussgröße</b>	<b>Kategoriale Größe</b>	<b>Kontinuierliche Größe</b>
Achsübersetzung		x
Antriebsart	x	
Dynamischer Reifenhalmmesser in m		x
Gesamtspreizung		x
Motorleistung in kW		x
Motormoment in Nm		x
Motortyp	x	
Übersetzung 1. Gang		x
Masse in kg		x
Zylinderzahl		x

Untersucht wurde der Einfluss dieser Größen auf die Triebstrangbelastung sowohl am Getriebeeingang als auch an den Seitenwellen, wobei an den Seitenwellen immer das Summenmoment und die mittlere Drehzahl aller antreibenden Achsen zur Belastungsberechnung verwendet wurde. Für eine erste visuelle Analyse wurde der dekadische Logarithmus der Dauerlaufbelastung über den in Tabelle 5.1 genannten kontinuierlichen Variablen und der Zylinderzahl am Getriebeeingang und an den Seitenwellen (Abbildung 5.2) aufgetragen.

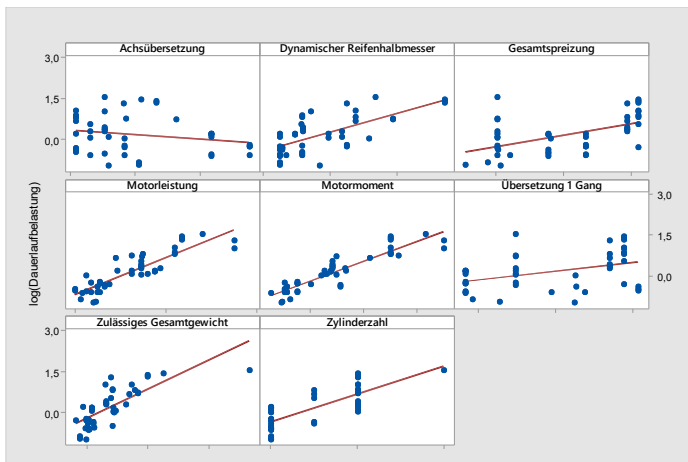
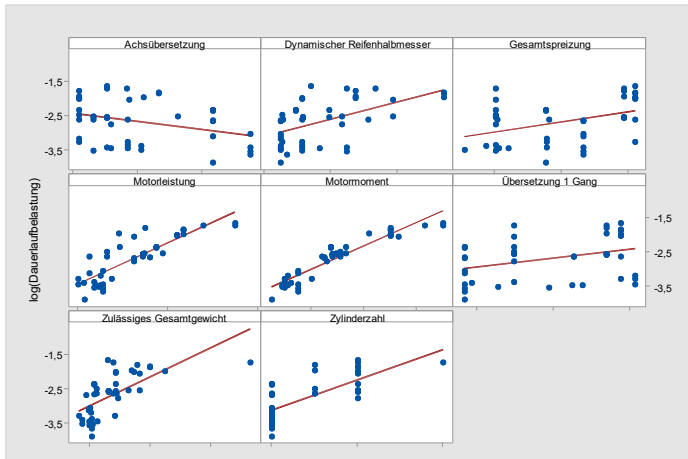


Abbildung 5.2: Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und den möglichen Einflussgrößen am Getriebeeingang (oben) und an den Seitenwellen (unten) mit zugehörigen Regressionsgeraden.

Auf den ersten Blick ist für beide Schnittstellen ein guter Zusammenhang zwischen Motormoment und Triebstrangbelastung zu erkennen, obwohl die Kurve, zumindest am Getriebeeingang bei höheren Momenten abzuknicken scheint. Für die Motorleistung ist sowohl am Getriebeeingang als auch an den Seitenwellen ein ähnlich guter Zusammenhang zu erkennen. Zudem zeigt sich eine Abhängigkeit von der Zylinderzahl. Betrachtet man die weiteren möglichen Einflussgrößen am Getriebeeingang, so ist für keine der weiteren Größen ein wirklich guter Zusammenhang mit der Triebstrangbelastung zu erkennen. Sichtbar hingegen ist die von Maisch (2007) und Weidler (2005) ermittelte reziproke Proportionalität zwischen Belastung und Achsübersetzung. Dieser Trend ist auch an den Seitenwellen sichtbar. Außerdem ist an den Seitenwellen neben dem Zusammenhang mit der Zylinderzahl auch eine Verbesserung des Zusammenhangs mit Fahrzeugmasse und dynamischem Reifenhalmmesser zu erkennen.

Neben der qualitativen Analyse soll die Korrelation zwischen den Triebstrangkenngrößen und dem Logarithmus der Dauerlaufbelastung quantitativ untersucht werden. Da nicht unbedingt von einem linearen Zusammenhang zwischen Kenngröße und Belastung auszugehen ist, bietet sich der in Kapitel 2.4.1 beschriebene Spearmanische Rangkorrelationskoeffizient an. Neben der Korrelationsbewertung wird auch eine lineare Regression durchgeführt, um über die Güte der Regression auf den Zusammenhang zwischen Kenngröße und Belastung zu schließen (Kapitel 2.4.2.3). Das Ergebnis ist für den Getriebeeingang und die Seitenwellen in Tabelle 5.2 beziehungsweise Tabelle 5.3 dargestellt.

**Tabelle 5.2: Korrelationskoeffizient und Bestimmtheitsmaß am Getriebeeingang**

<b>Einflussgröße</b>	<b>Spearman's Rho</b>	<b>Bestimmtheitsmaß</b>
Achsübersetzung	-0,357	11,98
Dynamischer Reifenhalmmesser in m	0,566	25,79
Gesamtspreizung	0,295	12,17
Motorleistung in kW	0,893	80,79
Motormoment in Nm	0,933	89,34
Übersetzung 1. Gang	0,405	14,09
Masse in kg	0,758	42,13
Zylinderzahl	0,728	59,02

**Tabelle 5.3: Korrelationskoeffizient und Bestimmtheitsmaß an den Seitenwellen**

<b>Einflussgröße</b>	<b>Spearman's Rho</b>	<b>Bestimmtheitsmaß</b>
Achsübersetzung	-0,266	5,1
Dynamischer Reifenhalmmesser in m	0,699	48,71
Gesamtspreizung	0,483	25,15
Motorleistung in kW	0,906	81,56
Motormoment in Nm	0,887	82,47
Übersetzung 1. Gang	0,437	19,69
Masse in kg	0,790	57,84
Zylinderzahl	0,791	61,93

Der durch die qualitative Analyse erwartete gute Zusammenhang zwischen Belastung und Motormoment beziehungsweise Motorleistung wird in der quantitativen Analyse bestätigt. Gleiches gilt auch für die Zylinderzahl, wo zwar das Bestimmtheitsmaß und der Spearmansche Rangkorrelationskoeffizient geringer sind, jedoch immer noch auf einen deutlichen, wenn auch vermutlich nicht mehr linearen Zusammenhang hinweisen. Ausgehend von der optischen Analyse ist der hohe Rangkorrelationskoeffizient für den Zusammenhang zwischen Masse und Belastung sowohl am Getriebeeingang als auch an den Seitenwellen unerwartet. Es ist wohl ein deutlicher, wenn auch nichtlinearer Zusammenhang, zwischen Belastung und Masse zu erwarten. Das gleiche gilt auch für den dynamischen Reifenhalmmesser, für den, zumindest an den Seitenwellen, auf Grund des Rangkorrelationskoeffizienten ein guter, jedoch nicht linearer Zusammenhang zu erwarten ist. Für alle weiteren Größen scheint kein oder nur ein schwacher Zusammenhang mit der Belastung zu bestehen.

Nach der Betrachtung der kontinuierlichen Größen und der kategorialen, jedoch numerischen Größe Zylinderzahl, sollen nun die beiden verbleibenden kategorialen Größen, Antriebsart und Motortyp untersucht werden. Um den Einfluss der Antriebsart abschätzen zu können, wurde in Abbildung 5.3 der Zusammenhang zwischen Motormoment und Dauerlaufbelastung am Getriebeeingang in Abhängigkeit der Antriebsart dargestellt. Fahrzeuge mit Heckantrieb belasten den Triebstrang als Fahrzeuge mit Frontantrieb. Außerdem rufen Allradfahrzeuge eine noch höhere Belastung hervor. Erwartungsgemäß ergibt sich also ein Zusammenhang zwischen

Antriebsart und Belastung. Betrachtet man jedoch zusätzlich den Zusammenhang mit dem Motormoment, so erkennt man, dass bei dieser Stichprobe Fahrzeuge mit Heckantrieb tendenziell stärker motorisiert sind, als Fahrzeuge mit Frontantrieb. Analog sind Fahrzeuge mit Allradantrieb tendenziell mit noch mehr Motormoment ausgestattet. Dies hängt mit der in Kapitel 2.2.1 beschriebenen höheren Absetzbarkeit bei Heck- beziehungsweise Allradfahrzeugen zusammen. Da davon auszugehen ist, dass ein Fahrzeug normalerweise nur mit dem Moment ausgestattet wird, das es absetzen kann, ist die eigentlich mit der Belastung zusammenhängende Größe nicht die Antriebsart, sondern die Absetzbarkeitsgrenze, die natürlich unter anderem von der Antriebsart abhängt. Da sich für die Seitenwellen das gleiche Bild ergibt, wurde an dieser Stelle auf eine getrennte Analyse verzichtet.

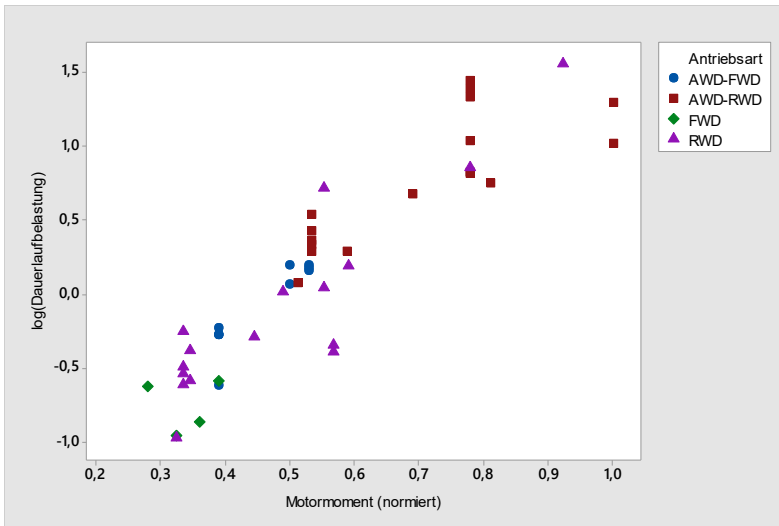


Abbildung 5.3: Zusammenhang zwischen Motormoment und Triebstrangbelastung in Abhängigkeit der Antriebsart am Getriebeeingang.

Nachdem nun der Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und Antriebsart beleuchtet wurde, soll im Folgenden auf den Einfluss der Motorisierung eingegangen werden. Dazu ist in Abbildung 5.4 der Zusammenhang zwischen Motormoment (links) und Motorleistung (rechts) am Getriebeeingang in Abhängigkeit vom Motortyp dargestellt. Es ist zu erkennen, dass Fahrzeuge mit Dieselmotor bei gleicher

Leistung den Triebstrang stärker belasten als Fahrzeuge mit Ottomotor. Besitzen die Motoren jedoch das gleiche Moment, so ist die Belastung unabhängig vom Motortyp in etwa gleich. Dieses Bild lässt sich durch den in Kapitel 2.2.2.1 beschriebenen Unterschied der Maximaldrehzahl bei Otto- beziehungsweise Dieselmotor erklären, da ein Dieselmotor auf Grund seiner geringeren Maximaldrehzahl nur bei höherem Moment die gleiche Leistung erzeugen kann (Gleichung 2.9). Die Belastung des Triebstrangs hängt also nur indirekt mit dem Motortyp oder der Leistung zusammen. Die Belastung bestimmende Größe ist das Motormoment.

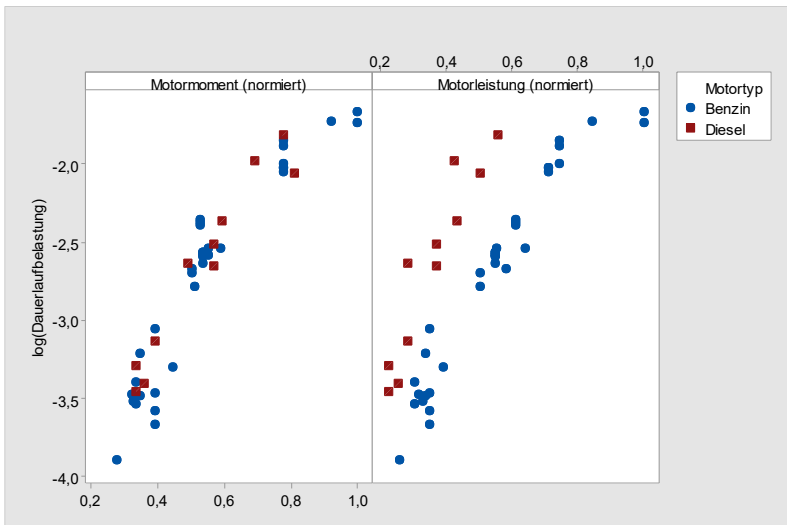


Abbildung 5.4: Zusammenhang zwischen Motormoment (links) beziehungsweise der Motorleistung (rechts) und der Dauerlaufbelastung am Getriebeeingang in Abhängigkeit vom Motortyp.

Betrachtet man den Zusammenhang zwischen Motormoment und Belastung in Abhängigkeit vom Motortyp an den Seitenwellen (Abbildung 5.5, links), ergibt sich das gleiche Bild wie am Getriebeeingang. Jedoch ist der Belastungsunterschied im Zusammenhang mit der Motorleistung nicht zu erkennen (Abbildung 5.5, rechts). Dies liegt daran, dass die in den Messungen betrachteten Fahrzeuge mit Dieselmotor bei gleicher Leistung tendenziell mit längeren Achsen ausgestattet werden als Fahrzeuge mit Benzinmotor. Dadurch lassen sich die Unterschiede im Drehzahlband und

im Maximalmoment, die am Getriebeeingang sichtbar sind an der Antriebsachse kompensieren. Daraus muss geschlossen werden, dass es nötig ist den Einfluss der Achsübersetzung auf die Belastung ebenfalls zu betrachten, obwohl in den vorherigen Untersuchungen kein deutlicher Zusammenhang zwischen Belastung und Achsübersetzung zu erkennen war. Die nun gewonnenen Erkenntnisse deuten darauf hin, dass dieser möglicherweise nur auf Grund der intelligenten Wahl der Achsübersetzung durch den Entwicklungsingenieur nicht zu erkennen war. Da eine solche Kompensation auch durch die Getriebeübersetzungen möglich ist muss nicht nur die Übersetzung des ersten Ganges, sondern alle Übersetzungsstufen des Getriebes betrachtet werden müssen. Das bedeutet aber auch, dass die in Gleichung 5.6 definierte Normgröße gangabhängig bestimmt werden muss.

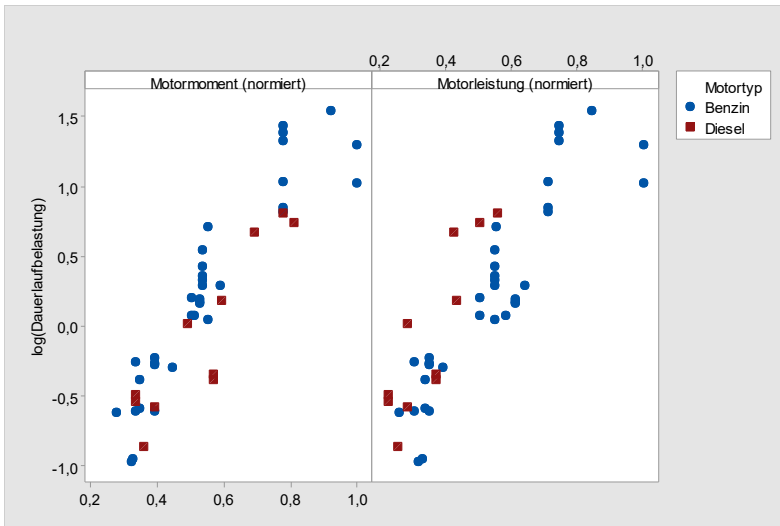


Abbildung 5.5: Zusammenhang zwischen Motormoment (links) beziehungsweise der Motorleistung (rechts) und der Dauerlaufbelastung an den Seitenwellen in Abhängigkeit vom Motortyp.

Als Ergebnis der in diesem Abschnitt durchgeführten Überlegungen ergeben sich die in Tabelle 5.4 aufgeführten Haupteinflussgrößen. Im Vergleich mit Tabelle 5.1 fehlen die Leistung, die Spreizung und der Motortyp. Die Antriebsart wurde durch

das absetzbare Moment und die Übersetzung des ersten Gangs durch die Gesamtheit der Getriebeübersetzungen ersetzt.

