

Entwicklung einer Methodik zur systemischen Optimierung elektrischer Antriebseinheiten durch weiterentwickelte Kühlkonzepte und antriebsinternes Thermomanagement

**Vom Promotionsausschuss der
Technischen Universität Hamburg**

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation


von
Peer-Ole Steffen Gronwald

aus
Rotenburg (Wümme)

2023

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Thorsten A. Kern
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Christian Becker
Prüfungsvorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Bauch

Tag der mündlichen Prüfung: 08.06.2023

ORCID:  <https://orcid.org/0000-0003-2539-9532>
DOI: <https://doi.org/10.15480/882.8542>
Handle: <https://hdl.handle.net/11420/43221>



Creative Commons Lizenzvertrag

Der Text steht, soweit nicht anders gekennzeichnet, unter der Creative-Commons-Lizenz Namensnennung 4.0 (CC BY 4.0). Das bedeutet, dass er vervielfältigt, verbreitet und öffentlich zugänglich gemacht werden darf, auch kommerziell, sofern dabei stets der Urheber, die Quelle des Textes und o. g. Lizenz genannt werden. Die genaue Formulierung der Lizenz kann unter <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/legalcode.de> aufgerufen werden.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als Doktorand von 2019 bis 2022 in der technischen Entwicklung der Volkswagen AG in Isenbüttel.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Thorsten A. Kern gilt mein besonderer Dank für die wissenschaftliche Betreuung, Unterstützung der Arbeit sowie die konstruktiven Gespräche in den letzten drei Jahren.

Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Becker für die Übernahme des Koreferats und Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Bauch für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ein großer Dank gilt meinem Betreuer Dr.-Ing. Johannes Peter für die gute Betreuung, den konstruktiven und fachlichen Austausch, die allgemeine Unterstützung und das Korrekturlesen der Arbeit.

Ein weiterer Dank gilt Dr.-Ing. Jonas Tausen, Dr.-Ing. Artur Plötner, Dr.-Ing. Malte Estorf sowie Dr.-Ing. Tim Langer für das Schaffen der passenden unternehmensseitigen Rahmenbedingungen zur Anfertigung dieser Arbeit.

Auch danke ich meinen Kollegen aus den Entwicklungsbereichen für E-Antriebssysteme und elektrische Maschinen für den Austausch und die gute Zusammenarbeit in den letzten Jahren.

Schließlich möchte ich meiner Freundin Lena für ihr großes Verständnis und ihr Durchhaltevermögen während der gesamten Zeit, sowie ihre positive und inspirierende Unterstützung danken.

Zum Schluss möchte ich meinen Eltern für die großartige Unterstützung während des Studiums und der Promotion sowie für die konstruktiven Gespräche, die guten Hinweise und das Korrekturlesen danken.

Peer-Ole Steffen Gronwald

Kurzfassung

Der Mobilitätssektor befindet sich in einem Umbruch hin zur Elektromobilität. Dies führt zu steigenden Anforderungen an die Entwicklung neuer elektrischer Antriebsstränge zukünftiger Elektrofahrzeuge. Die elektrische Antriebseinheit soll kostengünstig, kompakt, langlebig und möglichst effizient in allen Fahrzenarien bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen sein. Mit steigender Komplexität und Bauteilintegration der Antriebseinheiten nimmt der Einfluss des thermischen Verhaltens der Komponenten (elektrische Maschine, Leistungselektronik und Getriebe) und deren gegenseitige Kopplung weiter zu. Die Komponenten besitzen teilweise stark voneinander abweichende, optimale Betriebstemperaturbereiche, was wiederum zu entgegengesetzten Anforderungen an das Kühlsystem führen kann. Das Kühlsystem und das zugehörige antriebsinterne Thermomanagement stellen die Schnittstellen zwischen den Komponenten dar und bieten zusätzliche Möglichkeiten den Wirkungsgrad des Systems anzuheben. Um das optimale Gesamtkonzept einer elektrischen Antriebseinheit für eine Fahrzeugplattform zu entwickeln, ist eine systemische Betrachtung von Kosten, Effizienz, Masse und Lebensdauer unter Einhaltung von Bauraum und Grenztemperaturen für den Einsatz in verschiedenen Fahrzeugen notwendig.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Methodik zur systemischen Bewertung von Kühlkonzepten und Thermomanagementmaßnahmen elektrischer Antriebseinheiten entwickelt. Die Bestandteile der Toolkette (thermische Komponentenmodelle, Kostenmodelle und Getriebeentwurfmodelle) sowie das thermische Antriebsmodell werden anhand verschiedener Messungen detailliert validiert. Die vorgestellte Toolkette ermöglicht in früher Entwicklungsphase die Bewertung sowie Optimierung von Kühlkonzepten für elektrische Antriebseinheiten unter Betrachtung verschiedener Fahrzyklen. Zur Bewertung des Gesamtsystems unter den genannten Aspekten wird ein Ansatz basierend auf fahrzeugspezifischen Ersatzkennzahlen genutzt. Weiterhin können zusätzliche antriebsinterne Thermomanagementmaßnahmen im System bewertet und optimiert werden, um den Realverbrauch zu reduzieren und gleichzeitig die systemisch besten Lösungen zu identifizieren. Die Anwendungsmöglichkeiten der Toolkette werden anhand verschiedener Parameterstudien und Optimierungen aufgezeigt. In Abbildung 1 sind die Bestandteile und Struktur dieser Arbeit grafisch dargestellt.

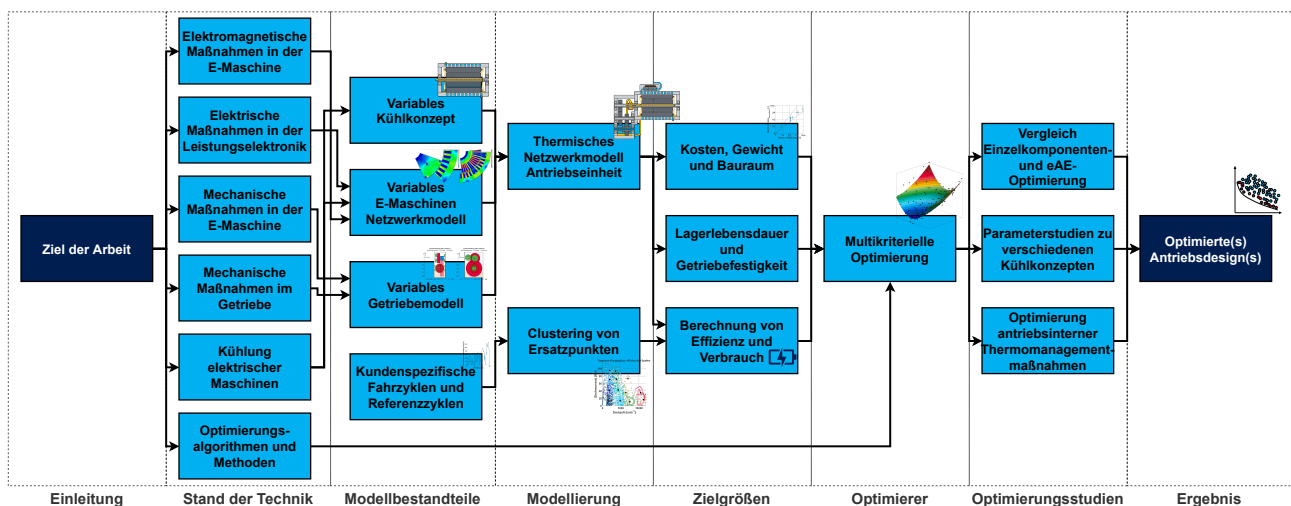


Abb. 1: Struktur und Bestandteile der vorliegenden Arbeit

Angrund von unternehmensinternen Vorgaben zur Wahrung der Geheimhaltung noch nicht öffentlich bekannter Antriebe sind in einigen Abbildungen die Achsen normiert oder relativiert dargestellt.

Abstract

The mobility sector is undergoing a radical change towards electromobility. This leads to increasing demands on the development of new electric powertrains of future electric vehicles. The electric drive unit should be cost-effective, compact, durable and be as efficient as possible in all driving scenarios under different environmental conditions. With increasing complexity and component integration of the drive units, the influence of the thermal behavior of the components (electric motor, power electronics and transmission) and their mutual coupling increases. Some of the components have strong divergent, optimal operating temperature ranges, which leads to opposite requirements for the drive unit cooling system. The cooling system and associated drive unit internal thermal management represent the interfaces between the components and offer additional possibilities to increase the efficiency of the system. In order to develop the optimal overall concept of an electric drive unit for a vehicle platform, a systemic consideration of costs, efficiency, mass and lifetime under compliance with installation space and limit temperatures for use in various vehicles is necessary.

Within the scope of this thesis, a methodology for the systemic evaluation of cooling concepts and thermal management measures of electric drive units is developed. The components the tool chain (thermal component models, cost models and transmission design models) as well as the thermal drive model are validated on the basis of various different measurements. The presented tool chain enables the evaluation and optimization of cooling concepts for electric drive units under consideration of different drive cycles. In order to assess the overall system under the above aspects a cost equivalent number approach based on vehicle-specific properties is used. Furthermore, additional drive unit internal thermal management measures are evaluated and optimized in order to reduce energy consumption and at the same time provide the best drive unit solutions. The application possibilities of the tool chain are shown based on various parameter studies and optimizations. Figure 2 shows the components and structure of this work graphically.

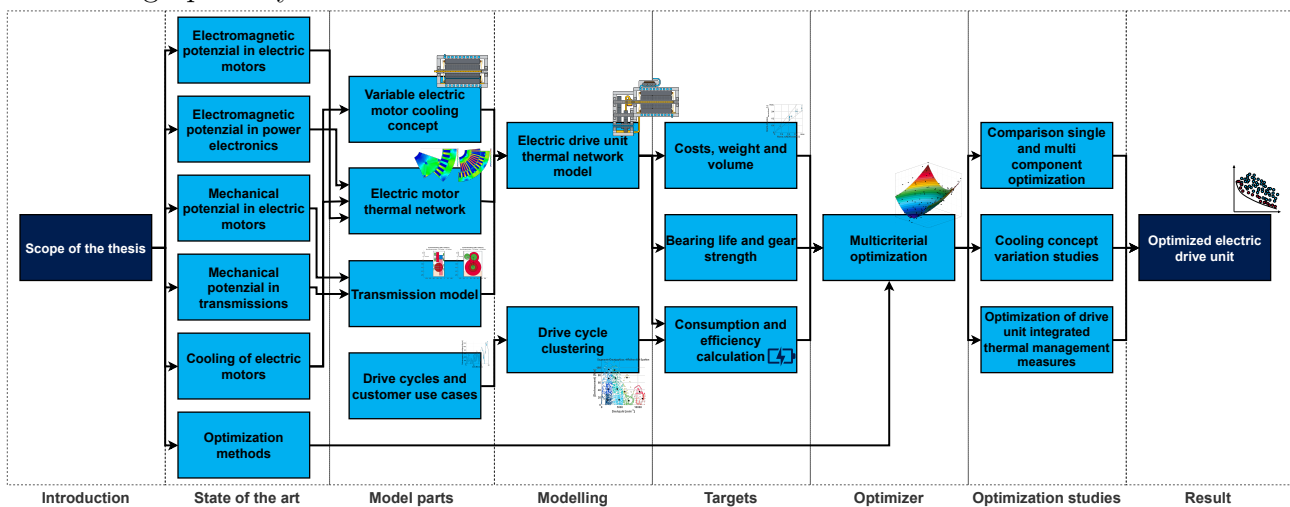


Abb. 2: Structure and components of the present work

Due to internal company specifications to maintain the secrecy of drives that are not yet publicly known, the axes are normalized or relativized in some illustrations.

Haftungsausschluss

Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen Aktiengesellschaft.

The results, opinions and conclusions expressed in this thesis are not necessarily those of Volkswagen Aktiengesellschaft.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	xi
Abkürzungsverzeichnis	xv
Symbolverzeichnis	xvii
Abbildungsverzeichnis	xxix
Tabellenverzeichnis	xxxiii
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung und Motivation der Arbeit	1
1.2 Zielsetzung und Struktur der Arbeit	3
2 Stand von Wissenschaft und Technik	5
2.1 Hochintegrierte elektrische Antriebseinheiten im elektrischen Antriebsstrang	8
2.2 Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung elektrischer Antriebseinheiten	11
2.2.1 Elektromagnetische Maßnahmen u. Potenziale in der E-Maschine	12
2.2.2 Elektromagnetische Maßnahmen u. Potenziale in der Leistungselektronik	18
2.2.3 Mechanische Maßnahmen u. Potenziale in der E-Maschine	19
2.2.4 Mechanische Maßnahmen u. Potenziale in einem BEV-Getriebe	20
2.2.5 Zusammenfassung der elektromagnetischen u. mechanischen Maßnahmen	21
2.3 Fahrzeugthermomanagement, Kühl- und Heizkreisläufe	22
2.4 Kühlung elektrischer Maschinen	23
2.4.1 Kühlmantel	25
2.4.2 Statorblechkühlung	26
2.4.3 Gefluteter Wickelkopf oder E-Maschinenraum	27
2.4.4 Strahl- und Sprühkühlungen	28
2.4.4.1 Wickelkopfstrahlkühlung	29
2.4.4.2 Wickelkopfsprühkühlung	29
2.4.4.3 Rotorstrahlkühlung	30
2.4.4.4 Rotorschleuderkühlung	31
2.4.5 Statornutkühlungen	32
2.4.6 Rotorwellenkühlung	33
2.4.7 Rotorblechkanalkühlung	34
2.4.8 Phasenwechselkühlung	35
2.4.9 Verbesserung der Wärmeleitung	36
2.4.10 Zwischenfazit zum Thema Kühlung	36
3 Modellentwicklung	39
3.1 Thermisches Antriebsmodell	40
3.2 Entwurfsmodell für die Getriebekonstruktion	49
3.3 Kostenanalysemodell	52

3.4	Zusammenfassung zur Modellentwicklung	54
4	Modellvalidierung: Thermische Modelle und Verlustberechnung	55
4.1	Wärmeübergang von Wickelkopfsprühkühlungen	55
4.2	Validierung des thermischen E-Maschinenmodells	58
4.2.1	Abgleich des therm. Netzwerks mit 3D-CHT-Simulation u. Messungen . .	58
4.2.2	Validierung des therm. E-Maschinenmodells mit transienten Messungen .	60
4.3	Validierung der Getriebeverlustberechnung und thermisches Getriebemodell . . .	62
4.4	Validierung des gekoppelten Modells der elektrischen Antriebseinheit	64
4.4.1	Schleppverlustberechnung	64
4.4.2	Thermischer Gesamthaushalt verschiedener Antriebseinheiten	66
4.5	Validierung des Kostenmodells	75
4.6	Zusammenfassung und Übertragbarkeit auf andere Antriebseinheiten	76
5	Optimierung	79
5.1	Stand der Technik: Antrieboptimierung und Methoden	79
5.1.1	Design-of-Experiments-Methode	79
5.1.2	Metamodelle	80
5.1.3	Optimierungsalgorithmen	81
5.2	Einzelkomponenten- und Systemoptimierung von eAEs	82
5.3	Zyklus-Clustering-Methode	86
5.4	Kostenbasierte Ersatzkennzahlen für Konzeptvergleiche	88
5.5	Optimierungsmethodik	90
6	Parameterstudien zu Systemgrenzen und Materialkosten	91
6.1	Einfluss der Materialkosten	92
6.2	Systemsimulation gegenüber Einzelkomponentensimulation	94
7	Systemoptimierung durch Thermomanagementmaßnahmen	101
7.1	Systemische Betrachtung von Bypass-Ventilen	101
7.2	Systemische Betrachtung von isolierten Antriebseinheiten	108
8	Zusammenfassung und Ausblick	111
	Anhang	I
	Anhangsverzeichnis	III
	Abbildungsverzeichnis (Anhang)	V
	Tabellenverzeichnis (Anhang)	VII
A	Thermisches Netzwerk für verschiedene elektrische Maschinen	IX
A.1	Basis thermischer Netzwerke	IX
A.2	Variables thermisches E-Maschinen-Netzwerkmodell	IX
A.3	Getriebeverlustberechnung	XI
A.4	Radialwellendichtringverlustberechnung	XV
A.5	Ölförderung durch Schleudern	XVI
A.6	Lagerverlustberechnung	XVI
A.7	Getriebedesignentwurf eines Planetenradsatz-Getriebes	XVIII

B	Kostenmodellierung	XIX
	B.1 Einzelkomponentenkosten	XXI
	B.1.1 Skaleneffekte bei Zukaufkomponenten	XXI
	B.1.2 Kostenberechnungsmodell Elektrolechfertigung	XXI
	B.1.3 Kostenmodell für Stahl- und Aluminiumkomponenten	XXII
	B.1.4 Lagerkostenmodell	XXII
	B.2 Leistungselektronikmodulkosten	XXIII
	B.3 Getriebekostenmodelle in der Literatur	XXIV
	B.4 Anlagenkosten	XXIV
C	Weitere Messabgleiche	XXVII
	C.1 Übersicht der vermessenen Getriebe, E-Maschinen und Antriebseinheiten . .	XXVII
	C.2 Weitere Messabgleiche des thermischen E-Maschinenmodells	XXVIII
	C.3 Weitere Messabgleiche der Getriebe-Simulation	XXXI
	C.4 Weitere Messabgleiche des thermischen Antriebsmodells	XXXIX
D	Kühlkonzepte in den Parameterstudien	LI
E	Weitere Simulationsergebnisse	LIII
	E.1 Vergleich der unterschiedlichen Getriebearten	LIII
	E.2 Optimierung der Bypass-Ventile im Berg- und Autobahnzyklus	LIV
	Literaturverzeichnis	LIX

Abkürzungsverzeichnis

AFM	AxialFlussMaschine
ALM	AußenLäuferMaschine
ASM	ASynchronMaschine
BEV	batterieelektrisches Fahrzeug (engl.: " B attery E lectric V ehicle")
BPV	ByPass-Ventil
CAD	rechnerunterstütztes Konstruieren (engl.: " C omputer- A ided D esign")
CAE	rechnergestützte Entwicklung (engl.: " C omputer- A ided E ngineering")
CFD	numerische Strömungsmechanik (engl.: " C omputational F luid D ynamics")
CFK	CarbonFaserverstärkter Kunststoff
CHT	konjugierter Wärmetransport (engl.: " C onjugate H eat T ransfer")
DoE	Statistische Versuchsplanung (engl.: " D esign of E xperiment")
eAE	elektrische A ntriebs E inheit
E-Maschine	Elektrische Maschine
EZW	EinZugsWicklung
FEM	Finite-Elemente-Methode
FSM	Fremderregte SynchronMaschine
FTP	Federal Test Procedure
GaN	GaliumNitrid
GFK	GlasFaserverstärkter Kunststoff
HPW	HairPinWicklung
HTC	Wärmeübertragungskoeffizient (engl.: " H eat T ransfer C oefficient")
KEK	Kostenbasierte ErsatzKennzahl
KM	KühlMantel
KSR	KurzSchlussRing
LE	LeistungsElektronik
MEB	Modularer E-Antriebs-Baukasten
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NVH	Geräusch, Vibration und Rauheit (engl.: " N oise V ibration H arshness")
OEM	Automobilhersteller (engl.: " O riginal E quipment M anufacturer")
ÖP	ÖlPumpe
PKW	PersonenKraftWagen
PMSM	PermanentMagneterregte SynchronMaschine
PRS	PlanetenRadSatz

RBKK	R otor B lech K anal K ühlung
RFM	R adial F luss M aschine
rRBSK	radiale R otor B lech S chleuder K ühlung
rRWSK	radiale R otor W ellen S chleuder K ühlung
RStK	R otor S trahl K ühlung
RWK	R otor W ellen K ühlung
Si	S ilizium
SiC	S ilizium C arbid
SiFe	S ilizium-Eisen (Fe)
SKF	S venska K ullager F abriken
SRM	Geschaltete Reluktanzmaschine (engl.: " S witched R eluctance M otor")
StBK	S tator B lech K ühlung
STD	Standardabweichung (engl.: " S tandard D eviation")
StNK	S tator N ut K ühlung
TMM	T hermo M anagement M aßnahme
UDDS	U rban D ynamometer D riving S chedule
VKM	V erbrennungs K raft M aschine
WK	W ickel K opf
WKFK	W ickel K opf F lutungs K ühlung
WKSpK	W ickel K opf S prüh K ühlung
WKStK	W ickel K opf S trahl K ühlung
WLTP	W orldwide Harmonised L ight-Duty Vehicles T est P rocedure
WP	W asser P umpe

Symbolverzeichnis

Symbol	Beschreibung	Einheit	
Lateinische Symbole			
A	Fläche	[m ²]	S. 40
A	Strombelag	[A/m]	S. 12
A_{axial}	Axiale Oberfläche	[m ²]	S. 56
a_{Fluid}	Temperaturleitfähigkeit des Fluids	[m ² /s]	S. 45
$A_{FZG,front}$	Stirnfläche des Fahrzeugs	[m ²]	S. 102
$a_{Kontakt}$	Halb-Ellipse im Hertzschen Kontakt	[m/s]	S. 46
A_{Leiter}	Leiterfläche	[m ²]	S. 16
A_{radial}	Radiale Oberfläche	[m ²]	S. 56
a_{Wand}	Wandabstand zum Zahnrad	[m]	S. XV
$A_{Wickelkopf}$	Wickelkopfoberfläche	[m ²]	S. 56
$A_{Z,Öl}$	Öleintauchende Fläche des Zahnra- des	[m ²]	S. XIV
\hat{B}	Flussdichte	[T]	S. 17
$\hat{B}_{\delta,1}$	Luftspaltflussdichte	[T]	S. 12
$b_{Kontakt}$	Halb-Ellipse im Hertzschen Kontakt	[m/s]	S. 46
B_K	Kanalbreite	[m]	S. 43
B_{Lager}	Lagerbreite	[mm]	S. XVII
b_{RWDR}	Breite des Radialwellendichtrings	[mm]	S. XV
$b_{Zahnrad}$	Zahnradbreite	[m]	S. 44
C	Dynamische Tragzahl des Lagers	[N]	S. XXIII
C	Elektrische Kapazität	[F]	S. IX
$c_{1/2/3}$	Koeffizienten der Nusselt- Korrelation	[-]	S. 56
$C_{1/2}$	Konstanten zur Lagerreibungsbe- rechnung	[-]	S. XVIII
$C_{f,LS}$	Reibungsfaktor im Luftspalt	[-]	S. 41
$C_{m,Plansch}$	Dimensionsloses Reibungsmoment durch Planschen	[-]	S. XIV
$C_{m1/m2}$	Dimensionsloses Reibungsmoment	[-]	S. XVIII
C_m	Wärmekapazität	[J/kg]	S. IX
C_p	Parameter zur Blechkostenberech- nung	[-]	S. XXI
C_{th}	Thermischer Korrekturfaktor	[-]	S. XIII
C_W	Beiwert für das strömungsverlustab- hängige Reibungsmoments	[-]	S. XVII
c_W	Luftwiderstand des Fahrzeugs	[-]	S. 102
$D_{0,Z}$	Teilkreisdurchmesser des Zahnrades	[m]	S. XV
d_{32}	Sauter-Durchmesser	[m]	S. 56
$d_{Austritt}$	Durchmesser des radialen Austritts	[m]	S. 43
$D_{Blech,a}$	Außendurchmesser des Blechs	[m]	S. XXI

Symbol	Beschreibung	Einheit	
d_{Blech}	Dicke des Elektroblechs	[mm]	S. 17
$D_{Bohrung}$	Durchmesser der Bohrungen in der Rotorwelle	[m]	S. 91
$D_{Düsenzufuhr}$	Durchmesser der Sprühdüsen	[m]	S. 91
$D_{Geh,a}$	Gehäuseaußendurchmesser	[m]	S. 91
$D_{h,Kühlkanäle}$	Hydraulischer Durchmesser der Kühlmantelkühlkanäle	[m]	S. 91
$D_{h,K}$	Hydraulischer Kanaldurchmesser	[m]	S. 43
$d_{Laufbahn}$	Durchmesser der Laufbahn des Wälzkörpers	[m]	S. 46
$D_{Luftspalt}$	Luftspaltdurchmesser	[m]	S. 12
$d_{m1/m2}$	Lagerreferenzdurchmesser	[mm]	S. XVIII
d_m	Lagerreferenzdurchmesser	[mm]	S. XXIII
$D_{Schlauch}$	Schlauchdurchmesser	[mm]	S. XIX
$D_{St,a}$	Statoraußendurchmesser	[m]	S. 91
$D_{St,i}$	Statorinnendurchmesser	[m]	S. 91
d_s	Beiwert für Lager-Dichtlippenreibung	[-]	S. XVII
$d_{Wälz}$	Durchmesser des Wälzkörpers	[m]	S. 46
D_{Wand}	Wanddurchmesser	[m]	S. XV
$D_{Welle,a}$	Wellenaußendurchmesser	[m]	S. 49
$D_{Welle,i}$	Welleninnendurchmesser	[m]	S. 49
De	Dean-Zahl	[-]	S. 46
\bar{e}_{Bat}	Gravimetrische Energiedichte der Batterie	[Wh/kg]	S. 88
E_{Bat}	Energiegehalt Batterie	[kWh]	S. 88
e_{eAE}	Verbrauch der elektrischen Antriebs-einheit	[Wh/km]	S. 89
e_{Ersatz}	Verbrauch der E-Maschine im Ersatzzyklus	[Wh/km]	S. 86
e_{FZG}	Verbrauch des Fahrzeugs	[Wh/km]	S. 89
e_{Lager}	Wärmeeindringkoeffizient Lagermaterial	[J/(K · m ² · √s)]	S. 46
$e_{Referenz}$	Referenz-Verbrauch der E-Maschine	[Wh/km]	S. 86
$e_{Zahnrad}$	Wärmeeindringkoeffizient Zahnradmaterial	[J/(K · m ² · √s)]	S. 44
f	Frequenz	[Hz]	S. 17
$f_{0/1}$	Lagerbeiwert	[-]	S. XVI
F_{ax}	Axialkraft	[N]	S. XVI
F_G	Geometriefaktor	[-]	S. 46
F_N	Normalkraft	[N]	S. XIV
F_{rad}	Radialkraft	[N]	S. XV
f_t	Beiwert für das strömungsverlustabhängige Reibungsmoments	[-]	S. XVII
$FK_{1/2}$	Kosten mit Skaleneffekt	[-]	S. 52
Fr	Froude-Zahl	[-]	S. XV
G	Elastizitätsparameter	[-]	S. XIII
G	Spaltverhältnis	[-]	S. 42
G_{rr}	Rollreibungsgrundwert	[-]	S. XVII

Symbol	Beschreibung	Einheit	
G_{sl}	Gleitreibungsgrundwert	[-]	S. XVII
h_0	Modifizierte Schmierfilmdicke	[μm]	S. XIII
h'_0	Schmierfilmdicke	[μm]	S. XIII
$h_{0,Fluid}$	Schmierfilmhöhe des Fluids	[m]	S. XVI
h_{Blech}	Blehhöhe	[m]	S. XXI
H_K	Kanalhöhe	[m]	S. 43
$h_{Lager,Öl}$	Öl-Eintauftiefe des Lagers	[m]	S. XVIII
$h_{LR,Spalt}$	Höhe des Spaltes zwischen dem Lagerinnenring und dem Lageraußenring	[m]	S. 46
$h_{Luftspalt}$	Luftspalthöhe	[m]	S. 41
$h_{Öl,Luft}$	Wärmeübergang zwischen dem Getriebeöl und der getriebeinternen Luft	[W/($\text{m}^2 \cdot \text{K}$)]	S. 45
H_V	Geometriefaktor	[-]	S. XII
$h_{Z,Öl}$	Öleintauchtiefe des Zahnrades	[m]	S. XV
h_{Zahn}	Zahnhöhe	[m]	S. 44
I	Stromstärke	[A]	S. 16
i_1	Übersetzung des 1-Gang-Getriebes	[-]	S. XXIV
$i_{G,max}$	Maximale Übersetzung	[-]	S. XXIV
$i_{Getriebe}$	Getriebeübersetzung	[-]	S. 83
I_{RMS}	Effektivwert der Stromstärke	[A]	S. 56
J	Stromdichte	[A/ mm^2]	S. 30
k	Durchmesser Verhältnis	[-]	S. 49
$K_{Abschreibung,a}$	Jährliche Abschreibungskosten	[€/a]	S. 54
k_{Alu}	Rohstoffpreis Aluminium	[€/kg]	S. XXII
K_{Anlage}	Anlagenkosten	[€]	S. 54
k_A	Skalierungsfaktor, axial	[K]	S. 41
K_{Ball}	Beiwert für Kugellager	[-]	S. XVII
$K_{Betrieb,a}$	Jährliche Betriebskosten	[€/a]	S. 54
$K_{Betrieb,h}$	Stündliche Betriebskosten	[€/h]	S. 54
k_{Blech}	Spezifische Blechkosten	[€/kg]	S. XXI
k_{Eisen}	Korrekturfaktor der Eisenverluste	[-]	S. 17
$K_{Energie}$	Energiekosten	[€/kWh]	S. XIX
$K_{Fert,eAE}$	Fertigungskosten pro Antriebseinheit	[€/eAE]	S. 54
k_{Fl}	Flächenbezogener Preis	[€/m ²]	S. XIX
k_{Gang}	Korrekturfaktor für die Getriebekostenberechnung	[-]	S. XXIV
K_{ges}	Gesamtherstellungskosten	[€]	S. 52
$K_{Getriebe}$	Getriebekosten	[€]	S. XXIV
k_{Grav}	Gravimetrischer Preis	[€/kg]	S. XIX
$k_{Hysterese}$	Korrekturfaktor der Hystereseverluste	[m ² /(s ² · T ²)]	S. 17
$K_{K,Alu}$	Aluminiumkomponentenkosten	[€]	S. XXII
$K_{K,Stahl}$	Stahlkomponentenkosten	[€]	S. XXII
K_{Komp}	Komponentenkosten	[€]	S. 52
K_{Lager}	Lagerkosten	[€]	S. XXIII

Symbol	Beschreibung	Einheit	
K_{LE}	Leistungselektronikkosten	[€]	S. XXIII
$K_{MA,a}$	Jährliche Mitarbeiterkosten	[€/a]	S. 54
$K_{MA,h}$	Stündliche Mitarbeiterkosten	[€/h]	S. 54
K_{prod}	Parameter zur Blechkostenberechnung	[-]	S. XXI
$K_{Referenz}$	Referenzgetriebekosten	[€]	S. XXIV
$k_{Rohmaterial}$	Spezifische Rohmaterialkosten	[€/kg]	S. XXI
K_{roll}	Beiwert für Rollenlager	[-]	S. XVII
k_R	Skalierungsfaktor, radial	[K]	S. 41
$K_{S1/S2}$	Beiwerte für Lager-Dichtlippenreibung	[-]	S. XVII
$K_{sp,Bat}$	Spezifische Batteriekosten	[€/kWh]	S. 88
k_{Stahl}	Rohstoffpreis Stahl	[€/kg]	S. XXII
k_{Stk}	Stückpreis	[€/Stk]	S. XIX
k_{Vol}	Volumetrischer Preis	[€/l]	S. XIX
$K_{Wartung,a}$	Jährliche Wartungskosten	[€/a]	S. 54
$K_{Wartung}$	Kosten pro Wartung	[€]	S. 54
$k_{Wellenstahl}$	Rohstoffpreis verarbeiteter Wellenstahl	[€/kg]	S. XXII
K_{Welle}	Wellenkosten	[€]	S. XXII
$k_{Wirbelstrom}$	Korrekturfaktor der Wirbelstromverluste	[m ² /(s ² · T ²)]	S. 17
k_{Zusatz}	Korrekturfaktor der Zusatzverluste	[m ² /(s ^{1,5} · T ^{1,5})]	S. 17
KEK	Kostenersatzkennzahl	[€]	S. 89
$KEK_{Kühlung}$	Kühlungsspezifische Kostenersatzkennzahl	[€/W]	S. 89
KEK_{Masse}	Massenspezifische Kostenersatzkennzahl	[€/kg]	S. 89
KEK_{Verb}	Verbrauchsspezifische Kostenersatzkennzahl	[€/(Wh/km)]	S. 89
L	Charakteristische Länge	[m]	S. IX
l_{Hertz}	Länge des Hertzschen Kontakts	[m]	S. 44
L_K	Kanallänge	[m]	S. 43
l_{Leiter}	Leiterlänge	[m]	S. 16
L_R	Rotorlänge	[m]	S. 41
$l_{Schlauch}$	Schlauchlänge	[mm]	S. XIX
$l_{St \rightarrow R}$	Abstand Gehäuse-Rotor	[-]	S. 42
$L_{WK,axial}$	Axiale Länge des Wickelkopfes	[m]	S. 56
$L_{Zylinder}$	Länge des Zylinders	[m]	S. IX
M	Drehmoment	[Nm]	S. 12
\bar{m}	Gravimetrische Drehmomentdichte	[Nm/kg]	S. 14
$M_{0,Lager}$	Lastunabhängiges Reibungsmoment	[Nm]	S. XVI
$M_{1,Lager}$	Lastabhängiges Reibungsmoment	[Nm]	S. XVI
M_1	Getriebeeingangsmoment des 1-Gang-Getriebes	[Nm]	S. XXIV
m_{Blech}	Masse der Bleche	[kg]	S. XXI
m_{BPV}	Masse des Bypass-Ventils	[kg]	S. 102
M_{drag}	Fluid-Reibungsmoment	[Nmm]	S. XVII
$M_{Eingang}$	Getriebeeingangsmoment	[Nm]	S. XXIV