**Tabelle 5.4:** **Identifizierte Haupteinflussgrößen**

**Einflussgröße**

---

Achsübersetzung

Absetzbares Moment in Nm

Dynamischer Reifenhalmmesser in m

Motormoment in Nm

Getriebeübersetzungen

Masse in kg

Zylinderzahl

Bevor nun die genauen Eingangsgrößen der Simulationen definiert werden, muss noch geprüft werden, ob ein Zusammenhang zwischen den identifizierten Haupteinflussgrößen besteht. Kann eine der Größen durch andere Parameter dargestellt werden, muss diese nicht betrachtet werden und so bei gleichbleibender Zahl von Simulationen ein breiteres Spektrum an Triebstrangkonfigurationen abgebildet werden. So besteht nach Gleichung 2.10 ein Zusammenhang zwischen Zylinderzahl und Leistung und damit auch ein Zusammenhang zwischen Zylinderzahl und Drehmoment. Deswegen besteht kein direkter Zusammenhang zwischen Belastung und Zylinderzahl, sondern ein indirekter über das zur Zylinderzahl proportionale Drehmoment, weswegen eine Variation des Drehmoments ausreichend ist. Eine weitere Einflussgröße, die sich mit Hilfe der anderen Einflussgrößen darstellen lässt ist das absetzbare Moment. Für dieses gilt an der Antriebsachse:

$$M = a_{\mu} \cdot r_{dyn} \cdot m_{ges} \tag{5.8}$$

mit



$$a_{\mu} = \mu \cdot \frac{m_{ant}}{m_{ges}} \cdot g \quad 5.9$$

wobei  $r_{dyn}$  der dynamische Reifenhalmmesser,  $m_{ges}$  die Gesamtfahrzeugmasse,  $g$  die Erdbeschleunigung,  $\mu$  der Haftreibungskoeffizient zwischen Rad und Straße und  $m_{ant}$  den Anteil der Fahrzeugmasse beschreibt, der die antreibende Achse belastet (Schramm et al., 2018). Damit reduzieren sich die in Tabelle 5.4 ermittelten Haupteinflussgrößen auf die in Tabelle 5.5 gezeigten Größen.

**Tabelle 5.5: Verbleibende Haupteinflussgrößen**

**Einflussgröße**

---

Achsübersetzung

Dynamischer Reifenhalmmesser in m

Motormoment in Nm

Getriebeübersetzungen

Masse in kg

Damit lässt sich die zweite Forschungsfrage beantworten:

Die Haupteinflussgrößen der Triebstrangbelastung sind Achsübersetzung, dynamischer Reifenhalmmesser, Motormoment, Getriebeübersetzungen und die Masse. Alle anderen Triebstrangparameter können vernachlässigt beziehungsweise durch die ermittelten Haupteinflussgrößen beschrieben werden.

Dies zeigt aber auch dass das in Abschnitt 2.3.4 eingeführte und in 5.1 vereinfachte Top-Down Modell der Validierungsumgebung angepasst werden muss, da die vereinfachte Darstellung des Restfahrzeugs nicht ausreicht. Stattdessen muss wie in Abbildung 5.7 gezeigt eine Detaillierung des Modells vorgenommen werden, in dem die Fahrzeugmasse hinzugefügt wird. Alle anderen Systeme, die die Belastung des Triebstrangs beeinflussen sind bereits durch die Systeme Verbrennungsmotor, Getriebe, Achsgetriebe und Reifen hinreichend detailliert dargestellt.

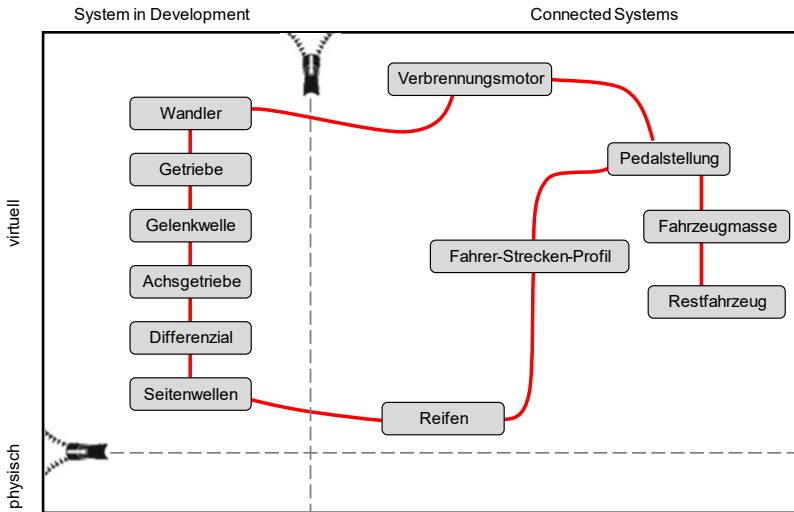


Abbildung 5.6: Um die Fahrzeugmasse erweitertes Top-Down Modell der Validierungsumgebung Validierungsumgebung nach dem IPEK-XiL-Ansatz von ALBERS (eigene Darstellung nach Abbildung 2.15).

### 5.3.2 Eingangsgrößen der Simulation

Um die nachfolgenden Analysen zu vereinfachen, wurde in den Simulationen immer der gleiche Triebstrangaufbau gewählt. Es handelt sich dabei um heckangetriebene Dieselfahrzeuge mit 9-Gang-Automatikgetriebe. Obwohl die Getriebeübersetzungen zu den identifizierten Haupteinflussgrößen gehören, wurden diese nicht variiert. Um dennoch den Einfluss der Gangübersetzungen quantifizieren zu können, werden die Belastungen der Komponenten in den Einzelgängen miteinander verglichen.

Nach dem nun die grundlegende Triebstrangtopologie definiert worden ist, müssen nun noch die Bereiche festgelegt werden, in welchen die ermittelten Haupteinflussgrößen variiert werden. Dazu wurde die obere und die untere Grenze des Wertebereichs festgelegt.

reichs so gewählt, dass sie gängigen Werten entsprechen und der dazwischen liegende Wertebereich einen weiten Bereich der real auftretenden Werte abdeckt.<sup>2</sup> Während für die Größen dynamischer Reifenhalmmesser, Achsübersetzung und Masse nur ein zusätzlicher Wert genau in der Mitte des festgelegten Wertebereichs gewählt wurde, wurden für das Motormoment zwei zusätzliche Werte definiert. Dabei wurden die in der Simulation verwendeten Kennlinien den Kennlinien realer Motoren nachempfunden. Daraus ergeben sich die in Tabelle 5.6 gezeigten Eingangsdaten für die Simulationen.

**Tabelle 5.6: Simulationseingangsdaten für die konventionellen Triebstränge**

	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	Stufe 4
Motormoment/ Motorleistung	400 Nm/ 143 kW	500 Nm/ 170 kW	600 Nm/ 200 kW	700 Nm/ 250 kW
Masse	1800 kg	2400 kg	3000 kg	-
Achsübersetzung	2,24	2,82	3,42	-
Dynamischer Reifenhalmmesser	0,307 m	0,344 m	0,381 m	-

Werden aus den gewählten Eingangsdaten alle möglichen Triebstrangkombinationen gebildet, so erhält man 108 ( $= 4 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3$ ) verschiedene Triebstrangkombinationen. Diese wurden aufgebaut, simuliert und im folgenden Abschnitt zur Validierung der Form des Zusammenhangs herangezogen.

### 5.3.3 Validierung

Um den Zusammenhang zwischen Belastung und Normgröße validieren zu können, müssen diese beiden Größen bekannt sein.

Die Ermittlung der Belastung erfolgt sowohl für die Messungen als auch für die Simulationen analog zu dem in Kapitel 2.1.3 vorgestellten Verfahren, wobei anstelle der realen Wöhlerlinie die in Kapitel 5.1 vorgestellte fiktive Wöhlerlinie herangezogen wird. Dabei werden die Werte für die Eckrotationszahl und das Dauerfestigkeits-

---

<sup>2</sup> Expertenwissen aus dem Unternehmen

moment derart gewählt, dass die ermittelten Schädigungswerte in einer realistischen Größenordnung liegen. Beim Wöhlerexponent wird mit  $\kappa = 5$  gemäß dem Vorschlag der FKM-Richtlinie (Rennert, Kullig, Vormwald, Esderts & Siegele, 2012) ein Kompromiss zwischen Wellen ( $\kappa \approx 3$ ) und Verzahnungen ( $\kappa \approx 7 - 10$ ) eingegangen. Während die Herleitung der Normgröße unabhängig vom gewählten Wöhlerexponent durchgeführt werden kann, muss zur Validierung der Ergebnisse ein konkreter Zahlenwert herangezogen werden. Durch die Festlegung  $\kappa = 5$  sind die Zusammenhänge nur für diesen speziellen Wöhlerexponenten validiert.

Die Belastung wird in jedem Gang sowohl am Getriebeeingang als auch an den Seitenwellen ermittelt.

Um nun die Normgröße zu ermitteln, müssen nun nach Kapitel 5.2 das maximale Motormoment und die zugehörige Zahl der Überrollungen ermittelt werden. Bereits an dieser Stelle zeigt sich, dass die getroffenen Annahmen angepasst werden müssen, da insbesondere in den Messungen in den unteren Gängen häufig das maximale Motormoment nicht erreicht wird. Zudem gibt es auch Situationen in den Messungen in denen das maximale Motormoment überschritten wird. Deswegen muss zur Berechnung der Normgröße nicht das maximale Motormoment, sondern das maximale auftretende Moment herangezogen werden. Zudem wird die Gesamtzahl der Rotationen pro Gang anstatt der Rotationen bei Volllast ausgelesen, da insbesondere bei den Messungen das gemessene Moment Schwankungen unterliegt, weshalb eine genaue Ermittlung der Überrollungszahl nur mit Einschränkungen möglich ist.

Ob sich der Zusammenhang zwischen der ermittelten Belastung und der Normgröße mit Hilfe des gewählten Ansatzes beschreiben lässt, soll nun mit Hilfe der linearen Regression ermittelt werden. Dazu wird neben der Regressionsfunktion das Bestimmtheitsmaß ermittelt, dass, wie in Kapitel 2.4.2.3 beschrieben, für den Fall der linearen Regression direkt mit dem Korrelationskoeffizient von Pearson zusammenhängt und damit ein Maß für die Stärke des Zusammenhangs darstellt. Im Gegensatz zu den Annahmen in Kapitel 5.2, lässt sich der Zusammenhang zwischen Belastung und Normgröße nicht durch eine lineare, sondern durch eine Potenzfunktion in der Form:

$$S = a \cdot x^b \quad 5.10$$

beschreiben.

Trotzdem ist die Verwendung des Bestimmtheitsmaß zur Ermittlung der Stärke des Zusammenhangs zulässig, da sich dieser in Gleichung 5.10 wie in Kapitel 2.4.2.2 beschrieben durch logarithmieren in einen linearen Zusammenhang überführen lässt. Die Ergebnisse der Regressionsanalyse sind in Tabelle 5.7 gezeigt. Dabei wurden aus Gründen der Übersichtlichkeit nur die Gänge 2,4 und 6 in die Betrachtung mit einbezogen. Das Ergebnis der Regressionsanalyse unter Berücksichtigung aller Gänge ist im Anhang zu finden.

**Tabelle 5.7:** **Ergebnisse der Regressionsanalyse**

	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>R<sup>2</sup></b>
Simulation	$1,79 \cdot 10^{-23}$	0,93	0,99
Messung	$6,45 \cdot 10^{-25}$	0,94	0,77

Betrachtet man die Werte für  $b$ , so ist ersichtlich, dass diese sowohl für die Messungen als auch die Simulationen nahe bei 1 und damit bei einem linearen Zusammenhang liegen. Die Annahme eines linearen Zusammenhangs ist also weiterhin naheliegend, jedoch führt auf Grund der vorgenommenen Vereinfachungen die Wahl einer Potenzfunktion als Regressionsansatz zu besseren Ergebnissen.

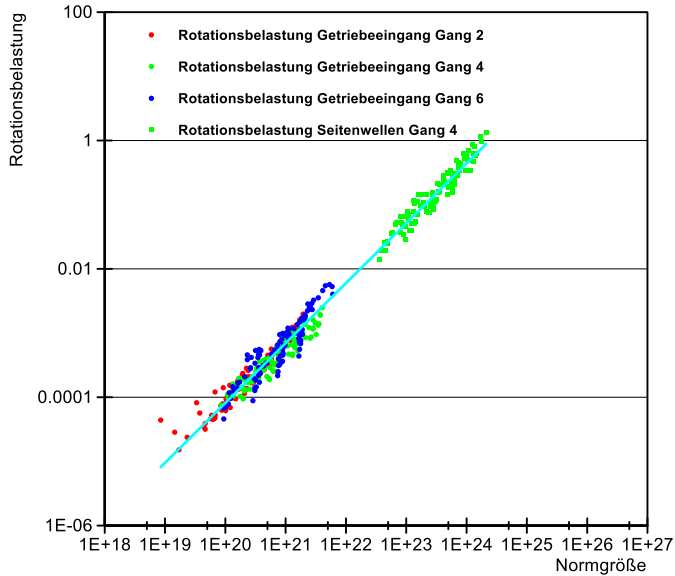


Abbildung 5.7: Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (gangspezifisch) für die Simulationen mit Regressionsgerade auf Basis von ausgelesenen Größen

Für die Simulationen ist das Bestimmtheitsmaß mit  $R^2 = 0,99$  sehr groß, was darauf hindeutet, dass die Anpassungsgüte des Modells für die Simulationen sehr gut ist und ein ausgeprägter Zusammenhang zwischen Normgröße und Belastung besteht. Dies wird auch bei der Betrachtung von Abbildung 5.7 deutlich. Dort ist in einem doppellogarithmischen Diagramm der Zusammenhang zwischen Normgröße auf der x-Achse und der Belastung auf der y-Achse gezeigt. Dargestellt sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nur die Gänge 2, 4 und 6 für den Getriebeantrieb und nur der vierte Gang für die Seitenwellen. Die Ergebnisse für die anderen Gänge sind im Anhang zu finden.

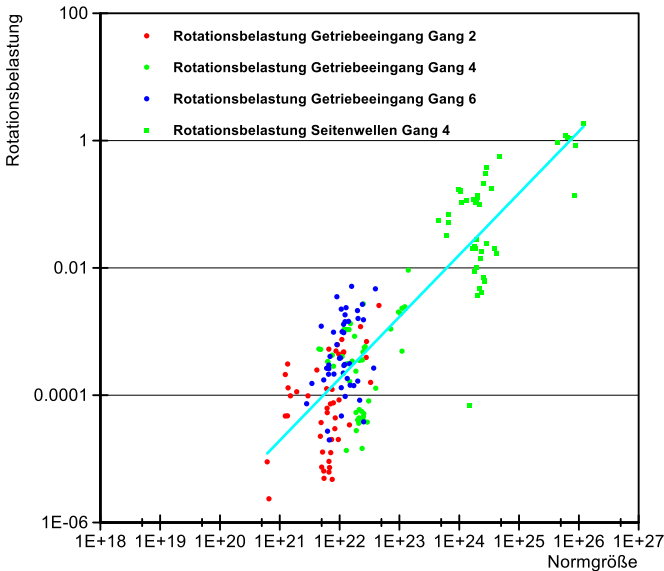


Abbildung 5.8: Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (gangspezifisch) für die Fahrzeugmessungen mit Regressionsgerade auf Basis von ausgelesenen Größen

Für die Messungen ist die Streuung (Abbildung 5.8) hingegen deutlich größer, was jedoch durch verschiedene Einflüsse erklärbar ist. Zum einen sind die Messungen über einen Zeitraum von etwa 15 Jahren aufgezeichnet worden. Obwohl die zu Grunde liegenden Strecken in dieser Zeit nicht geändert wurden, gab es Änderungen im Verkehrsaufkommen und bei den Geschwindigkeitsbegrenzungen. Zum anderen können in den gemessenen Signalen Sonderereignisse enthalten sein, wie zum Beispiel durchdrehende Räder, die zu Momentenspitzen führen. Solche einmalig vorkommende Momentenspitzen, die über dem eigentlichen Maximalmoment liegen, treten in den Simulationen nicht auf, werden aber beim Auslesen des Maximalmoments der Messungen berücksichtigt. Dazu kommt, dass in den Messungen im Gegensatz zu den Simulationen die Momente in der Regel nicht direkt am Getriebeeingang, sondern an den Seiten- oder Gelenkwellen gemessen werden. Durch die Rückrechnung der Momente zu den Schnittstellen kann es insbesondere wäh-

rend den Schaltungen zu Ungenauigkeiten kommen. Abschließend ist noch anzumerken, dass bei den Messungen viele verschiedene Triebstrangtypen zusammengefasst werden, wohingegen in der Simulation, um den Simulationsaufwand bei gleichzeitig möglichst guter Abdeckung der anderen Parameter gering zu halten, nur ein Triebstrangtyp verwendet wird (Fischer & Albers, 2018).

### 5.3.4 Zwischenfazit

Mit Hilfe der Regressionsanalyse wurde gezeigt, dass sich der Zusammenhang zwischen Normgröße und Belastung für den gewählten Dauerlauf bei agiler Fahrweise sehr gut mit Hilfe einer Potenzfunktion beschreiben lässt und ein starker Zusammenhang zwischen den beiden Größen besteht. Gegenüber den in Kapitel 5.2 getroffenen Annahmen mussten jedoch drei Einschränkungen getroffen werden:

- Der Zusammenhang zwischen Belastung und Normgröße wird besser durch eine Potenzfunktion als durch eine lineare Funktion beschrieben, wobei die Gestalt der Potenzfunktion nahe an einem linearen Zusammenhang ist.
- Anstelle des maximalen Motormoments ist es sinnvoller das real auftretende maximale Moment zu verwenden, wobei dadurch jedoch Abweichungen bei den Messungen durch Sondereffekte entstehen.
- Es wird anstelle der Überrollungen bei Maximalmoment die Gesamtzahl der Rotationen im Einzelgang verwendet, da sich das bei der Auswertung der Messungen als praktikabler erwiesen hat.

Damit ist an dieser Stelle auch die dritte Forschungsfrage beantwortet:

Kennt man das auftretende Maximalmoment und die Überrollungszahl pro Gang, so lässt sich mit Hilfe dieser beiden Größen eine Normgröße ermitteln, die proportional zu der in Kapitel 5.1 definierten Dauerlaufbelastung ist.





## 6 Abschätzen der Normgröße

In Kapitel 5.3.3 wurde gezeigt, dass ein Zusammenhang zwischen der in Kapitel 5.2 hergeleiteten triebstrangspezifischen Normgröße und der Belastung besteht. Um diesen Zusammenhang zu bestätigen, wurden die für die Normgröße benötigten Werte direkt aus der Belastungs-Zeit-Funktion ermittelt. Da das Ziel der in dieser Arbeit erarbeiteten Methode das Abschätzen der Belastung ohne Verwendung von Messungen oder Simulationen ist, muss eine alternative Möglichkeit zur Ermittlung von auftretendem Maximalmoment und der Rotationszahl pro Gang gefunden werden. Da zu diesem Zeitpunkt in der Regel die Eckdaten des Triebstrangs bekannt sind, bietet es sich an, dass Drehmoment und Rotationszahl mit Hilfe dieser Werte abgeschätzt werden.

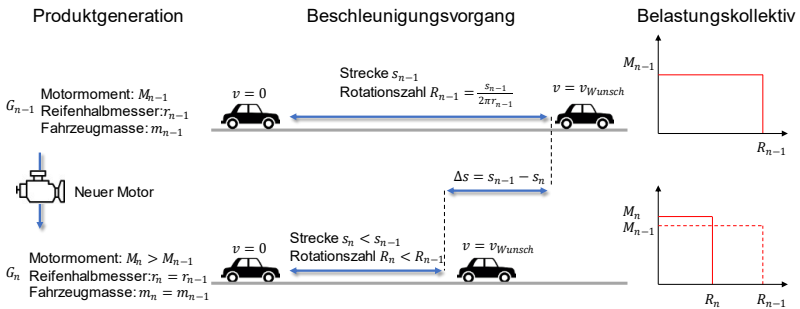


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung des Einflusses von Fahrzeugparametern auf die Gestalt des Belastungskollektivs am Beispiel eines Beschleunigungsvorgangs

Abbildung 6.1 zeigt schematisch einen Beschleunigungsvorgang (Mitte) zweier verschiedener Produktgenerationen (links) und das zugehörige Belastungskollektiv (rechts). Die beiden Produktgenerationen unterscheiden sich in diesem vereinfachten Beispiel nur durch den verwendeten Motor. Da der in der Produktgeneration  $G_n$  eingesetzte Motor beim Beschleunigen mehr Drehmoment bereitstellen kann, verkürzt sich die Strecke bis zum Erreichen der Wunschgeschwindigkeit und somit die Anzahl der Rotationen unter Last. Das spiegelt sich im rechts gezeigten Belastungskollektiv und damit direkt in der Triebstrangbelastung wider: Das maximale Moment im Kollektiv steigt bei sinkender Anzahl von Rotationen an. Diese Zusammenhänge

lassen sich auch für die Variation anderer Subsysteme des Triebstrangs durchspielen, sofern durch die Variation eine Änderung der in 5.3.1 als Haupteinflussgrößen identifizierten Triebstrangkenngrößen hervorgerufen wird. So führt beispielsweise die Verwendung eines robusteren Achsgetriebes zur Erreichung des Lebensdauerziels zur Zunahme der Fahrzeugmasse und damit bei gleichbleibendem Beschleunigungswunsch des Fahrers zu einer Erhöhung des benötigten Moments. Wird der Motor schon an seiner Momentengrenze betrieben, so erhöht sich die Zahl der Rotationen, da die Beschleunigung sinkt und die Strecke bis zum Erreichen der Wunschgeschwindigkeit verlängert wird (Fischer & Albers, 2018).

Nach dem nun die grundlegende Idee formuliert wurde, wie durch die Änderung eines Subsystems eine Belastungsänderung aller Subsysteme hervorgerufen wird, wird zunächst ein Verfahren zur Abschätzung der in Abschnitt 5.2 vorgestellten Normgröße für konventionelle Triebstränge beschrieben, bevor dieser Ansatz auf hybridisierte Triebstränge erweitert wird.

## 6.1 Abschätzung der Bestandteile der Normgröße

Nach dem einleitend die durch die Änderung von Triebstrangparameter hervorgerufene Belastungsänderung qualitativ dargestellt wurde, sollen in diesem Kapitel zunächst die beiden Bestandteile der Normgröße, Maximalmoment und Rotationszahl abgeschätzt werden. Im Anschluss daran wird aus den beiden Bestandteilen die Normgröße für die beiden Schnittstellen Getriebeeingang und Seitenwellen gebildet und abschließend mit Hilfe der bereits in Kapitel 5.3 verwendeten Messungen und Simulationen validiert.

### 6.1.1 Abschätzung des auftretenden Maximalmoments

Ausgangspunkt zur Abschätzung des auftretenden Maximalmoments ist die Annahme, dass ein Fahrer seine anvisierte Wunschgeschwindigkeit fahrzeugunabhängig innerhalb einer bestimmten Zeit mit einer sich daraus ergebenden Wunschbeschleunigung erreichen möchte. Ausgehend von dieser Wunschbeschleunigung  $a_{Wunsch}$  lassen sich die Momente berechnen, die an den verschiedenen Stellen des Triebstrangs anliegen müssen, um diese Beschleunigung zu erreichen. So lassen sich die benötigten Momente an den beiden in Abschnitt 5.3.3 betrachteten Schnittstellen Getriebeeingang und Seitenwellen durch die folgenden beiden Gleichungen berechnen:

$$M_{Getr} = \frac{a_{Wunsch} \cdot m \cdot r_{dyn}}{i_{ges}} \quad 6.1$$

$$M_{Sw} = a_{Wunsch} \cdot m \cdot r_{dyn} \quad 6.2$$

wobei das am Getriebeeingang benötigte Moment auf Grund der variablen Getriebeübersetzung gangabhängig ist, denn es gilt für die Gesamtübersetzung:

$$i_{ges} = i_A \cdot i_G \quad 6.3$$

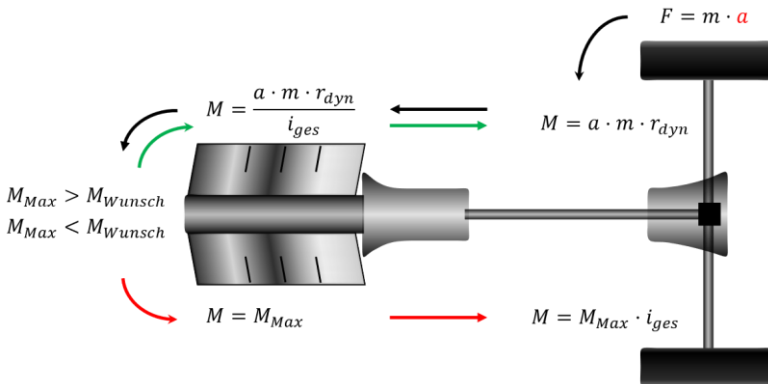


Abbildung 6.2: Schematische Darstellung eines Heck-Längstriebstrangs (eigene Darstellung)

Dieser Berechnungspfad mit Fahrzeugmasse  $m$ , dem dynamischen Reifenradius  $r_{dyn}$  und der sich aus der Achsübersetzung  $i_A$  und der Gangübersetzung  $i_G$  zusammensetzenden Gesamtübersetzung  $i_{ges}$  ist in Abbildung 6.2 mit Hilfe der schwarzen Pfeile dargestellt.

Ob dem Fahrerwunsch bei gegebener Triebstrangkonfiguration entsprochen werden kann, hängt davon ab, welches Moment  $M_{Max}$  bei gegebenen Randbedingungen abgerufen werden kann. Dieses Moment ist wie in Kapitel 5.3.1 beschrieben

sowohl vom maximalen Motormoment als auch von der Triebstrangkonfiguration abhängig, da durch diese das maximal absetzbare Moment definiert wird. Zusätzlich gibt es teilweise noch gangabhängige Drehmomentbegrenzungen, welche zum Schutz des Getriebes und der nachfolgenden Bauteile das maximal auftretende Moment elektronisch begrenzen. Es gilt also:

$$M_{Max} = \min \begin{cases} M_{\mu} \\ M_{Begr.} \\ M_{Mot} \end{cases} \quad \mathbf{6.4}$$

mit dem absetzbaren Moment  $M_{\mu}$ , der Drehmomentbegrenzung  $M_{Begr}$  und dem maximalen Motormoment  $M_{Mot}$ . Ist dieses maximal auftretende Moment  $M_{Max}$  größer als das erforderliche Wunschmoment  $M_{Wunsch}$ , so kann der Fahrerwunsch erfüllt werden (Abbildung 6.2, grüner Pfad) und die auftretenden Momente können durch Gleichung 6.1 und 6.2 bestimmt werden. Der für die Triebstrangauslegung relevante Fall tritt jedoch dann ein, wenn  $M_{Max}$  geringer ist als das vom Fahrer gewünschte Moment, da in diesem Fall die Belastung der Triebstrangkomponenten am Größten ist. Während das maximale Motormoment  $M_{Max}$  und das begrenzendes Moment  $M_{Begr}$  durch den Motor und die verwendeten Komponenten eindeutig definiert ist, muss das absetzbare Moment  $M_{\mu}$  basierend auf Gleichung 5.8 abgeschätzt werden. In dieser Gleichung ist jedoch die zur Berechnung benötigte Beschleunigung unbekannt, welche zwar wie in Gleichung 5.9 beschrieben berechnet werden kann, jedoch muss dazu die Achslastverteilung und der Haftreibungskoeffizient bekannt sein. Da diese beiden Größen jedoch in der Regel nicht bekannt sind, werden die maximal möglichen Beschleunigungswerte in Abhängigkeit von der Triebstrangtopologie für den weiteren Verlauf dieser Arbeit so festgelegt, dass sich bei gegebenem Haftreibungskoeffizient eine realistische Achslastverteilung einstellt. Dabei wird mit  $\mu = 1,2$  der in der Simulation verwendete Wert des Haftreibungskoeffizienten herangezogen. Basierend auf diesem Wert wurde für heckgetriebene Fahrzeuge eine maximal mögliche Beschleunigung von  $9 \frac{m}{s^2}$  festgelegt, was bei gegebenem  $\mu$  einem Anteil von 76% der Gesamtmasse auf der Hinterachse entspricht. Da die Fahrzeugmessungen und Simulationen immer mit zulässigem Gesamtgewicht durchgeführt werden, wodurch der Fahrzeugschwerpunkt nach hinten wandert, bewegt sich die Belastung der Hinterachse bei einem Beschleunigungsvorgang in einer realistischen Größenordnung. Da bei einem frontgetriebenen Fahrzeug die antreibenden Vorderreifen durch die Verlagerung des Gewichts an die Hinterräder deutlich früher die Haftung verlieren, wurde hier eine maximal mögliche Beschleunigung von  $6 \frac{m}{s^2}$  definiert. Ein Fahrzeug mit Allradantrieb ist hingegen nur durch den

Haftreibungskoeffizient und nicht auf Grund der Lastverteilung in seiner Beschleunigung limitiert, weswegen hier eine maximal mögliche Beschleunigung von  $12 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$  gewählt wurde. Mit Hilfe dieser Beschleunigungswerte lässt sich nun das absetzbare Moment in Abhängigkeit der Triebstrangkenngrößen ermitteln. Damit sind nun alle drei Momente bekannt, die für die Abschätzung des maximal auftretenden Moments  $M_{Max}$  nach Gleichung 6.4 benötigt werden.

### 6.1.2 Abschätzung der Rotationszahl

Neben dem maximal auftretenden Moment  $M_{Max}$  wird zur Ermittlung der in Gleichung 5.6 beschriebenen Normgröße noch die Zahl der Rotationen bei Vollast in den einzelnen Gängen benötigt. Jedoch zeigte sich in Kapitel 5.3, dass sich besonders bei Messungen die Zahl der Rotationen bei Vollast nur schwer ermitteln lässt. Stattdessen wurde die Gesamtzahl der Rotationen in einem Gang zur Bestimmung der Normgröße verwendet. Da die Gangverteilung jedoch stark vom Schaltverhalten des Fahrzeugs abhängig ist und dieses zu Beginn des Produktentstehungsprozesses nicht bekannt ist, ist es beim Abschätzen der Rotationszahl einfacher, die Zahl der Rotationen unter Vollast zu bestimmen. Jedoch muss auch hier eine Einschränkung gemacht werden, da nicht die Gesamtheit der Überrollungen unter Vollast, sondern nur die Zahl der Überrollungen bei einer Vollastbeschleunigung bis Maximalgeschwindigkeit pro Gang abgeschätzt wird. Dass trotz dieser Einschränkung die Triebstrangbelastung mit Hilfe der Triebstrangparameter ermittelt werden kann, wird in Kapitel 6.1.4 bei der Validierung der Abschätzung gezeigt.

Abbildung 6.3 zeigt den Drehzahlverlauf (rot) einer Fahrzeugmessung am Getriebeeingang bei einer Vollastbeschleunigung für den ersten Gang und Teile des zweiten Ganges. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich der Drehzahlverlauf innerhalb eines Ganges gut durch eine linear beschleunigte Bewegung annähern lässt (schwarzgestrichelte Linien). Abweichungen von diesem Verhalten treten beim Anfahren und während der Schaltungen auf. Der Verlauf der Motordrehzahl  $n_{Getr}(t)$  zwischen dem Schalten in einen Gang  $g$  zum Zeitpunkt  $t_0$  bis zum Verlassen des Ganges zum Zeitpunkt  $t_s$  kann näherungsweise wie folgt beschrieben werden:

$$n_{Getr}(t) = \frac{a}{2\pi r_{dyn} \cdot i_{ges}} \cdot t, \quad t \in [t_0, t_s] \quad 6.5$$

Dabei beschreibt  $a$  die Beschleunigung, mit der die Bewegung ausgeführt wird,  $2\pi r_{dyn}$  den dynamischen Reifenumfang und  $i_{ges} = i_A \cdot i_G$  die Gesamttriebstrangübersetzung.

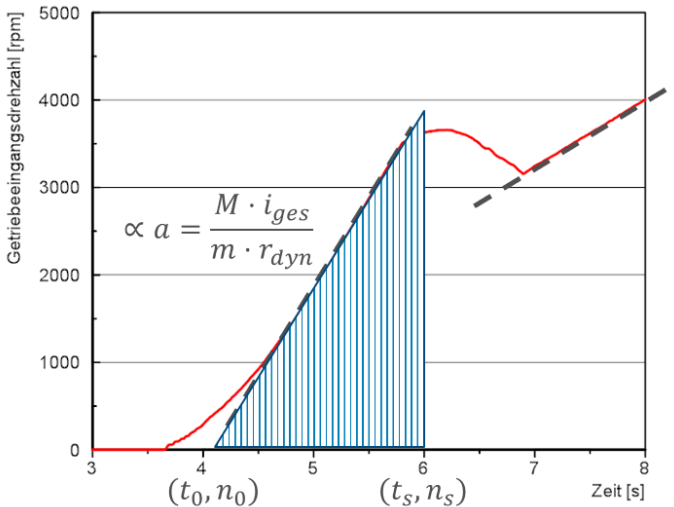


Abbildung 6.3: Drehzahlverlauf am Getriebeeingang einer Volllastbeschleunigung aus einer Fahrzeugmessung.