Symbol	Beschreibung	Einheit	
$m_{FZG,gesamt}$	Fahrzeuggesamtmasse	[kg]	S. 85
$m_{FZG,Leer}$	Masse des leeren Fahrzeugs	[kg]	S. 102
m_{Gesamt}	Gesamtmasse	[kg]	S. 91
$M_{Getriebe,Ist}$	Ist-Drehmoment des Getriebes	[Nm]	S. XI
$M_{Getriebe,max.}$	Maximaldrehmoment des Getriebes	[Nm]	S. XI
$m_{Getriebe}$	Masse des Getriebes	[kg]	S. XXIV
$m_{K,Alu}$	Aluminiumkomponentenmasse	[kg]	S. XXII
$m_{K,Stahl}$	Stahlkomponentenmasse	[kg]	S. XXII
$M_{Lager,SKF}$	Gesamt-Lagerreibungsmoment nach SKF	[Nmm]	S. XVII
m_{Lager}	Lagermasse	[kg]	S. XXIII
m_{Pareto}	Steigung der Pareto-Front	[(Wh/km)/€]	S. 95
$M_{Plansch}$	Reibungsmoment durch Planschen	[Nm]	S. XIV
M_p	Parameter zur Blechkostenberechnung	[-]	S. XXI
$m_{Referenz}$	Masse des Referenzgetriebes	[kg]	S. XXIV
M_{rr}	Rollreibungsmoment	[Nmm]	S. XVII
\dot{m}_{RWK}	Massenstrom in die Rotorwelle	[kg/s]	S. X
M_{seal}	Reibungsmoment der Berührungsdichtungen	[Nmm]	S. XVII
M_{sl}	Gleitreibungsmoment	[Nmm]	S. XVII
M_{St}	Startdrehmoment des Lagers	[Nm]	S. XVIII
$M_{V,lastfrei}$	Lastfreies Reibungsmoment	[Nm]	S. XVIII
\dot{m}_{Ventil}	Ventil-Massenstrom	[kg/s]	S. XIX
m_{Welle}	Wellenmasse	[kg]	S. XXII
$m_{Zahnrad}$	Normalmodul des Zahnrades	[m]	S. XV
m_{Zusatz}	Zusatzmasse	[kg]	S. 102
n	Drehzahl	[min ⁻¹]	S. 19
$n_{1/2}$	Stückzahl	[-]	S. 52
N_1	Anzahl der produzierten 1-Gang-Getriebe	[-]	S. XXIV
$N_{Anlagen}$	Anzahl der Anlagen	[-]	S. 54
$N_{Antriebe,a}$	Gefertigte Antriebe pro Jahr	[a ⁻¹]	S. 54
n_{AP}	Drehzahl des Arbeitspunktes der E-Maschine	[min ⁻¹]	S. 59
$N_{Bleche,a}$	Gestanzte Bleche pro Jahr	[a ⁻¹]	S. XXI
$N_{Bohrungen}$	Anzahl der Bohrungen in der Rotorwelle	[-]	S. 91
$N_{Düsen}$	Anzahl der Sprühdüsen	[-]	S. 91
$n_{EM,max}$	Maximaldrehzahl der E-Maschine	[min ⁻¹]	S. 59
n_{EM}	Drehzahl der E-Maschine	[min ⁻¹]	S. 17
$n_{gang,1}$	Anzahl der Gänge des 1-Gang-Getriebes	[-]	S. XXIV
$n_{Getriebe,Ist}$	Ist-Drehzahl des Getriebes	[min ⁻¹]	S. XI
$n_{Getriebe,max.}$	Maximaldrehzahl des Getriebes	[min ⁻¹]	S. XI
$N_{Kühlkanäle}$	Anzahl der Kühlmantelkühlkanäle	[-]	S. 91
n_{Lager}	Lagerdrehzahl	[min ⁻¹]	S. XVII
N_{MA}	Anzahl der Mitarbeiter	[-]	S. 54
$N_{Pressen}$	Anzahl der Pressen	[-]	S. XXI

Symbol	Beschreibung	Einheit	
$N_{Wartungen,a}$	Notwendige Wartungen pro Jahr	[a ⁻¹]	S. 54
n_{Welle}	Wellendrehzahl	[min ⁻¹]	S. XV
N_{ZB}	Anzahl Zusatzbauteile	[-]	S. 52
Nu	Nusselt-Zahl	[-]	S. 42
\overline{Nu}	Mittlere Nusselt-Zahl	[-]	S. 42
$Nu_{d_{32}}$	Sauter-Durchmesserbezogene Nusselt-Zahl	[-]	S. 55
$Nu_{berechnet}$	Berechnete Nusselt-Zahl	[-]	S. 56
$Nu_{lam,rechteckig}$	Laminare Nusselt-Zahl (rechteckiger Kanal)	[-]	S. 43
$Nu_{lam,rund}$	Laminare Nusselt-Zahl (runder Ka- nal)	[-]	S. 43
$Nu_{Messung}$	Gemessene Nusselt-Zahl	[-]	S. 56
Nu_{Nut}	Nusselt-Zahl in der Nut	[-]	S. 43
Nu_{turb}	Turbulente Nusselt-Zahl	[-]	S. 43
$Nu_{WK,ab}$	Nusselt-Zahl des abströmenden Wi- ckelkopfes	[-]	S. 43
$Nu_{WK,zu}$	Nusselt-Zahl des zuströmenden Wi- ckelkopfes	[-]	S. 43
p	Druck	[bar]	S. 32
p	Polpaarzahl	[-]	S. 19
\bar{p}	Gravimetrische Leistungsdichte	[kW/kg]	S. 6
P_C	Kontaktdruck	[MPa]	S. 42
$P_{Antrieb,max}$	Maximalleistung der Antriebseinheit	[kW]	S. XXIII
P_{AP}	Leistung des Arbeitspunktes der E- Maschine	[W]	S. 59
P_{Ein}	Getriebeeingangsleistung	[W]	S. XII
$P_{EM,max}$	Maximalleistung der E-Maschine	[W]	S. 59
$P_{Getriebeeingang}$	Eingangsleistung des Getriebes	[kg]	S. XXIV
P_{Heizer}	Heizleistung	[kW]	S. XIX
$p_{Kontakt}$	Kontaktpressung	[N/mm ²]	S. XII
P_{mech}	Mechanische Leistung	[W]	S. 12
$P_{Pumpe,elektrisch}$	Elektrische Pumpenleistung	[W]	S. XIX
p_{Ref}	Referenzkontaktpressung	[N/mm ²]	S. XII
$P_{V,Aluminium}$	Aluminiumverluste	[W]	S. 41
$P_{V,Dichtung}$	Dichtungsverluste	[W]	S. 64
$P_{V,Eisen,0}$	Referenz-Eisenverluste	[W]	S. 41
$P_{V,Eisen}$	Eisenverluste	[W]	S. 41
$p_{V,Eisen}$	Spezifische Verlustleistungsdichte	[Wh/kg]	S. 17
$P_{V,EM,Luftspalt}$	Reibungsverluste im Luftspalt der E- Maschine	[W]	S. 41
$P_{V,EM,Reib}$	Reibungsverluste der E-Maschine	[W]	S. 41
$P_{V,EM,Rotor}$	Reibungsverluste der Rotoraußensei- ten	[W]	S. 41
$P_{V,Getriebe}$	Getriebeverluste	[W]	S. 63
$P_{V,Impuls}$	Getriebeimpulsverluste	[W]	S. XII
$P_{V,Kupfer}$	Kupferverluste	[W]	S. 41
$P_{V,Lager}$	Lagerverluste	[W]	S. 64
$P_{V,lastabhängig}$	Lastabhängige Getriebeverluste	[W]	S. XI

Symbol	Beschreibung	Einheit	
$P_{V,lastunabhängig}$	Lastunabhängige Getriebeverluste	[W]	S. 64
$P_{V,Leiter,DC}$	Leiterverluste	[W]	S. 16
$P_{V,Magnet,0}$	Referenz-Magnetverluste	[W]	S. 41
$P_{V,Magnet}$	Magnetverluste	[W]	S. 41
$P_{V,Mess}$	Gemessene Verlustleistung	[W]	S. 62
$P_{V,Plansch,Ref}$	Referenz-Getriebeplanschverluste	[W]	S. XV
$P_{V,Plansch}$	Getriebeplanschverluste	[W]	S. XII
$P_{V,Quetsch}$	Getriebequetschverluste	[W]	S. XII
$P_{V,Reib,Ölimpuls}$	Impulsbedingte Ölreibungsverluste	[W]	S. X
$P_{V,RWDR}$	Radialwellendichtringverluste	[W]	S. XV
$P_{V,Schlepp}$	Schleppverluste	[W]	S. 64
$P_{V,Sim}$	Simulierte Verlustleistung	[W]	S. 62
$P_{V,Ventilation}$	Getriebeventilationsverluste	[W]	S. XII
$P_{V,Verzahnung}$	Verzahnungsverluste	[W]	S. XI
$P_{V,Wickelköpfe,0}$	Referenz-Wickelkopfverluste	[W]	S. 41
$P_{V,Wicklung,(gesamt)}$	Gesamt-Wicklungverluste	[W]	S. 41
$P_{V,Wicklung,0}$	Referenz-Wicklungsverluste	[W]	S. 41
Pe	Peclet-Zahl	[-]	S. 46
Pr_{Fluid}	Prandtl-Zahl des Fluids	[-]	S. 55
Pr_{Luft}	Prandtl-Zahl der Luft	[-]	S. 42
Pr_{Nut}	Prandtl-Zahl in der Nut	[-]	S. 43
$Pr_{WK, zu}$	Nusselt-Zahl des zuströmenden Wickelkopfes	[-]	S. 43
\dot{Q}	Wärmestrom	[W]	S. IX
$\dot{Q}_{Kühlung}$	Kühlungswärmestrom	[W]	S. 40
$R_{0,Z}$	Teilkreisradius des Zahnrades	[m]	S. 45
$R_{Außen}$	Außenradius des zylindrischen Körpers	[m]	S. IX
\overline{R}_a	Mittelwert arithmetische Rauheit	[μm]	S. XIV
R_{el}	Elektrischer Widerstand	[Ω]	S. 16
R_{Innen}	Innenradius des zylindrischen Körpers	[m]	S. IX
$R_{Kontakt}$	Kontaktwärmewiderstand	[K/W]	S. 46
$R_{Lager,m}$	Teilkreisdurchmesser des Lagers	[m]	S. 46
$R_{LAR,i}$	Innerer Radius des Lageraußenrings	[m]	S. 46
$R_{LIR,a}$	Äußerer Radius des Lagerinnenrings	[m]	S. 46
R_m	Lagerreferenzradius	[m]	S. XVIII
$\sum R_p$	Rauheitskenngröße	[mm]	S. XV
$R_{R,a}$	Rotoraußenradius	[m]	S. 41
$R_{R,i}$	Rotorinnenradius	[m]	S. 41
$R_{statisch}$	Statischer Wärmewiderstand	[K/W]	S. 46
$R_{Striction}$	Wärmewiderstand der Striktion	[K/W]	S. 46
R_s	Beiwert für das strömungsverlustabhängige Reibungsmoments	[-]	S. XVII
R_{th}	Thermischer Widerstand	[K/W]	S. IX
$R_{W,a}$	Rotorwellenaußenradius	[m]	S. 42
$R_{WK,a}$	Außenradius des Wickelkopfes	[m]	S. 56
$R_{WK,i}$	Innenradius des Wickelkopfes	[m]	S. 56

Symbol	Beschreibung	Einheit	
$R_{Zahn,Öl}$	Wärmewiderstand Zahnrad-Öl	[K/W]	S. 44
$R_{Zahnkontakt}$	Kontaktwärmewiderstand des Zahnradeingriffs	[K/W]	S. 44
$R_{Zahnrad}$	Teilkreisradius des Zahnrades	[m]	S. XVI
R_Z	Gemittelte Rautiefe	[μm]	S. XIV
RE	Relativer Fehler	[%]	S. 56
\overline{RE}	Mittlerer relativer Fehler	[%]	S. 56
Re_Ω	Reynolds-Zahl der auftreffenden Oberfläche	[-]	S. 43
Re_A	Axiale Reynolds-Zahl	[-]	S. 43
Re_D	Reynolds-Zahl des rotierenden Fluidaustritts	[-]	S. 43
Re_{LS}	Reynolds-Zahl im Luftspalt	[-]	S. 41
Re_{Nut}	Reynolds-Zahl in der Nut	[-]	S. 43
Re_R	Reynolds-Zahl des Rotors	[-]	S. 41
Re_r	Reynolds-Zahl zur Berechnung des lastfreien Lagerreibungsmoments	[-]	S. XVIII
$Re_{Sprüh}$	Sprühbezogene Reynolds-Zahl	[-]	S. 55
$Re_{WK,ab}$	Reynolds-Zahl des abströmenden Wickelkopfes	[-]	S. 43
$Re_{WK,zu}$	Reynolds-Zahl des zuströmenden Wickelkopfes	[-]	S. 43
Re_W	Reynolds-Zahl der Rotorwelle	[-]	S. 42
$Re_{Z,krit}$	Kritische Reynolds-Zahl des Zahnrades	[-]	S. XV
S_δ	Luftspaltfläche	[m^2]	S. 12
s_{FZG}	Fahrzeugreichweite	[km]	S. 88
s_{Zyklus}	Zykluslänge	[km]	S. 89
T	Temperatur	[K]	S. 41
t	Zeit	[h] bzw. [min]	S. 109
T_0	Referenztemperatur	[K]	S. 41
$t_{Abschreibung}$	Abschreibungsdauer der Anlagen	[a]	S. 54
$t_{Arbeit,a}$	Arbeitsstunden pro Jahr	[h/a]	S. 54
t_{Cycle}	Fertigungszykluszeit	[s]	S. XXI
$t_{Fertigung,a}$	Fertigungsstunden pro Jahr	[h/a]	S. XXI
$T_{Messung}$	Gemessene Temperatur	[K]	S. 63
$t_{Prozess}$	Prozesszeit	[s]	S. 54
$T_{Simulation}$	Simulierte Temperatur	[K]	S. 63
t_{Zyklus}	Zyklusdauer	[s]	S. 89
Ta	Taylor-Zahl	[-]	S. 42
U	Geschwindigkeitsparameter	[-]	S. XIII
U	Spannung	[V]	S. IX
\dot{V}	Flächenbezogene Sprühdichte	[$(\text{m}^3 \cdot \text{s})/\text{m}^2$]	S. 56
\dot{V}	Volumenstrom	[l/min]	S. 30
$v_{Austritt}$	Rotierende Austrittsgeschwindigkeit	[m/s]	S. 43
$v_{\Sigma C}$	Summengeschwindigkeit im Wälzpunkt	[m/s]	S. XII
$\dot{V}_{\Sigma Düs,alle}$	Gesamtvolumenstrom der Düsen	[l/min]	S. 57

Symbol	Beschreibung	Einheit	
v_{FZG}	Fahrzeuggeschwindigkeit	[km/h]	S. 109
V_{Gesamt}	Gesamtvolumen	[m ³]	S. 91
V_M	Ölbadwiderstandsvariable	[-]	S. XVII
$\dot{V}_{\text{Öl}}$	Ölvolumenstrom	[m ³ /s]	S. XVI
$V_{\text{Öl}}$	Ölvolumen	[l]	S. 91
$v_{Ref,EHD}$	Elastohydrodynamische Referenzgeschwindigkeit	[m/s]	S. XIII
$v_{Ref,F}$	Fluid-Referenzgeschwindigkeit	[m/s]	S. XII
v_{Roll}	Rollgeschwindigkeit des Zahneingriffs	[m/s]	S. 44
v_r	Relative Geschwindigkeit	[m/s]	S. 46
v_{Zahn}	Zahnradgeschwindigkeit	[m/s]	S. XVI
W	Lastparameter	[-]	S. XIII
X_L	Schmierstofffaktor	[-]	S. XIV
Z	Zähnezahl	[-]	S. 44
z	Ganganzahl	[-]	S. XXIV
Z_{Abw}	Zulässige Abweichung	[-]	S. 86

Griechische Symbole

α	Konstante zur Lagerreibungsberechnung	[-]	S. XVIII
α_{EHD}	Elastohydrodynamischer Reibungsexponent	[-]	S. XIII
α_F	Fluidreibungsexponent	[-]	S. XII
$\alpha_{Geh,St}$	Kontaktwärmeübertragungskoeffizient des Stator-Gehäuse-Übergangs	[W/(m ² · K)]	S. 42
α_{HTC}	Wärmeübertragungskoeffizient	[W/(m ² · K)]	S. 42
$\alpha_{Kühlung}$	Wärmeübertragungskoeffizient der Kühlung	[W/(m ² · K)]	S. 40
α_{Konv}	Konvektiver Wärmeübertragungskoeffizient	[W/(m ² · K)]	S. IX
α_t	Temperatur-Koeffizient der dynamischen Viskosität	[1/K]	S. XIV
β	Durchmesser der Dichtlippen-Gegenlauffläche	[mm]	S. XVII
β	Konstante zur Lagerreibungsberechnung	[-]	S. XVIII
β_b	Schrägungswinkel	[rad]	S. XIV
β_{EHD}	Elastohydrodynamischer Reibungsexponent	[-]	S. XIII
β_F	Fluidreibungsexponent	[-]	S. XII
β_x	Hauptneigungswinkel	[°]	S. 49
$\Delta\vartheta$	Temperaturdifferenz	[°C]	S. 1
ΔE_{Bat}	Energieverbrauchs-differenz	[kWh]	S. 23
Δe_{FZG}	Verbrauchs-differenz des Fahrzeugs	[Wh/km]	S. 89
$\Delta \bar{e}_{FZG}$	Massenspezifische Verbrauchs-differenz des Fahrzeugs	[(Wh/km)/kg]	S. 89

Symbol	Beschreibung	Einheit	
Δm	Massendifferenz	[kg]	S. 85
Δm_{FZG}	Differenz der Fahrzeugmasse	[kg]	S. 89
ΔT	Temperaturdifferenz	[K]	S. 3
$\Delta T_{\text{Getriebeölsumpf}}$	Differenz zwischen gemessener und simulierter Getriebeölsumpf-temperatur	[K]	S. 63
$\Delta T_{\text{Komponente}}$	Komponententemperaturdifferenz	[K]	S. 104
$\bar{\eta}$	Mittlerer Wirkungsgrad	[-]	S. 91
$\eta_{\partial 1/\partial 2}$	Dynamische Viskosität bei Temperatur 1/2	[Pa · s]	S. XIV
η_{eAE}	Wirkungsgrad der elektrischen Antriebseinheit	[-]	S. 89
η_{Fluid}	Dynamische Viskosität des Fluids	[Pa · s]	S. 56
η_{Getriebe}	Wirkungsgrad des Getriebes	[-]	S. 20
η_M	Dynamische Viskosität bei Massentemperatur	[Pa · s]	S. XIV
$\eta_{\text{Öl}}$	Dynamische Viskosität des Öls	[Pa · s]	S. XIII
η_{Ref}	Dynamische Referenz-Viskosität	[Pa · s]	S. XIII
γ	Parameter zur Beschreibung der Ölbeschleunigung	[m/s ²]	S. XV
γ_{EHD}	Elastohydrodynamischer Reibungs-exponent	[-]	S. XIII
Λ	Relative Schmierfilmdicke	[-]	S. XIII
Λ	Wärmeleitwert	[W/K]	S. 57
λ	Thermische Leitfähigkeit	[W/(m · K)]	S. IX
λ_{Fluid}	Wärmeleitfähigkeit des Fluids	[W/(m · K)]	S. 55
λ_{Zahnrad}	Wärmeleitfähigkeit des Zahnrades	[W/(m · K)]	S. 44
μ_0	Grenzreibwert	[-]	S. XV
μ_{BL}	Lager-Gleitreibungskoeffizient	[-]	S. XVII
$\mu_{EHD,Ref}$	Elastohydrodynamischer Referenz-Reibungsfaktor	[-]	S. XIII
μ_{EHD}	Elastohydrodynamischer Reibungsfaktor	[-]	S. XII
μ_{EHL}	Lager-Gleitreibungskoeffizient	[-]	S. XVII
$\mu_{F,Ref}$	Referenz-Fluidreibungsfaktor	[-]	S. XII
μ_{Fluid}	Dynamische Viskosität des Fluids	[-]	S. 46
μ_F	Fluidreibungsfaktor	[-]	S. XII
μ_{mz}	Mittlerer Verzahnungsreibungsfaktor	[-]	S. XII
μ_{sl}	Gleitreibungszahl	[-]	S. XVII
μ_{Wand}	Dynamische Viskosität an der Wand	[-]	S. 46
ν	Kinematische Viskosität	[mm ² /s]	S. XVI
ν_{Fluid}	Kinematische Viskosität des Fluids	[m ² /s]	S. 43
ν_{Luft}	Kinematische Viskosität der Luft	[m ² /s]	S. 41
$\nu_{\text{Öl}}$	Kinematische Viskosität des Getriebeöls	[m ² /s]	S. XV
ω	Umfangsgeschwindigkeit	[rad/s]	S. 12
ω_0	Referenzumfanggeschwindigkeit	[rad/s]	S. XVIII

Symbol	Beschreibung	Einheit	
$\omega_{Lager,i/a}$	Umfangsgeschwindigkeit am Lagerinnenring / Lageraußenring	[rad/s]	S. 46
ω_R	Umfangsgeschwindigkeit des Rotors	[rad/s]	S. 41
ω_{Welle}	Umfangsgeschwindigkeit der Welle	[rad/s]	S. XV
$\omega_{Zahnrad}$	Umfangsgeschwindigkeit des Zahnrades	[rad/s]	S. XVI
ϕ_{ish}	Schmierfilmdickenfaktor	[-]	S. XVII
ϕ_{rs}	Schmierstoffverdrängungsfaktor	[-]	S. XVII
ψ	Dimensionsloser Parameter	[-]	S. 44
ρ_{Eisen}	Eisendichte	[kg/m ³]	S. XXI
ρ_{el}	Spezifischer elektrischer Widerstand	[$\Omega \cdot m$]	S. 16
ρ_{Ers}	Ersatzkrümmungsradius	[mm]	S. XIII
ρ_{Fluid}	Dichte des Fluids	[kg/m ³]	S. 56
ρ_{Luft}	Luftdichte	[kg/m ³]	S. 41
$\rho_{\text{Öl}}$	Dichte des Getriebeöls	[kg/m ³]	S. XIV
ρ_{redC}	Ersatzkrümmungsradius	[mm]	S. XIV
	Wälzpunkt		
σ	Standardabweichung	[%]	S. 63
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	[W/(m ² · K ⁴)]	S. IX
σ_{el}	Elektrische Leitfähigkeit	[1/($\Omega \cdot m$)]	S. IX
θ	Konstante zur Lagerreibungsberechnung	[-]	S. XVIII
θ	Öleintauchwinkel	[rad]	S. XVI
$\theta_{Zahnrad}$	Winkel zwischen der Öloberfläche und dem Zahnrad	[rad]	S. 44
ε	Emissionsgrad	[-]	S. IX
$\varepsilon_{1,2}$	Teilüberdeckung	[-]	S. XII
ε_{α}	Profilüberdeckung	[-]	S. XIV
ε_L	Radiale Lagerluft	[m]	S. 46
φ	Austrittswinkel	[rad]	S. XVI
ϑ	Temperatur	[°C]	S. 16
$\vartheta_{1/2}$	Temperatur 1/2	[°C]	S. XIV
$\vartheta_{Betrieb}$	Betriebstemperatur	[°C]	S. 11
ϑ_{BPV}	Öffnungstemperatur des Bypass-Ventils	[°C]	S. 101
$\vartheta_{Getriebe,Ist}$	Ist-Temperatur des Getriebes	[°C]	S. XI
ϑ_{Grenze}	Bauteilgrenztemperatur	[°C]	S. 11
ϑ_{KW}	Kühlwassertemperatur	[°C]	S. 74
$\vartheta_{LE,max}$	Maximale Leistungselektroniktemperatur	[°C]	S. 91
ϑ_{Mess}	Gemessene Temperatur	[°C]	S. 61
$\vartheta_{\text{Öl,Düseintritt}}$	Öltemperatur bei Düseintritt	[°C]	S. 56
$\vartheta_{\text{Öl,Eintritt,E-Maschine}}$	Öltemperatur in die E-Maschine	[°C]	S. 85
$\vartheta_{\text{Öl,max}}$	Maximale Öltemperatur	[°C]	S. 91
$\vartheta_{\text{Öl}}$	Öltemperatur	[°C]	S. 20
$\vartheta_{Rotor,max}$	Maximale Rotortemperatur	[°C]	S. 59
ϑ_{Sim}	Simulierte Temperatur	[°C]	S. 61

SYMBOLVERZEICHNIS

Symbol	Beschreibung	Einheit	
ϑ_{Start}	Starttemperatur	[°C]	S. 99
$\vartheta_{Stator,max}$	Maximale Statortemperatur	[°C]	S. 91
$\vartheta_{Umgebung}$	Umgebungstemperatur	[°C]	S. 23
$\vartheta_{WK,max}$	Maximale Wickelkopftemperatur	[°C]	S. 59
ζ	Aufteilungsfaktor	[-]	S. XII

Abbildungsverzeichnis

1.1	Zielkonflikte der Auslegung und Entwicklung eines elektrischen Antriebsstrangs und Komponenten- und Antriebswirkungsgrade	2
1.2	Schnittbilder zweier eAEs des Volkswagen MEB: a) APP310 und b) AKA150	4
2.1	Tank-to-Wheel Vergleich eines BEVs und eines Fahrzeugs mit VKM	5
2.2	Auslegungsdreieck: Bauraum, Wirkungsgrad und Kosten	6
2.3	Leistungsdichten elektrischer Antriebseinheiten	6
2.4	V-Modell für die Entwicklung mechatronischer und cyber-physischer Systeme	7
2.5	V-Modell bei der Fahrzeugentwicklung mit Anforderungen an das Subsystem elektrische Antriebseinheit	8
2.6	Marktanteile der Maschinenarten in derzeitigen BEVs (Stand 2020)	9
2.7	Beispiele für die Verbesserungspotenziale durch Bauteilintegration bei elektrischen Antriebseinheiten: a) Volkswagen und b) Continental	10
2.8	Maximale Betriebstemperaturen in den Komponenten einer elektrischen Antriebseinheit	11
2.9	Fahrzyklenarbeitspunkte (schwarz) in einem charakteristischen Kennfeld	12
2.10	Möglichkeiten zur Wirkungsgradverbesserung und Leistungssteigerung elektrischer Antriebseinheiten	13
2.11	Beispiele für unterschiedliche Maschinentypen	14
2.12	Temperaturabhängigkeit der E-Maschinenverluste am Beispiel einer PMSM	17
2.13	Relativer Vergleich der Eisenverluste zweier unterschiedlicher Elektroblechdicken für zwei PMSMs	18
2.14	Maximale und optimale Betriebstemperaturen in den Komponenten einer elektrischen Antriebseinheit	22
2.15	Anforderungen an Temperatureinsatzbereiche der unterschiedlichen Bestandteile des Fahrzeugthermomanagementsystems	22
2.16	Kühlkonzepte in elektrischen Fahrzeugantrieben	24
2.17	Schematische Darstellung verschiedener Kühlmantelarten	25
2.18	Beispiele für optimierte gehäuseintegrierte Kühlkanalkonzepte	26
2.19	Ausführungsvarianten einer Statorblechkühlung	27
2.20	Ausführungsvarianten gefluteter E-Maschinen	27
2.21	Schematischer Vergleich Strahl- und Sprühkühlung	28
2.22	Ausführungsvarianten einer Wickelkopfstrahlkühlung	29
2.23	Ausführungsvarianten einer Wickelkopfsprühkühlung	30
2.24	Schematische Darstellung einer Rotorstrahlkühlung	31
2.25	Ausführungsvarianten einer Rotorschleuderkühlung	31
2.26	Verschiedene Arten von Statornutkühlungen	32
2.27	Ausführungsvarianten einer Rotorwellenkühlung	33
2.28	Ausführungsvarianten einer Rotorblechkanalkühlung	35
2.29	Relativer Einfluss höherer Bauteiltemperaturen auf die Verluste in einer elektrischen Antriebseinheit und den einzelnen Komponenten	37
3.1	Darstellung der entwickelten Methodik zur Optimierung von eAEs	39
3.2	Beispiel des thermischen Netzwerks einer PMSM mit Kühlmantel	40

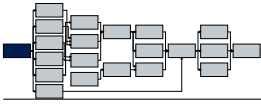
3.3	Wärmeübertragungsmodell-Auswahlmethode	44
3.4	Thermisches Netzwerkmodell eines 1-Gang-Getriebes am Beispiel des MEB	44
3.5	Thermisches Netzwerk eines Rillenkugellagers	45
3.6	Vereinfachtes thermisches Netzwerkmodell einer Leistungselektronik am Beispiel des MEB Frontantriebs	47
3.7	Thermische Netzwerkmodelle verschiedener Wärmeübertrager	47
3.8	Thermisches Netzwerkmodell einer eAE mit KM und RWK	48
3.9	Flussdiagramm des Modells zum Entwerfen eines 1-Gang-Getriebedesigns	50
3.10	Drei Getriebedesignentwürfe mit unterschiedlichen Hauptneigungswinkeln	51
3.11	Vergleich d. Getriebeverlustkennfelder für drei untersch. Hauptneigungswinkel	51
3.12	Flussdiagramm Herstellungsprozessmodell	53
4.1	Aufbau des Testprüfstands für einen Stator mit Ölsprühkühlung	56
4.2	Messabgleich Sprühkühlungsprüfstand mit Modellansatz	57
4.3	Simulativer Vergleich der drei Düsenanordnungen mit Variation der Öltemperatur und des Volumenstroms	58
4.4	Verwendete Modelle für den E-Maschinen-Abgleich	59
4.5	Prüfstands Aufbau	60
4.6	Hotspots der 3D-CHT-Simulation	60
4.7	Messabgleich Wickelkopftemperaturen einer ölgekühlten PMSM	61
4.8	Schematischer Aufbau des Getriebeprüfstands	62
4.9	Thermische Getriebemodellvalidierung	63
4.10	Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #4 mit Öl #2 @ $\vartheta_{\text{Öl}} = 60^{\circ}\text{C}$	64
4.11	Messabgleich der Schleppverluste einer eAE mit trockenlaufender ASM	65
4.12	Messabgleich der Schleppverluste einer eAE mit trockenlaufender PMSM	65
4.13	Messabgleich der Schleppverluste einer eAE mit nasslaufender PMSM	66
4.14	Stationäre Arbeitspunkte der eAE mit trockenlaufender PMSM	67
4.15	Wickelkopftemp. der eAE mit trockenlaufender PMSM in zwei Fahrzyklen	68
4.16	Temperaturen der eAE mit nasslaufender PMSM im Fahrzyklus #1	69
4.17	Temperaturen der eAE mit nasslaufender PMSM im Fahrzyklus #2	70
4.18	Temperaturen der eAE mit nasslaufender PMSM im Fahrzyklus #3	71
4.19	Temperaturen der eAE mit trockenlaufender ASM (Stationär #1)	72
4.20	Temperaturen der eAE mit trockenlaufender ASM (Stationär #2)	73
4.21	Temperaturen der eAE mit trockenlaufender ASM im Fahrzyklus #2	74
4.22	Blechkostenmodell	75
4.23	Vergleich verschiedener Getriebekostenmodelle	76
4.24	Gesamtherstellungskosten verschiedener elektrischer Antriebseinheiten	76
5.1	Deterministische und stochastische Verteilungsmethoden	80
5.2	Beispiele für Metamodelle	80
5.3	Beispiele für die Optimierungsverfahren	81
5.4	Systemgrenzen zweier Komponentensimulationen	83
5.5	Systemgrenzen der Antriebseinheitssimulation durch Komponentenkopplung	83
5.6	Schematische Darstellungen der E-Maschine und der eAE für den Systemgrenzen- Vergleich	85
5.7	Simulation des Bergfahrzyklus bei unterschiedlichen Systemgrenzen	86
5.8	Flussdiagramm der Zyklus-Clustering-Methode	87
5.9	Vergleich einer ausreichenden und nicht-ausreichenden Segmentierung der Zyklus- Clustering-Methode	87
5.10	Vergleich Fahrzyklus und Ersatzzyklus	88

5.11	Einfluss der Variation der zulässigen Abweichung Z_{Abw} auf Verbrauch und Temperatur der geclusterten Zyklen	88
5.12	Flussdiagramm des eAE-Optimierungsverfahren: Prozess für eine eAE-Konfiguration (oben) und Vergleich verschiedener eAEs (unten)	90
6.1	Vergleich der Paretofronten: Materialkosteneinfluss auf Kühlkonzept #1 (oben) und Kühlkonzept #10 (unten)	93
6.2	Vergleich des Materialkosteneinflusses auf die Gesamt-KEKs	94
6.3	Vgl. der Pareto-Fronten der 10 Kühlkonzepte an einer PMSM und einer FSM	95
6.4	Vergleich der Steigungen der 10 Kühlkonzepte an der PMSM mit zwei verbrauchsbezogenen Kostenersatzkennzahlen: 32 (links) und 82,5 (rechts)	96
6.5	Vergleich der Gesamt-Kostenersatzkennzahlen der 10 Kühlkonzepte an einer PMSM (links) und einer FSM (rechts)	96
6.6	Vergleich der minimalen Gesamt-Kostenersatzkennzahlen der 10 Kühlkonzepte an einer PMSM und einer FSM bei zwei verschiedenen verbrauchsspezifischen Kostenkennziffern	96
6.7	Vergleich der minimalen Gesamt-Kostenersatzkennzahlen der 10 Kühlkonzepte an einer eAE mit PMSM und einer eAE mit FSM bei zwei verschiedenen verbrauchsspezifischen Kostenkennziffern	97
6.8	Vergleich der minimalen Gesamt-Kostenersatzkennzahlen der 10 Kühlkonzepte der Systemsimulation gegenüber der Komponentensimulation	98
6.9	Einfluss der Starttemperatur auf die Komponenten- und Systemsimulation	99
6.10	Beispiele für die Variation des Volumenstroms und der Starttemperatur	100
7.1	Bypass-Ventil und Ölpumpe	101
7.2	Schematische Darstellungen der Antriebseinheiten und Kühlkreisläufe	103
7.3	Pumpenkennlinien	103
7.4	WLTP-Optimierung ölgekühlter eAEs mit FZG #1 @ Starttemperatur $\vartheta_{Start} = -7^{\circ}\text{C}$	104
7.5	WLTP-Optimierung ölgekühlter eAEs mit FZG #1 @ Starttemperaturen $\vartheta_{Start} = 25^{\circ}\text{C}$ & 55°C	105
7.6	WLTP-Optimierung kombiniert gekühlter eAEs mit FZG #1 @ Starttemperaturen $\vartheta_{Start} = -7^{\circ}\text{C}$ & 55°C	106
7.7	Bergzyklus-Opt. zweier eAEs mit FZG #1 @ Starttemperatur $\vartheta_{Start} = 33^{\circ}\text{C}$	107
7.8	Fünf Fahrzyklen mit isolierten eAEs	110

Tabellenverzeichnis

2.1	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener elektromagnetischer Maßnahmen zur Leistungssteigerung von E-Maschinen	15
2.2	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener elektromagnetischer Maßnahmen zur Reduktion der E-Maschinenverluste	18
2.3	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener elektromagnetischer Maßnahmen zur Reduktion der Leistungselektronikverluste	19
2.4	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile einer Drehzahlanhebung in der E-Maschine	20
2.5	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener mechanischer Maßnahmen zur Reduktion der Getriebeverluste	21
2.6	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Fahrzeugthermomanagementmaßnahmen	23
2.7	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Kühlmänteln	26
2.8	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von gefluteten Wickelkopf Kühlungen	28
2.9	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Wickelkopfstrahlkühlungen	29
2.10	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Wickelkopfsprühkühlungen	30
2.11	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Rotorstrahlkühlungen	31
2.12	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Rotorschleuderkühlungen	32
2.13	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Statornutkühlungen	33
2.14	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Rotorwellenkühlungen	34
2.15	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Rotorblechanalkühlungen	35
2.16	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Phasenwechselkühlungen	36
2.17	Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Kühlungen durch verbesserte Wärmeleitfähigkeit	36
2.18	Übersicht Bewertungsmatrix Kühlkonzepte	38
3.1	Eingangsparameter Getriebeentwurfsmodell	49
4.1	Koeffizienten der Nusselt-Korrelation	56
4.2	Messabgleich d. ölgekühlten PMSM mit dem therm. Netzwerk u. der 3D-CHT--Simulation	60
5.1	Übersicht über verschiedene Optimierungen von Antriebsbauteilen und -komponenten, eAEs und Antriebsstrangtopologien	84

5.2	Fahrzeugspezifische Randbedingungen zur Kostenanalyse	89
6.1	Übersicht der simulierten Kühlkonzepte in den Parameterstudien und Konzept- vergleichen	91
6.2	Zielgrößen und Grenzwerte der Optimierungen	92
7.1	Sechs Variationen der Kühlkreislaufoptimierung mit Bypass-Ventilen	102
7.2	Verwendete Fahrzeugparameter der Fahrzeuge FZG #1 und FZG #2	103
7.3	Drei Variationen zur Potenzialanalyse von isolierten Antriebseinheiten	108



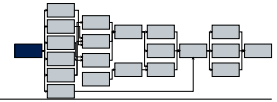
Kapitel 1

Einleitung

Der Klimawandel stellt eine der größten Herausforderungen für die Menschen und den Planeten Erde dar. Im Pariser Klimaabkommen von 2015 wurde das globale Ziel beschlossen die Erderwärmung unter $\Delta\vartheta = 2^\circ\text{C}$ gegenüber vorindustriellen Zeiten zu halten [1]. Kohlenstoffdioxid und andere Treibhausgase in der Atmosphäre müssen reduziert werden, um die Beschleunigung der Erderwärmung abzubremesen. Derzeit fallen ca. 25% aller weltweiten CO_2 -Emissionen (Stand 2018) und 25,4% des weltweiten Energiebedarfs (Stand 2020) auf den Transportsektor (dies umfasst Straßen- und Schienenverkehr, Luft- und Schifffahrt). In Deutschland sind es ca. 20% der Emissionen (Stand 2019) und 28% des Gesamtenergiebedarfs (Stand 2015). Europaweit macht der Straßenverkehr 72% der Emissionen des Transportsektors aus, 60,7% davon entfallen auf **P**ersonen**K**raft**W**agens (PKWs) (Stand 2019). Der Anteil des Personenverkehrs am Energiebedarf des weltweiten Transportsektors liegt bei 40% (Stand 2020) [2–6]. Bezogen auf den weltweiten Transportsektor entfallen damit ca. 8,7 – 10,9% der CO_2 -Emissionen auf PKWs sowie 10,1% des weltweiten Energiebedarfs. Elektrisch angetriebene Fahrzeuge mit Strom aus erneuerbaren Energien stellen eine gute Möglichkeit dar, um den CO_2 -Ausstoß im Vergleich zu **V**erbrennungs**K**raft**M**aschinen (VKMs) zu reduzieren. Im Zusammenhang mit der zunehmenden Anzahl von Ländern, die Zulassungsverbote für Fahrzeuge mit rein VKM-basierten Antrieben (ab 2030-2050) erlassen, wird es in Zukunft immer mehr (teil-)elektrisch angetriebene Fahrzeuge geben [7, 8]. Je nach Region, politischer und wirtschaftlicher Entwicklung liegen die Prognosen für den Marktanteil elektrischer Fahrzeuge im Jahr 2030 zwischen 20 – 50%. Die höchsten Marktanteile werden voraussichtlich in Europa, China, Japan, Korea und den USA zu finden sein [9].