Um nun die Zahl der Rotationen pro Gang zu ermitteln, muss die in Abbildung 6.3 blau markierte Fläche unterhalb des Drehzahlverlaufs ermittelt werden, denn es gilt:

$$\frac{dN_{Getr}}{dt} = n_{Getr} \tag{6.6}$$

Zur Berechnung der Rotationszahl ist wie bereits in Fischer und Albers (2018) beschrieben das folgende Integral zu lösen:

$$N_{Getr} = \frac{a}{2\pi r_{dyn} \cdot i_{ges}} \int_{t_0}^{t_s} t dt \tag{6.7}$$

Da bei der Abschätzung von einer Volllastbeschleunigung ausgegangen wird, kann die Beschleunigung mit Hilfe des in Kapitel 6.1.1 abgeschätzten Maximalmoments  $M_{Max}$  und unter Verwendung der Triebstrangkenngößen berechnet werden:

$$a = \frac{M_{Max} \cdot i_{ges}}{m \cdot r_{dyn}} \quad 6.8$$

Setzt man diese in Gleichung 6.7 ein und löst das Integral, so ergibt sich für die Zahl der Rotationen am Getriebeeingang:

$$N_{Getr} = \frac{M_{Max}}{4\pi r_{dyn}^2 \cdot m} (t_s^2 - t_0^2) \quad 6.9$$

Da jedoch die Schaltzeiten unbekannt sind, werden diese mit Hilfe von Gleichung 6.5 durch die zugehörigen Drehzahlen substituiert, so dass sich als Ergebnis für die Rotationszahl am Getriebeeingang ergibt:

$$N_{Getr} = \frac{mr_{dyn}^2}{M_{Max} \cdot i_{ges}^2} (n_s^2 - n_0^2) \quad 6.10$$

Analog kann für die Zahl der Rotationen an den Seitenwellen abgeleitet werden:

$$N_{Sw} = \frac{mr_{dyn}^2}{M_{Max} \cdot i_{ges}^3} (n_s^2 - n_0^2) \quad 6.11$$

Nun müssen noch die beiden fehlenden Drehzahlen  $n_0$  beziehungsweise  $n_s$  ermittelt werden, bei welchen in den Gang geschaltet oder der Gang verlassen wird. Für die Abschätzung dieser Drehzahlen wird davon ausgegangen, dass auf Grund der sportlichen Fahrweise genau dann in den nächsthöheren Gang geschaltet wird, wenn dadurch das Moment am Getriebeantrieb konstant bleibt. Es gilt also:

$$M_{Max} \cdot i_{g+1} = \frac{60}{2\pi n_s} P_{Max} \cdot i_g \quad 6.12$$

mit der maximalen Motorleistung  $P_{Max}$  und der Übersetzung des g-ten Gangs  $i_g$ . Aus Gleichung 6.12 ergibt sich für die beiden Schaltdrehzahlen:



$$n_s = \frac{60 P_{Max} i_g}{2\pi M_{Max} i_{g+1}} \quad 6.13$$

$$n_0 = \frac{60 P_{Max}}{2\pi M_{Max}} \quad 6.14$$

### 6.1.3 Normgröße für Getriebeeingang und Seitenwellen

Nach dem in den beiden vorherigen Kapiteln dargestellt wurde, wie sich das maximal auftretende Moment und die Zahl der Überrollungen in den Einzelgängen abschätzen lässt, müssen die Ergebnisse nun noch kombiniert werden, um die Normgröße zur Belastungsvorhersage für Getriebeeingang beziehungsweise Seitenwellen zu erhalten. So ergibt sich aus Gleichung 5.6 unter Berücksichtigung von 6.4 und Gleichung 6.10 für die Normgröße zur Belastungsabschätzung am Getriebeeingang:

$$x_{Norm}^{Getr} = (M_{Max})^\kappa \cdot \frac{mr_{dyn}^2}{M_{Max} \cdot i_{ges}^2} (n_s^2 - n_0^2) \quad 6.15$$

und analog unter Berücksichtigung von Gleichung 6.4 und Gleichung 6.11 für die Normgröße an den Seitenwellen:

$$x_{Norm}^{Sw} = (M_{Max} \cdot i_{ges})^\kappa \cdot \frac{mr_{dyn}^2}{M_{Max} \cdot i_{ges}^3} (n_s^2 - n_0^2) \quad 6.16$$

Ob diese beiden Normgrößen, deren Bestandteile maximales Moment und Rotationszahl mit Hilfe von Triebstrangkenngößen abgeschätzt wurden, ausreichend gute Ergebnisse bei der Belastungsvorhersage liefern und ob die in Kapitel 6.1.2 gemachte Vereinfachung zur Bestimmung der Rotationszahl zulässig ist, wird im nächsten Abschnitt untersucht.

### 6.1.4 Validierung der Abschätzung

Nach dem in Kapitel 5.3.3 gezeigt wurde, dass sich sowohl für die Simulationen als auch die Messungen der Zusammenhang zwischen der in Gleichung 5.6 definierten

Normgröße und der Triebstrangbelastung sehr gut durch die in Gleichung 5.10 definierte Potenzfunktion beschreiben lässt, soll in diesem Kapitel gezeigt werden, dass die beiden Komponenten maximales Moment und Rotationszahl durch die in Kapitel 6.1.1 und Kapitel 6.1.2 beschriebenen Verfahren abgeschätzt werden können ohne die Modellgüte stark zu verschlechtern. Dies wird erneut mit Hilfe des Regressionsverfahrens und dem dabei ermittelten Bestimmtheitsmaß untersucht. Für die Ermittlung der Normgröße wird der Wöhlerexponent  $\kappa = 5$  angesetzt, da dieser Wert bei der Belastungsermittlung verwendet wurde. Das Ergebnis der Regressionsanalyse ist in Tabelle 6.1 gezeigt, wobei auch hier nur die Gänge 2,4 und 6 berücksichtigt wurden. Die zugehörigen Grafiken zeigen Abbildung 6.4 und Abbildung 6.5.

**Tabelle 6.1:****Ergebnisse der Regressionsanalyse**

	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>R<sup>2</sup></b>
Simulation	$5,61 \cdot 10^{-25}$	1,16	0,97
Messung	$2,65 \cdot 10^{-24}$	1,11	0,92

Betrachtet man die in Tabelle 6.1 gezeigten Werte für  $b$ , so sind diese sowohl für die Messungen als auch die Simulationen nahe bei 1, so dass auch hier die Abweichungen von dem erwarteten linearen Zusammenhang durch die bei den Abschätzungen gemachten Vereinfachungen hervorgerufen werden. Während das Bestimmtheitsmaß des Regressionsmodells bei den Simulationen (Tabelle 5.7) unter Verwendung der abgeschätzten Größen geringfügig geringer ist, als bei der Verwendung der ausgelesenen Größen zur Ermittlung der Normgröße, nimmt das Bestimmtheitsmaß des Regressionsmodells und damit auch die Stärke des Zusammenhangs bei der Betrachtung der Messungen zu. Diese Zunahme lässt sich damit erklären, dass die in Kapitel 5.3.3 beschriebenen Sondereffekte, die zu einer Überhöhung des maximal auftretenden Moments führen, beim Abschätzen der Größen nicht berücksichtigt werden. Da diese Events in der Regel nur von sehr kurzer Dauer sind, ist ihr Einfluss auf die Triebstrangbelastung vernachlässigbar, weshalb die Verwendung des theoretischen maximal auftretenden Moments zu einer Verbesserung der Ergebnisse führt.

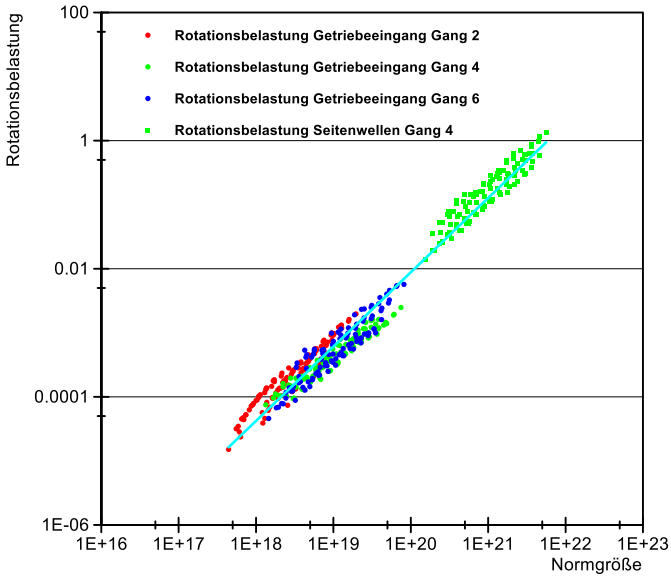


Abbildung 6.4: Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (gangspezifisch) für die Simulationen mit Regressionsgerade auf Basis von abgeschätzten Größen

Im Vergleich zu Abbildung 5.7 und Abbildung 5.8 sind die ermittelten Normgrößen um Größenordnungen kleiner, da hier nur die Zahl der Rotationen während einer Vollastbeschleunigung und nicht während des gesamten Dauerlaufs zur Berechnung der Normgröße herangezogen werden.

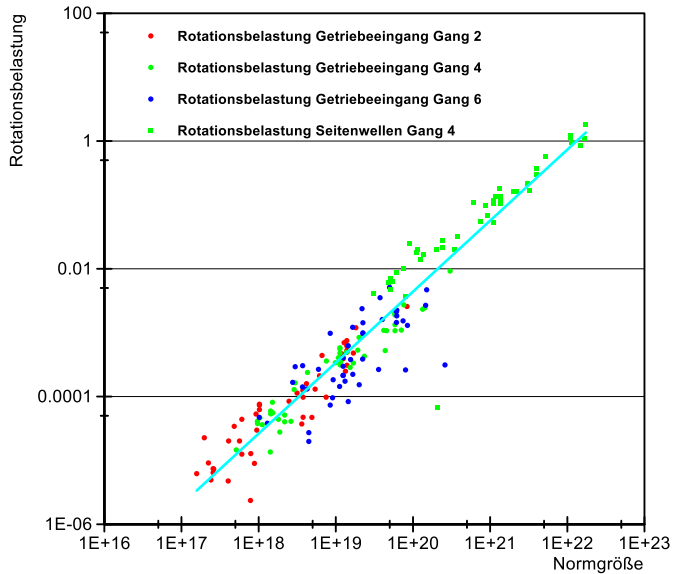


Abbildung 6.5: Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (gangspezifisch) für die Fahrzeugmessungen mit Regressionsgerade auf Basis von abgeschätzten Größen

Während bisher Simulationen und Messungen immer getrennt betrachtet wurden, soll zum Abschluss dieses Kapitels bewertet werden, wie gut der Zusammenhang zwischen abgeschätzter Normgröße und Triebstrangbelastung bei kombinierter Betrachtung ist. Tabelle 6.2 zeigt das Ergebnis der Regressionsanalyse.

**Tabelle 6.2:** Ergebnisse der Regressionsanalyse

	a	b	R <sup>2</sup>
Simulation und Messung	$9,17 \cdot 10^{-26}$	1,14	0,94

Auch hier bewegt sich  $b$  nahe 1, weswegen ein linearer Zusammenhang naheliegt. Zudem bewegt sich das Bestimmtheitsmaß des Regressionsmodells im Bereich der Einzelbetrachtungen. Der in Kapitel 6.1.1 und 6.1.2 hergeleitete Ansatz zur Abschätzung der beiden Bestandteile der Normgröße ist also auch problemlos für eine Kombination aus Messungen und Simulationen verwendbar, so lange die in Kapitel 5.1 beschriebenen Randbedingungen eingehalten werden.

## 6.2 Erweiterung der Normgröße auf Fahrzeuge mit Hybridantrieb

Während in Kapitel 6.1 der Fokus auf verbrennungsmotorisch betriebenen Fahrzeugen lag, soll in diesem Kapitel untersucht werden, ob die im vorherigen Kapitel ermittelten Ansätze zur Abschätzung der Normgröße ohne Einschränkungen auf Fahrzeuge mit Hybridantrieb übertragen werden können. In Kapitel 2.2.2.3 beziehungsweise 2.2.2.4 wurde detailliert auf die Unterschiede zwischen einem Elektromotor und einem Verbrennungsmotor eingegangen und beschrieben, was die Vorteile einer Kombination der beiden Antriebe sind. Schon dort wurde darauf hingewiesen, dass die Form des Summenkennfelds der beiden Antriebe von entscheidender Bedeutung für die Belastung des Triebstrangs ist.

Um zu überprüfen, ob die in Kapitel 6.1 hergeleitete Abschätzung der Bestandteile der Normgröße auch bei hybridisierten Triebstränge anwendbar ist, wurde erneut auf die in Kapitel 2.3.4 eingeführte Validierungsumgebung zurückgegriffen. Um die Untersuchung des Einflusses der Hybridisierung zu ermöglichen, muss die Validierungsumgebung angepasst werden. Dazu wurden die Simulationsmodelle der in Kapitel 5.3.2 definierten Triebstrangkonfigurationen hybridisiert, in dem im Simulationsmodell ein Elektromotor vor dem Anfahrerelement hinzugefügt wird, der durch eine Trennkupplung vom Verbrennungsmotor trennbar ist. Dies ist durch den modularen Aufbau der Simulationsmodelle leicht durchführbar. Es handelt sich also nach der Definition in Kapitel 2.2.2.3 um einen P2-Hybrid. Das erweiterte Top-Down Modell der Validierungsumgebung ist in Abbildung 6.6 gezeigt.

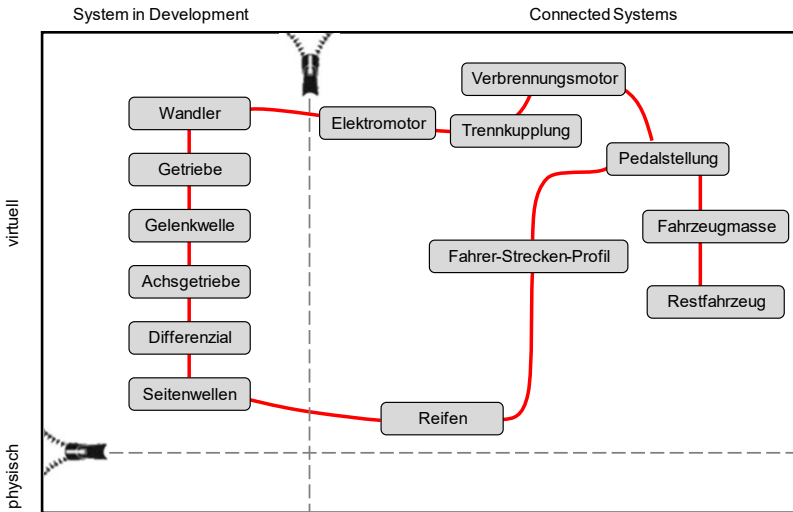


Abbildung 6.6: Top-Down Modell der Validierungsumgebung für hybridisierte Triebstränge Validierungsumgebung nach dem IPEK-XiL-Ansatz von Albers (eigene Darstellung nach Abbildung 2.15).

In diesem Kapitel sollen zunächst die Grenzen der bisherigen Herangehensweise für die Belastungsabschätzung aufgezeigt werden, bevor eine Erweiterung der Abschätzung der Normgröße vorgestellt und diese dann abschließend mit Hilfe von Simulationen validiert wird. Da leider keine ausreichende Zahl an Messungen mit Hybridfahrzeugen vorlag, konnte ein Abgleich mit Messungen nicht erfolgen.

## 6.2.1 Grenzen der Abschätzung bei hybridisierten Triebsträngen

Analog zum Verbrennungsmotor wurden für den Elektromotor vier verschiedene Varianten gewählt, die sich im Gegensatz zu den Verbrennungsmotoren nur in ihrer maximalen Leistung und nicht im Moment unterscheiden, da die Leistung den Grad der Überlappung der Momentenplateaus der beiden Antriebseinheiten definiert. Der Grad der Überlappung hat wie in den nächsten Kapiteln gezeigt einen entscheidenden Einfluss auf die Belastung des Triebstrangs. Damit die Zahl der Simulationen durch den zusätzlichen Freiheitsgrad Elektromotor nicht zu groß wird, wird die Zahl

der Verbrennungsmotorvarianten um eine Variante auf drei reduziert, so dass sich in Summe 324 verschiedene hybridisierte Triebstrangkonfigurationen ergeben, die sich mit den 108 bereits bestehenden konventionellen Triebstrangsimulationen vergleichen lassen. Die anderen Eingangsdaten der Simulationsmodelle, wie beispielsweise die Masse, wurden nicht geändert. Die Eingangsdaten der Hybridsimulationen sind in Tabelle 6.3 zu finden.

**Tabelle 6.3: Simulationseingangsdaten für die hybridisierten Triebstränge**

	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	Stufe 4
Ver. Motormoment/ Ver. Motorleistung	400 Nm/ 143 kW	500 Nm/ 170 kW	600 Nm/ 200 kW	-
Masse	1800 kg	2400 kg	3000 kg	-
Achsübersetzung	2,24	2,82	3,42	-
Dynamischer Reifenhalmmesser	0,307 m	0,344 m	0,381 m	-
El. Motormoment/ El. Motorleistung	300 Nm/ 20 kW	300 Nm/ 60 kW	300 Nm/ 100 kW	300 Nm/ 140 kW

Um nun die Belastung des Triebstrangs abschätzen zu können muss nach Kapitel 6.1.1 das Maximalmoment ermittelt werden. Ein erster Ansatz das Maximalmoment eines Hybridtriebstrangs zu bestimmen, wäre es die Maximalmomente des Elektromotors und des Verbrennungsmotors zu addieren, so dass Gleichung 6.4 wie folgt modifiziert werden muss:

$$M_{Max} = \min \left\{ \begin{array}{l} M_{\mu} \\ M_{Begr.} \\ M_{Mot} + M_{EM} \end{array} \right. \quad 6.17$$

Ein Blick auf Abbildung 6.7 zeigt jedoch, dass dieser Ansatz zu keinem befriedigenden Ergebnis führt. Die Streuung der Belastung ist bei den blaumarkierten Hybridtriebsträngen deutlich höher als bei den rotmarkierten konventionellen Triebsträngen. Zudem ist die vorhergesagte Belastung bei gleicher Normgröße bei

Hybridtriebsträngen geringer als bei konventionellen Triebsträngen. Das bedeutet, dass der Ansatz das Summenmoment zu verwenden die Belastung durch Hybridtriebstränge überschätzt.

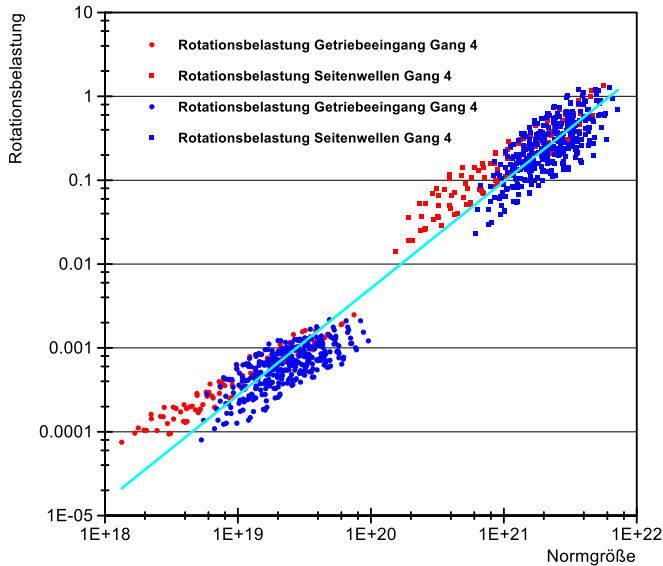


Abbildung 6.7: Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (Gang 4) für konventionelle (rot) und hybridisierte (blau) Triebstränge unter Verwendung des in Gleichung 6.17 definierten Moments.

Dass die Belastung durch die Hybridtriebstränge bei diesem Ansatz überschätzt wird, liegt an den Unterschieden der Drehzahl-Drehmomentcharakteristik der beiden Antriebe. Da sich, wie in Kapitel 2.2.2.4 beschrieben, der Drehzahlbereich in dem das maximale Drehmoment eines Verbrennungsmotors und eines Elektromotors auftritt, unterscheidet, hängt das maximal auftretende Systemmoment und der Bereich, in dem dieses auftritt von der Leistung des Elektromotors ab. Das maximale Drehmoment hingegen hat keinen Einfluss auf die Position des Maximums, sondern skaliert nur dessen absoluten Wert. So sieht man in Abbildung 6.8, dass das theoretische maximale Summenmoment nie auftritt und selbst das reale Maximalmoment in diesem Fall nur während einem sehr kurzen Drehzahlbereich anliegt.



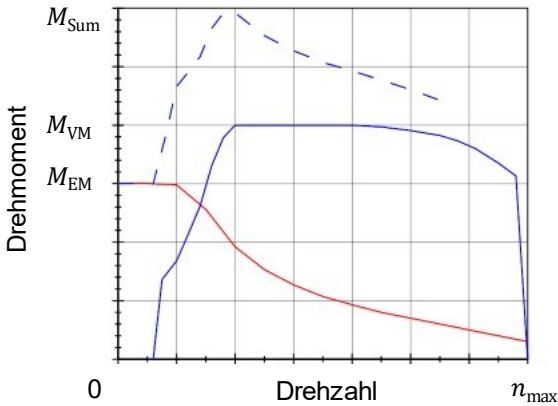


Abbildung 6.8: Summenlieferkennung eines Hybridantriebs (blau gestrichelt) und die zu Grunde liegenden Lieferkennungen des Verbrennungsmotors (blau) und des Elektromotors (rot).

Es ist davon auszugehen, dass auch die Verwendung des realen Maximalmoments zu keiner deutlichen Verbesserung der Abschätzung führt, da beim Vergleich der Belastungsabschätzung der Fahrzeugmessungen basierend auf ausgelesenen Werten in Kapitel 5.3.3 und der abgeschätzten Werte in Kapitel 6.1.4 zu sehen war, dass Events mit sehr kurzer Dauer und hohem Moment die Abschätzung verfälschen. Zudem ist eine der Annahmen, die zur Abschätzung des Maximalmoments und bei der Ermittlung der Normgröße herangezogen worden ist, dass das Moment über einen größeren Drehzahlbereich als konstant angenommen werden kann (Kapitel 5.2 und 6.1.1). Um eine Verbesserung der Abschätzung zu erzielen, muss also ein solches konstantes Moment ermittelt werden. Wie ein solches konstantes Moment aus den Triebstrangkennndaten hergeleitet werden kann, soll im nächsten Kapitel gezeigt werden.

## 6.2.2 Erweiterung der Abschätzung der Normgröße

Die wichtigste Eigenschaft des gesuchten konstanten Ersatzmoments  $M^*$  ist, dass die Belastung, die durch dieses Moment in den Triebstrang eingebracht wird, der Belastung entspricht, die durch die reale Momentenkennlinie hervorgerufen wird.

Mathematisch ausgedrückt muss also nach der in Kapitel 2.1.3.3 vorgestellten linearen Schadensakkumulation die folgende Gleichung erfüllt sein:

$$M^{*k} \cdot \int n(t) dt = \int M(n(t))^k n(t) dt \quad 6.18$$

welche sich unter Verwendung von Gleichung 6.6 vereinfachen lässt:

$$M^{*k} \cdot \int dN = \int M(N)^k dN \quad 6.19$$

wobei  $M(N)$  den Drehmomentverlauf in Abhängigkeit der Zahl der Rotationen beschreibt. Um den unbekanntem Drehmomentverlauf näherungsweise zu bestimmen, wird davon ausgegangen, dass das Moment des Verbrennungsmotor zwischen den beiden in Kapitel 6.1.2 definierten Schaltdrehzahlen  $n_0$  und  $n_s$  konstant ist und dem maximalen Drehmoment des Verbrennungsmotors entspricht. Diese Annahme wurde basierend auf den Erkenntnissen aus Kapitel 2.2.2.1 bereits in Kapitel 6.1.1 getroffen. Der Verlauf des Drehmoments des Elektromotors wird für Drehzahlen unterhalb der in Kapitel 2.2.2.2 beschriebenen Nenndrehzahl  $n_{EM}$  als konstant angenommen. Für Drehzahlen oberhalb der Nenndrehzahl wird davon ausgegangen, dass der Verlauf des maximalen Drehmoments der Leistungshyperbel folgt. Damit ergibt sich für das Summenmoment im Bereich zwischen  $n_0$  und  $n_s$  der folgende zusammengesetzte Drehmomentverlauf:

$$M(n) = \begin{cases} M_{EM} + M_{VM}, & n < n_{EM} \\ M_{VM} + \frac{P_{EM}}{2\pi n}, & n > n_{EM} \end{cases} \quad 6.20$$

Der Verlauf des Summendrehmoments im für die Belastung des System unter Investigation relevanten Drehzahlbereich zwischen den beiden Schaltdrehzahlen  $n_0$  und  $n_s$  ist also von der Position der Nenndrehzahl  $n_{EM}$  und damit von der Leistung  $P_{EM}$  des Elektromotors abhängig. Je nach Leistung  $P_{EM}$  des Elektromotors können drei verschiedene Drehmomentverläufe im betrachteten Drehzahlbereich auftreten:

- die Leistung  $P_{EM}$  des Elektromotors ist so gering, dass der Übergang in den Feldschwächebereich bei einer Drehzahl  $n_{EM}$  unterhalb der Drehzahl  $n_0$  erfolgt,
- die Leistung  $P_{EM}$  des Elektromotors ist so groß, dass der Übergang in den Feldschwächebereich bei einer Drehzahl  $n_{EM}$  oberhalb der Drehzahl  $n_s$  erfolgt,

- oder aber der Übergang in den Feldschwächebereich erfolgt bei einer Drehzahl  $n_{EM}$ , die sich zwischen den beiden Drehzahlen  $n_0$  und  $n_s$  befindet.

Die drei möglichen Verläufe des Summendrehsoments sind in Abbildung 6.9 gezeigt.

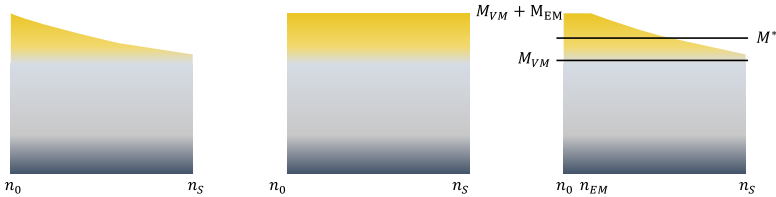


Abbildung 6.9: Vereinfacht dargestellte Summendrehsomentverläufe eines Hybridantriebs, die sich aus dem Drehmomentverlauf des Verbrennungsmotors (grau) und des Elektromotors (gelb) ergeben.

Da der in Gleichung 6.20 gezeigte Drehmomentverlauf von der Drehzahl abhängig ist, die Integrale in der zu lösenden Gleichung 6.19 jedoch von der Rotationszahl abhängen, muss substituiert werden, damit die Gleichung gelöst werden kann. Dazu wird der in Abschnitt 6.1.2 hergeleitete Zusammenhang zwischen Rotationszahl und Drehzahl verwendet, laut welchem gilt:

$$dN = \frac{2 \cdot m r_{dyn}^2}{M_{Getr} \cdot i_{ges}^2} \cdot n dn \quad 6.21$$

Somit ergeben sich die folgenden Gleichungen, mit welchen das schädigungsäquivalente konstante Moment  $M^*$  berechnet werden kann:

$$M^{*k} \int_{n_0}^{n_S} n \, dn = \int_{n_0}^{n_S} \left( M_{VM} + \frac{P_{EM}}{2\pi n} \right)^k n \, dn, \quad n_{EM} < n_0 \quad 6.22$$

$$M^{*k} \int_{n_0}^{n_S} n \, dn = \int_{n_0}^{n_S} (M_{VM} + M_{EM})^k n \, dn, \quad n_{EM} > n_S \quad 6.23$$

$$M^{*k} \int_{n_0}^{n_S} n \, dn = \int_{n_0}^{n_{EM}} (M_{VM} + M_{EM})^k n \, dn + \int_{n_{EM}}^{n_S} \left( M_{VM} + \frac{P_{EM}}{2\pi n} \right)^k n \, dn, \quad 6.24$$

$$n_0 < n_{EM} < n_S$$

Um nun die Normgröße für Hybridtriebstränge zu ermitteln muss das aus den vorherigen Gleichungen ermittelte Moment  $M^*$  mit in die Abschätzung des Maximalmoments einbezogen werden. Dies geschieht in dem das maximale verbrennungsmotorische Moment  $M_{Max}$  in Gleichung 6.4 durch  $M^*$  ersetzt wird:

$$M_{Max} = \min \begin{cases} M_{\mu} \\ M_{Begr.} \\ M^* \end{cases} \quad 6.25$$

Da bei  $M_{EM} = 0$  für alle drei Gleichungen 6.22, 6.23 und 6.24 das konstante Ersatzmoment  $M^*$  dem Maximalmoments des Verbrennungsmoments  $M_{VM}$  entspricht, können die Gleichungen 6.22 bis 6.25 als allgemeingültige Methode zur Abschätzung des auftretenden Maximalmoments verwendet werden (Fischer, Rapp, Bause & Albers, 2020).

### 6.2.3 Validierung der Erweiterung auf Hybridtriebstränge

Wie bereits in Kapitel 5.3.3 und 6.1.4 wird ein Regressionsmodell herangezogen, um zu überprüfen, ob der Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung mit dem in Gleichung 5.7 definierten Modell beschrieben werden kann. Bevor auf das Ergebnis der Regressionsanalyse eingegangen wird, soll zunächst analog zu Abbildung 6.7 der Zusammenhang zwischen der Normgröße und Triebstrangbelastung im vierten Gang für konventionelle und hybridisierte Triebstränge dargestellt werden. Im Gegensatz zu Abbildung 6.7 wurde jedoch bei den in Abbildung 6.10 gezeigten Daten das in Abschnitt 6.2.2 hergeleitete konstante Ersatzmoment bei der Ermittlung der Normgröße berücksichtigt.

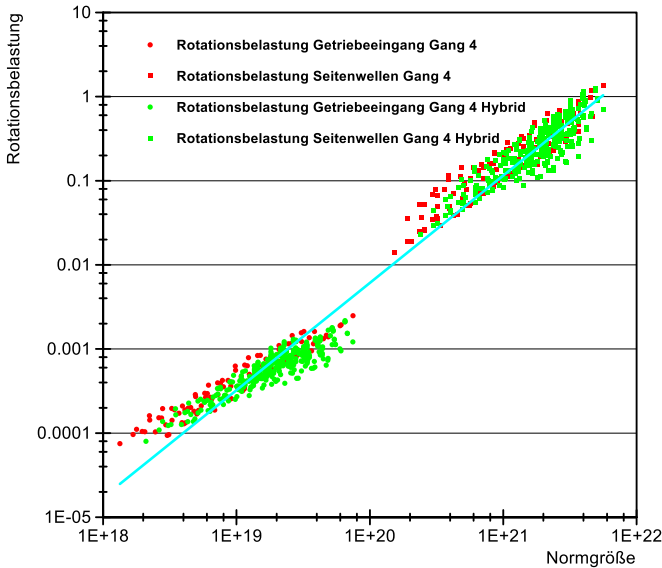


Abbildung 6.10: Zusammenhang zwischen Normgröße und Triebstrangbelastung (Gang 4) für konventionelle (rot) und Hybridtriebstränge (grün) unter Verwendung des ermittelten schädigungsäquivalenten Moments.

Der Vergleich von Abbildung 6.7 mit Abbildung 6.10 zeigt eine Verbesserung der Abschätzung. Es bleibt zwar die Tendenz die Belastung der Hybridtriebstränge zu überschätzen, jedoch ist diese durch die Verwendung des neuen konstanten Moments  $M^*$  reduziert.

In Tabelle 6.4 ist das Ergebnis der Regressionsanalyse dargestellt. Auch hier wurde nur die Belastung in den Gängen 2, 4 und 6 am Getriebeeingang und in Gang 4 an den Seitenwellen betrachtet. Da wie zu Beginn des Kapitels erwähnt nicht ausreichend Messungen von Fahrzeugen mit Hybridtriebstrang zur Verfügung standen, wird das Ergebnis der Regressionsanalyse mit dem Ergebnis der Analyse für die kombinierte Betrachtung von Messungen und Simulationen von konventionellen Triebsträngen (Tabelle 6.2) verglichen.

**Tabelle 6.4:** **Ergebnisse der Regressionsanalyse**

	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>R<sup>2</sup></b>
Konventionell	$9,17 \cdot 10^{-26}$	1,14	0,94
Hybridisiert	$2,66 \cdot 10^{-25}$	1,17	0,96

Mit einem Exponenten von  $b = 1,17$  weicht das Modell am weitesten von einem linearen Zusammenhang ab. Jedoch kann auch hier davon ausgegangen werden, dass diese Abweichung durch die zur einfacheren Abschätzung getroffenen Annahmen hervorgerufen wird. Das Bestimmtheitsmaß ist mit  $R = 0,96$  weiterhin sehr hoch, so dass auch hier ein starker Zusammenhang zwischen Belastung und Normgröße besteht.

### 6.3 Zwischenfazit

In diesem Kapitel wurde gezeigt, dass die in Kapitel 5.2 vorgestellte Normgröße mit Hilfe der identifizierten Haupteinflussgrößen abgeschätzt werden kann und trotzdem weiterhin ein starker Zusammenhang zwischen Normgröße und Belastung besteht. Dabei wurde zur Validierung der Abschätzung erneut die lineare Regression herangezogen, wobei wie bei den ausgelesenen Werten die Verwendung einer Potenzfunktion als Regressionsmodell zu einem besseren Ergebnis führt. Auch hier waren die Abweichungen von einem linearen Zusammenhang in keinem der Fälle groß, so dass anzunehmen ist, dass diese durch die Annahmen in der Abschätzung hervorgerufen wurden. Ebenfalls ist in Betracht zu ziehen, dass möglicherweise nicht alle Einflüsse ausreichend genau abgebildet wurden. Trotzdem wird im Fall der Messungen sogar eine Reduktion der Streuung erzielt, da in den Messungen auftretende Sonderevents keine Betrachtung finden.

Bei der Abschätzung der Normgröße wurden nur Triebstrangparameter verwendet, die bereits in der frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung bekannt sind. Somit kann die Abschätzung wie in Kapitel 3.2 gefordert bereits in dieser Phase eingesetzt werden. Damit eine gute Abschätzung des maximal auftretenden Moments und der Zahl der Rotationen gelingt, mussten jedoch die folgenden Annahmen getroffen werden:

- Der Fahrer hat eine fahrzeugunabhängige Wunschbeschleunigung mit der er seine Wunschgeschwindigkeit erreichen möchte.
- Das zur Verfügung stehende Moment ist nicht ausreichend, um den Beschleunigungswunsch zu erfüllen.
- Die Zahl der Rotationen pro Gang während einer Vollastbeschleunigung abzuschätzen ist ausreichend.

Weiter wurde aufgezeigt, dass die Verwendung des Summenmoments bei Hybridantrieben nicht zielführend ist. Stattdessen muss ein schädigungsäquivalentes konstantes Moment ermittelt werden, welches das für konventionelle Triebstränge bei der Berechnung der Normgröße verwendete maximale Motormoment ersetzt. Diese Lösung ist jedoch eine allgemeingültige Lösung, da das schädigungsäquivalente Ersatzmoment im Fall eines konventionellen Triebstrangs dem maximalen Motormoment entspricht. Mit den in diesem Kapitel gewonnenen Erkenntnissen lässt sich die vierte Forschungsfrage beantworten:

Eine Änderung eines Subsystems ruft dann eine Belastungsänderung des Resttriebstrangs hervor, wenn durch die Änderung ein Triebstrangparameter mit direktem Einfluss auf die Belastung geändert wird. Sind diese Triebstrangparameter bekannt, so lässt sich aus diesen analytisch eine Normgröße ermitteln, die in direktem Zusammenhang mit der Belastung der Triebstrangkomponenten steht. Die genaue Form des Zusammenhangs lässt sich jedoch nicht analytisch bestimmen, sondern muss mit Hilfe eines Regressionsverfahrens bestimmt werden.

Durch diese Erkenntnis kann die in Kapitel 3.2 aufgestellte Forschungshypothese 1 bestätigt werden:

Es existiert ein Zusammenhang zwischen Triebstrangparametern und Belastung. Die Auswirkungen einer Änderung der Triebstrangparameter auf die Änderung der Belastung lässt sich mit Hilfe dieses Zusammenhangs näherungsweise vorhersagen.