1.1 Problemstellung und Motivation der Arbeit

Dem Antriebsstrang batterieelektrischer Fahrzeuge (engl.: ”**B**attery **E**lectric **V**ehicles”) (BEVs) kommt mit dem zunehmenden Interesse an CO_2 -neutraler Mobilität eine immer wichtigere Rolle im zukünftigen Personenkraftverkehr zu. Die elektrische **A**ntriebs**E**inheit (eAE) ist für die Wandlung der elektrischen Energie der Batterie oder Brennstoffzelle in mechanische Energie zuständig und soll diese möglichst verlustfrei realisieren. Der heutzutage weit verbreitete VKM-basierte Antriebsstrang ist dem elektrischen Antriebsstrang, aufgrund hoher Verluste bei der Umwandlung von chemischer Energie in mechanische Energie, wirkungsgradtechnisch weit unterlegen. Allerdings ist die gravimetrische und volumetrische Energiedichte von Batteriezellen derzeit noch deutlich unterhalb der Energiedichte fossiler Brennstoffe, sodass die Reichweite elektrischer Fahrzeuge durch die Masse der Batterie, verglichen zur mitgeführten Kraftstoffmasse konventioneller Fahrzeuge, begrenzt ist. Jede zusätzliche Steigerung des Wirkungsgrads der eAE erhöht die Wirkungsgradgesamtbilanz des elektrischen Antriebstrangs des angetriebenen Fahrzeugs und kann damit dessen Reichweite bei gleicher Fahrweise maßgeblich steigern. Dies kann BEVs zu zusätzlicher Attraktivität gegenüber Fahrzeugen mit VKMs verhelfen, da viele Kunden beim Kauf ihrer Fahrzeuge die Reichweite weiterhin als wichtiges Kriterium für



die Kaufentscheidung heranziehen.

Aufgrund der Kundenwünsche und durch den Wettbewerb mit neuen Anbietern elektrischer Fahrzeuge steigen die Fahrzeuganforderungen und somit auch die Anforderungen an eine eAE. Die Fahrzeuganforderungen an die Reichweite, die Fahrzeugkosten und die Leistungsfähigkeit (Beschleunigung 0-100 km/h, Höchstgeschwindigkeit, maximale Anhängelast) müssen für die Definition der Entwicklungsziele einer eAE aufgeschlüsselt und auf diese angepasst werden. Dadurch entsteht auch bei der eAE ein Auslegungskonflikt zwischen der Leistung, der Effizienz und den Herstellungskosten, der zusätzlich durch den maximalen Bauraum innerhalb der Karosserie begrenzt wird (Abb. 1.1a). Weitere Anforderungen können durch die Akustik und die Lebensdauer hinzukommen. Der Wirkungsgrad der eAE setzt sich dabei aus den einzelnen Wirkungsgraden der enthaltenen Komponenten zusammen. Dies umfasst die Elektrische Maschine (E-Maschine), das Getriebe, die Leistungselektronik (LE) und den antriebsinternen Hydraulikkreislauf (Abb. 1.1b). Die Wirkungsgrade moderner eAEs können im Bestpunkt bei über $\eta_{eAE} > 95 - 96\%$ liegen [10–13].

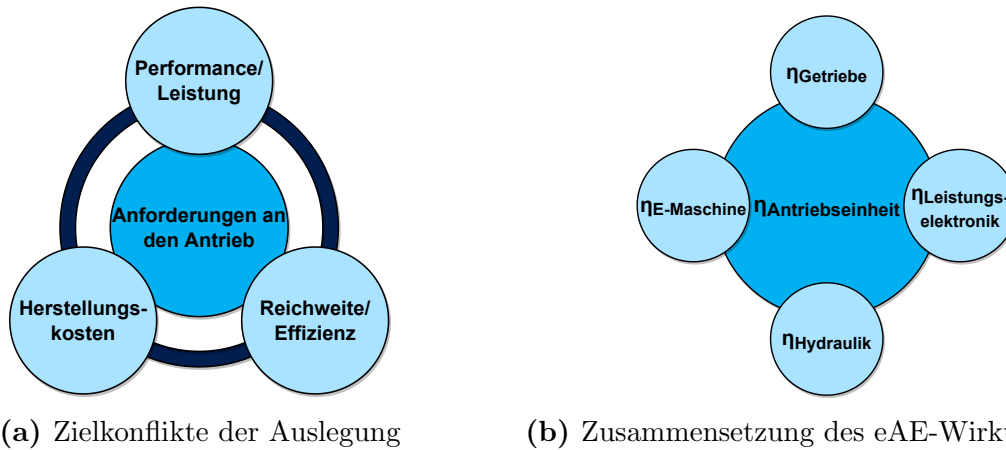


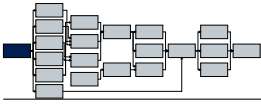
Abb. 1.1: Zielkonflikte der Auslegung und Entwicklung eines elektrischen Antriebsstrangs und Komponenten- und Antriebswirkungsgrade

Ein zunehmend wichtiger Freiheitsgrad zur Steigerung des Wirkungsgrads und zur Bauteilmassenreduktion elektrischer Antriebe besteht in der gezielten Optimierung des Thermohaushaltes der eAE. Durch gezielte Verbesserung der Kühlung und des antriebsinternen Thermomanagements können die Wärmequellen effektiv gekühlt und andere Komponenten gezielt erwärmt werden, um die jeweiligen Komponenten des Antriebs nahe ihres thermodynamischen Wirkungsgradoptimums betreiben zu können. Dabei sind neben der wirkungsgradoptimalen Betriebstemperatur der Komponenten verschiedene weitere Einflüsse zu berücksichtigen:

- a) die Reaktionsfähigkeit bzw. Trägheit des Kühlkonzepts auf schnelle oder sprungartige Lastwechsel mit stark variierenden Verlustverteilungen und -anteilen
- b) der wechselseitige, thermodynamische Einfluss zweier oder mehrerer örtlich verbundener (Teil-)Komponenten aufeinander
- c) die Verfügbarkeit und Regelbarkeit von verschiedenen Fluidkreisläufen zur Kühlung und Fluidverteilung innerhalb der eAE

Die Temperaturen in den einzelnen Bauteilen beeinflussen die Materialeigenschaften, welche wiederum die Verlustleistungen in diesen Bauteilen beeinflussen. Zwei Beispiele:

1. Eine Erhöhung der Kupferleiter-Wicklungstemperatur um eine Temperaturdifferenz von $\Delta T = 20 \text{ K}$ führt bei gleicher Geometrie zu einer Erhöhung der Leiterverluste um ca. 8%. Bezogen auf die elektrische Maschine kann dies, je nach Arbeitspunkt und Drehmomenten-Anforderung des Fahrzeugs, mehr als 50% der Gesamtverluste der elektrischen Maschine ausmachen.



2. In Betriebszuständen mit niedrigen Drehmomenten und hohen Eingangsdrehzahlen kann eine Senkung der Getriebeölsumpftemperatur um $\Delta T = 30 \text{ K}$ zu einer Verdopplung der Getriebeverluste führen.

Durch geschickte Wahl des Kühlkonzepts und Umsetzung von lastpunktabhängigen Betriebsstrategien zur Steuerung von Aktuatoren und/oder Pumpen, können zuvor beschriebene, gegenläufige Effekte minimiert und somit Potenziale zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrads des Antriebsstrangs gezielt genutzt werden. Gerade diese komplexe, multiphysikalische Kopplung thermischer, hydraulischer, elektrischer und mechanischer Phänomene und Effekte, stellt die Entwicklung von hochintegrierten elektrischen Antriebseinheiten vor neue Herausforderungen.

Der entwickelnde Ingenieur will in der frühen Entwicklungsphase schnelle Prognosen zur Bewertung der verschiedenen Einflüsse und Wechselwirkungen ableiten können. Jedoch sind viele detaillierte, multiphysikalisch gekoppelte Berechnungsmethoden oft sehr zeitineffizient, haben große Bedatungsumfänge und ermöglichen somit keine aussagekräftigen Prognosen in angemessener Zeit, um qualifizierte Bewertungen über Konzeptentwürfe erarbeiten zu können. Daher sind in der frühen Entwicklungsphase schnell rechnende Tools notwendig.

Viele Tools und Programme, die zur Berechnung und Bewertung einzelner, genannter Aspekte entwickelt worden sind, können die jeweiligen Fragestellungen meist unter Annahme konstanter Randbedingungen und -temperaturen sehr genau prognostizieren. Transiente Temperaturrandbedingungen benötigen oft zusätzliche Rechenzeit zu den bereits zeitintensiven Berechnungen bei konstanten Randbedingungen. Eine auf numerischer Strömungsmechanik (engl.: "Computational Fluid Dynamics") (CFD) basierte Berechnung einer Fluidverteilung kann bei hohen Drehzahlen durchaus mehrere hundert Stunden Rechenzeit benötigen, bis ein stationärer Zustand erreicht ist. Wird eine Berechnung dieser Art zusätzlich mit zeitlich veränderlichen Randbedingungen betrachtet, kann die Rechenzeit nochmals deutlich ansteigen. Im Entwicklungsprozess kann trotz der langen Berechnungszeiten nicht auf die Anwendung entsprechender Berechnungstools verzichtet werden, da diese für gezielte Fragestellungen oftmals sehr genaue Ergebnisse liefern. Kommerzielle Anbieter versuchen durch geschickte Optimierung der zugrundeliegenden Algorithmen, wie z.B. Reduktion der Auflösungsgenauigkeit an nicht betrachteten Randbereichen, die Rechenzeiten und Komplexitäten ihrer Programme weiter zu reduzieren. Im Entwicklungsprozess ist daher auf eine gezielte Kombination von schnellrechnenden Tools und zeitintensiveren, präzisen Berechnungsprogrammen zu setzen, um auf systemischer Ebene Fragestellungen möglichst schnell und präzise bewerten zu können. Die verschiedenen Berechnungsumgebungen sollten sich dabei gegenseitig unterstützen. Zeiteffiziente Berechnungstools werden für transiente Untersuchungen genutzt, während zeitintensive Berechnungsprogramme für einzelne Falluntersuchungen genutzt werden. Die Berechnungsumgebungen profitieren dabei von den Ergebnissen der jeweils anderen Simulation, um in der nachfolgenden Berechnung gezieltere Randbedingungen anzunehmen.

1.2 Zielsetzung und Struktur der Arbeit

Die eAE besteht aus folgenden Hauptkomponenten: der E-Maschine, dem Getriebe und der LE. Jede Komponente besteht wiederum aus verschiedenen Bauteilen (z.B. Elektrobleche, Magnete, Lager, Zahnräder oder Halbleitermodule) (Abb. 1.2). Bei hochintegrierten AEs kommt das antriebsinterne Thermomanagement inkl. Hydraulikkreislauf mit seinen Bauteilen (z.B. Pumpen oder Leitungen) als übergeordnete Komponente hinzu.

Organisatorisch wird jede dieser Komponenten meist von einem eigenen Fachbereich entwickelt und innerhalb ihrer Systemgrenzen zu den anderen Komponenten im Antrieb optimiert. Dies kann zu einem ineffizienteren Gesamtsystem führen. Für eine systemische Wirkungsgradsteige-

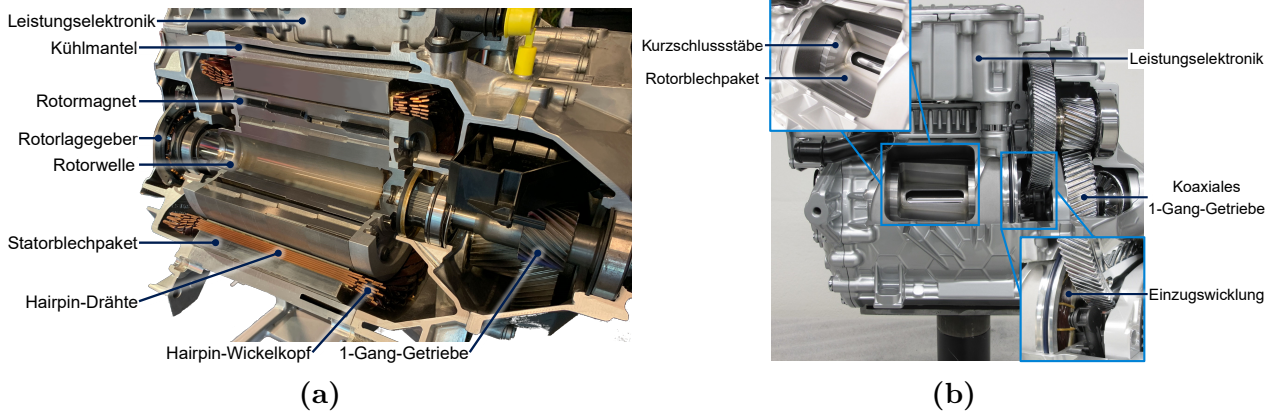
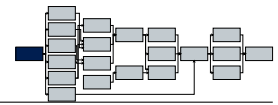


Abb. 1.2: Schnittbilder zweier eAEs des Volkswagen MEB: a) APP310 [14] und b) AKA150

zung, Bauraum- und Massenreduktion sowie Potenzialbewertung bezogen auf Kostenkennzahlen ist eine Betrachtung und Optimierung über die Systemgrenzen der einzelnen Komponenten hinaus erforderlich.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung und Anwendung einer Methodik zur gleichzeitigen systemischen Optimierung mehrerer Komponenten elektrischer Antriebe und Betrachtung und Bewertung der Aspekte Thermomanagement, Antriebseffizienz, Herstellungskosten sowie volumetrische und gravimetrische Leistungsdichte. Der Fokus liegt dabei auf der gezielten Kopplung und gleichzeitigen Optimierung der Antriebskomponenten, um die wechselseitigen thermodynamischen Einflüsse einfließen zu lassen und den Vorteil dieser Methode gegenüber einer Einzelkomponentenoptimierung aufzuzeigen.

Im ersten Schritt wird der aktuelle Stand von Wissenschaft und Technik zu eAEs für BEVs mit dem Fokus auf Effizienz- und Wirkungsgradsteigerung durch elektromagnetische und mechanische Maßnahmen, Thermomanagement sowie Kühlkonzepte vorgestellt und zum Teil diskutiert. Im zweiten Teil der Arbeit werden die Modellbestandteile umfangreich beschrieben und erklärt. Das entwickelte frei-parametrierbare Antriebsmodell umfasst folgende Bestandteile:

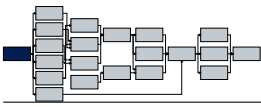
- Modelle für die thermische Modellierung der verschiedenen Komponenten einer eAE
- Modelle zur Berechnung von Verlustleistungen einzelner Komponenten
- Modelle zur parametrischen Getriebeauslegung
- Berechnungsmethoden zur Herstellungskostenbewertung

Nachfolgend werden die einzelnen Modellbestandteile validiert und mithilfe von Messdaten verschiedener Komponenten und Antriebsstränge wird die Prognosequalität der Modelle nachgewiesen.

Anschließend wird kurz der Stand der Technik zu Optimierungsmethoden beschrieben, die weiteren Modelle der Toolkette erklärt und die Bewertungskenngrößen sowie die gesamtheitliche Toolkette zur Antrieboptimierung erläutert.

Auf Basis der entwickelten Toolkette sollen anschließend in verschiedenen Parameterstudien bestehende Antriebsstränge thermisch optimiert und neue elektrische Antriebsstränge systemisch optimiert werden. Dies erfolgt mittels paralleler Komponentenoptimierung unter Betrachtung des thermischen Zusammenspiels.

Für den Nachweis der Wirksamkeit wird das erarbeitete Optimierungskonzept mit der Einzelkomponentenoptimierung verglichen und die Vorteile und Potenziale der neuen Methode vorgestellt sowie Nachteile der jeweiligen Konzepte aufgezeigt. Für bestehende Antriebsstränge ist das Ziel eine Optimierung des Kühlungssystems bei bestehendem E-Maschinen- und Getriebedesign in Hinsicht auf Gesamteffizienz und Kosten. Für die Entwicklung neuer eAEs können bei vorgegebenem Design des elektromagnetischen Kreises zusätzliche Potenziale im Getriebedesign und der Kühlung mit untersucht werden. Dies wird anhand von verschiedenen bestehenden und virtuellen eAEs mit unterschiedlichen E-Maschinen durchgeführt.



Kapitel 2

Stand von Wissenschaft und Technik

Mit der zunehmenden Elektrifizierung im PKW-Bereich sind in den letzten fünf Jahren über 350 neue Elektrofahrzeuge entwickelt worden und auf den Markt gekommen [9]. Um sich von der Konkurrenz abzuheben, versuchen die verschiedenen Automobilhersteller (engl.: "Original Equipment Manufacturer")s (OEMs) mit immer effizienteren, reichweitenstärkeren, leistungsstärkeren oder schnelleren Fahrzeugen ihre Wettbewerber auszusteichen [15]. Dabei spielt das Zusammenspiel aus Kosten, Effizienz und Leistung bei der Entwicklung des elektrischen Antriebsstrangs eine entscheidende Rolle, um den Wünschen der Kunden nach hohen Leistungen und Beschleunigungen mit geringen Verbräuchen beim alltäglichen Fahren gerecht zu werden, ohne die Preise für die Fahrzeuge zu stark zu erhöhen. Neben dem Fahrspaß und den schnellen Beschleunigungen bei BEVs sind viele Kunden auch positiv überrascht von den geringen Geräuschemissionen während des Fahrens [16–18].

Abbildung 2.1 vergleicht die Energieverbräuche von PKWs mit VKMs und elektrischen Antrieben von der Tankstelle bzw. Ladesäule bis zur Kraftübertragung auf die Straße (engl.: "Tank-to-Wheel"). Der elektrische Antrieb hat am Gesamtenergieverbrauch von der Ladesäule bis zur Straße einen Anteil von 18% [19]. Holjevac et al. [20] betrachten die Bilanzhülle von der Batterie bis zur Straße und geben für den elektrischen Antrieb je nach Fahrzeugleistung einen Anteil von ca. 35 – 50% am Energieverbrauch der Fahrzeugbatterie an. Durch Energierückgewinnung beim Bremsen (Rekuperation über die elektrische Antriebseinheit) kann ein BEV die Tank-to-Wheel-Bilanz zusätzlich steigern. Verglichen dazu liegt der Energieverbrauch einer VKM eines konventionellen Fahrzeugs bei einem Anteil von ungefähr 70% am Gesamtenergiebedarf [19, 20]. Der weitere Energiebedarf beider Fahrzeuge entfällt auf Bremsen, Reifen und aerodynamische Fahrzeugeigenschaften, welche zusätzlich durch die Fahrzeuggesamtmasse beeinflusst werden.

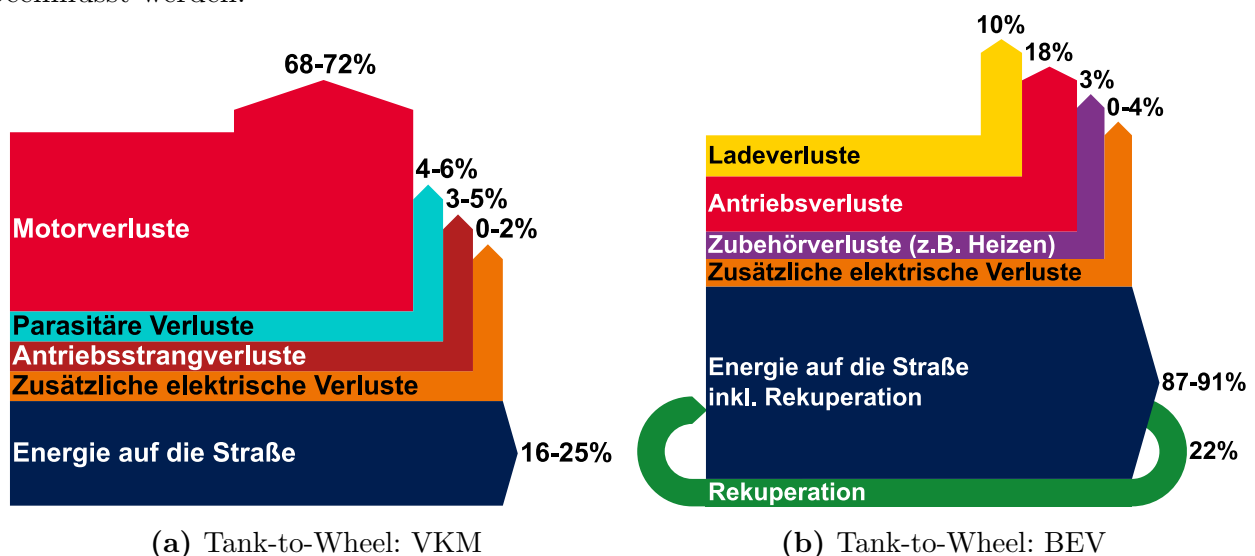
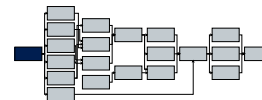


Abb. 2.1: Tank-to-Wheel Vergleich eines BEVs und eines Fahrzeugs mit VKM (angelehnt an [19])

Der Energieverbrauch steigt mit der Fahrzeuggesamtmasse eines BEVs stetig an [21]. Die Trak-



tionsbatterie kann einen Anteil von bis zu 25% des Fahrzeuggesamtmasse ausmachen und hat somit einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Fahrzeugreichweite [22]. Die eAE macht im Gegensatz zur Traktionsbatterie meist einen Anteil kleiner 5% an der Gesamtmasse aus [23]. Bei den Anteilen an den Herstellungskosten überwiegt die Traktionsbatterie mit einem Anteil von ca. 20 – 40% gegenüber denen der eAE mit ca. 5 – 10% deutlich [24–26]. Um die Fahrzeuggesamtmassen elektrischer Fahrzeuge zu reduzieren und gleichzeitig ausreichend große Reichweiten und gewünschte Leistungsanforderungen zu ermöglichen, sind Steigerungen der volumetrischen und gravimetrischen Energiedichten von Traktionsbatterien und Leistungsdichten von elektrischen Antrieben ein wichtiges Entwicklungsziel.

In den letzten 10 Jahren wurden die volumetrischen und gravimetrischen Energiedichten von Traktionsbatterien bereits deutlich gesteigert. Auch für die Jahre 2025-2030 sind durch Batteriezellentwicklungen und neue Batterietechnologien weitere Steigerungen der Energiedichten zu erwarten [25].

Durch eine Steigerung der Leistungsdichte der eAE kann im Antrieb Masse eingespart und gleichzeitig bei gezielter Auslegung der Energieverbrauch reduziert werden. Um dies zu erreichen müssen oft kostenintensivere Materialien oder Bauteile verarbeitet und in den Komponenten (E-Maschine, LE, Getriebe und Hydraulikkreislauf) eingesetzt werden. Daraus ergibt sich bei der Auslegung einer eAE folgender Konflikt (Abb. 2.2).

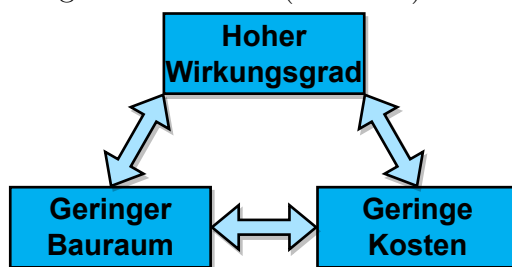


Abb. 2.2: Auslegungsdreieck: Bauraum, Wirkungsgrad und Kosten (angelehnt an [24])

Die elektrischen Antriebe moderner Serienfahrzeuge erreichen bei Maximalleistung gravimetrische Leistungsdichten von $\bar{p} = 1,5 - 3,5 \text{ kW/kg}$, einige Sportwagen sogar Leistungsdichten größer $\bar{p} > 5 \text{ kW/kg}$. Dies wird mithilfe neuer immer effektiverer Kühlsysteme erreicht (Abb. 2.3) [23, 27, 28].

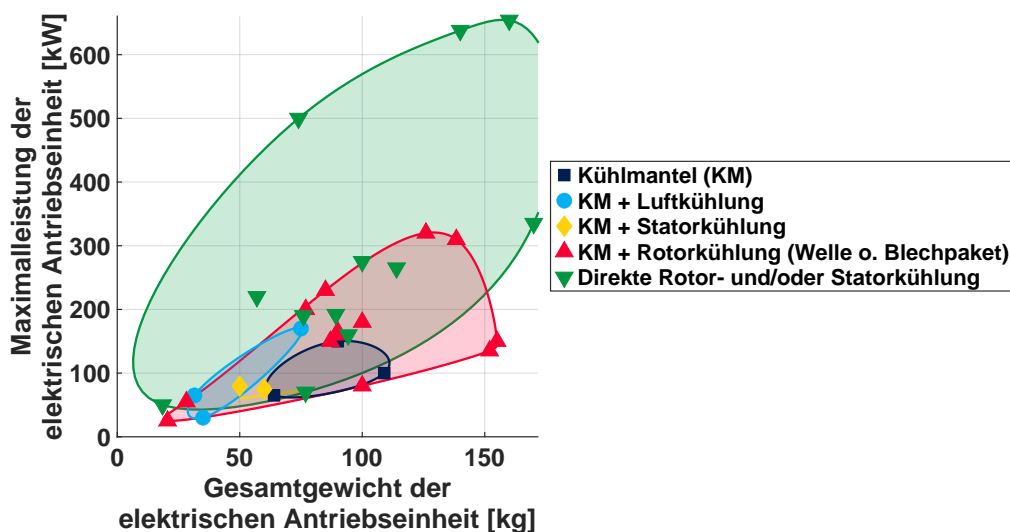
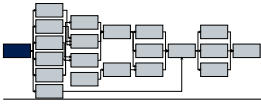


Abb. 2.3: Leistungsdichten elektrischer Antriebseinheiten (angelehnt an [23])

Damit neue Antriebe weiterentwickelt und optimiert werden können, müssen auch im Entwicklungsprozess neue Ansätze verfolgt werden. Insbesondere bei mechatronischen und cyberphysischen Systemen spielen Disziplinen wie Funktionsintegration oder Softwarearchitektur eine



unabdingbare Rolle. Damit muss auch im Entwicklungsprozess entsprechender Bauteile ein neuer Weg beschritten werden: weg von der Einzelkomponentenentwicklung hin zu systemischen Entwicklungsansätzen. Dies wird im V-Modell veranschaulicht (Abb. 2.4) [29].

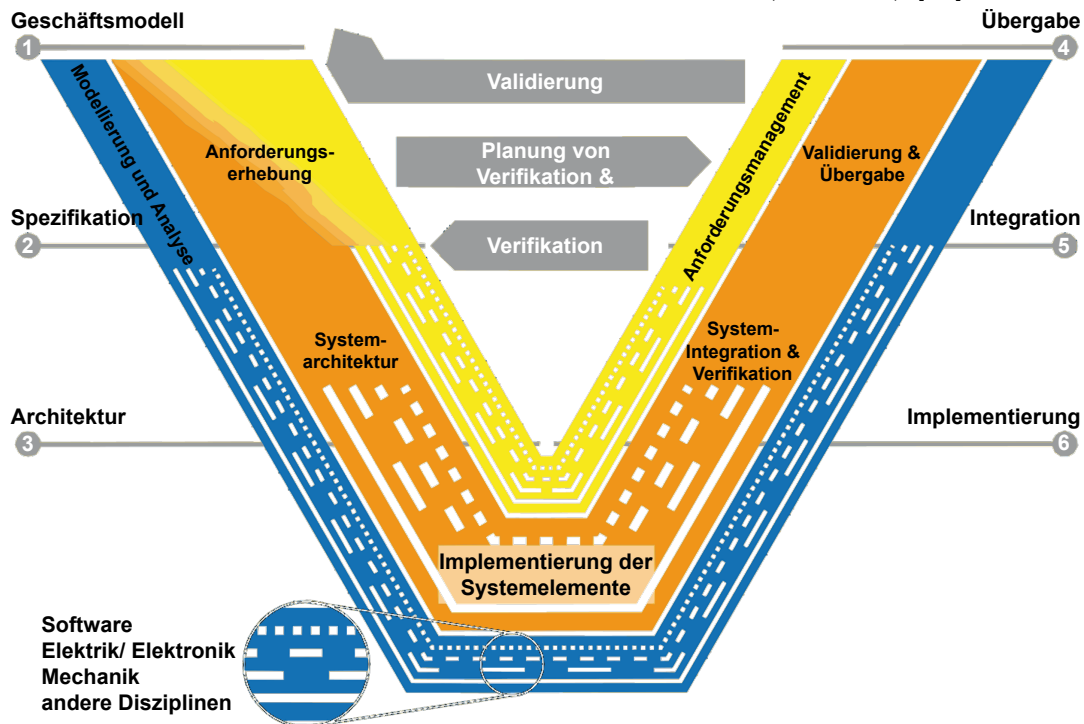


Abb. 2.4: V-Modell für die Entwicklung mechatronischer und cyber-physischer Systeme (angelehnt an [29])

Das zuvor dargestellte Auslegungsdreieck (Abb. 2.2) stellt im Sinne des V-Modells des „Systems Engineering“ einen Teil der Anforderungen an das Fahrzeugsystem elektrische Antriebseinheit dar (Abb. 2.5). Zur Nutzung von Skaleneffekten und Synergien setzen OEMs für ihre zukünftigen BEVs zunehmend auf fahrzeugsegmentübergreifende skalierbare Fahrzeugplattformen. Dadurch werden die Maximalanforderungen an die eAE aus den Fahranforderungen der schwersten bzw. leistungsstärksten Fahrzeuge, der jeweils zu bedienenden Fahrzeugplattform, abgeleitet [30–33]. Weitere Anforderungen des Fahrzeugsystems werden nach gleichem Konzept für die eAE im Sinne des V-Modells identifiziert und definiert. Dazu zählen das akustische Verhalten, Schnittstellen zu anderen Subsystemen wie der Fahrzeugkühlkreislauf, die Aggregateintegration im Vorder-/ Hinterwagen oder die Softwareschnittstellen eines Antriebssteuergeräts mit anderen Fahrzeugsystemen [34]. Durch die zunehmende Vernetzung und Digitalisierung von Fahrzeugen nimmt die Bedeutung der Funktionsentwicklung gegenüber der reinen Bauteilentwicklung mechatronischer Systeme stetig zu. Folglich wird das „Systems Engineering“ im Entwicklungsprozess moderner, digital-vernetzter Fahrzeuge und ihren Subsystemen und Komponenten zunehmend wichtiger [34, 35].

Bei der Entwicklung einer eAE bedeutet dies, dass bereits in früher Entwicklungsphase viele physikalische Disziplinen ineinandergreifen und systemisch betrachtet werden müssen, um weitere Potenziale in Bereichen wie Leistungsdichtensteigerung, Bauteil- und Funktionsintegration oder Kostenreduktion identifizieren zu können. Mittels moderner Berechnungssoftware können multiphysikalische Fragestellungen in einer frühen Phase der Entwicklung virtuell getestet und abgesichert werden, noch bevor die erste Prototypen-Hardware zur Verfügung steht [36]. Je nach verwendeter Berechnungssoftware steigt mit zunehmender Auflösung der Komponenten in der Simulation die Rechenzeit sehr stark an. Für schnelle Betrachtungen haben sich reduzierte Berechnungsumgebungen mit Randbedingungen, abgeleitet aus Berechnungsergebnissen komplexer 2D-/3D-Simulationen, etabliert [37, 38]. Für eine zeiteffiziente, multiphysikalische

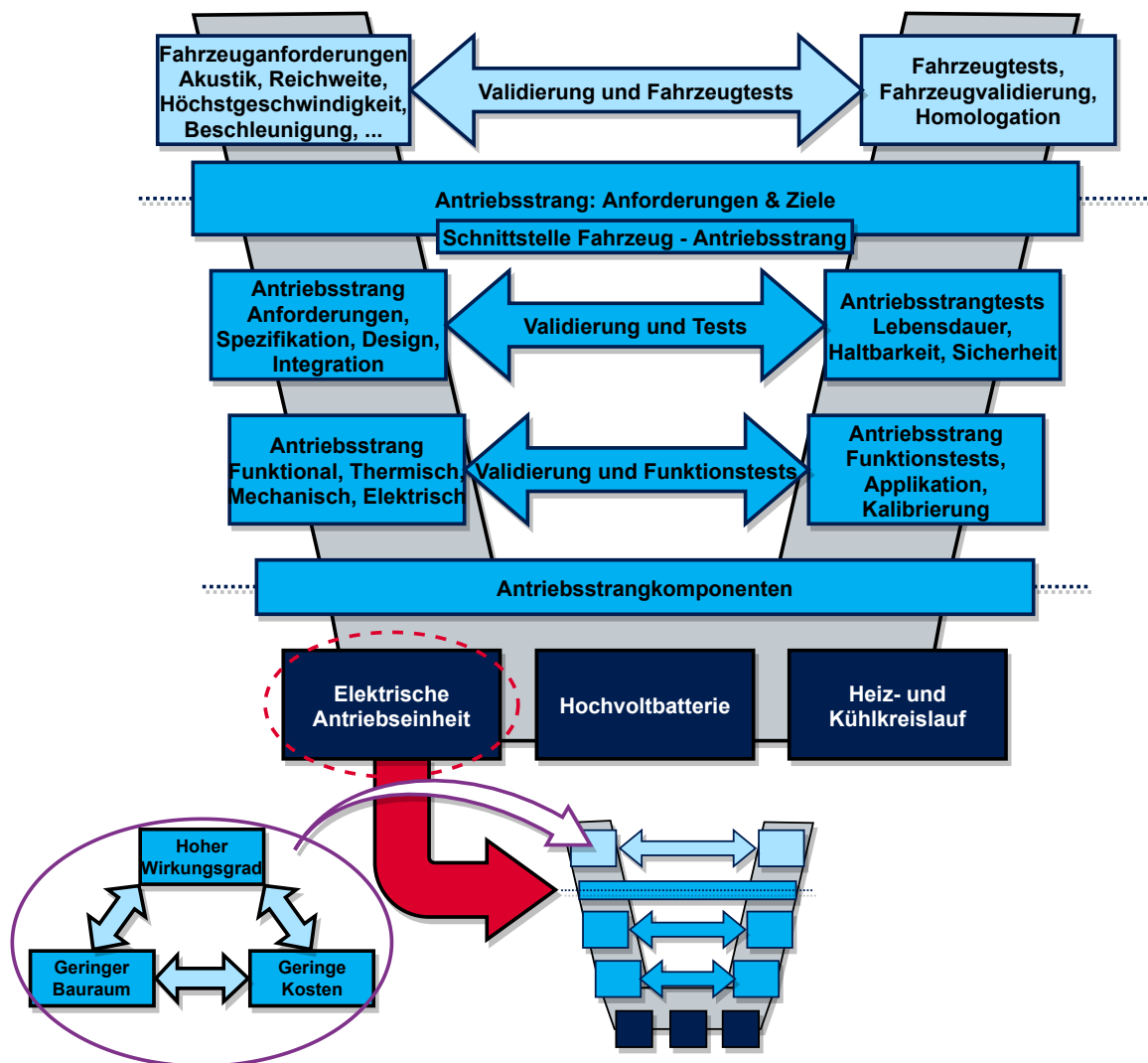
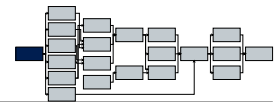
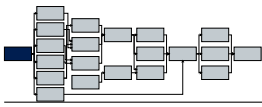


Abb. 2.5: V-Modell bei der Fahrzeugentwicklung (angelehnt an [34]) mit Anforderungen an das Subsystem elektrische Antriebseinheit

Betrachtung ganzer Systeme bietet sich daher eine gezielte Kopplung verschiedener reduzierter Berechnungsansätze an. Diese schnell rechnenden Systemmodelle eignen sich besonders gut für Parameterstudien und Optimierungen.

2.1 Hochintegrierte elektrische Antriebseinheiten im elektrischen Antriebsstrang

Die Arten elektrischer Maschinen, die in elektrischen Antriebssträngen in zurzeit am Markt verfügbaren BEVs eingesetzt werden, sind ausschließlich **R**adial**F**luss**M**aschinen (RFMs): Im Jahr 2020 waren dies **P**ermanent**M**agneterregte **S**ynchron**M**aschinen (PMSMs) mit 77% Marktanteil, gefolgt von **A**Synchron**M**aschinen (ASMs) mit 17% Marktanteil und seltener **F**remderregte **S**ynchron**M**aschinen (FSMs) mit 6% Marktanteil (Abb. 2.6) [39]. Geschaltete Reluktanzmaschinen (engl.: "Switched Reluctance Motors") (SRMs) werden derzeit nicht in kommerziellen PKWs eingesetzt. Aufgrund der steigenden Nachfrage nach Antrieben frei von seltenen Erden werden in Zukunft häufiger ASMs und FSMs, möglicherweise auch SRMs in elektrischen BEV-Antrieben zu finden sein [23, 40–44]. Damit SRMs in BEV-Antrieben gegenüber anderen Antrieben ohne seltene Erden wettbewerbsfähig werden, müssen die Leistungsdichten



verbessert, die Drehmomentwelligkeiten und akustische Auffälligkeiten weiter reduziert werden [40, 45]. Einige OEMs setzen in den Hybridantrieben von (Super-)Sportwagen aufgrund ihrer hohen realisierbaren Leistungsdichten auf **AxialFlussMaschinen** (AFMs). Als reine BEV-Antriebe sind AFMs derzeit noch nicht in Serie eingesetzt, dennoch arbeiten einige Axialflussmaschinenhersteller mit OEMs zusammen an der Realisierbarkeit von BEVs mit Axialflussantrieben [44, 46]. Neuere Prognosen gehen davon aus, dass zukünftig häufiger AFMs in BEV-Antrieben zu finden sein werden [39].

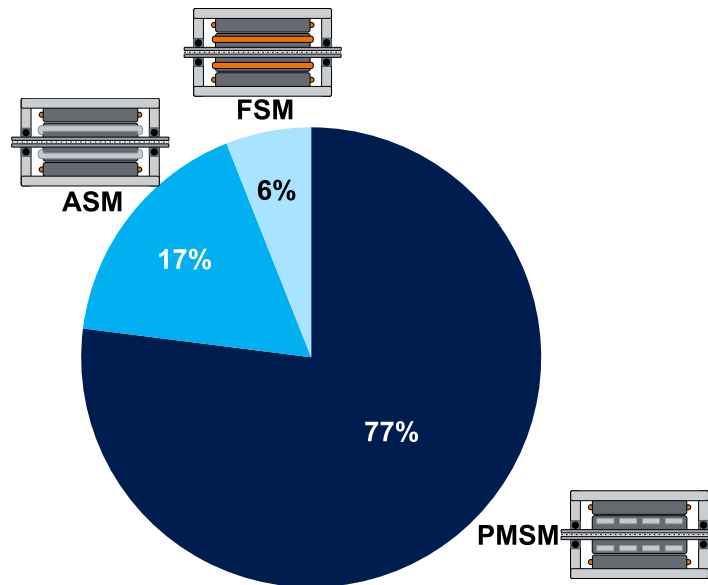


Abb. 2.6: Marktanteile der Maschinenarten in derzeitigen BEVs (Stand 2020)

Um Kosten und Bauraum zu reduzieren und gleichzeitig die Leistungsdichte zu steigern, versuchen die Hersteller der Antriebseinheiten Bauteile und Funktionen ineinander zu integrieren. Dies reduziert nicht nur den notwendigen Bauraum der Antriebseinheit, sondern auch die Anzahl notwendiger Komponenten und die Länge von Leitungen zwischen den Komponenten. Die bringt zusätzliche technische Vorteile bei elektromagnetischen Interferenzen, Spannungsüberschwingern und bei der Minimierung von Leitungsverlusten. Durch geschickte Bauteil- und Funktionsintegration können die Kosten einer eAE um bis zu 40% reduziert werden während Leistungsdichten um bis zu 20% gesteigert werden können [40, 47, 48]. In Großserienproduktionen können durch den bauteilintegrationsbedingten Entfall von Prozessschritten und allgemeine Skaleneffekte noch zusätzliche Potenziale genutzt werden, um die Stückkosten weiter zu reduzieren. In Abbildung 2.7 sind beispielhaft zwei integrierte eAEs und die Potenziale durch Bauteilintegration dargestellt.

Die hohe Bauteilintegration zieht andere Herausforderungen nach sich. Mechanische Vibrationen der E-Maschine oder des Getriebes können durch ein gemeinsames Gehäuse Schwingungen besser übertragen und Schädigungen in den Bauteilen der Leistungselektronik hervorrufen, welche zu einem Ausfall der eAE führen können. Durch gezielte Simulationen mit entsprechender Software kann das Geräusch, Vibration und Rauheit (engl.: "Noise **V**ibration **H**arshness") (NVH)-Verhalten der eAE detailliert untersucht und bewertet werden. Auch an neuen, schallabsorbierenden Materialien für Leistungselektronikbauteile (LE-Bauteile) wird derzeit geforscht [50–52].

Insbesondere die optimalen Betriebstemperaturen und Zeitkonstanten der Komponenten unterscheiden sich voneinander: Bei PMSMs wird die Temperaturobergrenze durch die zulässige Einsatztemperatur der verwendeten Magnete definiert, da die Permanentmagnete bei zu hoher Temperatur und einem starkem Gegenfeld entmagnetisiert werden können. Die häufig in Traktionsmaschinen verwendeten Neodym-Eisen-Bor-Magnete (NdFeB-Magnete) weisen je nach Güteklasse unterschiedliche Grenztemperaturen auf. In automobilen Traktionsanwendun-

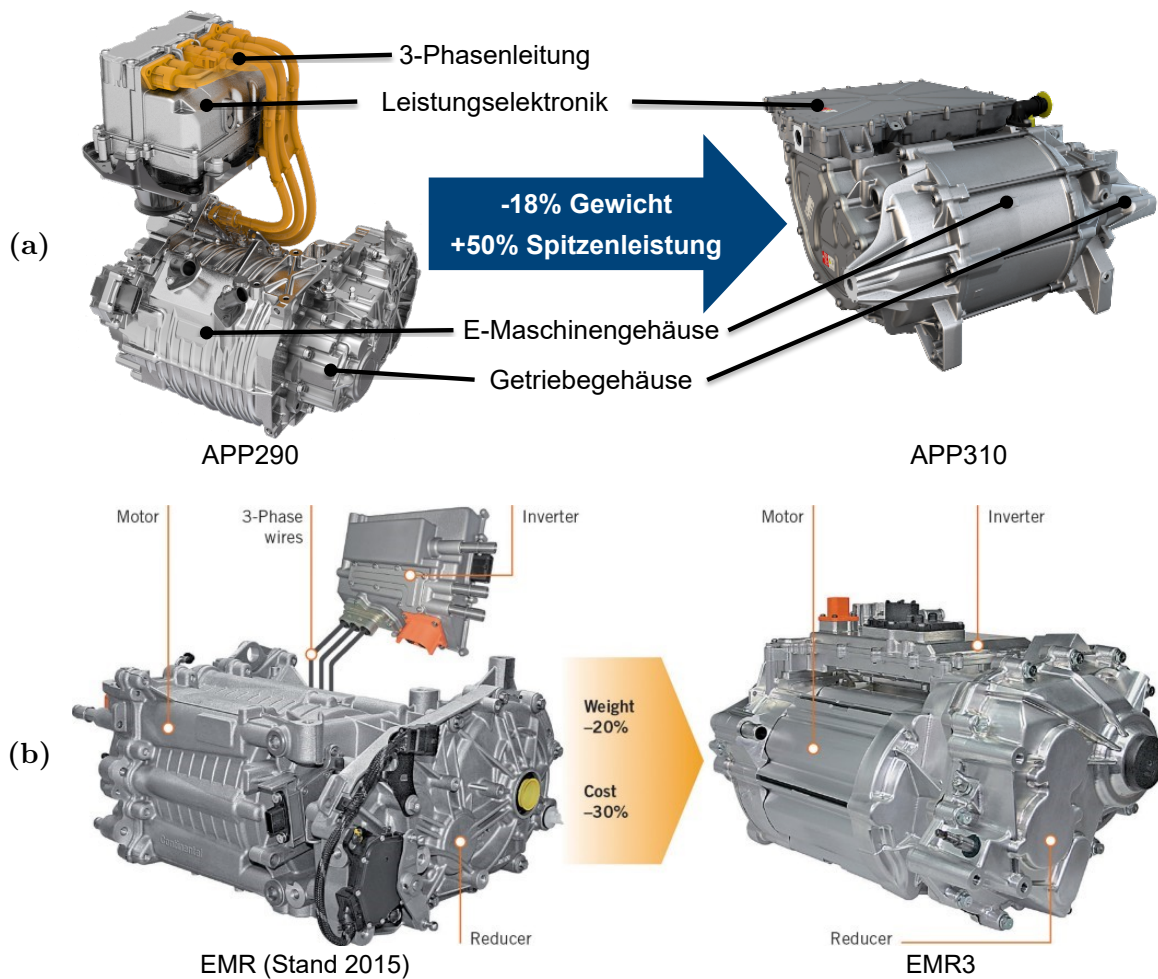
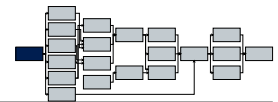
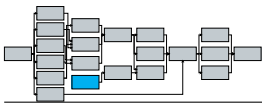


Abb. 2.7: Beispiele für die Verbesserungspotenziale durch Bauteilintegration bei elektrischen Antriebseinheiten: a) Volkswagen [47, 49] und b) Continental [48]

gen werden häufig Magnete mit einer Grenztemperatur von $\vartheta_{Grenze} = 150^\circ\text{C}$ eingesetzt [52–54]. Bei ASMs oder FSMs ist die Grenztemperatur durch die jeweilige Temperaturklasse des Wicklungsisolationsmaterials gegeben (meist $\vartheta_{Grenze} = 155 - 200^\circ\text{C}$). Aufgrund der vergleichsweise hohen thermischen Kapazitäten wärmen sich der Rotor und Stator nur langsam auf. Der **WickelKopf** (WK) kann durch kurzzeitig hohe Stromdichten die thermische Grenze schneller erreichen. Die Zeitkonstante hängt hier maßgeblich von der Kühlung der Wickelköpfe ab. Im Getriebe begrenzt die Temperaturverträglichkeit des Getriebeöls die zulässige Höchsttemperatur ($\vartheta_{Grenze} = 100 - 150^\circ\text{C}$) [55]. Die Hauptwärmequellen im Getriebe sind die Zahnradkontakte, im Kontaktpunkt selbst kann auch das Öl kurzzeitig erhöhte Temperaturen erreichen, ansonsten sind die Temperaturgradienten der Getriebebauteile durch ihre thermischen Kapazitäten verhältnismäßig träge. Die Temperaturgrenzen der Lager (E-Maschine und Getriebe) sind abhängig von der Temperaturfestigkeit des Schmierfettes oder bei ölgeschmierten Lagern vom verwendeten Öl ($\vartheta_{Grenze} = 90 - 150^\circ\text{C}$) [56]. In der LE wiederum sind die Halbleiterschalter des Leistungsmoduls das thermisch limitierende Bauteil. Diese sind durch die maximale Sperrschichtgrenztemperatur ($\vartheta_{Grenze} = 125 - 200^\circ\text{C}$, je nach Halbleitermaterial) begrenzt [52]. Durch die relativ geringen thermischen Kapazitäten der Halbleiterschalter ist die zulässige Maximalleistungsdauer der LE zeitlich limitiert. Der mehrschichtige Aufbau der Leistungsmodule stellt einen zusätzlichen Widerstand für die Wärmeabfuhr dar. Bei einem gegebenen Kühlungsdesign der LE ist die Maximalleistungsdauer somit von Eingangstemperatur und -volumenstrom des Kühlmediums abhängig [50, 57]. Die meisten kommerziellen LEs für integrierte eAEs verschiedener Anwendungsgebiete besitzen einen Betriebstemperaturbereich von



$\vartheta_{\text{Betrieb}} = -18^{\circ}\text{C} \rightarrow 71^{\circ}\text{C}$ (Abb. 2.8) [58].

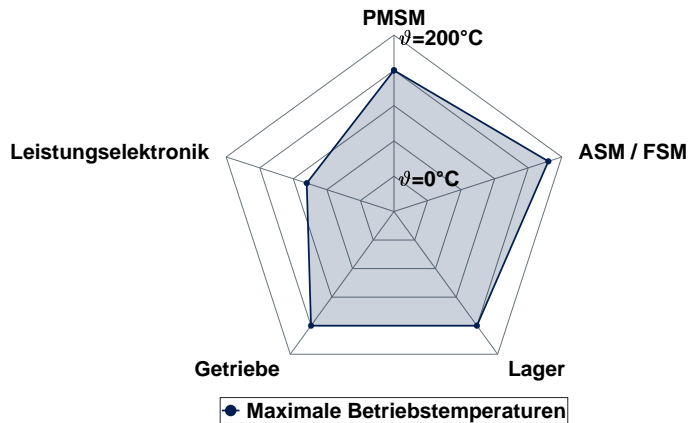


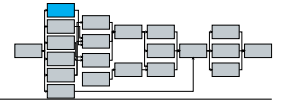
Abb. 2.8: Maximale Betriebstemperaturen in den Komponenten einer elektrischen Antriebseinheit

Neben Vibrationen können auch thermomechanische Spannung durch hohe Temperaturunterschiede zwischen den Komponenten der eAE zu Beschädigungen oder zur Zerstörung von LE-Bauteilen führen. Die unterschiedlichen Betriebstemperaturen von E-Maschine, LE und Getriebe können die Temperaturgradienten zusätzlich verstärken und Beschädigungen hervorrufen. Auch können die elektromagnetischen Felder der elektrischen Maschine die LE-Bauteile beeinflussen und Störungen herbeiführen. Dies muss bei hochintegrierten eAEs vermieden werden. Bei PMSMs entstehen zusätzliche Fehlerfall-Anforderungen zur sicheren Trennung von LE und E-Maschine, da das elektromagnetische Feld von PMSMs nicht abgestellt werden kann [50–52, 57, 58]. Lagerströme stellen einen weiteren Risikofaktor bei hochintegrierten eAEs dar: 34% aller Lagerausfälle in E-Maschinen sind auf Lagerströme zurückzuführen [59]. Die gesteigerte Bauteilintegration kann bei induzierten Spannungen der LE leichter zu Lagerschädigungen führen. Fertigungsungenauigkeiten können asymmetrische elektromagnetische Flussdichteverteilungen in der E-Maschine hervorrufen. Hohe Fertigungsungenauigkeiten und kleine Toleranzen können die Ausfallwahrscheinlichkeit durch Lagerströme minimieren [60]. Alternativ können auch elektrisch leitende Wellendichtringe zur Wellenerdung eingesetzt werden [61, 62].

2.2 Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung elektrischer Antriebseinheiten

In elektrischen Fahrzeugantrieben sind meistens mehrere Leistungsbereiche entscheidend für die Auslegung eines Antriebs. Die Anforderungen an die eAE werden dabei aus den Fahrzeugparametern (Zulässige Gesamtmasse, Luftwiderstand, Querschnittsfläche) und den maximalen Fahrzeuganforderungen (Beschleunigung 0-100km/h, Höchstgeschwindigkeit, geforderte Maximal-/Dauersteigfähigkeit(en), maximale Anhängelast, ...) abgeleitet. Das kurzzeitig abrufbare Maximaldrehmoment und die Maximalleistung bestimmen maßgeblich die Beschleunigung und die maximale Steigfähigkeit des Fahrzeugs. Das Dauerdrehmoment ist entscheidend für die kontinuierliche Steigfähigkeit und maximale Anhängelast des Fahrzeugs. Die Dauerleistung bei Maximaldrehzahl des Antriebs begrenzt die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs und die Steigfähigkeit ohne Anhänger. Der dritte und meist wichtigste Bereich für die Fahrzeugeffizienz und somit den Kundenverbrauch ist der Teillastbereich eines elektrischen Antriebs. In diesem Bereich liegt je nach Antriebsauslegung der Großteil aller kundenrelevanter Arbeitspunkte sowie verschiedener internationaler Referenz-Fahrzyklen [63–66]:

- Worldwide Harmonised Light-Duty Vehicles Test Procedure (WLTP)
- Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ)



- EPA Federal Test Procedure (FTP)
- EPA Urban Dynamometer Driving Schedule (UDDS)

In Abbildung 2.9 sind beispielhaft mehrere Fahrzyklen in einem Verlustleistungskennfeld einer elektrischen Maschine dargestellt.

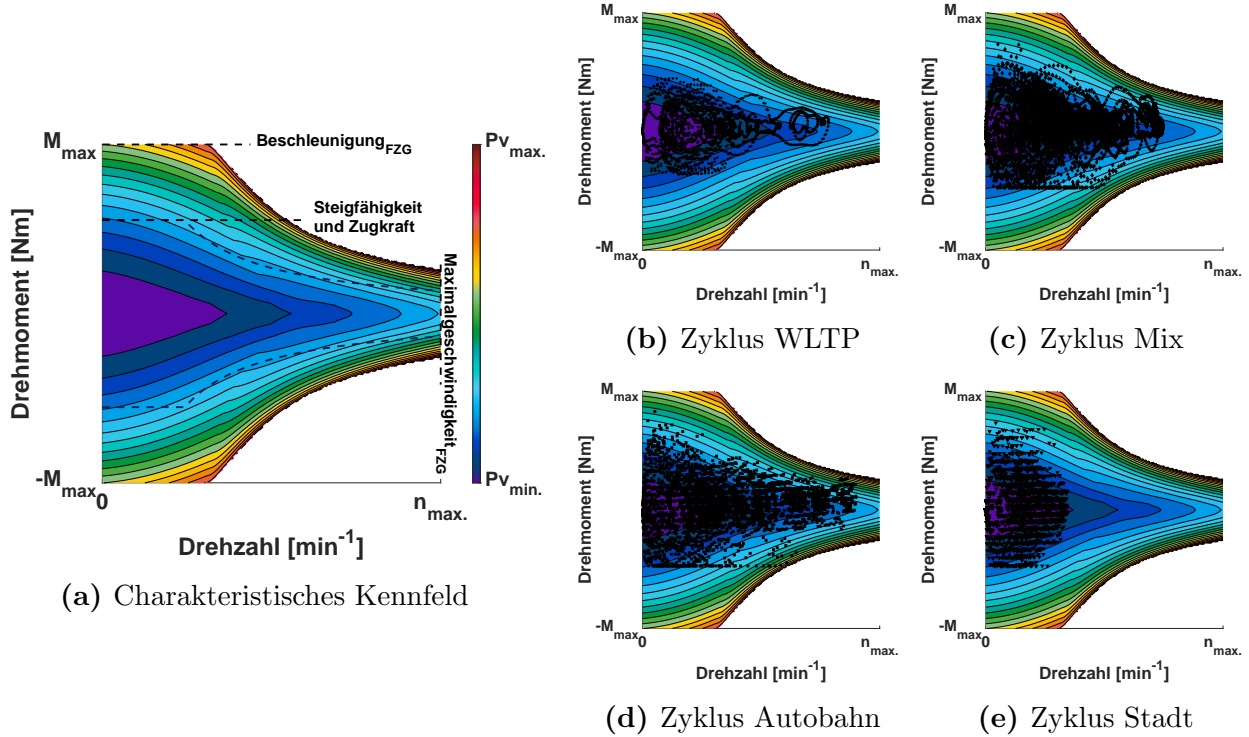


Abb. 2.9: Fahrzyklenarbeitspunkte (schwarz) in einem charakteristischen Kennfeld

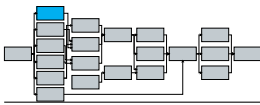
Zur Steigerung der gravimetrischen und volumetrischen Leistungsdichte eines elektrischen Antriebs finden sich in der Literatur verschiedene Möglichkeiten. Einige der Maßnahmen sind in den letzten Jahren bereits in kommerziellen BEVs eingesetzt worden, andere Maßnahmen befinden sich noch im Forschungs- oder Entwicklungsstadium. Der Fokus liegt hier auf Möglichkeiten der Leistungssteigerung bzw. Wirkungsgradverbesserung in eAEs oder deren Subkomponenten. Das Wachstumsgesetz für Drehfeldmaschinen beschreibt die Abhängigkeit der mechanischen Leistung vom Strombelag A , der Luftspaltflussdichte $\hat{B}_{\delta,1}$, dem Luftspaltdurchmesser $D_{Luftspalt}$ und der Luftspaltfläche S_{δ} . Werden diese Parameter konstant gehalten kann die Leistung lediglich noch über die Erhöhung der Drehzahl n gesteigert werden [27, 67, 68]:

$$P_{mech} = M \cdot \omega \sim A \cdot \hat{B}_{\delta,1} \cdot S_{\delta} \cdot D_{Luftspalt} \cdot n \quad (2.1)$$

Daraus ergeben sich verschiedene elektromagnetische und mechanische Möglichkeiten die Leistungsdichten von eAEs zu steigern. Durch Wirkungsgradsteigerungen in den Komponenten lässt sich durch die reduzierte Verlustleistung ebenso die Leistungsdichte der eAE steigern (Abb. 2.10).

2.2.1 Elektromagnetische Maßnahmen und Potenziale in der E-Maschine

Das Wachstumsgesetz (Gl. 2.1) zeigt verschiedene Möglichkeiten zur Steigerung der Leistungsdichte von E-Maschinen. Um das Drehmoment der E-Maschinen anzuheben, ist eine Steigerung der Luftspaltflussdichte sinnvoll. Dies kann durch höherwertige Materialien und höhere Erregerleistung ermöglicht werden. Verschiedene Autoren haben durch den Einsatz von Elektroblechen aus Kobalt-Eisen anstatt standardmäßiger Elektrobleche aus nicht-kornorientiertem Silizium-Eisen (**Fe**) (SiFe) Dauerdrehmoment und Dauerleistung von ASM und PMSM zwischen 8 – 36%



2.2. WIRKUNGSGRAD- UND LEISTUNGSSTEIGERUNG ELEKTRISCHER ANTRIEBSEINHEITEN

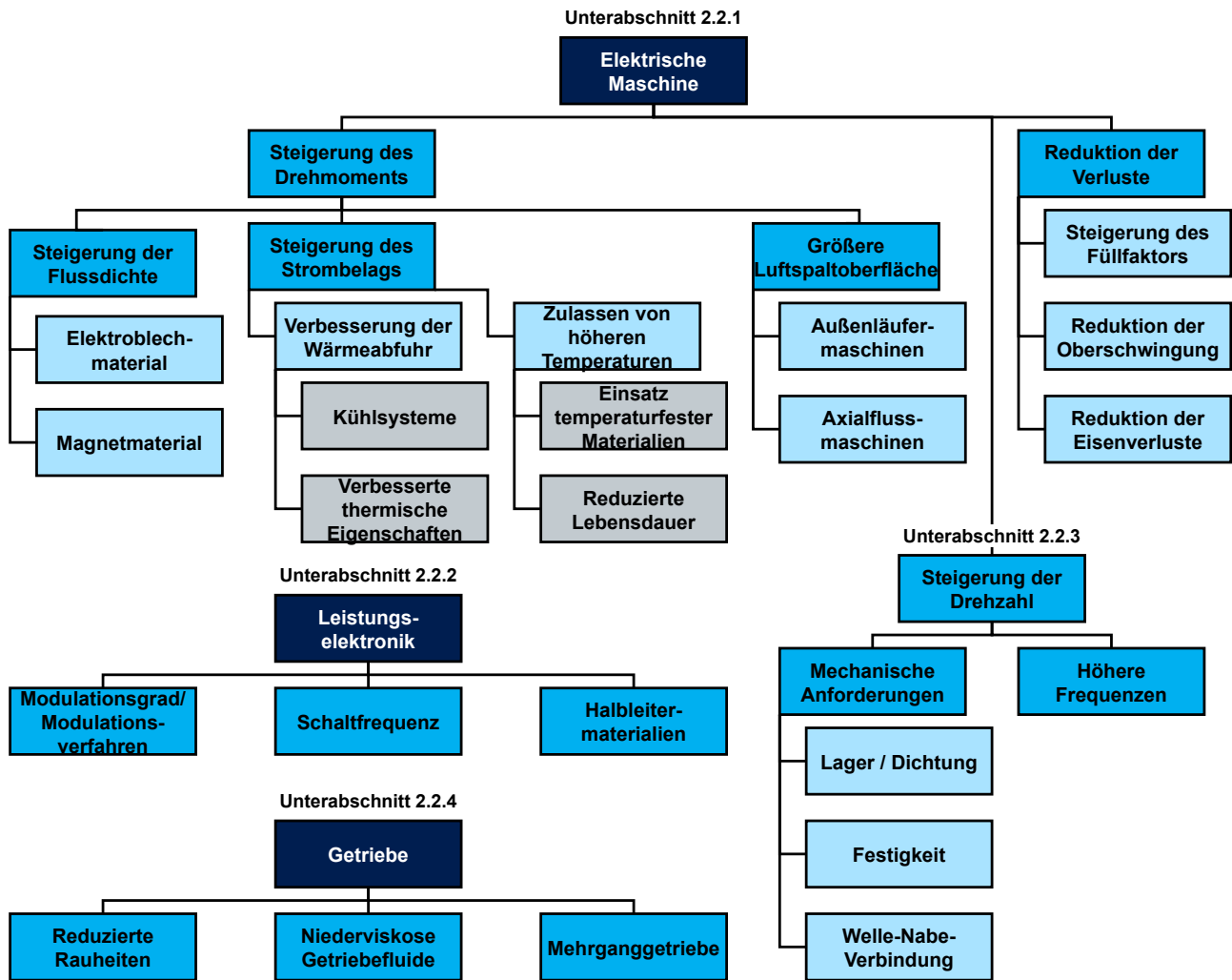


Abb. 2.10: Möglichkeiten zur Wirkungsgradverbesserung und Leistungssteigerung elektrischer Antriebseinheiten (angelehnt an [27])

steigern können [27, 69]. Ebenso ermöglicht der Einsatz von höherwertigen Magnetmaterialien eine Leistungssteigerung oder eine Reduktion der Magnetmasse bei gleicher Leistung und zusätzlicher Steigerung der Temperaturgrenzen [53, 54, 70–73]. Aufgrund von Monopol- und Kostenrisiken bei seltenen Erden wird vermehrt an E-Maschinen ohne seltene Erden und alternativen Maschinenkonzepten geforscht, welche PMSM-ähnliche Drehmoment- und Leistungsdichten erreichen können [44, 72, 74].

Die Erhöhung der Stromdichte ermöglicht ebenso eine Drehmoment- und Leistungssteigerung. Zur Abfuhr der erhöhten Verluste werden effektivere Kühlkonzepte oder thermisch leitfähigere Materialien benötigt. Diese Möglichkeiten werden in Abschnitt 2.4 ausführlich erläutert. Alternativ kann eine kurzzeitige thermische Überbeanspruchung der Materialien, insbesondere der Isolationsmaterialien, zugelassen werden, um die Stromdichte zu erhöhen. Die entstehende Materialalterung ist bei seltener Überauslastung relativ gering, sodass die Antriebslebensdauer nicht sonderlich reduziert wird [27, 63, 75–80]. Die Vergrößerung der Luftspaltfläche bzw. des aktiven Luftspaltdurchmessers durch den Einsatz anderer Maschinentypen kann ebenfalls das Drehmoment und die Leistungsdichte steigern. AFMs oder Außenläufermaschinen (ALMs) sind potenzielle Maschinentypen (Abb. 2.11).

Verschiedene Arbeiten vergleichen RFMs und AFMs. Der Einsatz einer AFM zeigt je nach Vergleich Drehmoment-, Leistungsdichten- und/oder Wirkungsgradsteigerung. Es werden teilweise Leistungsdichten von $\bar{p} \geq 10 \text{ kW/kg}$ und Drehmomentdichten bis zu $\bar{m} \geq 13,75 \text{ Nm/kg}$ erreicht [82–84]. Um AFMs kostengünstig und großserientechnisch zu produzieren, müssen ferti-

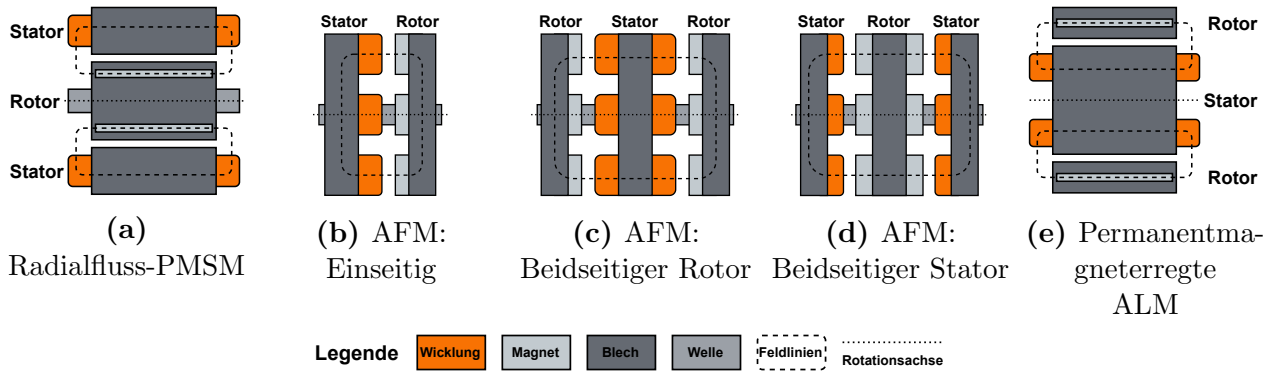
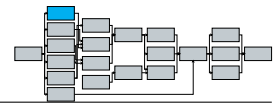
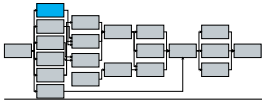


Abb. 2.11: Beispiele für unterschiedliche Maschinentypen (angelehnt an [81])

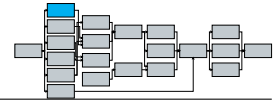
gungsgerechte Konstruktionen entwickelt, Fertigungszeiten reduziert sowie Fertigungsverfahren verbessert werden [83, 85]. Erste AFM-Anwendungen finden sich in Hybridmodulen moderner (teil-)elektrischer Fahrzeuge [46]. Auch ALMs erreichen z.T. höhere Drehmomente als RFMs und werden aufgrund ihrer volumetrischen Drehmomentdichten oft als Radnabenantriebe eingesetzt. Gegenüber elektrischen Achsantrieben mit RFMs können Bauteile wie Getriebedifferentiale eingespart und Fahrsicherheitssysteme durch Einzelradansteuerung besser geregelt werden. Nachteilig sind die hohen ungefederten Massen und hohe Massenträgheitsmomente. Durch Mehrkosten von vier einzelnen E-Maschinen gegenüber zwei Achsantrieben sind ALMs derzeit nicht in BEV-Serienanwendungen zu finden. Es besteht Forschungsbedarf nach neuen Leichtbaumaterialien und kostengünstigen Fertigungslösungen, um ALMs großserientechnisch zu produzieren [86–88]. Als erste Serienanwendungen mit geringen Stückzahlen sind allradangetriebene Geländefahrzeuge bzw. Pick-Ups geplant [89, 90]. Zusammenfassend sind alle genannten Maßnahmen zur elektromagnetischen Leistungssteigerung in Tabelle 2.1 dargestellt.