## **7 Anwendung der Belastungsabschätzung am Beispiel des System Triebstrang**

Nach dem in Kapitel 4 ein allgemeines Vorgehen zur Belastungsabschätzung vorgeschlagen wurde und in Kapitel 5 beziehungsweise 6 die aufgestellte Hypothese für das System Triebstrang bestätigt worden ist, soll in diesem Abschnitt gezeigt werden, welche Teile des in Kapitel 4 beschriebenen allgemeinen Vorgehen zur Belastungsprognose für den Anwendungsfall Triebstrang übernommen und welche variiert werden müssen, bevor daran anschließend ein Beispiel für eine mögliche praktische Anwendung gegeben wird.

### **7.1 Abschätzung einer Belastungsänderung**

In Kapitel 4 wurde der Ablauf der Belastungsabschätzung wie folgt beschrieben:

1. Festlegung des Auslegungsziels des System-in-Development.
2. Ermittlung der ertragenen Belastung von Elementen des Referenzsystems (hier: Komponenten mit gleichem Einsatzgebiet) beim Erreichen des Auslegungsziels.
3. Allgemeine Formulierung einer mit Hilfe der Systemparameter ermittelbaren Normgröße, die im direkten Zusammenhang mit der Belastung steht.
4. Ermittlung der Funktion des Zusammenhangs zwischen dieser Normgröße und der Belastung mit Hilfe der bereits bekannten Belastungen.
5. Ermittlung der Belastung des System-in-Development mit Hilfe des ermittelten Zusammenhangs zwischen Belastung und Normgröße.

In diesem Kapitel soll nun beschrieben werden, wie die einzelnen Schritte bei der Abschätzung der Triebstrangbelastung im Detail ablaufen und dabei auf die einzelnen Abschnitte in dieser Arbeit verwiesen werden. Ebenfalls soll aufgezeigt werden, wo es zu Abweichungen vom ursprünglich vorgeschlagenen Vorgehen kommt.

Der erste Schritt der Belastungsabschätzung unterscheidet sich beim allgemeinen Vorgehen nicht vom speziellen Vorgehen zur Abschätzung der Belastung eines Triebstrangs. In beiden Fällen muss zu Beginn das Belastungsziel definiert werden. Im Fall des Triebstrangs kann es sich dabei beispielsweise um die Belastung nach fünf Jahren in Kundenhand oder nach einem beliebigen anderen Nutzungszeitraum



handeln. In dieser Arbeit entspricht die durch den in Kapitel 5.1 beschriebenen Dauerlauf eingebrachte Belastung dem geforderten Belastungsziel: das Erreichen einer sinnvollen Gebrauchsdauer vor Ausfall (siehe Kapitel 2.1.2). Hier kann in der Regel das Belastungsziel des Vorgängers, also der Produktgeneration  $G_{n-1}$  übernommen werden, da sich die Belastungsziele über die Produktgenerationen  $G_i$  hinweg in der Regel nur geringfügig ändern.

Im zweiten Schritt sollen nun die Belastungen ermittelt werden, die Elemente des Referenzsystems beim Erreichen des Auslegungsziels ertragen haben. Bei den Elementen aus dem Referenzsystems kann es sich sowohl um vorherige Produktgenerationen als auch um Varianten oder Konkurrenzprodukte handeln. Die Schnittstelle zur Belastungsermittlung der einzelnen Elemente des Referenzsystems ist nicht relevant, da bereits gezeigt wurde, dass die in der Arbeit vorgestellte Methode schnittstellenübergreifend anwendbar ist. Damit die Methode sinnvoll angewendet werden kann, ohne das aufwendige Simulationen oder Messungen nötig sind, sollten diese Belastungen bereits bekannt sein. Sollten nicht genug Belastungswerte vorhanden sein, so ist die Anwendung der hier beschriebenen Methode nicht sinnvoll. Stattdessen sollte die erwartete Belastung mit Hilfe einer der in Abschnitt 2.1.3.1 beschriebenen Methoden bestimmt werden und begonnen werden eine Datenbasis aufzubauen, die zur Belastungsabschätzung für zukünftige Anwendungen herangezogen werden kann. Es gibt jedoch Unterschiede welche der vorhandenen bekannten Belastungen für die weitere Verwendung herangezogen werden können. Während die in Kapitel 5.1 formulierten Randbedingungen für die Vergleichbarkeit zweier Belastungen ohne weiteres auf andere Systeme übertragen werden können, stellt das in Kapitel 6.1.1 geforderte, sehr agile Fahrverhalten eine Sonderbedingung dar, welche nur in diesem konkreten Fall Anwendung findet.

Der dritte Schritt fordert die Formulierung einer mit Hilfe von Systemparametern beschreibbaren Normgröße. Dieser Schritt ist nicht Teil der Belastungsabschätzung eines neuen Systems, sondern muss nur einmalig erfolgen. Ist die Normgröße eines Systems bereits bekannt, kann direkt zu Schritt vier übergegangen werden. Eine mögliche Normgröße für konventionelle und hybridisierte Triebstränge wurde in dieser Arbeit in Kapitel 5 und 6 ermittelt.

In Schritt vier soll der Zusammenhang zwischen Normgröße und Belastung ermittelt werden. Für die Triebstrangbelastung hat sich gezeigt, dass dieser Zusammenhang nicht wie erwartet durch eine Gerade, sondern durch eine Potenzfunktion beschrieben werden muss. Zur Ermittlung der Funktionsparameter werden die in Schritt zwei ermittelten Belastungen der Vorgängergenerationen herangezogen. Diese bilden in Kombination mit der in Schritt drei formulierten Normgröße die Eingangsgrößen der Regression. Im Idealfall sollte sich in einem doppellogarithmischen Diagramm der

in Abbildung 7.1 gezeigte Zusammenhang zwischen Normgröße und Belastung ergeben. Dabei stehen die blauen Kreise für die durch Messung oder Simulation ermittelten Belastungen und die rote Gerade beschreibt den mit Hilfe des Regressionsverfahren ermittelten Zusammenhang zwischen Belastung und Normgröße.

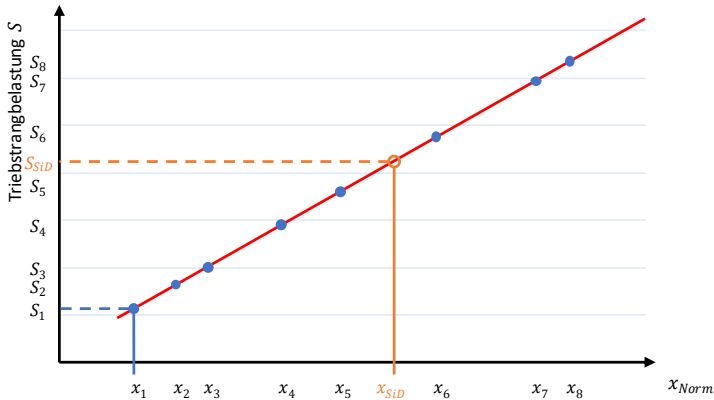


Abbildung 7.1: Schematische Darstellung der Abschätzung der erwarteten Belastung des SiD beim Erreichen des Auslegungziels. Mit Hilfe von bekannten Belastungen von Elementen des Referenzsystems ( $S_i$ ) kann durch Regression der Zusammenhang zwischen Normgröße  $x$  und Belastung  $S$  ermittelt werden (rote Gerade). Wird nun die Normgröße  $x_{SiD}$  des SiD ermittelt, so kann die zugehörige Belastung  $S_{SiD}$  durch den aus der Regression bekannten Zusammenhang bestimmt werden.

Während die Schritte 1 bis 4 der Vorbereitung dienen und nicht jedes Mal erneut durchgeführt werden müssen, handelt es sich beim fünften und letzten Schritt um die konkrete Ermittlung der Belastung des SiD. Dazu muss mit Hilfe der Systemparameter die spezifische Normgröße ermittelt werden. Sollten im Fall des Triebstrangs andere Schnittstellen als die in Kapitel 5 und 6 betrachteten relevant sein, so muss die Normgröße mit Hilfe der Übersetzungen übertragen werden. Ist die Normgröße nun bekannt, so kann die erwartete Belastung wie in Abbildung 7.1 gezeigt mit Hilfe des in Schritt 4 ermittelten Zusammenhangs bestimmt werden.

Zusammenfassend ergibt sich der folgende Ablauf der Belastungsabschätzung für Triebstrangkomponenten. Dabei kann Schritt 4 unabhängig von den vorherigen Schritten für unterschiedliche SiD beliebig oft ausgeführt werden:

1. Festlegung des Auslegungsziels des SiD.
2. Ermittlung der Belastung von Vorgängergenerationen beim Erreichen des festgelegten Auslegungsziels unter Berücksichtigung der in Kapitel 5.1 und 6.1.1 formulierten Randbedingungen.
3. Ermittlung des Zusammenhangs zwischen der in Kapitel 5 und 6 definierten Normgröße und der Belastung mit Hilfe des Wissens aus Schritt 2.
4. Ermittlung der Belastung des SiD mit Hilfe des ermittelten Zusammenhangs zwischen Belastung und Normgröße.

Zu beachten ist, dass sich mit Hilfe dieser Methode nur relative Vergleiche zwischen den Belastungen der einzelnen Triebstränge vornehmen lassen. Eine absolute Aussage über die erzielbare Lebensdauer lässt sich nicht treffen. Außerdem gelten die in dieser Arbeit ermittelten Zusammenhänge zwischen Normgröße und Belastung nur für das in dieser Arbeit definierte Belastungsziel. Wird ein anderes Belastungsziel gewählt, so müssen die Funktionsparameter dementsprechend neu ermittelt werden.

## **7.2 Auswahl der Variationsart basierend auf der Normgröße**

Wie in Kapitel 2.3.1 beschrieben, werden Triebstränge in der Regel in Generationen entwickelt. Da das Entwicklungsrisiko stark vom Neuentwicklungsanteil abhängt (Albers, Rapp et al., 2017), ist es wichtig, bereits in der frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung abschätzen zu können, welche Komponenten aus Vorgängergenerationen übernommen werden können oder welche in ihrem Prinzip oder ihrer Gestalt variiert werden müssen. Ist dies möglich, so können frühzeitig Entscheidungen oder Maßnahmen getroffen werden, die die potentiellen Risiken minimieren. In diesem Kapitel wird gezeigt, wie die in dieser Arbeit entwickelte Methode verwendet werden kann, um die zielführendste Variationsart bestimmen zu können.

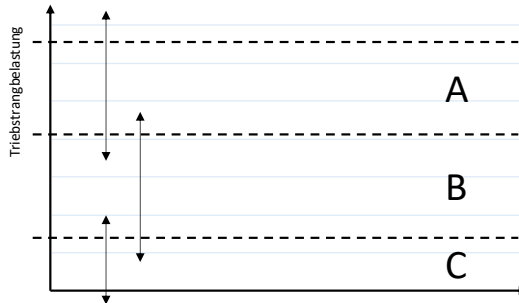


Abbildung 7.2: Laststufen dreier Varianten einer Triebstrangkomponente

Wie die zu erwartende Belastung an einer Triebstrangsnchnittstelle abgeschätzt werden kann, wurde in Abschnitt 7.1 gezeigt. Um nun bestimmen zu können, ob eine Komponente für den gewünschten Einsatz geeignet ist, muss die Bauteilbelastbarkeit bekannt sein. Hierbei kann man sich zu Nutzen machen, dass viele Automobilhersteller auf Plattform- oder Baukastensysteme setzen, bei denen verschiedene Varianten der einzelnen Triebstrangkomponenten in den verschiedensten Baureihen zum Einsatz kommen (zum Beispiel Hollmig (2012) oder Kacher (2014)). Die Belastung, welcher die verschiedenen Komponenten in den einzelnen Anwendungen ausgesetzt sind, sind in der Regel entweder durch Messungen bekannt oder aber lassen sich wie in 7.1 beschrieben abschätzen. Basierend auf Vorwissen, können nun Belastungsbereiche definiert werden, innerhalb welchem die verschiedenen Varianten einer Komponente eingesetzt werden können. Dazu wird die Annahme herangezogen, dass die einzelnen Varianten bisher nur Belastungen ausgesetzt wurden, die sie auch bis zum Erreichen des Auslegungziels sicher ertragen können. Wie die Laststufen dreier Varianten A, B und C einer Komponente (zum Beispiel eines Achsgetriebes) aussehen könnten ist in Abbildung 7.2 gezeigt. Dabei sind die oberen Grenzen der einzelnen Bereiche nicht als harte Grenze der Belastbarkeit, sondern als die Grenzen der bisherigen Einsatzbereiche zu sehen.

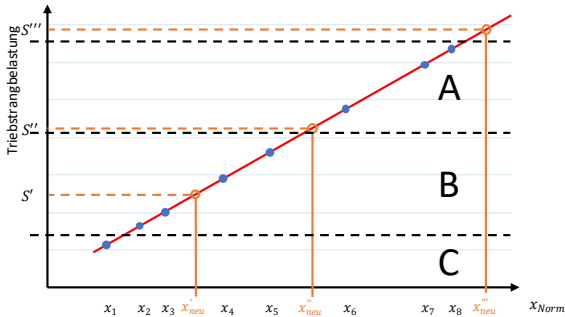


Abbildung 7.3: Mögliche Kombinationen aus Belastung und Belastbarkeit

Kombiniert man nun das Wissen über die Belastbarkeit der Varianten mit der in Abbildung 7.1 gezeigten Belastungsabschätzung, so sind die drei in Abbildung 7.3 gezeigten Szenarien möglich. Je nach auftretender Kombination aus Belastung, Belastbarkeit und gewählter Komponentenvariante ist eine andere Variationsart am zielführendsten. Kann die Belastung  $S'$  der Komponente in der neuen Triebstranggeneration durch die Normgröße  $x'_{neu}$  abgeschätzt werden, fällt die Auswahl der verwendeten Variante leicht. Variante C ist unterdimensioniert und würde die erwartete Belastung nicht überleben, Variante A ist überdimensioniert und die Verwendung dieser Variante würde zu einem Gewichtsverlust führen. Das wahrscheinlichste Szenario in diesem Fall ist eine Übernahme der Variante B der Komponente (Übernahmevariation). Ist jedoch die durch  $x'''_{neu}$  vorhergesagte Belastung  $S'''$  zu erwarten, so liegt die erwartete Belastung der Komponente außerhalb aller bisherigen Anwendungsbereiche. Hier können nun verschiedene Szenarien auftreten. Ist auf Grund weiteren Wissen über die Bauteilbelastbarkeit, beispielsweise durch Wöhlerversuche bekannt, dass Variante A die geforderte Belastung ertragen kann, so kann auch hier Variante A aus dem Referenzsystem übernommen werden. Ist dies hingegen nicht bekannt, so kann Variante A nur mit steigendem Ausfallrisiko übernommen werden. Ebenfalls möglich ist es, die Gestalt einer der bestehenden Varianten (in diesem Fall vermutlich A) zu variieren, indem beispielsweise höherfestere Materialien eingesetzt werden (Gestaltvariation) oder aber nach einem neuen Lösungsprinzip zu suchen, mit Hilfe dessen die geforderten Ziele erreicht werden können (Prinzipvariation). Jedoch steigt in diesem Fall das Entwicklungsrisiko auf Grund des höheren Neuentwicklungsanteil. Im dritten in Abbildung 7.3 gezeigten Fall ( $x''_{neu}$ ) liegt die erwartete Belastung  $S''$  der Komponente direkt auf der Grenze zweier Laststufen. Hier könnte Variante A der Komponente einfach übernommen werden, was

jedoch zu einem Gewichts- und Verbrauchsnachteil gegenüber der Verwendung von Variante B führen kann. Analog zum Fall  $x''_{neu}$  führt jedoch auch hier die Übernahme von Variante B zu einem gesteigerten Ausfallrisiko. Dieses kann auch hier durch eine Gestalt- oder Prinzipvariation verringert werden, dabei muss jedoch sowohl das steigende Entwicklungsrisiko als auch ein möglicher entstehender Kostennachteil berücksichtigt werden. In Abhängigkeit von den Randbedingungen, kann ein Entwicklungsingenieur bereits frühzeitig entscheiden, welcher Weg im konkreten Fall zielführend ist und bei Bedarf zielgerichtet die nötigen Entwicklungsaktivitäten einleiten.

### 7.3 Zwischenfazit

Im ersten Teil dieses Kapitels wurde gezeigt, wie das allgemeine in Kapitel 4 formulierte Vorgehen zur Belastungsabschätzung auf das System Triebstrang angewendet werden kann. Es können große Teile des Vorgehens übernommen werden, jedoch müssen bei der Belastungsermittlung von Vorgängergenerationen die in Kapitel 5.1 und 6.1.1 formulierten Randbedingungen eingehalten werden. Zudem kann der dritte Schritt, die Ermittlung der Normgröße, entfallen, da eine Normgröße für das System Triebstrang bereits in dieser Arbeit ermittelt wurde. Ebenfalls wurde darauf hingewiesen, dass die beschriebene Methode nur zum relativen Belastungsvergleich herangezogen werden kann. Eine konkrete Lebensdaueraussage ist hingegen nicht möglich, da keine realen Wöhlerlinien verwendet werden.