2.2. WIRKUNGSGRAD- UND LEISTUNGSSTEIGERUNG ELEKTRISCHER ANTRIEBSEINHEITEN

Tab. 2.1: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener elektromagnetischer Maßnahmen zur Leistungssteigerung von E-Maschinen

Maßnahmen	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
Einsatz höherwertiger Elektrobleche (Kobalt-Eisen, kornorientierte Bleche, ...)	<ul style="list-style-type: none"> + Steigerung der Grenz sättigung und Flussdichte + Dauerleistungssteigerung (8 – 23%) und Drehmomentsteigerung (20 – 36%) - Materialmehrkosten und Mehraufwand in Verarbeitung und Fertigung 	[27, 69, 91]
Einsatz höherwertiger Magnete	<ul style="list-style-type: none"> + Magnetmassenreduktion oder Leistungssteigerung möglich + Höhere Grenztemperaturen zulässig - Höherer Anteil seltener Erden (Mehrkosten) und chinesisches Monopolrisiko bei seltenen Erden 	[44, 72, 74]
Ausnutzung der thermischen Materialgrenzen	<ul style="list-style-type: none"> + Steigerung der Stromdichte durch kurzzeitiges Überlasten der E-Maschine möglich + Thermische Komponentenalterung bei Fahrverhalten durchschnittlicher Kundennutzung vermutlich sehr gering + Einsatz kostengünstigerer Isolationssysteme + Gesteigerte Materialalterung und Steigerung der Wicklungsverluste mit erhöhter Temperatur 	[27, 76–80, 92]
Verbesserung der Wärmeabfuhr	<ul style="list-style-type: none"> + Steigerung des Strombelags bzw. der Stromdichte 	Abschnitt 2.4
Axialflussmaschine	<ul style="list-style-type: none"> + Drehmomentsteigerung im Grundstell- und Feldschwächebereich gegenüber RFMs + Bauraum- und Massenreduktion gegenüber gleichwertigen RFMs + Hohe Drehmoment- und Leistungsdichten sowie Wirkungsgradsteigerung gegenüber RFM bei niedriger Stromdichte - Lagerung der Rotorwelle aufgrund des Lagerspiels komplexer - Komplexität der Rotorfertigung - Kostengünstige Fertigungs- und Montagethoden für Serienproduktion fehlen - Neue Verarbeitungsmethoden für die Elektrobleche von AFMs notwendig 	[46, 82–85]
Außenläufermaschine	<ul style="list-style-type: none"> + Hohe volumetrische Drehmomentdichten + Entfall von Komponenten (z.B. Differential) durch Einsatz als Radnabenantriebe - Hohe ungefederte Massen und hohe Massenträgheitsmomente (→ Neue Leichtbaumaterialien) - Großserienfertigung noch nicht wirtschaftlich realisierbar (teurer als RFMs) 	[86–90]



Zur allgemeinen Steigerung des Wirkungsgrads der E-Maschine müssen die entstehenden Verlustleistungen im gewählten Arbeitspunkt reduziert oder die Arbeitspunkte durch den Einsatz anderer Getriebeübersetzungen in effizientere Kennfeldbereiche verschoben werden.

Die Leiterverluste lassen sich in ohmsche Verluste (DC-Verluste) und frequenzabhängige Zusatzverluste (AC-Verluste) unterteilen. Die ohmschen Verluste sind abhängig von der Stromstärke I und dem elektrischen Widerstand R_{el} , welcher wiederum vom materialspezifischen elektrischen Widerstand (Resistivität) ρ_{el} , der Leiterlänge l_{Leiter} und der Querschnittsfläche A_{Leiter} abhängig ist [67, 93]:

$$P_{V,Leiter,DC} = I^2 \cdot R_{el} = I^2 \cdot \rho_{el} \cdot \frac{l_{Leiter}}{A_{Leiter}} \quad (2.2)$$

Die AC-Verluste spielen insbesondere bei E-Maschinen mit hohen Frequenzen eine zunehmend größere Rolle in der Auslegung und lassen sich in drei Phänomene aufteilen [53, 94]:

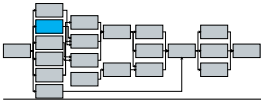
- Skin-Effekt: Hochfrequenter Wechselstrom erzeugt Wirbelströme im Leiter, sodass es zu einer Änderung der Stromdichteverteilung innerhalb des Leiters kommt.
- Proximity-Effekt: Das magnetische Wechselfeld, das durch den Wechselstrom induziert wird, wirkt sich auf die benachbarten Leiter aus. Es resultiert eine inhomogene Stromdichteverteilung. Dieser Effekt überlagert mit dem Skin-Effekt in den Leitern.
- Kreisströme: Durch die Parallelschaltung der einzelnen Drähte können bei unterschiedlich verketteten Flüssen Ströme induziert werden. Diese Kreisströme lassen sich durch Messen der Phasenströme nicht erfassen.

Die Resistivität verschiedener Wicklungsleitermaterialien weist im Temperaturbereich elektrischer Traktionsantriebe ($\vartheta = -40^\circ\text{C} - 220^\circ\text{C}$) eine lineare Temperaturabhängigkeit auf [53, 95]. Dies bedeutet, dass in Arbeitspunkten mit hohen Leiterverlustanteilen die Leiterverluste mit sinkender Leitertemperatur abnehmen und somit eine bessere Kühlung der Wicklungen die Effizienz in der E-Maschine steigern kann. Die Eisenverluste nehmen aufgrund der abnehmenden Eisensättigung mit steigender Temperatur ab [96, 97]. Bauer [53] empfiehlt zur temperaturabhängigen Berechnung der Eisenverluste eine Reduktion um 10% bei einer Zunahme der Blechtemperatur um $\Delta T = 100\text{ K}$.

Abbildung 2.12 zeigt den Einfluss der jeweiligen Bauteiltemperaturen auf die Verluste zweier Arbeitspunkte einer PMSM. Die Einflüsse der Bauteiltemperaturen auf die Verluste der zwei untersuchten Arbeitspunkte sind mit dem in dieser Arbeit entwickelten thermischen Modell aus Kapitel 3 durchgeführt worden. Im Dauerdrehmomentpunkt der PMSM (Abb. 2.12a) ist erkennbar, dass die temperaturabhängigen Kupferleiterverluste 50 – 65% der Gesamtverluste ausmachen, während im Maximaldrehzahlpunkt (Abb. 2.12b) die Eisenverluste den dominanten Verlustanteil darstellen. Dies zeigt, dass in Arbeitspunkten mit hohen Leiter- bzw. Kupferverlusten eine Reduktion der Temperatur die Effizienz steigern kann. Ein umgekehrter Effekt zeigt sich bei den Eisen-, Reibungs- und Lagerverlusten. Dies zeigt, wie wichtig ein gezieltes arbeitspunktabhängiges Thermomanagement ist, um die Potenziale der E-Maschine zu optimieren.

Neben der Temperatur beeinflusst auch die Art der Wicklungsgestaltung die Verluste. Wie Gleichung 2.2 zeigt, sinken die Leiterverluste mit zunehmender Leiterquerschnittsfläche. Die Leiterfläche lässt sich nicht beliebig vergrößern, da die Fläche der Statorzähne für den magnetischen Fluss und somit das Drehmoment entscheidend ist. Die maximal mögliche Fläche der Statornut und der enthaltenen Leiter ist somit begrenzt. Daraus ergibt sich ein Auslegungskonflikt zwischen der Statorzahn- und Leiterfläche.

Die Steigerung des Leiterfüllfaktors ermöglicht eine maximale Ausnutzung der Statornut. Neue **HairPinWicklungen** (HPWs) erreichen 10 – 80% höhere Füllfaktoren als herkömmliche **Ein-ZugsWicklungen** (EZW) und lassen sich durch moderne Fertigungsverfahren ebenso kostengünstig in Großserie fertigen wie EZWs [53, 70, 95, 98, 99]. Die heutzutage größten Herausforderungen bei der Fertigung von HPW-Statoren liegen im (Um-)Formen, Einsetzen und Kontaktieren der Formdrähte [95, 98, 100]. Durch eine asymmetrische Ausführung der HPWs lassen



2.2. WIRKUNGSGRAD- UND LEISTUNGSSTEIGERUNG ELEKTRISCHER ANTRIEBSEINHEITEN

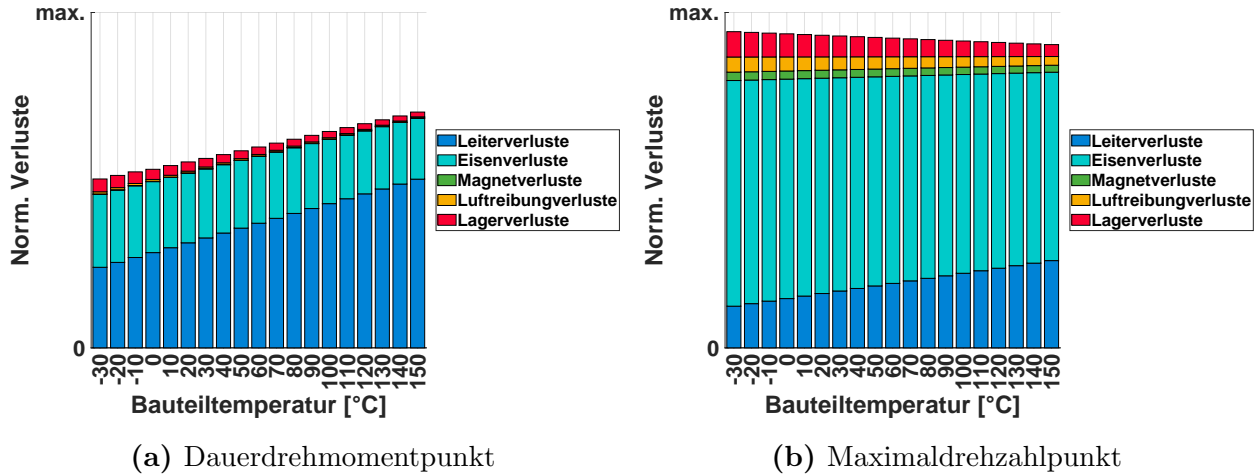


Abb. 2.12: Temperaturabhängigkeit der E-Maschinenverluste am Beispiel einer PMSM

sich die AC-Verluste um 28 – 40% gegenüber identischen HPWs reduzieren [101, 102]. Andere Wicklungsgestaltungen (Formlitzten, Hochfrequenzlitzten, querschnittvariable Formspulen oder verdrehte Rechteckleiter) ermöglichen die Reduktion von DC-Leitungsverlusten und zeigen z.T. deutliche AC-Verlustreduktion oder Drehmomentsteigerungen von 10 – 20% gegenüber HPWs oder EZWs. Diese Wicklungsgestaltungen sind derzeit nicht kostengünstig fertigbar [68, 103–109].

Der Einsatz von Aluminium anstatt Kupfer als Leitermaterial ermöglicht eine Massenreduktion, hat im niedrigen Drehzahlbereich wiederum eine Erhöhung der Leitungsverluste zur Folge. Je nach E-Maschinenauslegung und Anwendungsfall führt dies zu Vorteilen (0,7 – 5%) oder Nachteilen (0,6 – 1%) im Verbrauch bzw. in der Zykluseffizienz [110–112].

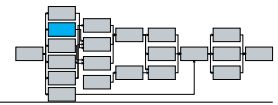
Die Eisenverluste haben einen großen Anteil an den E-Maschinengesamtverlusten (Abb. 2.12b). Diese umfassen Hysterese-, Wirbelstrom-, Überschussverluste sowie nichtlineare Verluste [113, 114]. Eisenverluste sind stark frequenz- und materialabhängig. In der Praxis haben sich reduzierte Berechnungsansätze zur spezifischen Verlustleistungsdichte bewährt [27, 53, 54, 115]:

$$p_{V,Eisen} = k_{Eisen} \cdot \left(k_{Hysterese} \cdot \hat{B}^2 \cdot f + k_{Wirbelstrom} \cdot \hat{B}^2 \cdot f^2 \right) \quad (2.3)$$

$$p_{V,Eisen} = k_{Hysterese} \cdot \hat{B}^2 \cdot f + k_{Wirbelstrom} \cdot \hat{B}^2 \cdot f^2 + k_{Zusatz} \cdot \hat{B}^{1,5} \cdot f^{1,5} \quad (2.4)$$

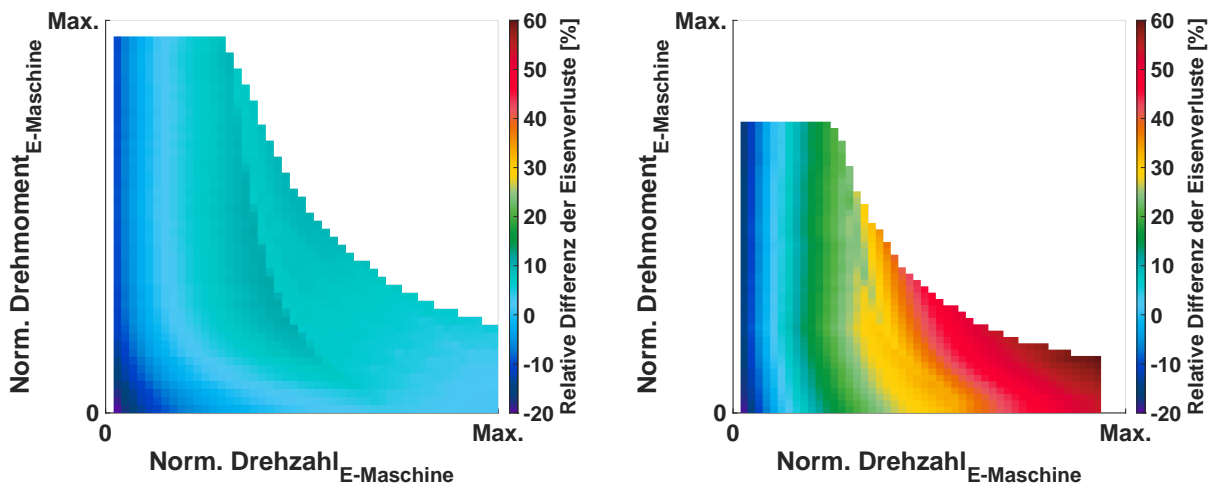
Die Faktoren (k_{XX}) sind dabei von verschiedenen Blecheigenschaften abhängig: Blechdicke, Materialzusammensetzung, Temperatur, Korngröße, Bauteilspannung, Fertigungs- und Verarbeitungsverfahren [53, 54, 113, 114]. Abbildung 2.13 zeigt den Vergleich der Eisenverluste zweier E-Maschinen mit je zwei Elektroblechdicken gleicher Fertigungsverfahren. Im Niederfrequenzbereich (bis ca. $n_{EM} = 1000 - 1500 \text{ min}^{-1}$) zeigt das dickere Elektroblech ($d_{Blech} = 0,3 \text{ mm}$ für beide E-Maschinen) geringere Verluste gegenüber dem dünneren Elektroblech (Abb. 2.13a: $d_{Blech} = 0,27 \text{ mm}$, Abb. 2.13b: $d_{Blech} = 0,2 \text{ mm}$). In allen anderen Bereichen des Kennfeldes ist das dünnere Elektroblech effizienter. Unterschiedliche Materialzusammensetzungen, Fertigungs- und Nachbearbeitungsverfahren beeinflussen die verschiedenen Eisenverlustanteile zusätzlich. Ein erhöhter Silizium (Si)-Anteil im Elektroblech reduziert die Verluste, erhöht die Festigkeit und erschwert die Weiterverarbeitung. Die Korngröße hat bei dünneren Elektroblechen einen größeren Einfluss auf die Hystereseverluste als bei dickeren Blechen. Elektrobleche aus abrasiven Verfahren weisen geringere Verluste an den Randbereichen der Bleche auf als mechanisch verarbeitete Bleche. Abrasive Verfahren werden aufgrund längerer Prozesszeiten und höherer Fertigungskosten selten eingesetzt [113, 114, 116–119].

Alle genannten elektromagnetischen Maßnahmen zur Verlustreduktion in E-Maschinen sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst.



Tab. 2.2: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener elektromagnetischer Maßnahmen zur Reduktion der E-Maschinenverluste

Maßnahmen	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
Reduktion der Leitertemperatur	+ Reduktion der ohmschen Verluste und der AC-Verluste	[53, 95]
Steigerung der Eisentemperatur	+ Reduzierte Eisenverluste - Reduzierte Eisensättigung	[53, 96, 97]
Hairpinwicklung	+ Steigerung des Kupferfüllfaktors und bessere Kühlung als EZW + Kostengünstige Fertigung mittlerweile möglich - Höhere AC-Verluste und aufwendigere Fertigung	[70, 95, 98, 99]
Asymmetrische Hairpindrähte	+ Reduktion der AC-Verluste um 28 – 40%	[101, 102]
Formlitzten	+ Steigerung des Drehmoments um 20% gegenüber EZW - Kostengünstige Großserienfertigung noch nicht realisiert	[68, 105]
Hochfrequenzlitzten	+ Reduktion der AC-Verluste - Geringe Kupferfüllfaktoren und sehr kostenintensiv	[103, 104]
Querschnittsvariable Formspulen	+ Kupferfüllfaktoren > 70% + Drehmomentsteigerung um 10% bei Reduktion der Leiterverluste um 15% und Temperatur um $\Delta T \leq 10$ K	[106, 107, 109]
Aluminium- anstatt Kupferleiter	+ Massensparnis um bis zu 5% + Geringere AC-Verluste bei hohen Drehzahlen - Höhere DC-Verluste als Kupferleiter	[110–112]
Zusammensetzung Elektroblech	± Ein höherer Silizium-Anteil reduziert die Verluste, aber die Verarbeitung wird schwerer - Korngrößeneinfluss bei dünnen Elektroblechen erhöht	[113, 114]
Fertigungsverfahren Elektroblech	+ Abrasive Verfahren verschlechtern Randschichteigenschaften weniger als mechanische Verfahren - Kostenintensiv und hohe Prozesszeiten - Reichweitenreduktion um 3% durch Verschlechterung der Randschichteigenschaften	[114, 116–119]

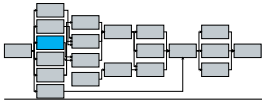


(a) PMSM #1: $d_{Blech} = 0,27$ mm gegenüber $d_{Blech} = 0,3$ mm
 (b) PMSM #2: $d_{Blech} = 0,2$ mm gegenüber $d_{Blech} = 0,3$ mm

Abb. 2.13: Relativer Vergleich der Eisenverluste zweier unterschiedlicher Elektroblechdicken für zwei PMSMs

2.2.2 Elektromagnetische Maßnahmen und Potenziale in der Leistungselektronik

Wie beim Zusammenspiel E-Maschine und Getriebe ist auch beim Zusammenspiel von E-Maschine und LE eine gezielte Auslegung und Abstimmung der beiden Komponenten aufeinander notwendig, um Wirkungsgradsteigerungen zu realisieren. Als Alternative zu den verbreit-



teten Si-Halbleitern können Wide-Bandgap-Halbleiter in der LE eingesetzt werden. Die meist verbreiteten Wide-Bandgap-Halbleiter sind **SiliziumCarbid** (SiC) und **GaliumNitrid** (GaN). Diese sind mehr als doppelt so teuer wie Si-Halbleiter [51, 58, 120, 121]. SiC- und GaN-Halbleiter weisen geringere Schalt- und Durchlassverluste bei hohen Spannungslagen und in fast allen Temperaturbereichen auf. Die Effekte können je nach LE-Design und Auslegung unterschiedlich groß ausfallen [58, 122, 123]. Verschiedene Studien zeigen Verbrauchseinsparungen von 2 – 10% gegenüber Referenzmodulen mit Si-Halbleitern [120, 124, 125]. Tesla und Hyundai Motors setzen aufgrund der genannten Potenziale in ihren BEVs auf SiC-Halbleitermodule [51, 126, 127]. Neben der Halbleiterart und der Spannungslage kann auch die Schaltfrequenz oder das Modulationsverfahren variiert werden, um die LE-Verluste zu reduzieren bzw. das Drehmoment zu steigern (Tab. 2.3) [128–130]. Überblicke zu den verschiedenen Modulationsverfahren finden sich ausreichend in der Literatur, daher soll an dieser Stelle nicht näher darauf eingegangen werden [131, 132].

Tab. 2.3: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener elektromagnetischer Maßnahmen zur Reduktion der Leistungselektronikverluste

Maßnahmen	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
SiC- und GaN-Halbleiter	<ul style="list-style-type: none"> + Schaltverluste bei hohen Spannungslagen geringer als bei Si + Verluste bei höherer Temperatur geringer als Si + Verbrauchsreduktion um 2 – 10% - Doppelt bis vielfach so teuer wie Si-Halbleiter 	[58, 120–125]
Taktfrequenz und Modulationsverfahren	<ul style="list-style-type: none"> + Verlustreduktion von 4 – 8% oder Drehmomentsteigerung um 2% bei gleichen Verlusten - Applikation deutlich aufwendiger 	[128–130]

2.2.3 Mechanische Maßnahmen und Potenziale in der E-Maschine

Anstatt das Drehmoment der E-Maschine zu erhöhen, kann die Leistungsdichte auch über eine Drehzahlanhebung gesteigert werden (s. Wachstumsgesetz Gl. 2.1). Die Frequenz f der E-Maschine ist über die Polpaarzahl p mit der Drehzahl n gekoppelt:

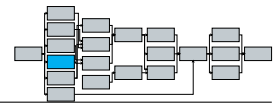
$$n = \frac{f}{p} \quad (2.5)$$

Die Zunahme der gespeisten Frequenz steigert die Drehzahl der E-Maschine. Dies führt zur Steigerung verschiedener frequenz- und drehzahlabhängiger E-Maschinenverluste [53, 93]:

- Steigerung der Eisenverluste durch Zunahme der frequenzabhängigen Wirbelstrom-, Hysterese- und Überschussverluste sowie der Oberwellenverluste
- Zusätzliche Skin- und Proximityverluste in den Leitern durch hohe Wechselstromfrequenzen
- Wirbelstrom und Oberwellenverluste in Permanentmagneten bei einer PMSM
- Zunahme der mechanischen Verluste durch Luft- (trockenlaufende E-Maschinen) bzw. Ölreibung (nasslaufende E-Maschinen) sowie der Lagerverluste

Aus der Steigerung der Maximaldrehzahl der E-Maschine ergeben sich weitere mechanische und konstruktive Anforderungen an die E-Maschine [27, 104, 133]:

- Reduktion der Lagerlebensdauer durch höhere Drehzahlen
 - Alternativ: Lager durch hochdrehzahlfestere, kostenintensivere Lager ersetzen
- Festigkeit rotierender Bauteile: z.B. die Befestigung des Rotorblechpakets auf der Rotorwelle (Welle-Nabe-Verbindung oder Presssitz)
- Hohe Toleranzgüte zur Einhaltung der Laufruhe des Antriebs
- Gute rotordynamische Eigenschaften (Eigenfrequenzen und -moden, Resonanzfälle)



Zur Reduktion der Reibungsverluste hochdrehender E-Maschine können verlustoptimierte Lager oder Dichtungen eingesetzt werden. Diese sind aufgrund hochwertiger Materialien kostenintensiver [134, 135]. Ebenso werden neue Dichtungskonzepte und -materialien entwickelt, um den Anforderungen zum Einsatz in einer E-Maschine gerecht zu werden [61, 62, 136, 137]. In Tabelle 2.4 sind die Einflüsse und Auswirkungen einer Drehzahlanhebung dargestellt.

Tab. 2.4: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile einer Drehzahlanhebung in der E-Maschine

Maßnahmen	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
Drehzahlanhebung	+ Steigerung der Leistungsdichte	[27, 53, 93, 104, 133]
	- Erhöhung verschiedener frequenz- und drehzahlabhängiger Verluste	
	- Lagerlebensdauerreduktion oder	
	- Einsatz kostenintensiverer Lager	
Optimierte Lager und Dichtungen	- Konstruktive und fertigungstechnische Anforderung an Festigkeit, Laufruhe und Toleranzen	[61, 62, 134–137]
	+ Reduktion der Reibungsverluste	
	- Neue Materialien und Konzepte für den Einsatz in E-Maschinen notwendig (kostenintensiver)	

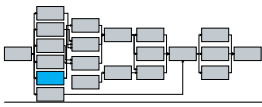
2.2.4 Mechanische Maßnahmen und Potenziale in einem BEV-Getriebe

Moderne Getriebe für KFZ-Anwendungen besitzen über den Großteil ihres Drehzahl-Drehmoment-Bereiches Wirkungsgrade von $\eta_{\text{Getriebe}} > 97\%$ [55, 138]. Zur Reduktion der Verluste und Erfüllung neuer Anforderungen durch den Einsatz in Hochvolt-Anwendungen werden neue Schmierstoffe entwickelt (Ultraleichtlauföle, nanopartikelbasierte oder wasserbasierte Getriebe-fluide) [139–142]. Die Fluide weisen neben verbesserten Reibungseigenschaften auch optimierte thermische Eigenschaften für hohe und tiefe Temperaturbereiche auf [143, 144]. Dies ist wichtig, da bei ölgekühlten E-Maschinen Öltemperaturen von ($\vartheta_{\text{Öl}} = -40^\circ\text{C} - 150^\circ\text{C}$) auftreten können [145]. Neben der Temperaturbeständigkeit spielen bei Hochvolt-Anwendungen auch die elektrische Spannungsfestigkeit und der elektrische Widerstand [139, 146, 147], ebenso wie die Druck- und Materialbeständigkeit bei der Entwicklung neuer Schmierstoffe [139, 140, 145, 146, 148] eine wichtige Rolle.

Auch die Art des Schmierungskonzepts beeinflusst den Wirkungsgrad. Tauchschmierungen sind kostengünstig auszuführen, können aber durch dauerhaftes Planschen der Zahnräder im Öl zu erhöhten Planschverlusten gegenüber Einspritzschmierungen führen. Einspritzschmierungen können bei Ausführung mit Trockensumpf geringere Planschverluste aufweisen, riskieren bei ungeschickter Wahl der Einspritzung jedoch eine Steigerung der Öl-Quetschverluste. Zusätzlich werden Ölpumpe und -filter benötigt, wodurch Mehrkosten entstehen [55, 138]. Bei beiden Konzepten muss eine Mangelschmierung vermieden werden, um einer Zahnradbeschädigung vorzubeugen. In den letzten Jahren sind neue eAEs verschiedener OEMs auf dem Markt gekommen, welche einen funktionsintegrierten kombinierten E-Maschinen- und Getriebeölkreislauf mit einer Ölpumpe und verschiedenen Ölleitmaßnahmen nutzen [126, 149–151].

Bei hohen Drehmomenten entsteht ein Großteil der Verlustleistung im Reibungskontakt des Zahnradpaares. Polierschleifen oder Superfinishing reduzieren das Verlustmoment gegenüber standardmäßigen wälzgeschliffenen Zahnrädern um 15 – 30%. Durch Laserstrukturierung oder zusätzliche diamantähnliche Kohlenstoffbeschichtungen lassen sich die Verluste zusätzlich um 4 – 43% verringern [152–157].

Weitere Getriebewirkungsgradsteigerung kann durch eine Arbeitspunktverschiebung erreicht werden. Zweiganggetriebe bieten die Möglichkeit der Arbeitspunktverschiebung und zeigen Ver-



brauchsreduktionen bzw. Energieeinsparpotenziale von 1 – 11,4% [158–161]. Porsche setzt im Taycan bereits ein Zweiganggetriebe ein [162]. Eine Übersicht zu weiteren mehrgängigen Getriebearten für BEVs findet sich in Machado et al. [163]. Erst durch gezielte Auslegung eines Mehrganggetriebes im Zusammenspiel mit den Arbeitspunkten der E-Maschine können in beiden Komponenten gezielt Effizienzvorteile identifiziert und realisiert werden. Alle genannten Getriebe-Maßnahmen zur Verlustreduktion sind in Tabelle 2.5 zusammengefasst.

Tab. 2.5: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener mechanischer Maßnahmen zur Reduktion der Getriebeverluste

Maßnahmen	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
Einsatz neuer Schmierstoffe	+ Reduktion der Reibungsverluste und Verbesserung der thermischer Eigenschaften - Druck- und Temperaturbeständigkeit - Elektr. Eigenschaften und Materialverträglichkeit	[139–142, 146–148, 164, 165]
Tauchschmierung	+ Kostengünstig - Hohe Planschverluste	[55, 138]
Einspritzschmierung	+ Reduktion der Sumpfhöhe und der Planschverluste - Risiko erhöhter Quetschverluste - Mehrkosten für Ölpumpe und -filter	[55, 138]
Ölleitmaßnahmen	+ Reduktion der Sumpfhöhe und der Planschverluste	[55, 138]
Oberflächengüte	+ Reibungsreduktion um bis zu 15% (Polierschleifen) und bis zu 30% (Superfinishing) + Steigerung der Dauerfestigkeit (Superfinishing) + Zusätzliche Verlustreduktion um 7% (Laserstrukturierung) und 4 – 43% (Beschichtung) - Mehrkosten und Fertigungsprozesszeit	[152–157]
Mehrganggetriebe	+ Verbrauchsreduktion von bis zu 11,4% + Meist ein Gang für Performance und ein Gang für Effizienz - Mehrkosten gegenüber 1-Gang-Getriebe - Optimierung nur aus Zusammenspiel von E-Maschine und Getriebe	[158–162]

2.2.5 Zusammenfassung der elektromagnetischen und mechanischen Maßnahmen

Zusammenfassend ergeben sich für die optimalen Betriebstemperaturen zum Teil große Unterschiede gegenüber den maximalen Betriebstemperaturen (Abb. 2.14). Dies veranschaulicht die Notwendigkeit von gezielter thermischer Auslegung von eAEs und deren Komponenten, sowie von optimiertem und bedarfsgerechtem Antriebstermomanagement.

Der Fokus in der Entwicklung neuer Thermomanagementsysteme sollte auf Antriebskühlkonzepten zur schnellen Minimierung der Aufheiz-/Abkühlzeiten, gezielter Einstellung effizienzoptimaler Betriebstemperaturen und sinnvoller Bauteil- und Funktionsintegration liegen, um den Wirkungsgrad zu steigern und die Kosten zu reduzieren [166]. Die Arten und Ausführungsvarianten verschiedener Kühlkonzepte werden im Abschnitt 2.4 detailliert betrachtet.

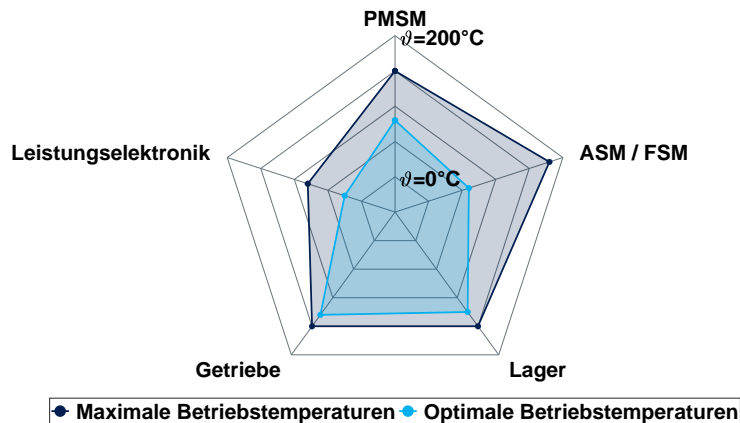
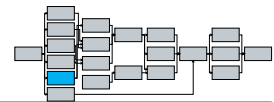


Abb. 2.14: Maximale und optimale Betriebstemperaturen in den Komponenten einer elektrischen Antriebseinheit

2.3 Fahrzeugthermomanagement, Kühl- und Heizkreisläufe

Das Thermomanagement elektrischer Fahrzeuge sorgt für die Temperierung, Steuerung und Verteilung der unterschiedlichen Fluidkreisläufe in einem BEV. Dies umfasst u.a. die Fluidversorgung und Temperierung der eAEs, der Traktionsbatterie, der Fahrgastzelle sowie weitere Nebennaggregate [167]. Das Fahrzeugthermomanagement wird mit zunehmender Bauteil- und Funktionsintegration immer wichtiger. Unterschiedliche Temperaturbereiche der optimalen Bauteil-Betriebstemperaturen der verschiedenen Komponenten, sowie differenzierende Volumenstrom- und Temperaturanforderungen bei verschiedenen Umgebungstemperaturen stellen zum Teil gleichzeitige gegenläufige Anforderungen an das Thermomanagementsystems des Fahrzeugs (Abb. 2.15) [53–55, 58, 168–170].

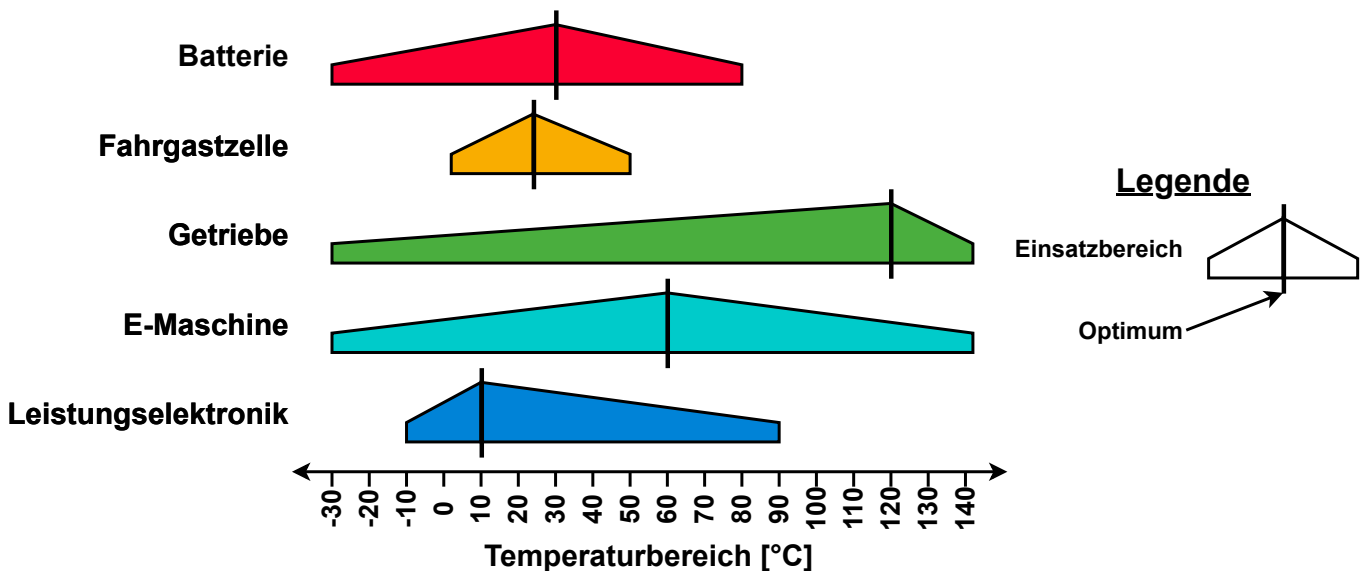
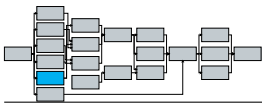


Abb. 2.15: Anforderungen an Temperatureinsatzbereiche der unterschiedlichen Bestandteile des Fahrzeugthermomanagementsystems

Bei der Entwicklung neuer BEVs finden sich im Kühlkreislauf Bauteil- und Funktionsintegration, um somit die Anzahl der Komponenten zu reduzieren. Gleichzeitig steigt die Komplexität einzelner Komponenten weiter an. Die Gestaltungs- und Ausführungsmöglichkeiten unterschiedlicher Topologien von Heiz- und Kühlkreisläufen sollen in dieser Arbeit nicht betrachtet werden. Es sei an dieser Stelle auf entsprechende Literatur verwiesen [43, 171]. In Tabelle 2.6 sind die Potenziale verschiedener Fahrzeugthermomanagementmaßnahmen im Heiz- und Kühlkreislauf



dargestellt.