Der zweite Teil des Kapitels beschreibt, wie Wissen aus Vorgängergenerationen dazu verwendet werden kann, Laststufen für Varianten einzelner Komponenten zu ermitteln. In Kombination mit der vorgestellten Belastungsabschätzung können bereits in der frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung Aussagen über das mögliche Eintreten der verschiedenen Variationsarten getroffen werden und so zielgerichtet mögliche Entwicklungsaktivitäten angestoßen werden um die potentiellen Risiken zu minimieren. Mit diesen Erkenntnissen lässt sich nun die fünfte und letzte Forschungsfrage beantworten:

Das Wissen über die Belastung einzelner Komponentenvarianten in bereits existierenden Triebsträngen kann herangezogen werden, um Belastbarkeitsbereiche für einzelne Varianten zu definieren. Ist die Belastung einer Komponente in einer neuen Produktgeneration beispielsweise durch die hier vorgestellte Belastungsabschätzung bekannt, so können aus der Position der erwarteten Belastung in Bezug auf die Belastbarkeitsbereiche Aussagen über die möglichen Variationsarten gemäß der Produktgenerationsentwicklung getroffen werden

Damit lässt sich auch die zweite Forschungshypothese teilweise bestätigen:

**Forschungshypothese 2: Vorhersage der Variationsart**

Die Belastungsvorhersage für eine neue Triebstrangvariante kann basierend auf dem Wissen über existierende Triebstränge zur Vorhersage der nötigen Variationsart eingesetzt werden.

Dabei muss jedoch die Einschränkung getroffen werden, dass es nicht möglich ist die konkrete Variationsart festzulegen, sondern stattdessen möglichen Szenarien aufgezeigt werden. Eine konkrete Festlegung auf ein Szenario muss anschließend unter der Berücksichtigung der Randbedingungen durchgeführt werden.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Zum Abschluss der Arbeit werden in diesem Kapitel die erarbeiteten Ergebnisse zusammengefasst werden und anschließend wird ein Ausblick gegeben, der den weiteren Forschungsbedarf beschreibt.

Ziel dieser Arbeit war es eine Methode bereitzustellen mit deren Hilfe es bereits in der frühen Phase der Produktgenerationsentwicklung möglich ist, erste Belastungsabschätzungen durchzuführen ohne dabei auf aufwendige Simulationen oder Messungen angewiesen zu sein. Zudem wurde gezeigt, wie eine solche Methode herangezogen werden kann, um möglichst frühzeitig Aussagen über die in der Entwicklung zu erwartende Variationsart zu machen. Damit konnte der Entwicklungsingenieur in die Lage versetzt werden, möglichst frühzeitig zielgerichtet die benötigten Entwicklungsaktivitäten anzustoßen.

Dazu wurde in Kapitel 4 zuerst ein allgemeines Vorgehen zur Belastungsabschätzung basierend auf der Arbeit von Ullmann (1986) formuliert, bevor in Kapitel 5 und 6 das allgemein formulierte Vorgehen zur Belastungsabschätzung für Triebstrangkomponenten erarbeitet und angewendet wurde.

Ausgehend von der Ermittlung der Haupteinflussgrößen auf die Belastung wurde ein grundlegender Zusammenhang zwischen Triebstrangkenngrößen und der Belastung formuliert. Es zeigte sich, dass die Triebstrangbelastung wie erwartet besonders stark vom maximalen Motormoment, dem dynamischen Reifenhalbmesser, der Achsübersetzung, den Getriebeübersetzungen und der Masse abhängt. Zudem wurde zunächst ein linearer Zusammenhang zwischen einer sich aus maximal auftretendem Moment und Rotationszahl pro Gang zusammensetzender Normgröße und der Belastung vorhergesagt. Die Validierung dieser Vorhersage mit Hilfe von Simulationen und Messungen weist jedoch auf einen Zusammenhang in Form einer Potenzfunktion hin. Der Exponent dieser Funktion weicht aber nie weit von 1 und damit einem linearen Zusammenhang ab.

Da maximal auftretendes Drehmoment und Rotationszahl pro Gang jedoch nicht die gewünschten leicht zugänglichen Größen waren, wurden diese im nächsten Schritt mit Hilfe der in Kapitel 5.3.1 identifizierten Haupteinflussgrößen abgeschätzt. Mit Hilfe von Simulationen und Messungen konnte gezeigt werden, dass weiterhin ein guter Zusammenhang zwischen Normgröße und Belastung vorliegt.



Im nächsten Schritt wurde die bisher nur für Fahrzeuge mit konventionellem Antrieb gültige Normgröße zur Anwendung bei Fahrzeugen mit Hybridantrieb erweitert. Hier zeigte sich, dass das Zusammenspiel zwischen Elektro- und Verbrennungsmotor eine entscheidende Rolle bei der Belastungsabschätzung für Hybridtriebstränge spielt. Es konnte erreicht werden, dass keine spezifische Herangehensweise für Hybridtriebstränge gewählt werden musste. Stattdessen wurde eine allgemeingültige Beschreibung der Normgröße gefunden, die die Normgröße der konventionellen Triebstränge als mathematischen Spezialfall enthält. Somit konnte ein Zusammenhang zwischen Triebstrangkenngößen und der Triebstrangbelastung aufgezeigt und dadurch die erste Forschungshypothese belegt werden.

Daran anschließend wurde das bisher nur allgemein formulierte Vorgehen zur Belastungsabschätzung für Triebstrangkomponenten spezifiziert und aufgezeigt, wie die zielführendsten Variationsarten bestimmt werden können. Es stellte sich jedoch heraus, dass die Variationsart nicht eindeutig bestimmt werden, sondern nur eingegrenzt werden kann. Danach ist es die Aufgabe des Entwicklungsingenieur die für den konkreten Fall passende Wahl zu treffen. Jedoch hilft die Belastungsabschätzung dabei potentielle Risiken zu identifizieren und bei Bedarf korrigierend eingreifen zu können.

Dennoch bleibt die genaue Eingrenzung der Variationsart ein möglicher Forschungsschwerpunkt für potentielle weitere Arbeiten auf diesem Gebiet. Dazu kann beispielsweise an Hand von Fallbeispielen überprüft werden, mit welcher Wahrscheinlichkeit welche der Variationsarten gewählt werden.

Außerdem existiert vor dem Hintergrund der politischen und sozialen Entwicklung weiterer Forschungsbedarf darin, den in dieser Arbeit für konventionelle und hybridisierte Triebstränge vorgestellte Ansatz auf rein elektrische Triebstränge oder auf Fahrzeuge mit zwei getrennten Triebsträngen (Axle-Split) zu übertragen. Ein weiterer Forschungsinhalt könnte sein, ob auch die Ermittlung eines schädigungsäquivalenten Moments für die Verbrennungsmotoren bei bekannter Lieferkennung zu einer Verbesserung der Abschätzung führt. Ein ergänzender Punkt ist die Gangabhängigkeit der Normgröße. Hier ist zu untersuchen, ob die Möglichkeit besteht eine gangübergreifende Normgröße basierend auf den Verweildauern in den Einzelgängen herzuleiten.

Abschließend lässt sich sagen, das mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Ansatz eine Methode bereitgestellt wird, die dem Entwicklungsingenieur an die Hand gegeben werden kann um bereits früh im Produktentstehungsprozess die Belastung von

Triebstrangkomponenten in konventionellen und hybridisierten Triebsträngen abzuschätzen und dann bei Bedarf zielgerichtet die nötigen Entwicklungsaktivitäten einzuleiten.



# Literaturverzeichnis

- Achleitner, A., Burgers, C. & Döllner, G. (2016). Fahrzeugkonzept und Package. In S. Pischinger & U. Seiffert (Hrsg.), *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik* (S. 140–173). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Adolf, M. & Schmitz, H.-G. (2015). Zündung. In R. van Basshuysen & F. Schäfer (Hrsg.), *Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven* (ATZ/MTZ-Fachbuch, 7., vollst. überarb. und erw. Aufl., S. 617–637). Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Albers, A. (2010). Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. In I. Horváth, F. Mandorli & Z. Rusák (Hrsg.), *Proceedings of TMCE 2010 Symposium* (Bd. 1, S. 343–356).
- Albers, A. (2012). Einführung in Antriebssysteme. In B. Sauer (Hrsg.), *Konstruktionslehre des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben* (Springer-Lehrbuch, 7. Aufl. 2012, S. 245–278). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Albers, A. (2021a). *Skriptum zur Vorlesung Antriebssystemtechnik* (Institut für Produktentwicklung IPEK, Hrsg.). Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie KIT.
- Albers, A. (2021b). *Skriptum zur Vorlesung Maschinenkonstruktionslehre 4* (Institut für Produktentwicklung IPEK, Hrsg.). Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie KIT.
- Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S. & Matros, K. (2016). Verifikation und Validierung in Produktenstehungsprozess. In U. Lindemann (Hrsg.), *Handbuch Produktentwicklung* (S. 541–570). München: Hanser.
- Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S., Reiß, N. & Bursac, N. (2017). Agile product engineering through continuous validation in PGE – Product Generation Engineering. *Design Science*, 3.
- Albers, A., Behrendt, M., Schroeter, J., Ott, S. & Klingler, S. (2013). X-in-the-loop: A framework for supporting central engineering activities and contracting complexity in product engineering processes. In U. Lindemann (ed.), *Design for harmonies. ICED 13, the 19th International Conference on Engineering Design, 19th - 22nd August 2013, Sungkyunkwan University (SKKU), Seoul, Korea* (DS / The Design Society, vol. 75, S. 391–400). Castle Cary, Somerset: Design Society.
- Albers, A. & Braun, A. (2011). Der Prozess der Produktenstehung. In F. Henning & E. Moeller (Hrsg.), *Handbuch Leichtbau. Methoden, Werkstoffe, Fertigung* (S. 5–30). München: Hanser.

- Albers, A., Bursac, N., Urbanec, J. & Lüdcke, R. (2014). Knowledge Management in Product Generation Development - an empirical study. In D. Krause (ed.), *Design for X. Beiträge zum 25. DfX-Symposium, Oktober 2014* (S. 13–24). Hamburg: Techn. Univ. Hamburg-Harburg Univ.-Bibl; TuTech Verl.
- Albers, A., Bursac, N. & Wintergerst, E. (2015). Produktgenerationsentwicklung - Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen Perspektive. In H. Binz (ed.), *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung (SSP) 2015* (S. 1–10). Stuttgart: Fraunhofer IAO, Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation IAO.
- Albers, A. & Düser, T. (2010). Implementation of a Vehicle-in-the-Loop Development and Validation Platform. In *Automobiles and sustainable mobility. FISITA 2010 World Automotive Congress, 30 May - 4 June, Budapest, Hungary ; proceedings*. S.l.
- Albers, A., Fischer, J. [Jan], Klingler, S. & Behrendt, M. (2014). Durchgängige Validierung und Verifizierung am Beispiel der akustischen Eigenschaften eines Elektrofahrzeugs. In *7. Grazer Symposium Virtuelles Fahrzeug. GSVF 2014 ; 27. - 28. Mai 2014, Graz, Austria ; papers*. Graz.
- Albers, A., Haug, F., Heitger, N., Arslan, M., Rapp, S. & Bursac, N. (2016). Produktgenerationsentwicklung Praxisbedarf und Fallbeispiel in der automobilen Produktentwicklung. In J. Gausemeier (Hrsg.), *Vorausschau und Technologieplanung* (Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 360). Paderborn: Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn.
- Albers, A., Heimicke, J., Walter, B., Basedow, G. N., Reiß, N., Heitger, N. et al. (2018). Product Profiles: Modelling customer benefits as a foundation to bring inventions to innovations. *Procedia CIRP*, 70, 253–258.
- Albers, A., Lohmeyer, Q. & Ebel, B. (2011). Dimensions of Objectives in Interdisciplinary Product Development Products. In S. J. Culley (ed.), *Design theory and research methodology* (DS / Design Society, vol. 68, S. 256–265). Glasgow: Design Society.
- Albers, A. & Meboldt, M. (2007). IPEMM - Integrated Product Development Process Management Model, Based On Systems Engineering and Systematic Problem Solving. In J. C. Bocquet (ed.), *Design 2007. Proceedings of ICED 2007, the 16th International Conference on Engineering Design, Paris, France*. Paris.
- Albers, A., Rapp, S., Birk, C. & Bursac, N. (2017). Die Frühe Phase der PGE - Produktgenerationsentwicklung. In H. Binz, B. Bertsche, W. Bauer, D. Spath & D. Roth (Hrsg.), *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2017 : Stuttgart, 29. Juni 2017, Wissenschaftliche Konferenz* (S. 345–354). Stuttgart : Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation IAO.
- Albers, A., Rapp, S., Fahl, J., Hirschter, T., Revfi, S., Schulz, M. et al. (2020). Proposing a Generalized Description of Variations in Different Types of Systems

- by the Model of PGE - Product Generation Engineering. *Proceedings of the Design Society: DESIGN Conference, 1*, 2235–2244.
- Albers, A., Rapp, S., Spadinger, M., Richter, T., Birk, C., Marthaler, M. et al. (2019). *Das Referenzsystem im Modell der PGE – Produktgenerationsentwicklung: Vorschlag einer generalisierten Beschreibung von Referenzprodukten und ihrer Wechselbeziehungen*.
- Albers, A., Reiß, N., Bursac, N. & Richter, T. (2016). iPeM – Integrated Product Engineering Model in Context of Product Generation Engineering. *Procedia CIRP*, 50, 100–105.
- Albers, A., Reiß, N., Bursac, N., Urbanec, J. & Lüdcke, J. (2014). Situation-Appropriate Method Selection in Product Development Process – Empirical Study of Method Application. In M. Laakso (ed.), *Proceedings of NordDesign 2014 Conference. In Espoo, Finland on 27 - 29 August 2014* (S. 550–559). Aalto: Aalto Design Factory Aalto University.
- Albers, A., Veith, J.-M., Behrendt, M. & Romer, A. (2017). Maneuver based prediction of resulting loads by combination of machine learning and simulation Nummer 2. In IAV (Hrsg.), *7. Internationales Symposium für Entwicklungsmethodik*.
- Albers, A., Veith, J.-M., Krüger, B. & Behrendt, M. (2018). Schätzung von Drehmomenten in Fahrzeugantriebsträngen aus BUS-Signalen mithilfe künstlicher neuronaler Netze (KNN). In VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik (Hrsg.), *Dritev - Getriebe in Fahrzeugen*.
- Auer & Hoffmann, S. (2017). *Ökonometrie. Das R-Arbeitsbuch*. Berlin: Springer.
- Baar, R., Baumgarten, H., Beck, M., Böhmer, M., Bönnen, D., Dorenkamp, R. et al. (2016). Antriebe. In S. Pischinger & U. Seiffert (Hrsg.), *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik* (S. 253–574). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Bertsche, B. & Lechner, G. (2004). *Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau. Ermittlung von Bauteil- und System-Zuverlässigkeiten* (VDI-Buch, 3., überarbeitete und erweiterte Auflage). Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York.
- Brosch, P. F. (2008). *Frequenzumrichter. Technologie und wirtschaftlicher Einsatz* (Die Bibliothek der Technik, Bd. 36, 5., vollst. überarb. Aufl.). Landsberg/Lech: Verl. Moderne Industrie.
- Ehrlenspiel, K. & Meerkamm, H. (2017). *Integrierte Produktentwicklung. Denkläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit* (6., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage). München, Wien: Hanser.
- Fahrmeir, L., Kneib, T. & Lang, S. (2009). *Regression. Modelle, Methoden und Anwendungen* (Statistik und ihre Anwendungen, 2. Aufl.). Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

- Fischer, J. [Jannick] & Albers, A. (2018). Charakteristische Normgröße für den relativen Schädigungsvergleich von Triebsträngen in frühen Phasen der Entwicklung. In 19. VDI-Kongress SIMVEC - Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung. Baden-Baden, 20. und 21. November 2018 (VDI-Berichte, 2333, CD-ROM). Düsseldorf: VDI Verlag GmbH.
- Fischer, J. [Jannick], Rapp, S., Bause, K. & Albers, A. (2020). Assessing the relative endurance capacity of hybrid drivetrain components in an early development stage with an indicator based on preceding drivetrain generations. In CTI - Car Training Institute (Hrsg.), *CTI SYMPOSIUM 2019. 18th International Congress and Expo 9 - 12 December 2019, Berlin, Germany* (Proceedings, 1st edition 2020). Berlin: Springer Berlin; Springer Vieweg.
- Haibach, E. (2006). *Betriebsfestigkeit. Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung* (VDI-Buch, 3., korrigierte und erg. Aufl.). Berlin: Springer.
- Heinrich, D. (2016). Methoden zum Vergleich und zur Kombination von Modellierung des Fahrerhaltens zur Ermittlung von Bauteilbelastungen im Fahrzeugantriebsstrang. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK – Institut für Produktentwicklung* (Bd. 92). ISSN: 1615-8113. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Heinze, H. E. & Tschöke, H. (2015). Definition und Einteilung der Hubkolbenmotoren. In R. van Basshuysen & F. Schäfer (Hrsg.), *Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven* (ATZ/MTZ-Fachbuch, 7., vollst. überarb. und erw. Aufl., S. 8–13). Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Heuler, P. & Klätschke, H. (2005). Generation and use of standardised load spectra and load–time histories. *International Journal of Fatigue*, 27(8), 974–990. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2004.09.012>
- Hofmann, P. (2014). *Hybridfahrzeuge. Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft* (2. Aufl.). Wien: Springer.
- Hollmig, R. (2012). *Baukastenstrategie*, Audi. Zugriff am 03.09.2019.
- Kacher, G. (2014, 27. Oktober). Der Stern soll weiter leuchten. Zukunft von Mercedes. *Süddeutsche Zeitung*. Zugriff am 03.09.2019. Verfügbar unter: <https://www.sueddeutsche.de/auto/zukunft-von-mercedes-der-stern-soll-weiter-leuchten-1.2185552-0>
- Kasper, R., Leidhold, R., Lindemann, A. & Schünemann, M. (2015). Elektrische Antriebsmaschinen. In H. Tschöke (Hrsg.), *Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Basiswissen* (ATZ / MTZ-Fachbuch, S. 19–50). Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Keil, S. (2017). *Technology and practical use of strain gages. With particular consideration of stress analysis using strain gages*. Berlin, Germany: Wilhelm Ernst & Sohn.