Einige dieser beschriebenen fahrzeugseitigen Thermomanagementmaßnahmen sind bereits in Serienfahrzeugen verschiedener OEMs zu finden. Es seien an dieser Stelle ein paar Beispiele genannt:

- Hochintegrierte Kühlmittelverteilungssysteme (Tesla und Hyundai) [172, 173]
- Einsatz von betriebsoptimierten Wärmepumpen (Tesla, Hyundai und Volkswagen) [174–176]
- Prädiktive Batterievorkonditionierung (Porsche) [177]

Die Regelung des Fahrzeugthermomanagements kann gezielt genutzt werden, um die Antriebs-einheit zu konditionieren und ermöglicht weitere Effizienzpotenziale auf Systemebene.

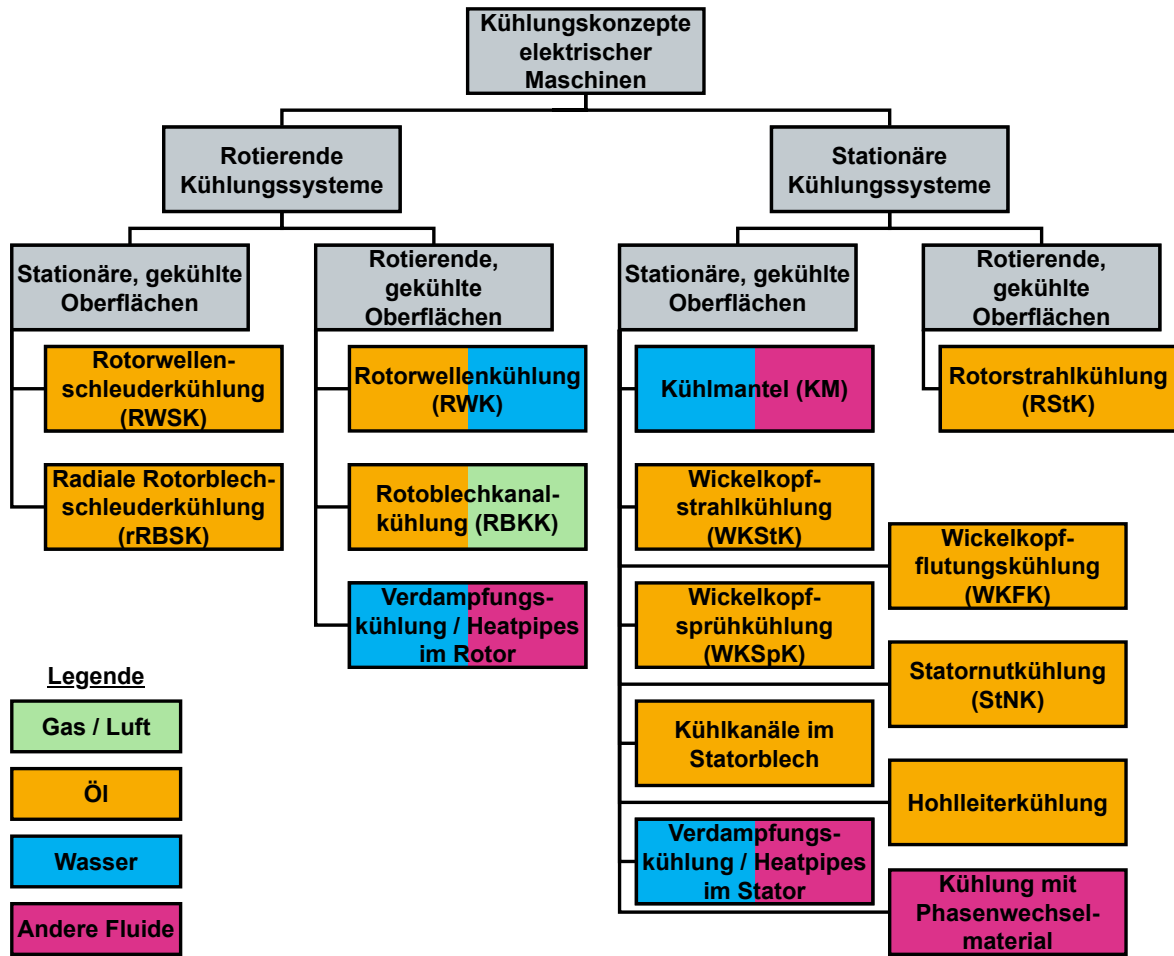
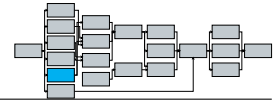
Tab. 2.6: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Fahrzeugthermomanagementmaßnahmen

Ausführungsvarianten	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
Nutzung von Nutzerdaten, Klimaprofilen und Komponentenanforderungen	+ Reichweitesteigerung um bis zu 7%	[171]
Verbesserung der Pumpenstrategie	+ Reduktion der Kühlwasseraustrittstemperatur um $\Delta T = 5\text{ K}$ + Steigerung des Pumpenwirkungsgrads um bis zu 10%	[178]
Getrennte Kühlkreisläufe für zwei radnahe eAEs auf der Hinterachse	+ Reduktion des Kühlkreisleistungsbedarfs um bis zu 54% + Fahrzeugverbrauchsreduktion des BEVs um bis zu 5%	[179]
Wärmepumpe anstatt elektrischen Heizelementen	+ Fahrzeugverbrauchsreduktion um 20 – 40% bei kalten Außentemperaturen	[180]
Prädiktive Regelung	+ Reichweitesteigerung um bis zu 0,3%	[181]
Abwärmenutzung der eAE	+ Reichweitesteigerung von 9 – 31% bei niedrigen Temperaturen ($\vartheta_{Umggebung} \leq -18^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}$)	[182, 183]
Abwärmenutzung und optimierter Kältemittelkreislauf	+ Reichweitesteigerung um 15 – 18% bei kalten Umgebungsbedingungen ($\vartheta_{Umggebung} = -10^\circ\text{C}$) am Hardware-In-The-Loop-Prüfstand	[184]
Prädiktive Regelung von Ventilen im Kühlkreislauf	+ Je nach Umgebungstemperatur und dem Fahrzyklus ist der Hochvoltverbrauch um $\Delta E_{Bat} = 1,67 - 4,2\%$ reduziert worden	[185]

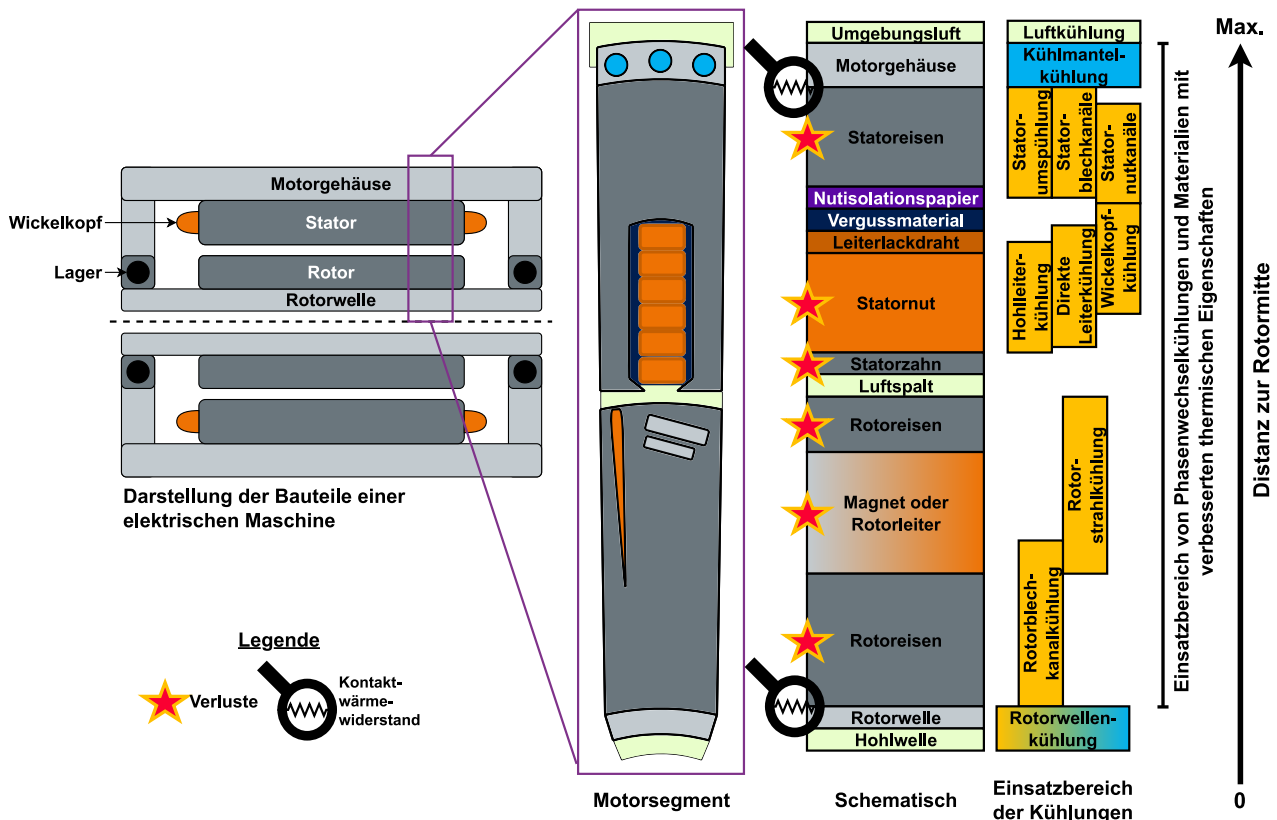
2.4 Kühlung elektrischer Maschinen

Neben der zentralen Steuerung und Verteilung der Fluide im Fahrzeug durch das Fahrzeugthermomanagement ist die antriebsinterne Kühlung der E-Maschine entscheidend für die Maximal- und Dauerleistungsfähigkeit, Dimensionierung und Auslegung von elektrischen Fahrzeugantrieben [42, 43, 186–189]. Abbildung 2.16a zeigt eine Übersicht der Varianten bekannter Kühlkonzepte von E-Maschinen elektrischer Fahrzeugantriebe. In Abbildung 2.16b sind die möglichen Einsatzbereiche dieser Kühlkonzepte in Rotor und Stator dargestellt.

In den nachfolgenden Unterabschnitten werden die verschiedenen Kühlkonzepte beschrieben, die Potenziale erläutert sowie Vor- und Nachteile genannt. Die entsprechenden Darstellungen der verschiedenen Kühlkonzepte orientieren sich an der schematischen Darstellung der elektrischen Maschine und des Motorsegments aus Abbildung 2.16b. Weiterreichende Informationen zu Berechnung und Modellierung sowie zu Konzeptvergleichen zwischen unterschiedlichen Kühlkonzepten elektrischer Maschinen finden sich in verschiedenen Übersichtspapieren in der Literatur [23, 186–188, 190–192].

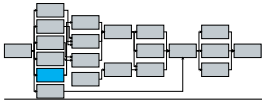


(a) Variantenübersicht der Kühlkonzepte



(b) Darstellung einer elektrischen Maschine und Einsatzbereich der verschiedenen Kühlkonzepte

Abb. 2.16: Kühlkonzepte in elektrischen Fahrzeugantrieben



2.4.1 Kühlmantel

Das weitverbreitetste Konzept zur Kühlung elektrischer Traktionsantriebe ist der **KühlMantel** (KM) [42, 188]. In Großserienproduktion wird er als Gussteil direkt gehäuseintegriert oder mittels eingepresstem Statorträger ausgeführt [193]. Ein KM lässt sich dabei in verschiedenen Formen und Designs ausführen. Die häufigsten Arten sind Kühlkanäle (axial oder radial umlaufend, rund oder eckig mit unterschiedlichen Höhe-Breite-Verhältnissen), parallel umlaufende Spalte, seltener Wabenformen oder Mäander (Abb. 2.17) [47, 49, 193–204].

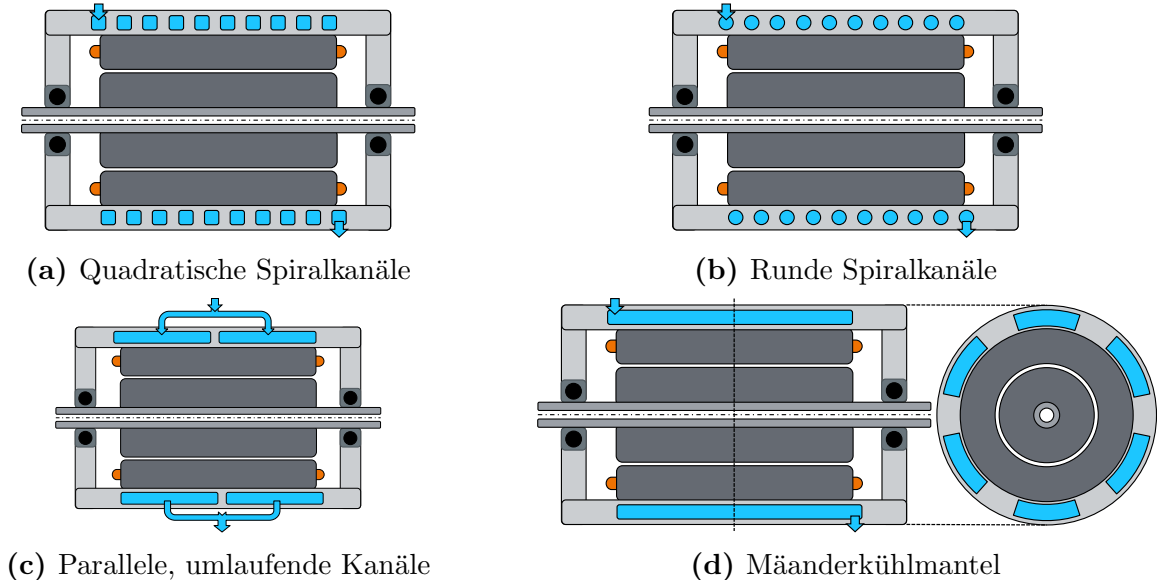
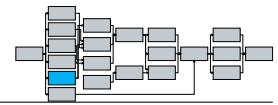


Abb. 2.17: Schematische Darstellung verschiedener Kühlmantelarten

Beim KM soll mit möglichst geringem Druckverlust eine optimale Wärmeabfuhr bei einer gegebenen Gehäusefläche erreicht werden. Nachteilig am KM sind die schlechte thermische Anbindung des Rotors an das Kühlmedium, der lange Wärmeleitungs-pfad aus der Wicklung bis zum Kühlmedium und der Kontaktwärmewiderstand zwischen Gehäuse und Stator, sodass die Effektivität einer Mantelkühlung begrenzt ist [186–188]. Im KM können wasserbasierte Gemische mit guten konvektiven Stoffeigenschaften eingesetzt werden. Ebenso werden die elektromagnetischen Eigenschaften der E-Maschine durch den Einsatz eines KMs nicht beeinflusst, da dieser außerhalb des magnetischen Flusses des Stators liegt (Tab. 2.7). Am Häufigsten werden Wasser-Glykol-Gemische eingesetzt, da diese auch bei sehr tiefen Temperaturen noch flüssig bleiben und ähnlich gute thermische Eigenschaften wie Wasser aufweisen [42, 43]. Zusammenfassend ist eine Wassermantelkühlung bis zu einer gewissen Verlustleistungsdichte geeignet die Wärme abzuführen. Bei leistungsdichten E-Maschinen ist diese Art der Kühlung alleine nicht ausreichend und muss daher durch zusätzliche Kühlkonzepte erweitert werden. Der KM kann bei Ölkühlkonzepten als zusätzlicher integrierter Ölrückkühler genutzt werden (Funktionsintegration).



Tab. 2.7: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Kühlmänteln

Ausführungsvarianten	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
Strukturoptimierter Mäander	+ Optimum aus Wärmeübergang und Druckverlust gegenüber Spiralkühlkanal und einer nichtoptimierten Struktur	[194]
Spiralkühlkanal	+ Beste Performance der verglichenen Konzepte - Kompromiss aus Kühlung und Pumpendruckverlust notwendig	[199, 200]
Wabenstruktur	+ Druckverlust bei gleichem Wärmeübergang um 20% reduziert	[195]
Faserverbundwerkstoff mit Aluminiumprofilen	+ Masse um 6kg reduziert	[205]
Axiale Endplattenkühlkanäle (Abb. 2.18b)	+ Temperatur- und Drehmomentsteigerung gegenüber anderen KM-Ausführungsvarianten	[201, 206]
Blechstege in Statornut (Abb. 2.18c)	+ Deutliche Verbesserung der Wärmeabfuhr aus der Statornut in den KM	[207, 208]
Vortexgeneratoren	+ Rotormagnettemperaturen um $\Delta T = 2, 1 - 6$ K reduziert - Erhöhte Druckverluste	[209]

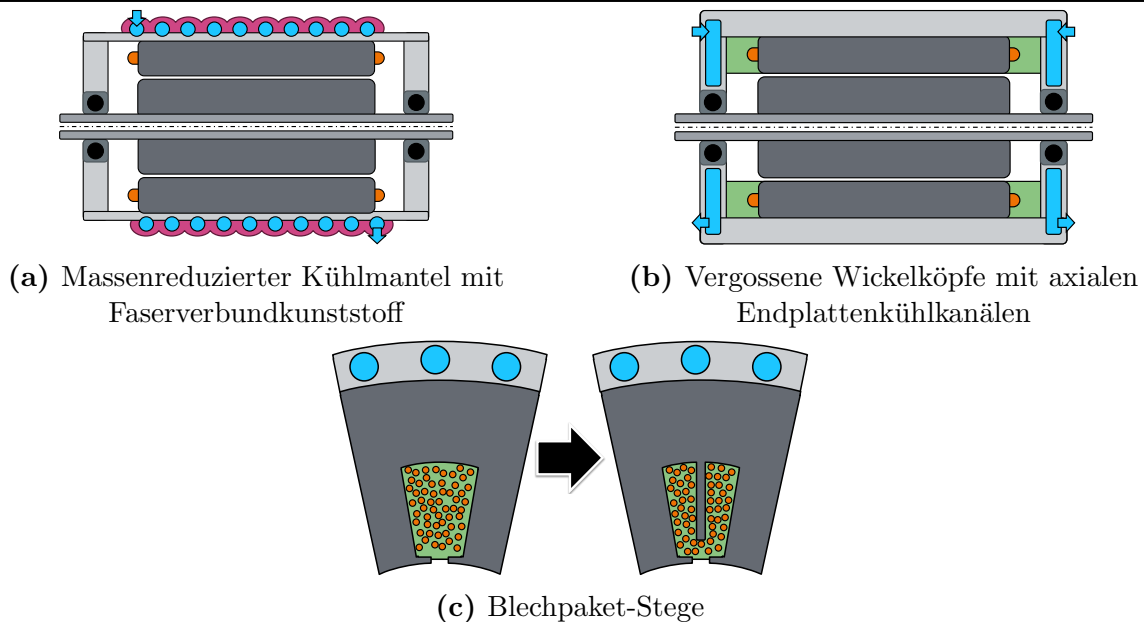


Abb. 2.18: Beispiele für optimierte gehäuseintegrierte Kühlkanalkonzepte

2.4.2 Statorblechkühlung

Zur Verbesserung der Verlustwärmeabfuhr gegenüber einem KM ist die Kühlung des Statorblechpaketes eine geeignete Wahl. Der Kontaktwärmewiderstand zwischen dem Motorgehäuse und dem Statorblechpaket, der die Leistungsfähigkeit der Mantelkühlung beschränkt, kann umgangen werden. Die Temperaturunterschiede der Kontaktmaterialien können bei $\Delta T = 10 - 30$ K liegen. Dieser Übergang ist in der Literatur ausführlich für verschiedene Elektroblech-Gehäuse-Materialkombinationen untersucht worden [210–216]. Mögliche Ausführungsvarianten der **StatorBlechKühlung** (StBK) sind die Umspülung des Stators oder das Einbringen von Kühlkanälen in das Statorblechpaket. Diese Kühlkanäle können auf die Außenseite der Statorbleche, direkt in das Blech oder die Statorzähne integriert werden (Abb. 2.19b) [217–223]. Allerdings können bei direkten Kühlkonzepten keine korrosiven wasserbasierte Gemische eingesetzt werden, da es zur chemischen Alterung und Beschädigung des Elektroblechs kommen kann [219, 220].

In allen Untersuchungen und bekannten Konzepten wird die StBK mit einer direkten Kühlung des Wickelkopfes kombiniert. Andersson [221], Nategh [220] und Huang et al. [218] lassen das aus

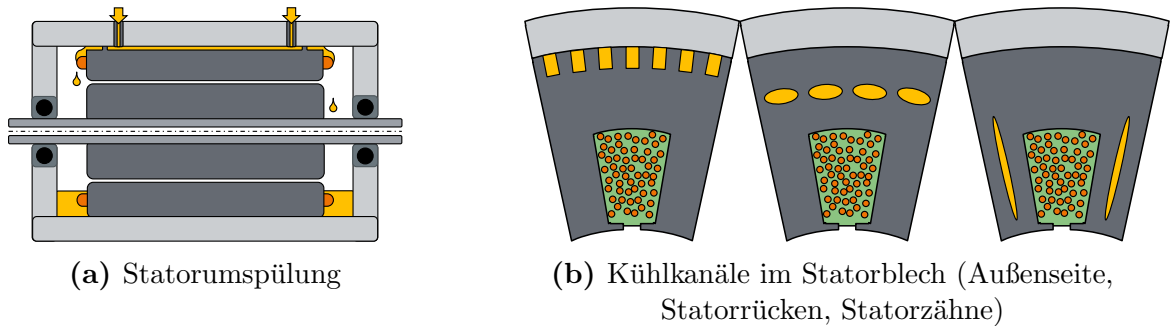
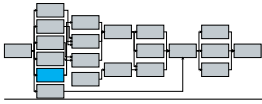


Abb. 2.19: Ausführungsvarianten einer Statorblechkühlung

dem Blechpaket austretende Fluid axial über die Wickelköpfe strömen, um die Wärmeabfuhr aus der Wicklung weiter zu erhöhen. Ha et al. [222, 223] kühlen den Statorrücken und die Wickelköpfe mit mehreren Ölprallstrahlen. Maticic [224] zeigt, dass eine Kombination aus Kanälen am Rücken und im Zahn die beste Wärmeabfuhr bei mittleren Druckverlusten erreicht. Tesla setzt bei der E-Maschinen-Kühlung auf Kühlkanäle integriert in die Statoraußenseite kombiniert mit Rotorwellen- und Sprühkühlung [126, 225]. Die Hyundai Motor Group nutzt bei der E-CMP-Plattform eine StBK kombiniert mit einer Wickelkopfsprühkühlung [226].

2.4.3 Gefluteter Wickelkopf oder E-Maschinenraum

Bei dieser Kühlung wird der E-Maschinenraum um die Wickelköpfe herum mit einem Fluid (meist Öl) geflutet. Die Wärme aus Stator und Wicklung wird axial über die Wickelköpfe und das Blechpaket abgeführt. Es lassen sich zwei bekannte Ausführungsvarianten unterscheiden: Teilweise oder vollständig gefluteter E-Maschinenraum [227–229] oder Ausführungen mit einer Hülse zur Trennung von Rotor- und Statorbereich (Abb. 2.20) [230–233]. Die Trennhülse muss dabei hohen Öl-Vorlaufdrücken und Rotationsgeschwindigkeiten standhalten und wird häufig aus GlasFaserverstärkten Kunststoffen (GFKs) oder CarbonFaserverstärkten Kunststoffen (CFKs) hergestellt. Die geflutete E-Maschine mit Trennhülse lässt sich verhältnismäßig aufwandsarm mit weiteren Kühlungsarten, wie gefluteten Statornuten oder -leitern, kombinieren, da die notwendigen Pumpen und Abdichtungen bereits für die geflutete E-Maschine vorgesehen werden müssen.

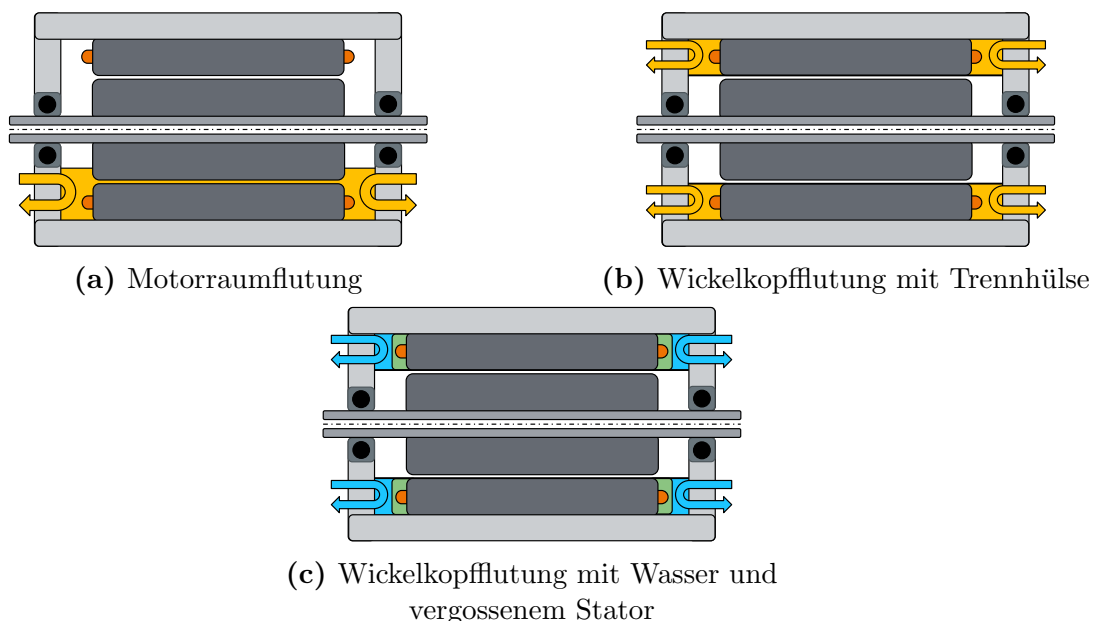
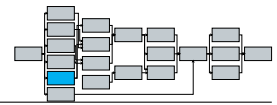


Abb. 2.20: Ausführungsvarianten gefluteter E-Maschinen

Ein Vorteil der WickelKopfFlutungsKühlung (WKFK) liegt je nach Ausführungsvariante dar-



in, dass der E-Maschinenraum im Rotorbereich frei von Fluid gehalten werden kann, sodass Reibungsverluste durch eine Fluidreibung vermieden werden können. Auch die Kombination mit Direktkühlkonzepten ist leicht realisierbar. Nachteilig für die Serienproduktionen sind die hohen Kosten für die Trennhülse, da diese aus teuren hochfesten Materialien hergestellt werden muss (Tab. 2.8).

Tab. 2.8: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von gefluteten Wickelkopfkühlungen

Ausführungsvarianten	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
WKFK	+ Mittlere Temperatur um $\Delta T \approx 20 - 40$ K reduziert (gegenüber KM) - Einsatz Trennhülse aus GFK	[233]
Gefluteter Wickelkopf mit zusätzlicher axialer StBK	+ Rotormagnettemperatur über den Luftspalt um $\Delta T = 25$ K reduziert	[234]
Geflutete E-Maschinen	- Fluidreibungsverluste machen bei hohen Drehzahlen großen Anteile der Gesamtverluste aus	[228, 229]
Wickelkopf mit thermisch leitfähigem Silikon umhüllt (Abb. 2.20c)	+ Einsatz von Wasser-Glykol-Gemisch möglich + Wickelkopftemperatur um bis zu $\Delta T \approx 10 - 15$ K reduziert + Bauteil- und Kostenreduktion möglich	[235]

2.4.4 Strahl- und Sprühkühlungen

In vielen technischen Bereichen werden Strahl- und Sprühkühlungen wegen ihrer hohen Wärmeübertragungskoeffizienten (engl.: "Heat Transfer Coefficients") (HTCs) als effektive Kühlkonzepte gesehen. Die Strahlkühlung weist dabei am Aufprallpunkt den höchsten lokalen HTC auf, der zu den Rändern langsam abnimmt. Die Sprühkühlung erreicht, je nach gewählter Sprühdüse, einen annähernd homogenen HTC (Abb. 2.21). Die Sprühkühlung benötigt im Vergleich weniger Fluidvolumenstrom, dafür höhere Pumpenleistungen zur Fluidzerstäubung. Die zwei Kühlungsarten können, je nach Fluidzerstäubungsgrad, ineinander übergehen. Für detaillierte weitergehende Informationen sei an dieser Stelle auf die Literatur verwiesen [236–239].

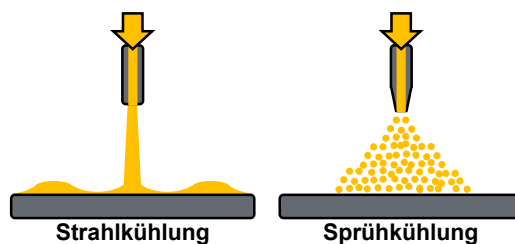
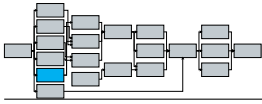


Abb. 2.21: Schematischer Vergleich Strahl- und Sprühkühlung

In E-Maschinenanwendungen lassen sich diese zwei Kühlkonzepte prinzipiell in zwei unterschiedlichen Wirkprinzipien unterscheiden. Es ergeben sich vier Anwendungsarten:

- Stationäre Oberflächen:
 - Wickelkopfstrahlkühlung (s. Unterunterabschnitt 2.4.4.1)
 - Wickelkopfsprühkühlung (s. Unterunterabschnitt 2.4.4.2)
- Rotierende Oberflächen:
 - Rotorstrahlkühlung (s. Unterunterabschnitt 2.4.4.3)
 - Rotorschleuderkühlung (s. Unterunterabschnitt 2.4.4.4)



2.4.4.1 Wickelkopfstrahlkühlung

Die Fluidzufuhr einer **WickelKopfStrahlKühlung** (WKStK) kann axial oder radial erfolgen (Abb. 2.22) [222, 223, 240–243]. Der Vorteil der WKStK liegt in der sehr guten Wärmeabfuhr aus den Wickelköpfen und somit möglichen Steigerungen der Strom- und Leistungsdichte der E-Maschine. Je nach Ausführungsvariante und Kühlleistung kann sich der Temperaturhotspot in der Mitte des Statorblechpakets bilden. Dieser lässt sich mittels Temperatursensoren in Serienfahrzeugen nicht detektieren, sodass präzise Temperaturmodelle notwendig werden, um das Statornutpapier oder Isolationsmaterial in der Statormitte nicht zu beschädigen. Die radialen und umfangsverteilten Temperaturunterschiede und lokalen Effekten erschweren die Modellierung mit einfachen Modellen zusätzlich, sodass aufwendige CFD-CHT-Simulationen notwendig werden (Tab. 2.9).

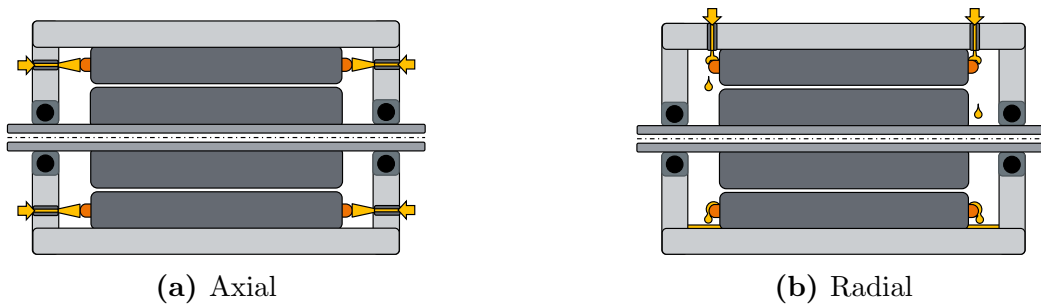


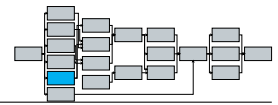
Abb. 2.22: Ausführungsvarianten einer Wickelkopfstrahlkühlung

Tab. 2.9: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Wickelkopfstrahlkühlungen

Ausführungsvarianten	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
WKStK (axial o. radial)	+ Entfall Kühlmantel	[241, 242]
Axiale WKStK	- Inhomogene Temperaturverteilung in der Wicklung ($\Delta T < 20$ K) und über den Wickelkopfumfang ($\Delta T \approx 10 - 40$ K)	[244, 245]
WKStK auf HPW	+ Durchströmung der geschweißten HPW-Seite - 4% schlechter als die gegenüberliegende Seite - Hotspot auf 6 Uhr	[222, 223, 240]
WKStK mit Fluidzufuhr axial aus Blechpaket	+ Homogene Temperaturverteilung im Wickelkopf, ggf. leistungsstarke Pumpe notwendig	[28]

2.4.4.2 Wickelkopfsprühkühlung

Die **WickelKopfSprühKühlung** (WKSpK) erfährt in den letzten Jahren ein großes Forschungsinteresse im Zusammenhang mit hochleistungsdichten elektrischen Antrieben [246, 247]. Die WKSpK kann axial und radial ausgeführt werden (Abb. 2.23). Bei einphasigen WKSpKs kommen Hohlkegel-, Vollkegel- oder Flachstrahldüsen zum Einsatz [248, 249]. WKSpKs ermöglichen hohe Stromdichten bereits bei geringen Volumenströmen ($\dot{V} \leq 2 - 4$ l/min). Die WKSpK ist deutlich dynamischer als eine KM-Kühlung, sodass bei variablen Verlustleistungen (z.B. Fahrzyklus) bedarfsgerechter gekühlt werden kann. Durch eine geschickte Konstruktion kann das Fluid gezielt zu den Hotspots geleitet werden (z.B. die inneren Hairpindrähte mit den höchsten AC-Verlusten). Nachteilig an der WKSpK sind die hohen Kosten für eine leistungsstarke Pumpe mit großen Vorlaufdrücken, da die Sprühdüsen z.T. deutlich höhere Druckverluste als die Zuflussrohre einer WKStK aufweisen können (Tab. 2.10). Auch müssen für die WKSpK gehäuseintegrierte Düsen, Anschlussleitungen und ein zugehöriger Bauraum vorgehalten werden. Damit steigen



die Mehrkosten zusätzlich und die volumetrische Leistungsdichte sinkt infolgedessen.