- Kley, M. (2004). *Einflüsse auf die Lebensdauer von Bus-Automatgetriebegehäusen* (Berichte des Institutes für Maschinenkonstruktion und Getriebebau, Bd. 509). Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2004. Stuttgart: Univ; IMK.
- Köhler, M., Jenne, S., Pötter, K. & Zenner, H. (2012). *Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit*. Dordrecht: Springer.
- Kraftfahrt-Bundesamt. (o. D.a). *Neuzulassungen von Pkw im Jahr 2017 nach ausgewählten Kraftstoffarten*. Zugriff am 30.04.2019.
- Kraftfahrt-Bundesamt. (o.D.b). *Personenkraftwagen am 1. Januar 2018 nach ausgewählten Merkmalen*. Zugriff am 04.05.2019.
- Larsen, R. J. & Marx, M. L. (2012). *An introduction to mathematical statistics and its applications* (5th ed.). Boston: Prentice Hall.
- Maisch, M. (2007). *Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten* (Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente, Antriebstechnik, CAD, Dichtungen, Zuverlässigkeit, Bericht Nr. 124). Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2007. Stuttgart: IMA.
- Miner, M. (1945). Cumulative damage in fatigue. *Journal of applied mechanics*, 12(3), 159–164.
- Mosquet, X., Zablitz, H., Dinger, A., Xu, G., Andersen, M. & Tominaga, K. (The Boston Consulting Group, Hrsg.). (2018). *The Electric Car Tipping Point. The Future of Powertrains for Owned and Shared Mobility*. Zugriff am 04.05.2019.
- Nationale Plattform Zukunft der Mobilität, Arbeitsgruppe 2 „Alternative Antriebe und Kraftstoffe für nachhaltige Mobilität“. (2020). *Einsatzmöglichkeiten unter realen Rahmenbedingungen* (Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur, Hrsg.). Verfügbar unter: [https://www.plattform-zukunft-mobilitaet.de/wp-content/uploads/2020/06/NPM-AG-2\\_Einsatzmöglichkeiten-unter-realen-Rahmenbedingungen.pdf](https://www.plattform-zukunft-mobilitaet.de/wp-content/uploads/2020/06/NPM-AG-2_Einsatzmöglichkeiten-unter-realen-Rahmenbedingungen.pdf)
- Naunheimer, H., Bertsche, B., Lechner, G. & Ryborz, J. (2007). *Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion* (2., bearb. und erw. Aufl.). Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.
- Oestreich, M. & Romberg, O. (2014). *Keine Panik vor Statistik!* (5. Aufl.). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Ottosson, S., Björk, E., Holmdahl, L. & Vajna, S. (2006). Research Approaches on Product Development Processes. *9th International Design Conference, DESIGN 2006*.
- Palmgren, A. (1924). Die Lebensdauer von Kugellagern. *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 68(14), 339–341.
- Pauly, A., Remfrey, J., Gruber, S., Sendler, J., Volk, H., Müller, R. et al. (2016). Fahrwerk. In S. Pischinger & U. Seiffert (Hrsg.), *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik* (S. 735–924). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.



- Ponn, J. & Lindemann, U. (2011). *Konzeptentwicklung und Gestaltung technischer Produkte. Systematisch von Anforderungen zu Konzepten und Gestaltungs-lösungen* (VDI-Buch, 2. Aufl.). Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-20580-4>
- Poprawa, P. & NTV. (2012). *Geplante Obsoleszenz. Gibt es die Kaputtmacher wirklich?* Zugriff am 20.12.2021. Verfügbar unter: <https://www.n-tv.de/wissen/Geplante-Obsoleszenz-article6582066.html>
- Prothmann, C. (2012). *Ein Beitrag zur Schädigungsmodellierung von Komponenten im Nutzfahrzeug zur proaktiven Wartung* (Forschungsberichte aus dem Lehrstuhl für Regelungssysteme, Technische Universität Kaiserslautern, Bd. 6). Zugl.: Kaiserslautern, Techn. Univ., Diss., 2011. Berlin: Logos-Verl.
- Rennert, R., Kullig, E., Vormwald, M., Esderts, A. & Siegele, D. (Hrsg.). (2012). *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. Aus Stahl, Eisen-guss- und Aluminiumwerkstoffen* (FKM-Richtlinie, 6., überarbeitete Ausgabe). Frankfurt am Main: VDMA Verlag GmbH.
- Romer, A. (2014). *Anwendungsspezifischer Zuverlässigkeitsnachweis auf Basis von Lastkollektiven und Vorwissen* (Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente, Antriebstechnik, CAD, Dichtungen, Zuverlässigkeit, Bd. 154). Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2014 (Nicht für den Austausch). Stuttgart: IMA.
- Ropohl, G. (Hrsg.). (1975). *Systemtechnik. Grundlagen und Anwendung ; mit 5 Tabellen*. München: Hanser.
- Sander, M. (2008). *Sicherheit und Betriebsfestigkeit von Maschinen und Anlagen. Konzepte und Methoden zur Lebensdauervorhersage*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Schäfer, F. (2015). Thermodynamische Grundlagen. In R. van Basshuysen & F. Schäfer (Hrsg.), *Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven* (ATZ/MTZ-Fachbuch, 7., vollst. überarb. und erw. Aufl., S. 34–47). Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Schäfer, F. & Essen, C. von (2015). Hybridantriebe. In R. van Basshuysen & F. Schäfer (Hrsg.), *Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven* (ATZ/MTZ-Fachbuch, 7., vollst. überarb. und erw. Aufl., S. 1080–1158). Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Schlottmann, D. & Schnegas, H. (2002). *Auslegung von Konstruktionselementen. Sicherheit, Lebensdauer und Zuverlässigkeit im Maschinenbau* (VDI-Buch, 2. Auflage). Berlin, Heidelberg: Springer.
- Schramm, D., Hiller, M. & Bardini, R. (2018). *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen* (3., aktualisierte und ergänzte Auflage). Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg.
- Schröder, D. (2009). *Elektrische Antriebe - Grundlagen. Mit durchgerechneten Übungs- und Prüfungsaufgaben* (Springer-Lehrbuch, 4., erw. Aufl.). Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

- Schuster, T. & Liesen, A. (2017). *Statistik für Wirtschaftswissenschaftler. Ein Lehr- und Übungsbuch für das Bachelor-Studium* (Lehrbuch, 2. Auflage). Berlin, Heidelberg: Springer Gabler.
- Spicher, U. (2015). Kenngrößen. In R. van Basshuysen & F. Schäfer (Hrsg.), *Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven* (ATZ/MTZ-Fachbuch, 7., vollst. überarb. und erw. Aufl., S. 14–25). Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Steinbeis-Transferzentrum Verkehr. (o.D.). *Antriebsstrangsimulation*. Zugriff am 31.05.2019. Verfügbar unter: <https://www.stz-verkehr.de/antriebsstrangsimulation.html>
- Ullmann, T. (1986). *Herleitung eines standardisierten Lastablaufes als Grundlage für die Berechnung und Erprobung von Triebstrangbauteilen*. Diplomarbeit. Fachhochschule für Technik Esslingen, Esslingen.
- VDMA - Forum Elektromobilität. (2018). *Antrieb im Wandel. Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs von Fahrzeugen und ihre Auswirkung auf den Maschinen- und Anlagenbau und die Zulieferindustrie*, VDMA - Forum Elektromobilität. Zugriff am 04.05.2019.
- VDI-Richtlinie. *VDI 2206:2004-06 Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- Weidler, A. (2005). *Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung* (Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente, Bd. 113). Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2005. Stuttgart: IMA.
- Willmerding, G., Häckh, J. & Körner, T. (2003). Ein durchgängiges Antriebsstrang-Simulationssystem im Entwicklungsprozess von Automatikgetrieben. In A. Latschet (ed.), *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik II. Beurteilung von Schwingungen und akustischen Eigenschaften in Fahrzeugantrieben ; [Beiträge der 3. Fachtagung Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben am 11. - 12.03.2003 im M,O,C, Veranstaltungszentrum in München* (Haus der Technik Fachbuch, Bd. 22, S. 266–292). Renningen: expert-Verl.
- Wolff, K., Futschik, H. D., Achleitner, A., Burgers, C., Döllner, G., Inderka, R. B. et al. (2016). Neuartige Antriebe. In S. Pischinger & U. Seiffert (Hrsg.), *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik* (S. 173–246). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.



# Anhang A

## Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und Normgröße für alle Gänge

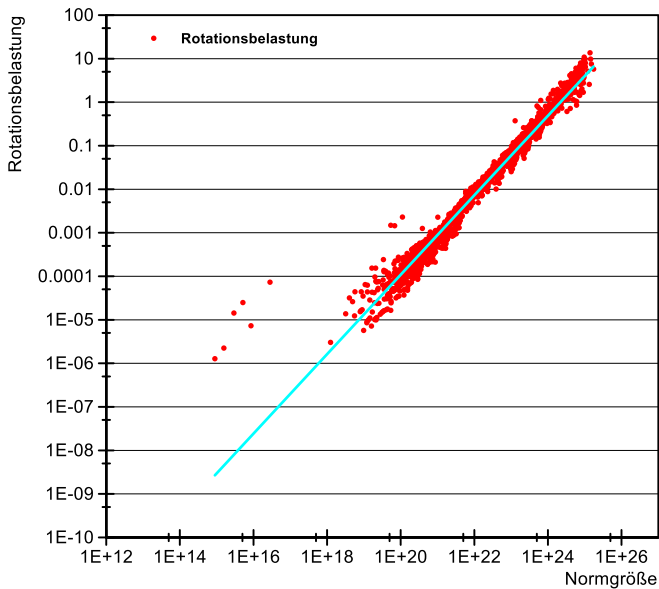


Abbildung A.1: Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und Normgröße (ausgelesen) für Simulationen (alle Gänge).

Tabelle A.1:

Ergebnisse der Regressionsanalyse

	a	b	R <sup>2</sup>
Simulation und Messung	$1,49 \cdot 10^{-25}$	1,13	0,76

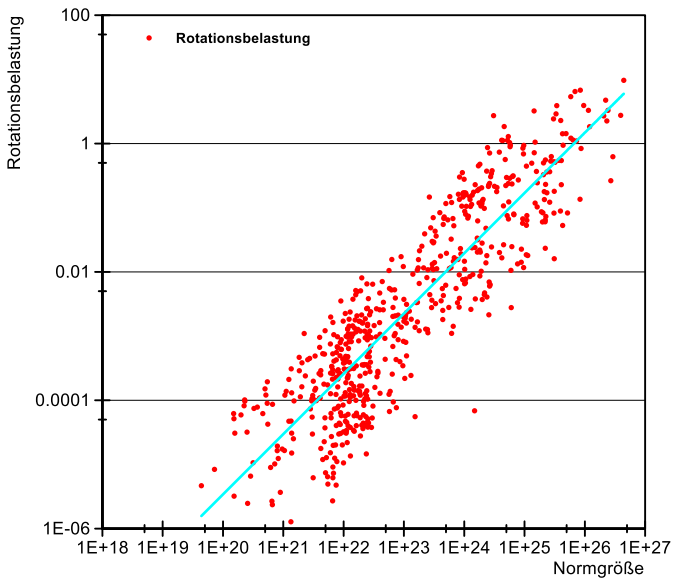


Abbildung A.2: Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und Normgröße (ausgelesen) für Messungen (alle Gänge).

**Tabelle A.2:**

**Ergebnisse der Regressionsanalyse**

	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>R<sup>2</sup></b>
Simulation und Messung	$7,28 \cdot 10^{-24}$	1,03	0,67

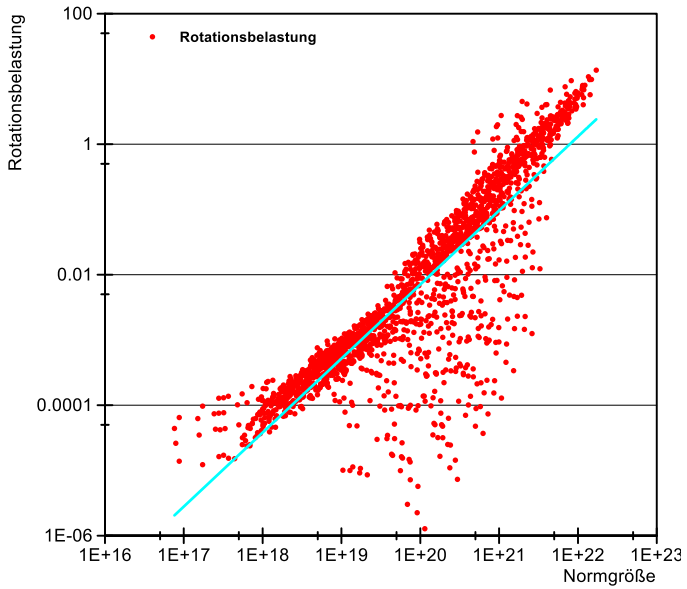


Abbildung A.3: Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und Normgröße (abgeschätzt) für Simulationen (alle Gänge).

**Tabelle A.3:**

**Ergebnisse der Regressionsanalyse**

	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>R<sup>2</sup></b>
Simulation und Messung	$1,49 \cdot 10^{-24}$	1,33	0,76

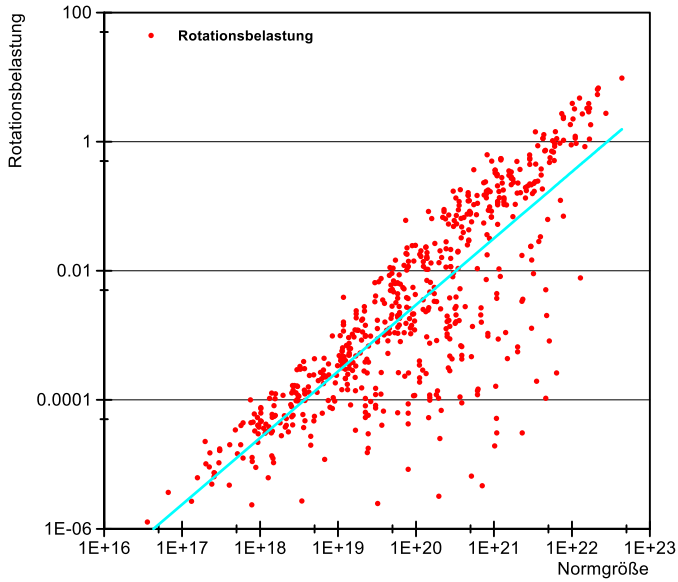


Abbildung A.4: Zusammenhang zwischen Triebstrangbelastung und Normgröße (abgeschätzt) für Messungen (alle Gänge).

**Tabelle A.4:**

**Ergebnisse der Regressionsanalyse**

	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>R<sup>2</sup></b>
Simulation und Messung	$2,67 \cdot 10^{-18}$	1,01	0,74

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name: Jannick Fischer  
Geburtsdatum: 11. Februar 1990  
Staatsangehörigkeit: Deutsch  
Familienstand: Ledig

## Bildungsgang

1996 - 2000 Schönbuchschule Dettenhausen (Grundschule)  
2000 - 2009 Wildermuth Gymnasium Tübingen  
2009 - 2012 Physik-Studium (Bachelor) mit Schwerpunkt Mathematik an der Universität Konstanz  
2012 - 2015 Physik-Studium (Master) an der Universität Stuttgart

## Berufstätigkeit

2012 - 2013 Werksstudententätigkeit bei der Daimler AG  
2015-2019 IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT); Doktorand, in Kooperation mit der Mercedes-Benz AG, Stuttgart  
Seit März 2019 Simulations- und Berechnungsingenieur bei der Mercedes-Benz AG





# Aufstellung der wissenschaftlichen Vorveröffentlichungen

<b>Autoren/Autorinnen:</b>	Fischer, J.; Albers, A.
<b>Titel der Vorveröffentlichung:</b>	Charakteristische Normgröße für den relativen Schädigungsvergleich von Triebsträngen in frühen Phasen der Entwicklung
<b>Eingereicht in:</b>	VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): VDI-Fachtagung SIMVEC 2018. Baden-Baden: VDI Verlag GmbH, 2018
<b>Selbstständig erbrachter Teil:</b>	Wesentlicher Beitrag bei der Konzeptionierung der Publikation, Erarbeitung der Methode, Durchführung und Auswertung der Simulationen, Interpretation der Ergebnisse und Formulierung des Manuskripts.
<b>Autoren/Autorinnen:</b>	Fischer, J.; Rapp, S.; Bause, K.; Albers, A.
<b>Titel der Vorveröffentlichung:</b>	Assessing the relative endurance capacity of hybrid drivetrain components in an early development stage with an indicator based on preceding drivetrain generations
<b>Eingereicht in:</b>	CTI Car Training Institute (Hrsg.): CTI Symposium 2019. Berlin: Springer Berlin, 2020
<b>Selbstständig erbrachter Teil:</b>	Wesentlicher Beitrag bei der Konzeptionierung der Publikation, Erarbeitung der Methode, Durchführung und Auswertung der Simulationen, Interpretation der Ergebnisse und Formulierung des Manuskripts.