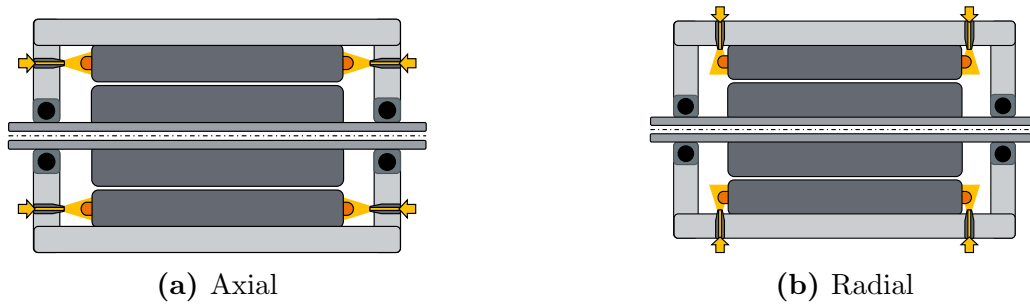


Abb. 2.23: Ausführungsvarianten einer Wickelkopfsprühkühlung

Tab. 2.10: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Wickelkopfsprühkühlungen

Ausführungsvarianten	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
WKS _{SpK} mit axialen und radialen Sprühdüsen	<ul style="list-style-type: none"> + Stromdichten $J > 23 \text{ A/mm}^2$ + Temperaturverteilung Vollkegeldüsen $>$ Hohlkegeldüsen - Geringe Anzahl an Sprühdüsen kann zu inhomogener Temperaturverteilung führen - Anforderungen (Bauraum, Pumpendruck, Effizienz) des Kühlsystems abhängig von Düsenwahl 	[248, 250–254]
WKS _{SpK}	<ul style="list-style-type: none"> + Simulative Stromdichten von $J > 25 \text{ A/mm}^2$ bei einer Wicklungsgrenztemperatur von $\vartheta_{Grenze} = 220^\circ\text{C}$ 	[255]
KM und WKS _{SpK}	<ul style="list-style-type: none"> + Kombinierte Kühlung erreicht eine Temperaturreduktion von $\Delta T \approx 10 - 30 \text{ K}$ gegenüber einer KM-Kühlung + Stationäre Temperaturen 30 – 60% schneller erreicht 	[256]
Vergleich WKS _{SpK} und WKStK	<ul style="list-style-type: none"> + Sprühkühlung benötigt weniger Volumenstrom - HTC einer WKS_{SpK} 10% geringer bei ungünstigem Sprühwinkel - Große Hairpinanzahl verringert Fluiddurchdringung und sorgt für inhomogene Temperaturverteilung - Pumpenleistungsbedarf bei Sprühkühlung höher 	[257–259]

2.4.4.3 Rotorstrahlkühlung

Die **RotorStrahlKühlung** (RStK) entspricht einem Fluidstrahl, der auf eine rotierende Oberfläche beaufschlagt wird (Abb. 2.24). Dieses Kühlkonzept wird bisher seltener eingesetzt. Die RStK ist sehr gut geeignet, um bei einer ASM die Kurzschlussringe bzw. bei der FSM die Rotorwicklung direkt zu kühlen und die Verlustwärme abzuführen. Wie in Helbing et al. [149] beschrieben, kann durch eine integrierte Pumpe das Fluid drehzahlabhängig auf den Rotor gestrahlt werden, sodass keine kostenintensivere elektrische Pumpe notwendig wird (Tab. 2.11). Nachteilig bei diesem Kühlkonzept ist, wie bei den vorangegangenen direkten Fluidkühlungen, das Risiko erhöhter Fluidreibungsverluste im Luftspalt, wenn das Fluid aus dem E-Maschinensumpf nicht ausreichend schnell abgeführt werden kann.

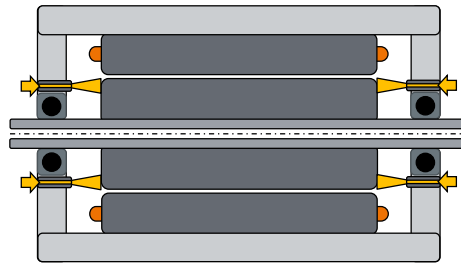
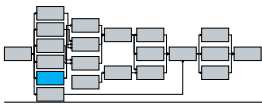


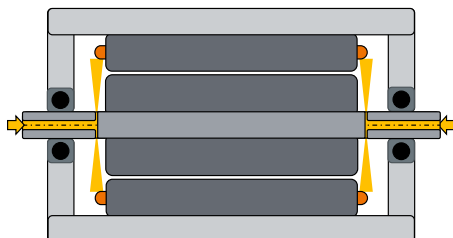
Abb. 2.24: Schematische Darstellung einer Rotorstrahlkühlung

Tab. 2.11: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Rotorstrahlkühlungen

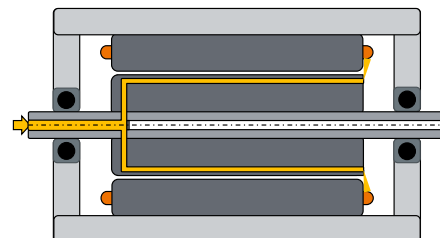
Ausführungsvarianten	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
ASM mit RStK	+ Gute Kühlung der Kurzschlussringe - Gekoppelte CFD-CHT-Simulationen werden sehr komplex/zeitintensiv	[260]
ASM mit KM und RStK	+ Gute Kühlung der Kurzschlussringe + Zusätzliche Kühlung der Wickelköpfe durch Abschleudern des Öls + Integrierter Öl-Wasser-Wärmeübertrager + Zahnradpumpe zur Ölversorgung auf der Getriebewelle integriert	[149]

2.4.4.4 Rotorschleuderkühlung

Die Rotorschleuderkühlung lässt sich wesentlich in zwei Arten mit unterschiedlichen Ausführungsvarianten unterteilen. Bei der **radialen RotorWellenSchleuderKühlung** (rRWSK) wird das Fluid durch Bohrungen in der Rotorwelle abgeschleudert. Die **radiale RotorBlechSchleuderKühlung** (rRBSK) wird meist mit einer Rotorblechkanalkühlung kombiniert und schleudert anschließend das Fluid aus dem Rotorblechkanal in Richtung der Wickelköpfe ab (Abb. 2.25) [115, 261–268]. Die Rotorblechkanalkühlung wird in Unterabschnitt 2.4.7 genauer ausgeführt. Einige OEMs (z.B. Tesla oder Nidec) setzen Rotorschleuderkühlungen als Bestandteil des E-Maschinenkühlsystems ein [126, 150, 225, 269]. Die Rotorschleuderkühlung nutzt die Zentripetalkraft zur Fluidverteilung und kann durch konstruktive Maßnahmen eine relativ homogene Fluidverteilung erreichen. Es sind keine Sprühdüsen notwendig und die Fluidzufuhr in die Rotorwelle kann ohne eine Pumpe über Getriebezahnradförderung realisiert werden. Ungleichmäßige Fluidverteilung zwischen den Wickelkopfseiten, Fluidreibung im Luftspalt oder Mangelversorgung bei geringer Fluidförderung können die Kühlleistung begrenzen (Tab. 2.12).

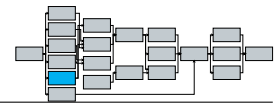


(a) Radiale Rotorwellenschleuderkühlung



(b) Radiale Rotorblechschleuderkühlung

Abb. 2.25: Ausführungsvarianten einer Rotorschleuderkühlung



Tab. 2.12: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Rotorschleuderkühlungen

Ausführungsvarianten		Vor- und Nachteile	Quelle(n)
PMSM mit rRWSK	+ -	Große Anzahl an Austrittsbohrungen ermöglicht homogenere Fluidverteilung auf der Auftrefffläche Fluidzerstäubung und Wärmeübertragung abhängig von Volumenstrom und Ölverteilung	[261]
PMSM/ASM mit rRWSK und Überströmen des Rotors	-	Fluid überströmt und kühlt bei Wellenaustritt die Rotoraußenseiten oder Kurzschlussringe zusätzlich	[115, 261, 262]
Radnabenmaschine mit Kombination aus KM, Rotorwellenkühlung und rRWSK	+ +	Reduktion der Wickelkopftemperatur um $\Delta T = 40 - 110$ K Steigerung der Kühlleistung der rRWSK um 6,4 - 8% durch Optimierung der Kühlkanäle und Austrittswinkel	[267, 268, 270]

2.4.5 Statornutkühlungen

Um die Wärme noch gezielter aus der Wicklung abzuführen, kann das Kühlmedium mit direktem oder indirektem Wicklungsleiterkontakt durch die Statornuten gefördert werden (**Stator-NutKühlung (StNK)**). Dafür wird das Fluid durch Kühlkanäle in der Statornut gefördert, direkt durch die Statornut geflutet oder durch Hohlleiter gepumpt (Abb. 2.26).

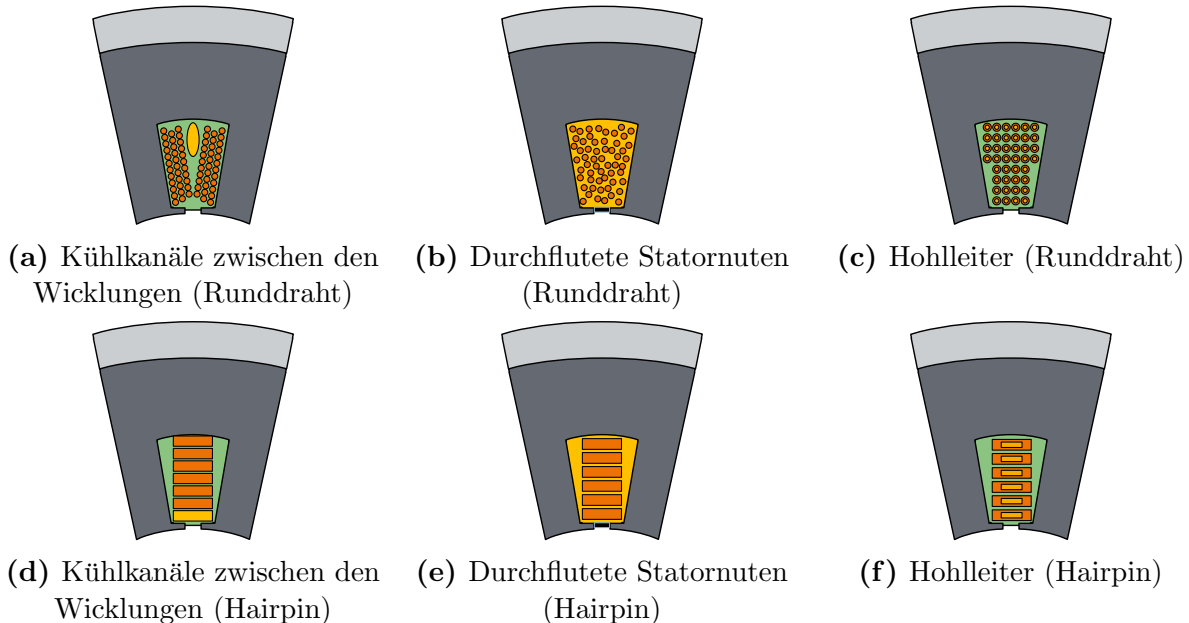
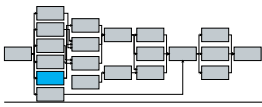


Abb. 2.26: Verschiedene Arten von Statornutkühlungen

Die Kühlkanäle in der Statornut werden je nach Stator-Design und Wicklungsart zwischen den Drähten wie eine zusätzliche Drahtlage oder möglichst nah an den Wicklungen positioniert. Zur verbesserten thermischen Anbindung werden Statornuten mit Vergussmaterial ausgegossen, um die Wärmeübertragung aus der Wicklung in die Kühlkanäle zu erhöhen. Vergussmaterialien mit verbesserten thermischen Leitfähigkeiten steigern die Anbindung zusätzlich. Bei durchfluteten Statornuten oder Hohlleitern entfällt der thermische Widerstand, da das Fluid direkt an der Wicklung entlang fließt.

Die Vorteile von StNKs liegen in den sehr hohen Stromdichten, der geringen zeitlichen Verzögerung der Wärmeabfuhr und der guten Regelung der Leitertemperatur über Fluidvolumenstrom und Vorlaufzeit. Nachteilig sind die z.T. hohen Druckverluste, die eine kostenintensive Pumpe erforderlich machen. Diese erzeugt zusätzliche Verluste im Fahrbetrieb, sodass die Gesamteffizienz der eAE im Niedriglastbereich nur minimal angehoben werden kann (Tab. 2.13). Diese Art der Kühlung eignet sich daher insbesondere für E-Maschinen in Hochperformanceanwendungen. Die Porsche AG setzt in der vollelektrischen Studie Mission R auf diese Art der Öl-Direktkühlung [271].



Tab. 2.13: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Statornutkühlungen

Ausführungsvarianten	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
E-Maschine mit Plastikgehäuse und Kühlkanälen in der Statornut	+ Entfall des KMs + Steigerung der Leistungsdichte gegenüber dem Referenzdesign mit KM um 175%	[272, 273]
Tangential umlaufende Kühlkanäle im Wickelkopf	+ Wickelkopftemperaturen um $\Delta T \leq 80$ K reduziert + Deutlich reduzierte Alterung der Wicklung	[77]
Verschiedene Arten von Kühlkanälen in der Statornut	+ Reduktion der thermomechanischen Belastung der Wicklung + Kontinuierliche Stromdichten $J = 10 - 27$ A/mm ² + Kurzzeitige Maximalstromdichten $J > 35$ A/mm ² - Kostengünstige Massenfertigung bedarf noch einigen Design- und Prozessoptimierungen	[274-280]
Durchflutete Statornuten	+ Niedrigere Temperaturen und höhere Drehmomente als WKSpK + Theoretische Stromdichten von $J > 88,9$ A/mm ² möglich + Anhebung der Dauerleistung auf Maximalleistungsniveau möglich + Dauer- und Performanceleistungsdichtensteigerung von 176 - 364% gegenüber einer BMW i3 Referenz-E-Maschine - Hohe Pumpenvorlaufdrücke - Hochfeste Trennhülse aus z.B. CFK oder GFK zur Abtrennung vom Luftspalt notwendig	[54, 230, 232, 256, 281-285]
Hohlleiterkühlung	+ Experimentelle Stromdichten von $J = 50 - 100$ A/mm ² + Simulationen zeigen z.T. Stromdichten $J > 100$ A/mm ² - z.T. Einsatz spezieller Wärmeträgeröle notwendig - Hohe Pumpendrucke ($p = 5 - 70$ bar) erforderlich	[286-290]

2.4.6 Rotorwellenkühlung

Die **RotorWellenKühlung** (RWK) ist das meistgenutzte rotierende Kühlkonzept in eAEs. Da bei der RWK kein Kontakt mit den Wicklungen oder Blechpaketen besteht, kann die RWK mit verschiedenen Fluiden ausgeführt werden. Wird die RWK mit einer rRWSK oder rRBSK kombiniert, sind wasserbasierte Fluide nicht geeignet. Verschiedene Ausführungsformen und Kombinationen der RWK in sind Abbildung 2.27 dargestellt [151, 291-294].

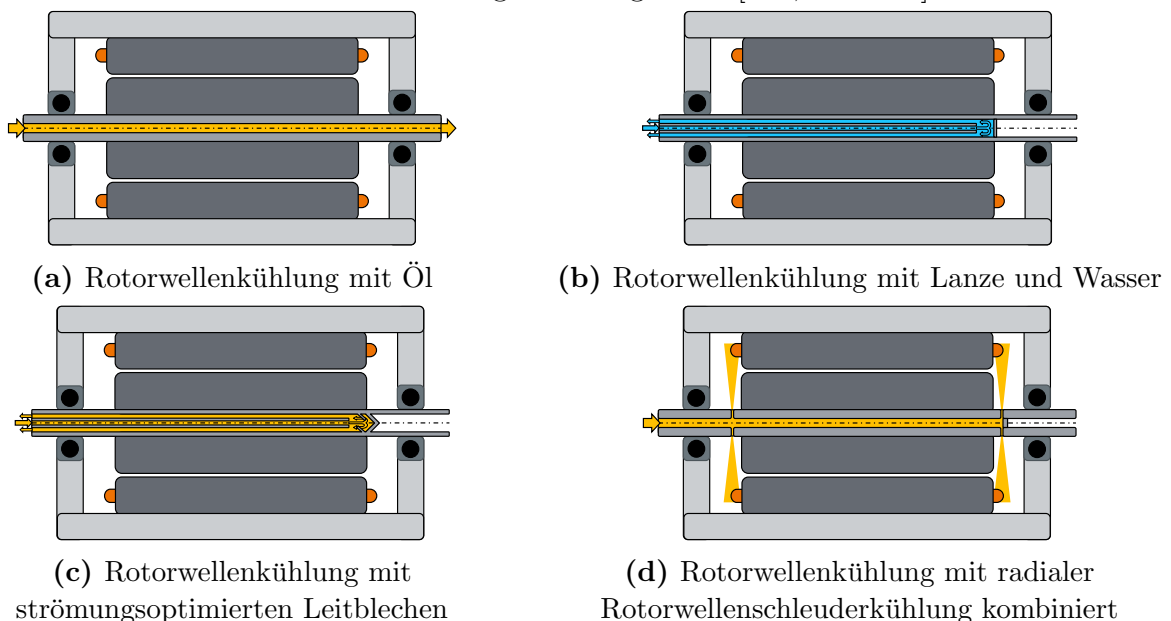
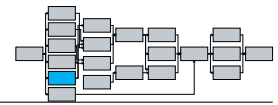


Abb. 2.27: Ausführungsvarianten einer Rotorwellenkühlung

Die RWK ist verglichen mit allen vorangegangenen Kühlkonzepten sehr gut geeignet, um die



Wärme aus dem Rotor abzuführen. Statorkühlkonzepte werden oftmals mit einer zusätzlichen Rotorwellenkühlung kombiniert, um stehende und rotierende Bauteile gleichermaßen effektiv zu kühlen. Dies ist notwendig, wenn das Maschinendesign einen großen Anteil an Verlusten in den Rotorkomponenten aufweist, sodass die indirekte Wärmeabfuhr über den Luftspalt oder abspritzendes Öl einer Wickelkopfkühlung nicht ausreichend ist. Nachteilig an RWKs sind der Bedarf einer Pumpe, wenn eine Öl-Förderung nicht über das Getriebe stattfindet und das Risiko von Leckage bei sehr hohen Drehzahlen, die insbesondere bei wasserbasierten RWKs zu vermeiden ist (Tab. 2.14). Verschiedene OEMs setzen RWKs meist kombiniert mit anderen Kühlungen in ihren BEV-Antrieben ein. Tesla und Nidec setzen auf RWKs kombiniert mit StBK und rRWSK [126, 150, 225, 269]. Audi setzt auf einen KM und eine wasserbasierte RWK [151, 294].

Tab. 2.14: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Rotorwellenkühlungen

Ausführungsvarianten		Vor- und Nachteile	Quelle(n)
KM und RWK mit Wasser	+	Rotortemperatur ($\Delta T \leq 100\text{ K}$) und Wicklungstemperatur ($\Delta T \leq 15\text{ K}$) durch RWK gegenüber reiner KM-Kühlung reduziert	[293, 295–297]
PMSM mit RWK	+ +	Reduktion der Wicklungstemperatur um $\Delta T \approx 15 - 25\text{ K}$ Zusätzliche Reduktion der Wirbelstromverluste durch bessere Magnetkühlung	[298]
RWK mit Strömungsleitblechen	+	Steigerung des HTC's und Reduktion der Rotorwellentemperatur um $\Delta T \leq 33,6\text{ K}$ durch den Einsatz von Strömungsleitblechen in der Rotorwelle	[299]
RWK mit/ohne Lanze	+	Erhöhter HTC im konzentrischen Spalt ermöglicht bei gleicher Verlustleistung geringere Temperaturen ($\Delta T = 20\text{ K}$)	[291]
Verschiedene Ausführungen der Oberflächen von RWK	+	Oberfläche mit variablen Durchmessern zeigt größte Steigerung des HTC's	[292]
Kombination aus RWK und rRWSK	+ -	Verdoppelung der Maximalleistung Deutliche Steigerung der Reibungsverluste gegenüber Luftkühlung	[300]
RWK mit Öl	- -	Risiko von Leckage Komplexeres Dichtungskonzept notwendig	[301]

2.4.7 Rotorblechkanalkühlung

Zur Steigerung der Wärmeabfuhr aus dem Rotor kann anstatt einer RWK auch eine **Rotorblechkanalkühlung** (RBKK) eingesetzt werden. Bei der RBKK wird das Fluid nicht durch die Welle, sondern durch Kanäle im Rotorblechpaket geleitet. Das Fluid kann fast direkt an die thermisch kritischen Bauteile wie Magnete, Rotorwicklungen oder Kurzschlussstäbe herangeführt werden, um die entstehende Verlustwärme abzuführen. Das Fluid kann dabei von außen den Rotorblechkanälen zugeführt werden oder über die Rotorwelle in die Kühlkanäle gelangen (Abb. 2.28) [266, 302–308]. Die RBKK nutzt die Zentripetalkraft zur Fluidverteilung innerhalb der Blechkanäle und kommt so z.T. ohne Pumpen aus. Durch das direkte Kühlen der Wärmequellen im Rotor können die Rotortemperaturen stark reduziert werden. Nachteilig ist dort vor allem der Einfluss der Kühlkanäle auf den elektromagnetischen Fluss im Rotor, der durch geschicktes Rotordesign zum Teil minimiert werden kann (Tab. 2.15).

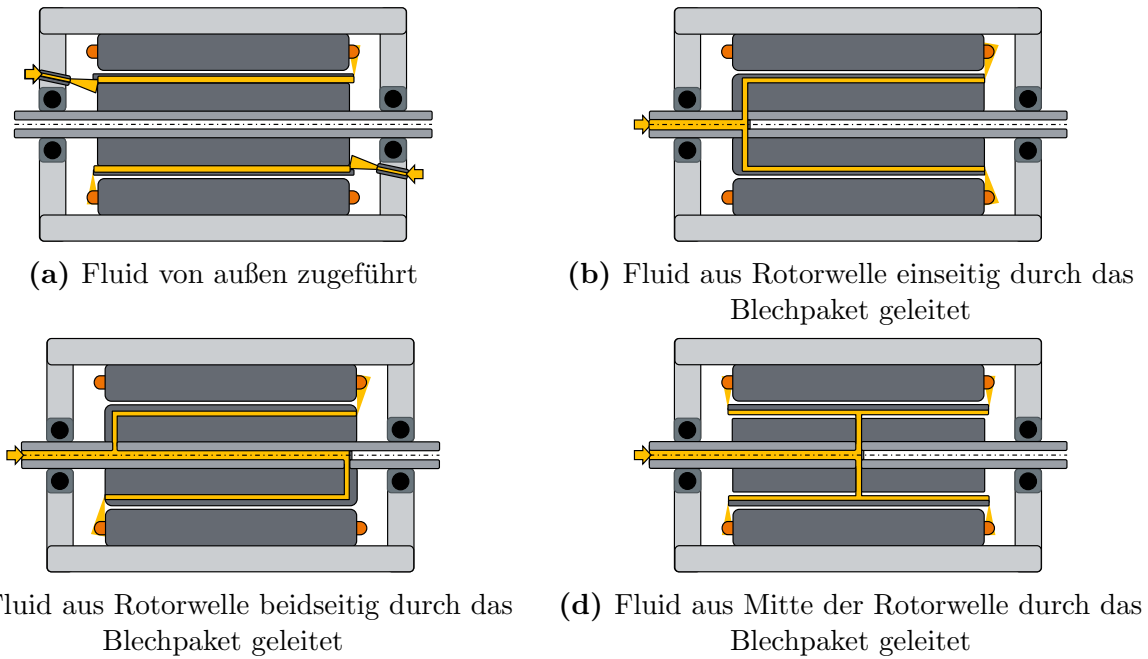
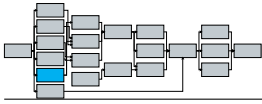


Abb. 2.28: Ausführungsvarianten einer Rotorblechkanalkühlung

Tab. 2.15: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Rotorblechkanalkühlungen

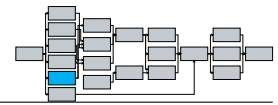
Ausführungsvarianten	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
PMSM in einem Hybridantrieb mit RBKK	+ Reduktion der Magnettemperatur um 23% und Reduktion der Wicklungstemperatur um 7%	[302]
KM, Statornutkühlung und RBKK	+ Erreichung eines thermisch stabilen Betriebs in der Simulation einer E-Maschine für Rennfahrzeuganwendungen	[309]
PMSM mit RBKK statt RWK + rRWSK	+ Wicklungstemperatur um $\Delta T \approx 3 - 14$ K und Magnettemperatur um $\Delta T \approx 4 - 10$ K gegenüber ölgekühlter RWK mit rRWSK reduziert	[308]

2.4.8 Phasenwechselkühlung

Die Phasenwechselkühlung nutzt die Umwandlungsenthalpie zwischen zwei Aggregatzuständen, da hierfür eine größere Menge Energie aufgenommen werden muss. Diese Energie kann den heißen Bauteilen in der E-Maschine entzogen werden, um diese zu kühlen während ein Phasenwechsel im Kühlmedium stattfindet. Bekannte Anwendungsbeispiele sind Wärmerohre oder Thermosiphons [310]. Verschiedene Arten von Phasenwechselkühlungen in E-Maschinen für Fahrzeuganwendungen sind in publizierten Arbeiten zu finden [311–317]:

- Sprühverdampfungskühlung der Wickelköpfe
- Kühlung von Stator und Wicklung mit Heatpipes oder Thermosiphons
- Einsatz von Verdampfungskühlung mit Kältemitteln anstatt Kühlmantelkühlung

Phasenwechselkühlungen ermöglichen eine gute Kühlung der jeweiligen Bauteile. Durch gezieltes Auslegen eines Verdampfungskühlkreislaufs kann eine gewünschte Temperatur erreicht werden, da die zusätzliche Wärme durch die Umwandlungsenthalpie des Phasenübergangs entzogen wird. Nachteilig bei Phasenwechselkühlungen sind die hohen Gesamtsystemkosten, die durch den Einsatz notwendiger Kondensatoren, Kompressoren, Verdampfer oder Heatpipes entstehen (Tab. 2.16).



Tab. 2.16: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Phasenwechselkühlungen

Ausführungsvarianten	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
KM und statornutintegrierte Verdampfungskühlung	+ Verdoppelung der kontinuierlichen Stromdichten + Reduktion der Magnet- und Wicklungstemperaturen bei gleicher Stromdichte	[311]
Verdampfung eines Kältemittels im KM	+ 80% reduzierter Energiebedarf des Kühlkreislaufs bei gleicher Kühlleistung wie ein wasserbasierter KM	[314]
Kältemittel im KM	+ Steigerung des Drehmoments um 60% bei gleicher Wicklungstemperatur	[313]
Statornutintegrierte Heatpipes mit Wärmeabgabe über Motorgehäuse	+ Reduktion der Magnettemperaturen um bis zu $\Delta T = 30$ K bei ($\vartheta_{Grenze} = 100^\circ\text{C}$)	[316, 317]
Startergenerator mit Heatpipes	+ Drehmomentsteigerung um 60%	[318]
Heatpipes	+ Reduktion der Wickelkopftemperatur $\Delta T = 16,4$ K - Kontakt zwischen Wicklung und Heatpipe begrenzt Kühlleistung	[319]
Kombination aus KM, Lüfter und Heatpipes	+ Heatpipekühlung mit Lüfter reicht in ebenen Geländefahrten aus, Zuschaltung des KMs nur bei höheren Steigungen notwendig	[320]

2.4.9 Verbesserung der Wärmeleitung

Neben der Verbesserung der Wärmeabfuhr durch eine Kühlung, kann zur Bauteiltemperaturreduktion auch die Wärmeleitfähigkeit durch die verschiedenen festen Materialien und fluiden Medien erfolgen. Metalle weisen bereits hohe thermische Leitfähigkeiten auf, sodass hier das Verbesserungspotenzial gering ist. Insbesondere die Materialien mit geringen thermischen Leitfähigkeiten können den Wärmetransport stark reduzieren. Dazu zählen in eAes [321–324]:

- Elektrische Isolationsmaterialien der Wicklungen oder Leistungsmodule (z.B. Nutisolationpapier im Stator)
- Epoxidharze zum Vergießen der Wicklungen oder andere Vergussmaterialien
- Kühlfluide oder Getriebeöle

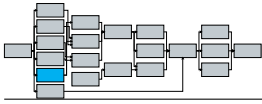
Häufig werden thermisch leitfähige oder kristalline Partikel verwendet, um die Wärmeleitfähigkeiten dieser Materialien und Fluide zu erhöhen. Dafür bieten sich Metalle, Metallegierungen, Metalloxide, künstliche Diamanten oder Kohlenstoffnanoröhren an [325–331]. Der Einsatz von thermisch leitfähigeren Materialien ermöglicht eine verbesserte Wärmeabfuhr. Derzeit sind diese Materialien sehr kostenintensiv, sodass diese nur in Spezialanwendungen oder höherwertigen E-Maschinen zum Einsatz kommen (Tab. 2.17).

Tab. 2.17: Zusammenstellung der Vor- und Nachteile verschiedener Ausführungsvarianten von Kühlungen durch verbesserte Wärmeleitfähigkeit

Ausführungsvarianten	Vor- und Nachteile	Quelle(n)
Nanofluide im KM	+ Nanofluid auf Gallium-Indium-Zinn-Basis zeigt die beste Kühlwirkung aller untersuchten Fluide	[332]
Ölgekühlte E-Maschine mit Nanopartikeln im Öl	+ Rotor- und Statortemperatur um über $\Delta T \approx 30 - 50$ K reduziert bei einem Volumenanteil von 10% Nanopartikeln + Die E-Maschinenverluste um 4,1% reduziert - Die Pumpenleistung steigt um 30%	[333]
Thermisch leitfähigere Isolationsmaterialien	+ Stator-, Wicklungs- und Gehäusetemperaturen sinken durch ein leitfähigeres Isolationsmaterial um $\Delta T \approx 20$ K	[334]

2.4.10 Zwischenfazit zum Thema Kühlung

Der vorgestellte Stand der Technik zeigt wie durch neuartige Kühlkonzepte versucht wird die Wärme möglichst direkt an den Wärmequellen in den einzelnen Bauteilen abzuführen. Die Vor- und Nachteile der verschiedenen Kühlkonzepte wurden in den entsprechenden Unterabschnit-



2.4. KÜHLUNG ELEKTRISCHER MASCHINEN

ten zusammengefasst. Gezieltes Kühlen oder Erwärmen der verschiedenen Komponenten kann dabei zu Effizienzvorteilen führen. Zur Veranschaulichung sind in Abbildung 2.29 die relativen Unterschiede der Verluste ($\vartheta = 90^\circ\text{C}$ gegenüber $\vartheta = 0^\circ\text{C}$) in einer eAE und den einzelnen Komponenten dieser eAE dargestellt.

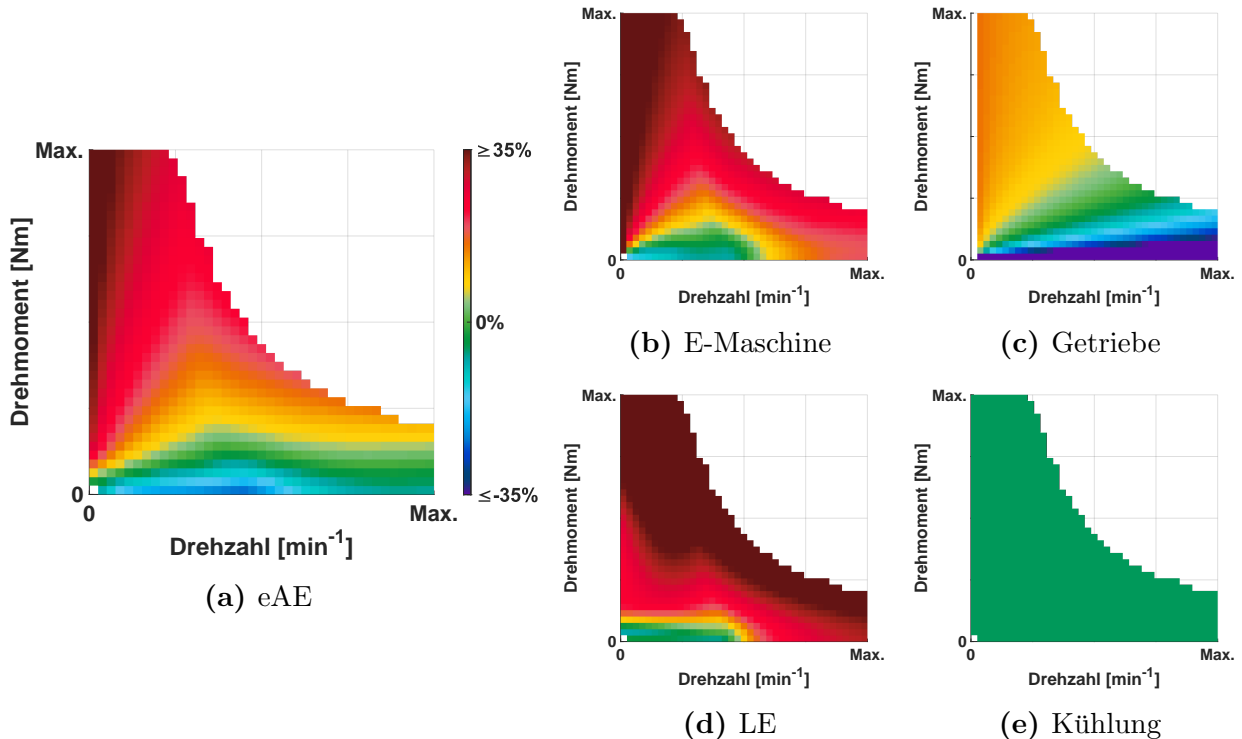
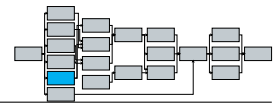


Abb. 2.29: Relativer Einfluss höherer Bauteiltemperaturen auf die Verluste in einer elektrischen Antriebseinheit und den einzelnen Komponenten

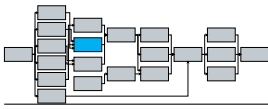
Zusätzlich kann durch gezieltes und bedarfsgerechtes Regeln und Ansteuern des Heiz- und Kühlkreislaufs gleichzeitige Wirkungsgradsteigerungen der antriebszugehörigen Kühlkreislaufkomponenten sowie Bauteiltemperatur- und Fahrzeugverbrauchsreduktionen ermöglicht werden. Dies verdeutlicht nochmals die Bedeutung des Thermomanagements auf Ebene der Antriebseinheit sowie des Gesamtfahrzeugs.

Für eine Großserienproduktion von eAEs sind die einfache Fertigung und kostengünstige Realisierung eines Kühlkonzepts wichtige Entscheidungskriterien. Um sich im Wettbewerb abzuheben, wird es zunehmend wichtiger ein Antriebsstranggesamtsystem mit möglichst geringen Realverbräuchen gegenüber Referenzfahrzyklusverbräuchen zu realisieren. Das Thermomanagement und das Kühlsystem der eAE haben hier eine zentrale Rolle, um kundennahe Verbräuche bei allen klimatischen Umgebungsbedingungen zu ermöglichen. Zusammenfassend ist in Tabelle 2.18 eine Bewertungsmatrix der vorgestellten Kühlkonzepte gegeben.



Tab. 2.18: Übersicht Bewertungsmatrix Kühlkonzepte

Kühlkonzept	Rotor- kühlung	Stator- kühlung	Nasslaufende E-Maschine	Geringe Komplexität	Geringe Kosten	Geringe Änderung der eAE-Masse	Potenzial zur Leistungs- steigerung	Steigerung der Stromdichte
Kühlmantel	✓		Nein	+	+	✓	○	○
Rotorwellenkühlung	✓		Nein	○	○	✓	●	◐
Radiale Rotorwellenschleuderkühlung	✓	✓	Ja	○	○	✓	●	●
Stator-/Wickelkopfstrahlkühlung		✓	Ja	–	–		●	●
Stator-/Wickelkopfsprühkühlung		✓	Ja	–	–		●	●
Rotorstrahlkühlung	✓		Ja	–	–		◐	◐
Rotorblechkanalkühlung	✓		Designabhängig	○	–	✓	●	◐
Statorumspülung		✓	Ja	○	–	✓	●	●
Direktgekühlte Statornut		✓	Designabhängig	–	--	✓	●	●
Hohlleiterkühlung		✓	Nein	--	--		●	●
Steigerung der thermischen Leitfähigkeit des Isolationsmaterials		✓	Nein	+	○	✓	●	●
Kühlmantel mit Verdampfungskühlung		✓	Nein	--	--		●	◐
Kühlmantel mit Nanofluid		✓	Nein	○	--	✓	●	◐
Phasenwechselmaterial		✓	Nein	--	--		●	●
Heatpipe-Kühlung	✓	✓	Nein	--	--	✓	●	●



Kapitel 3

Modellentwicklung

Nach der detaillierten Betrachtung des Stands von Wissenschaft und Technik werden die verschiedenen Modelle für die Komponenten- und Systemsimulation vorgestellt. Die Modelle werden anschließend zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Antriebseinheiten unter Betrachtung von thermischen, kostenspezifischen, bauraum- und massenlimitierten sowie effizienztechnischen Gesichtspunkten genutzt. Zur Bewertung der unterschiedlichen Disziplinen werden verschiedene (Teil-)Modelle entwickelt und miteinander gekoppelt. (Abb. 3.1). Die Optimierungsmethodik wird in Kapitel 5 beschrieben und erklärt.

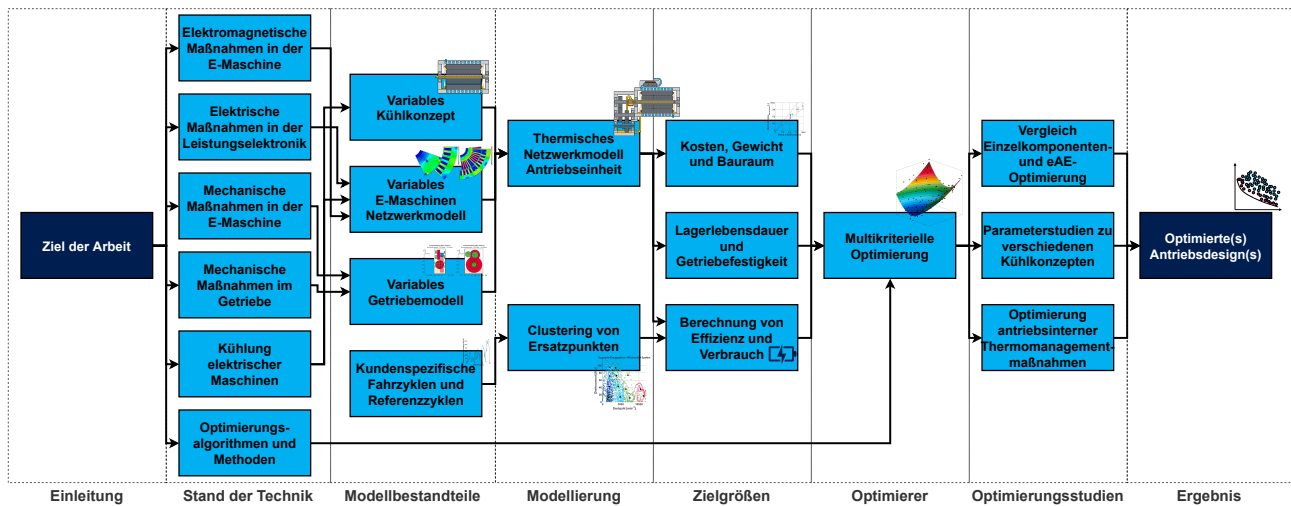


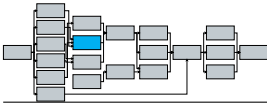
Abb. 3.1: Darstellung der entwickelten Methodik zur Optimierung von eAEs

Das Ziel ist es, verschiedenste Kombinationen aus Kühlkonzepten, E-Maschinenarten und Getriebekonzepten zu optimieren und diese anschließend unter Betrachtung diverser Kriterien (Effizienz, Kosten, Bauraum, Masse, Einhaltung von Lebensdauer und Festigkeit) zu bewerten und zu vergleichen.

Die Basis bildet ein physikalisches thermisches Netzwerkmodell für unterschiedliche Antriebseinheiten (Abschnitt 3.1). Dieses setzt sich aus gekoppelten thermischen Komponentenmodellen für E-Maschine, Getriebe und Leistungselektronik zusammen. Diese sind zusätzlich über ein kühlkonzeptabhängiges Hydraulikmodell miteinander verknüpft. Die Kühlkonzepte können simulativ über einen Konfigurator variiert und modifiziert werden. Die thermischen Netzwerke werden durch Eingabe der Bauteilgeometrien automatisiert parametrisiert. Die Größen des Netzwerks werden aus hinterlegten Materialeigenschaften, physikalische Berechnungen geometrischer Körper und dimensionslosen Wärmeübertragungsmodellen berechnet.

Das Getriebe (1-Gang-Getriebe oder PlanetenRadSatz (PRS)-Getriebe) wird auf Basis eines parametrischen Designtools definiert und auf Lebensdauer und Festigkeit analysiert. Die Design-Parameter werden in das thermische Netzwerk übergeben, um die Getriebeverluste zu berechnen und das thermische Verhalten zu bewerten (Abschnitt 3.2).

Das physikalische Berechnungsmodell bestimmt über die konzeptabhängigen Eingangsparameter der jeweiligen Komponentenmodelle die zugehörigen Bauteilmaße, Bauteilmassen und



der jeweiligen Maschinenart ist im Modell berücksichtigt [53]:

$$P_{V,Magnet}(T) = \frac{P_{V,Magnet}(T_0)}{1 + 0,000754 \cdot K^{-1} \cdot (T - T_0)} \quad (3.2)$$

$$P_{V,Eisen}(T) = P_{V,Eisen}(T_0) \cdot (1 - 0,001 \cdot K^{-1} \cdot (T - T_0)) \quad (3.3)$$

$$P_{V,Kupfer}(T) = P_{V,Kupfer}(T_0) \cdot (1 + 0,00393 \cdot K^{-1} \cdot (T - T_0)) \quad (3.4)$$

$$P_{V,Aluminium}(T) = P_{V,Aluminium}(T_0) \cdot (1 + 0,00429 \cdot K^{-1} \cdot (T - T_0)) \quad (3.5)$$

Für die Variation der axialen Maschinenlänge werden die elektromagnetischen Verluste nach dem Ansatz von Stipetic [335, 336] skaliert:

$$P_{V,Wicklung,(gesamt)} = P_{V,Wicklung,0} \cdot k_A + P_{V,Wickelköpfe,0} \cdot k_R \quad (3.6)$$

$$P_{V,Magnet} = P_{V,Magnet,0} \cdot k_R^2 \cdot k_A \quad (3.7)$$

$$P_{V,Eisen} = P_{V,Eisen,0} \cdot k_R^2 \cdot k_A \quad (3.8)$$

Die mechanischen Verluste durch Fluidreibung (Öl- und Luftreibung) in der E-Maschine werden auf Basis der Gleichungen 3.9-3.15 mit temperaturabhängiger Stoffdaten fortlaufend im thermischen Netzwerkmodell berechnet [337–339]:

$$P_{V,EM,Reib} = P_{V,EM,Luftspalt} + P_{V,EM,Rotor} (+P_{V,EM,Ölreibung}) \quad (3.9)$$

$$P_{V,EM,Luftspalt} = C_{f,LS} \cdot \rho_{Luft} \cdot \omega_R^3 \cdot L_R \cdot R_{R,a}^4 \quad (3.10)$$

$$C_{f,LS} = \begin{cases} 0,515 \cdot \frac{\left(\frac{h_{Luftspalt}}{R_{R,a}}\right)^{0,3}}{Re_{LS}^{0,5}} & 500 < Re_{LS} < 10^4 \\ 0,0325 \cdot \frac{\left(\frac{h_{Luftspalt}}{R_{R,a}}\right)^{0,3}}{Re_{LS}^{0,2}} & 10^4 < Re_{LS} \end{cases} \quad (3.11)$$

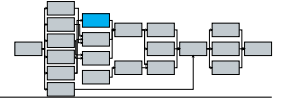
$$Re_{LS} = \frac{\omega_R \cdot h_{Luftspalt} \dot{R}_{R,a}}{\nu_{Luft}} \quad (3.12)$$

$$P_{V,EM,Rotor} = 0,5 \cdot C_{f,R} \cdot \rho_{Luft} \cdot \omega_R^3 \cdot (R_{R,a}^5 - R_{R,i}^5) \quad (3.13)$$

$$C_{f,R} = \begin{cases} \frac{64}{3 \cdot Re_R} & Re_R < 30 \\ \frac{3,87}{Re_R^{0,5}} & 30 < Re_R < 3 \cdot 10^5 \\ \frac{0,146}{Re_R^{0,2}} & 3 \cdot 10^5 < Re_R \end{cases} \quad (3.14)$$

$$Re_R = \frac{\omega_R \cdot R_{R,a}^2}{\nu_{Luft}} \quad (3.15)$$

Analytische Berechnungsansätze der Ölreibungsverluste sind detailliert in [339, 340] beschrieben. Die nachfolgenden Gleichungen 3.16-3.22 beschreiben die verschiedenen in E-Maschinen auftretenden Luft-Wärmeübergänge:



- Wärmeübergangskoeffizient der Wickelköpfe und der Statoraußenseiten zur Luft [341]:

$$\alpha_{HTC} = 1,693 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \left(\frac{\omega_R}{\text{rad/s}} \cdot \frac{R_{R,a}}{\text{m}} \right) + 13,29 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (3.16)$$

- Wärmeübergang des Rotors und des Gehäuses zur Luft [342]:

$$\overline{Nu} = \begin{cases} 7,46 \cdot Re_R^{0,32} & G = 0,01 \ \& \ Re_R \leq 1,76 \cdot 10^5 \\ 0,044 \cdot Re_R^{0,75} & G = 0,01 \ \& \ 3,52 \cdot 10^5 \leq Re_R \\ 0,5(1 + 5,47 \cdot 10^{-4} \cdot \exp(112 \cdot G)) \cdot Re_R^{0,5} & 0,02 \leq G \leq 0,06 \ \& \ Re_R \leq 1,76 \cdot 10^5 \\ 0,033(12,57 \cdot \exp(-33,18 \cdot G)) \cdot Re_R^{3/5+25 \cdot G^{12/7}} & 0,02 \leq G \leq 0,06 \ \& \ 3,52 \cdot 10^5 \leq Re_R \\ 0,55(1 + 0,462 \cdot \exp(\frac{-13 \cdot G}{3})) \cdot Re_R^{0,5} & 0,06 \leq G \ \& \ Re_R \leq 1,76 \cdot 10^5 \\ 0,0208(1 + 0,298 \cdot \exp(-9,27 \cdot G)) \cdot Re_R^{0,8} & 0,06 \leq G \ \& \ 3,52 \cdot 10^5 \leq Re_R \end{cases} \quad (3.17)$$

$$G = \frac{l_{Geh \rightarrow R} \cdot \frac{1}{\text{m}}}{Re_R} \quad (3.18)$$

- Wärmeübergang des Luftspalts [343]:

$$Nu = \begin{cases} 2 & Ta < 41 \\ 0,202 \cdot Ta^{0,63} \cdot Pr^{0,27} & 41 < Ta < 100 \\ 0,386 \cdot Ta^{0,5} \cdot Pr^{0,27} & 100 < Ta \end{cases} \quad (3.19)$$

$$Ta = Re_R \cdot \left(\frac{h_{Luftspalt}}{R_{R,a}} \right)^{0,5} \quad (3.20)$$

- Wärmeübergang der Rotorwelle zur Luft [337]:

$$Nu = 0,133 \cdot Re_W^{2/3} \cdot Pr_{Luft}^{1/3} \quad (3.21)$$

$$Re_W = \frac{\omega_R \cdot R_{W,a}}{\nu_{Luft}} \quad (3.22)$$

Der Kontaktwärmübergangskoeffizient zwischen dem Statorblechpaket und einem Aluminium-Gehäuse wird nach Simpson et al. [215] berechnet:

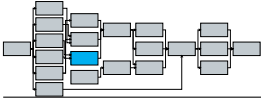
$$\alpha_{Geh,St} = 352,96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot \left(\frac{P_C}{\text{MPa}} \right)^{0,4737} + 331,94 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (3.23)$$

Um die freie Parametrierbarkeit des Modells zu gewährleisten, muss der Wärmeübergang für jedes Kühlkonzept geometrieunabhängig berechnet werden können. Die Wärmeübertragungskoeffizienten der jeweiligen Kühlkonzepte werden in Abhängigkeit der aktuellen Randbedingungen (Temperatur, Drehzahl, Volumenstrom, ...) berechnet. In den Gleichungen 3.24-3.36 sind einige der Wärmeübergänge für die unterschiedlichen Kühlkonzepte beschrieben:

Der Wärmeübergang in verschiedenen Kanalformen (z.B. KM, StBK oder StNK) berechnet sich nach [343]:

$$Nu_{lam,rund} = 3,66 + \frac{0,065 \cdot (D_{h,K}/L_K) \cdot Re \cdot Pr_{Fluid}}{1 + 0,04 \cdot ((D_{h,K}/L_K) \cdot Re \cdot Pr_{Fluid})^{2/3}} \quad (3.24)$$

$$Nu_{lam,rechteckig} = 7,49 - 17,02 \cdot \left(\frac{H_K}{B_K} \right) + 22,43 \cdot \left(\frac{H_K}{B_K} \right)^2 - 9,94 \cdot \left(\frac{H_K}{B_K} \right)^3 + \frac{0,065 \cdot (D_{h,K}/L_K) \cdot Re \cdot Pr_{Fluid}}{1 + 0,04 \cdot ((D_{h,K}/L_K) \cdot Re \cdot Pr_{Fluid})^{2/3}} \quad (3.25)$$



$$Nu_{turb} (3000 < Re) = \frac{[0,79 \cdot \ln(Re - 1,64)]^{-2}}{8} \cdot \frac{(Re - 1000) \cdot Pr_{Fluid}}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{0,5} \cdot (Pr_{Fluid}^{2/3} - 1)} \quad (3.26)$$

Für eine Direktleiterkühlung mit gefluteten Statornuten und Einzugwicklung gibt Oechslen [54] folgende Gleichungen an:

$$Nu_{Nut} = 0,0065 \cdot Re_{Nut}^{0,55} \cdot Pr_{Nut} \quad (3.27)$$

$$Nu_{WK,ab} = 0,078 \cdot Re_{WK,ab}^{0,675} \quad (3.28)$$

$$Nu_{WK,zu} = 0,024 \cdot Re_{WK,zu}^{0,7} \cdot Pr_{WK,zu}^{0,5} \quad (3.29)$$

Die Wärmeübertragung in einer (öl-)gekühlten Rotorwelle lässt sich beispielsweise mit nachfolgenden Ansätzen berechnen:

- Für axial durchströmte, rotierende Rotorwellen mit $0 < Re_R < 16890$ und $3521 < Re_a < 10563$ gilt [344]:

$$Nu = 7,438 \cdot 10^{-3} \cdot Re_A^{0,09683} \cdot Pr_{Fluid}^{0,4} + 9,183 \cdot 10^{-5} \cdot Re_R^{1,358} \cdot Pr_{Fluid}^{0,4} \quad (3.30)$$

- Für $2375 < Re_R < 1,75 \cdot 10^5$, $145 < Pr < 712$ und $1,69 \cdot 10^6 < Re_R \cdot Pr < 2,54 \cdot 10^7$ gilt wiederum [293]:

$$Nu = 3,811 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{1}{Re_R \cdot Pr_{Fluid}} \right)^{-0,641} \quad (3.31)$$

- Für eine Rotorwellenkühlung mit einer Zufuhrkanne, $0 < Re_R < 633$ und $5,7 < Re_a < 23,1$ kann u.a. folgender Ansatz genutzt werden [254]:

$$Nu = 0,0122 \cdot Re_R^{0,744} \cdot Pr_{Fluid}^{0,4} + 0,8115 \cdot Re_A^{0,132} \cdot Pr_{Fluid}^{0,4} \quad (3.32)$$

Der Wärmeübergang einer radialen Strahlkühlung aus einer rotierende Welle berechnet sich z.B. nach dem Ansatz von Lu. et al [264]:

$$Nu = 8,778 + 9,249 \cdot 10^{-3} \cdot Re_D + 44,59 \cdot 10^{-3} \cdot Re_\Omega \quad (3.33)$$

$$Re_D = \frac{v_{Austritt} \cdot d_{Austritt}}{\nu_{Fluid}} \quad (3.34)$$

$$Re_\omega = \frac{\omega_R \cdot D_{St,i}^2}{\nu_{Fluid}} \quad (3.35)$$

Das Überlaufen rotierender Scheiben (z.B. der **K**urz**S**chluss**R**ing (KSR) oder der Rotorwickelkopf) kann nach Lehmann et al. [263] berechnet werden (gültig für $Re > 5 \cdot 10^4$):

$$Nu = \begin{cases} Re^{0,8} \cdot Pr_{Fluid}^{0,6} & \text{Fluid \#1} \\ 1,513 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{Fluid}^{0,6} & \text{Fluid \#2} \end{cases} \quad (3.36)$$

Ein Modell zur Berechnung des Wärmeübergangs von Sprühkühlungen an Wickelköpfen wird im nächsten Kapitel in Abschnitt 4.1 ausführlicher beschrieben. Eine Übersicht weiterer verwendeter Wärmeübertragungsmodelle ist in einer vorangegangenen Veröffentlichung zu finden [23]. Die in Abbildung 3.3 dargestellte Auswahlmethode stellt sicher, dass immer ein passendes Wärmeübertragungsmodell für den jeweiligen Betriebszustand verwendet wird.

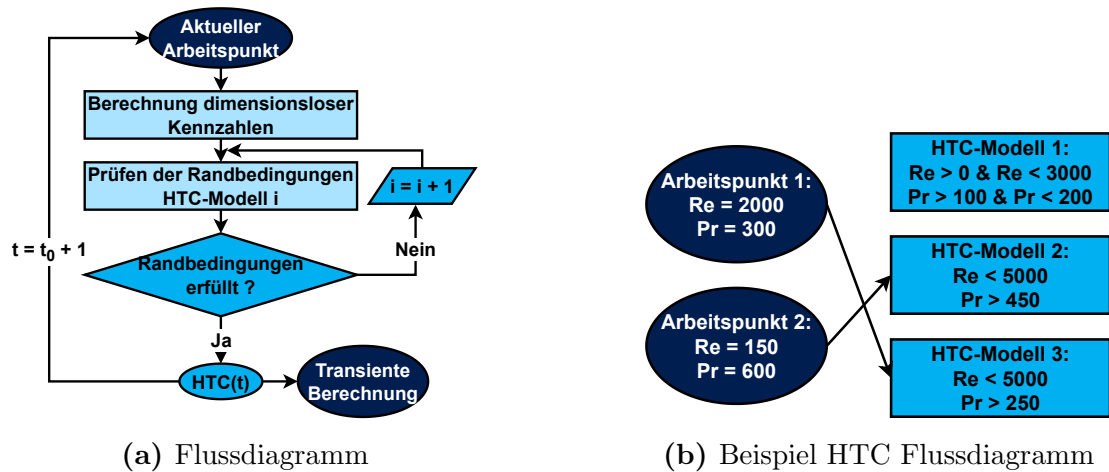
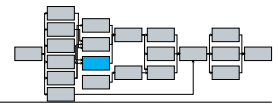


Abb. 3.3: Wärmetübertragungsmodell-Auswahlmethode

Der Aufbau der Netzwerkmodelle der anderen elektrischen Maschinen sowie ausgewählter exemplarischer Kühlkonzepte sind im Anhang A beschrieben. Die Getriebemodelle für 1-Gang-Getriebe und PRS-Getriebe sind analog zum E-Maschinenmodell frei parametrierbar aufgebaut. Es lassen sich verschiedene Getriebeparameter variieren: Zähnezahlen, Zahnbreiten, Oberflächenrauheiten, Normalmodul, Schrägungs- und Normaleinriffswinkel, Gehäusemaße, Ölbehälter, sowie Lagerarten und Maße. Basierend auf den Eingangsgrößen wird das hinterlegte thermische Netzwerkmodell parametrisiert (Abb. 3.4).

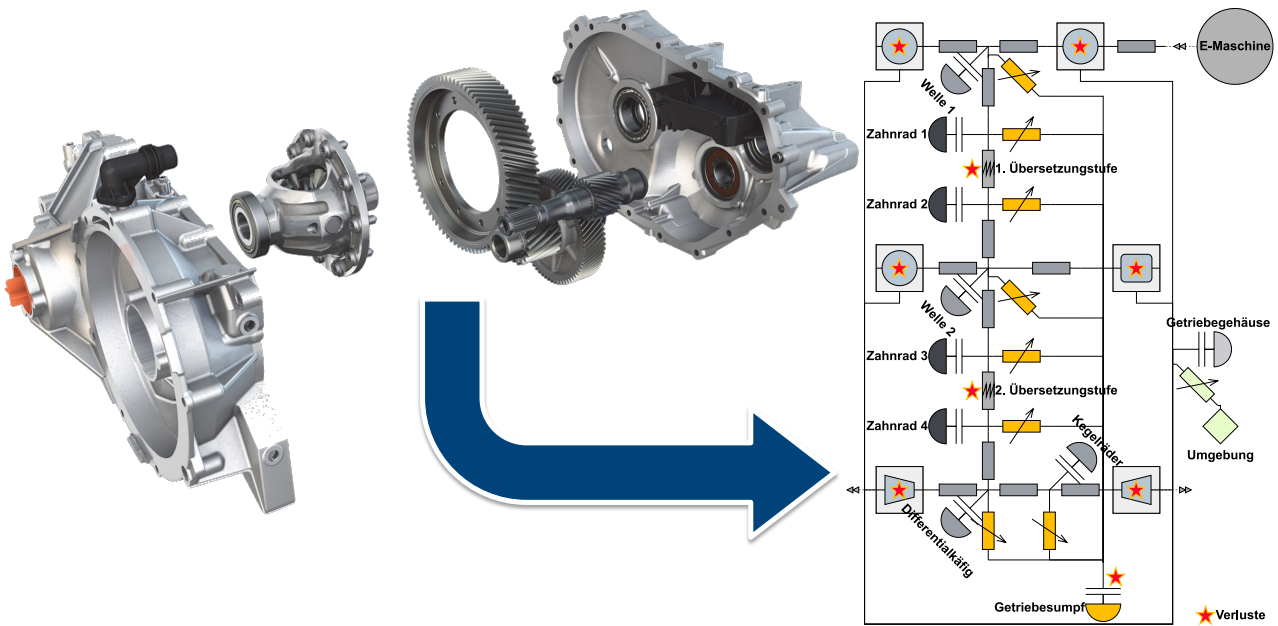


Abb. 3.4: Thermisches Netzwerkmodell eines 1-Gang-Getriebes am Beispiel des MEB (Bild aus [47])

Ein Großteil der Wärmeübergänge im Getriebe lässt sich analog zur E-Maschine über dimensionslose Korrelationen oder analytische Ansätze beschreiben [345, 346]:

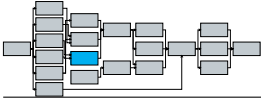
- Kontaktwärmewiderstand eines Zahnradengriffs:

$$R_{Zahnkontakt} = \frac{0,767 \cdot e_{Zahnrad}}{\sqrt{l_{Hertz}} \cdot b_{Zahnrad} \cdot \lambda_{Zahnrad} \cdot \sqrt{v_{Roll}}} \quad (3.37)$$

- Radialer Wärmewiderstand vom rotierenden Zahnrad in das Öl:

$$R_{Zahn,öl} = \frac{2 \cdot \pi}{f(\psi) \cdot b_{Zahnrad} \cdot 2 \cdot Z \cdot h_{Zahn} \cdot e_{Zahnrad} \cdot \sqrt{\omega} \cdot \theta_{Zahnrad}} \quad (3.38)$$

$$\psi = \left(\frac{R_{0,Z} \cdot a_{Fluid} \cdot \theta_{Zahnrad}^2}{\nu_{Fluid} \cdot h_{Zahn}} \right)^{1/4} \quad (3.39)$$



$$f(\psi) = \begin{cases} 1,14 & \psi < 0,68 \\ 1,55 - 0,6 \cdot \psi & 0,68 < \psi < 1,5 \\ 1,16 - 0,32 \cdot \psi & 1,5 < \psi < 2 \\ 0,84 - 0,18 \cdot \psi & 2 < \psi < 2,5 \\ 0,74 - 0,14 \cdot \psi & 2,5 < \psi < 3 \\ 0,62 - 0,1 \cdot \psi & 3 < \psi < 3,5 \end{cases} \quad (3.40)$$

- Axialer Wärmeübergang vom rotierenden Zahnrad in das Öl:

$$Nu = \begin{cases} 0,4 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr_{Fluid}^{1/3} & Re < 2,5 \cdot 10^5 \\ 0,238 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{Fluid}^{0,6} & 3,2 \cdot 10^5 < Re \end{cases} \quad (3.41)$$

- Wärmeübergang des durch das Zahnrad beschleunigten Fluids an der Gehäuseinnenwand:

$$Nu = \begin{cases} 0,664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} & Re < 5 \cdot 10^5 \\ Pr^{1/3} \cdot (0,037 \cdot Re^{0,8} - 850) & 5 \cdot 10^5 < Re \end{cases} \quad (3.42)$$

- Wärmeübergang rotierender Wellen bei $1000 < Re < 10^5$:

$$Nu = 0,133 \cdot Re^{2/3} \cdot Pr_{Fluid}^{1/3} \quad (3.43)$$

- Wärmeübergang stehender Wellen bei $100 < Re < 10^7$ und $0,2 < Re \cdot Pr$:

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr_{Fluid}^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr_{Fluid}}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left[\frac{Re}{282000}\right]^{5/8}\right]^{4/5} \quad (3.44)$$

- Wärmeübergang zwischen dem rotierenden Zahnrad und der Luft:

$$Nu = \begin{cases} 0,4 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} & Re < 2,5 \cdot 10^5 \\ 0,238 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} & 3,2 \cdot 10^5 < Re \end{cases} \quad (3.45)$$

- Wärmeübergang zwischen dem Getriebeöl und der getriebeinternen Luft:

$$h_{\text{Öl,Luft}} / \frac{W}{m^2 \cdot K} = 2609 \cdot \left(\rho_{Luft} / \frac{kg}{m^3}\right) \cdot 0,0052 \cdot Z \cdot (b_{Zahnrad}/m) \cdot (h_{Zahn}/m) \cdot \left(\omega / \frac{rad}{s}\right) \quad (3.46)$$

Die Lagerkräfte werden auf Basis der Getriebeparameter im Modell berechnet. Eine potenzielle Getriebeölförderung in die Rotorwelle wird bei bekannten Getriebedesigns auf Basis von CFD-Simulationen ermittelt oder bei nicht bekannten Designs analytisch oder über Metamodelle abgeschätzt (Anhang A.5 Abb. A.5). Die Ansätze, welche zur Berechnung der Getriebeverluste verwendet werden, sind im Anhang A.3 aufgelistet.

Die verschiedenen Wälzlager (Rillenkugel-, Zylinderrollen-, Kegelrollen und Nagellager) der unterschiedlichen E-Maschinen und Getriebe werden über ein weiteres Netzwerkmodell abgebildet (Abb. 3.5).

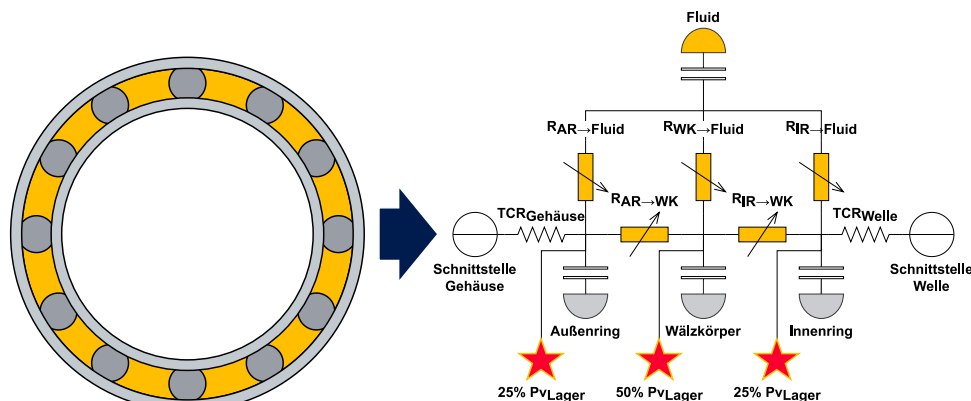
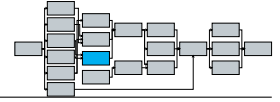


Abb. 3.5: Thermisches Netzwerk eines Rillenkugellagers



Die verschiedenen Wärmeübertragungen im Lager werden, je nach Lagerart, teilweise unterschiedlich berechnet [347–350]:

- Konvektiver Wärmeübergang in den Laufbahnen der runden Lagerwälzkörper:

$$Nu = \left[\left(3,657 + \frac{4,343}{\left(1 + \frac{957}{De^2 \cdot Pr}\right)^2} \right)^3 + 1,158 \cdot \left(\frac{De}{1 + \frac{0,477}{Pr}} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (3.47)$$

$$De = \left(\frac{\omega_{Lager,i} \cdot d_{Wälz}^2}{\nu_{Fluid}} \right) \cdot \left[\frac{d_{Laufbahn}}{2 \cdot R_{Lager,m}} \right]^{1/2} \quad (3.48)$$

- Konvektiver Wärmeübergang zwischen dem Lagerinnenring und dem Lageraußenring:

$$Nu = 0,22 \cdot \left(\frac{h_{LR,Spalt} \cdot Re^2}{F_G} \right)^{0,25} \cdot Pr^{0,3} \quad (3.49)$$

$$F_G = \frac{0,05766 \cdot \left(1 + \frac{h_{LR,Spalt}}{R_{LIR,a}} / 2\right)}{0,0571 \cdot \left(1 - 0,652 \cdot \frac{h_{LR,Spalt}}{R_{LIR,a}}\right) + 0,00056 \cdot \left(1 - 0,652 \cdot \frac{h_{LR,Spalt}}{R_{LIR,a}}\right)^{-1}} \quad (3.50)$$

- Konvektiver Wärmeübergang vom Wälzkörper zum Fluid:

$$Nu = \left(1,2 + 0,53 \cdot Re^{0,64}\right) \cdot Pr^{0,3} \cdot \left(\frac{\mu_{Fluid}}{\mu_{Wand}} \right) \quad (3.51)$$

- Konvektiver Wärmeübergang zwischen den Lagerlaufbahnen und den zylindrischen oder kegelförmigen Wälzkörpern:

$$Nu = \begin{cases} 2 & Ta < 41 \\ 0,167 \cdot Ta^{0,69} \cdot Pr^{0,4} & 41 < Ta < 100 \\ 0,401 \cdot Ta^{0,5} \cdot Pr^{0,4} & 100 < Ta \end{cases} \quad (3.52)$$

$$Ta = \left(\frac{\varepsilon_L \cdot \omega_{Lager,i/a} \cdot R_{LIR,a/LAR,i}}{\nu_{Fluid}} \right) \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon_L}{R_{LIR,a/LAR,i}}} \quad (3.53)$$

- Kontaktwärmewiderstand der Wälzkörper:

$$R_{statisch} = \frac{0,27}{\lambda \cdot a_{Kontakt}} \quad 1 < Pe$$

$$\frac{1}{R_{Kontakt}^2} = \frac{1}{R_{statisch}^2} + \frac{1}{R_{Striction}^2} \quad 1 < Pe < 10 \quad (3.54)$$

$$R_{Striction} = \frac{0,918}{2 \cdot b_{Kontakt} \cdot e_{Lager} \cdot \sqrt{2 \cdot a_{Kontakt} \cdot \sqrt{v_r}}} \quad Pe < 10$$

$$Pe = \frac{a_{Kontakt} \cdot v_r}{a_{Fluid}} \quad (3.55)$$

Die Lagerverlustaufteilung ist analog Kylander [351] angesetzt. Die Lagerreibungsverluste lassen sich beispielsweise mittels der Berechnungsvorschrift von Svenska KullagerFabriken (SKF) [56] bestimmen. Diese Ansätze bilden die Verluste allerdings nicht immer ausreichend genau ab, sodass einige Autoren den Ansatz von SKF modifiziert oder erweitert haben. Die unterschiedlichen Modellanpassungen sind von den Autoren jeweils mit Messungen validiert worden. Eine detaillierte Beschreibung der Lagerverlustberechnungsansätze findet sich in Anhang A.6. Eine reduzierte Modellierung der Leistungselektronik ist für die thermische Gesamtbetrachtung der eAE erforderlich, da die abgeführte Verlustleistung zur Temperaturerhöhung des Kühlmediums führt. Die gesamten Verluste werden in eine thermische Gesamtkapazität gespeist, die über einen Pin-Fin-Wärmeübergang mit dem Kühlmedium verbunden ist (Abb. 3.6).

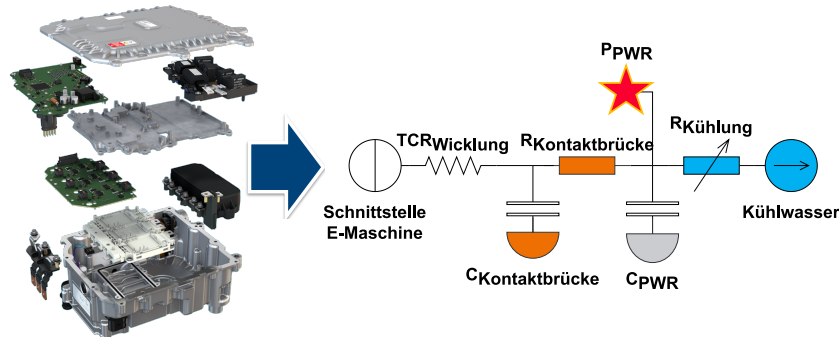
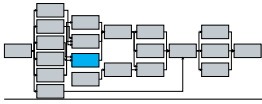


Abb. 3.6: Vereinfachtes thermisches Netzwerkmodell einer Leistungselektronik am Beispiel des MEB Frontantriebs (Bild aus [149])

Die Berechnungsansätze zu Beschreibung der Wärmübergänge in gehäuseintegrierten Wärmeübertragern oder externen Plattenwärmeübertragern finden sich in Standardwerken wie dem VDI-Wärmeatlas (Abb. 3.7) [352].

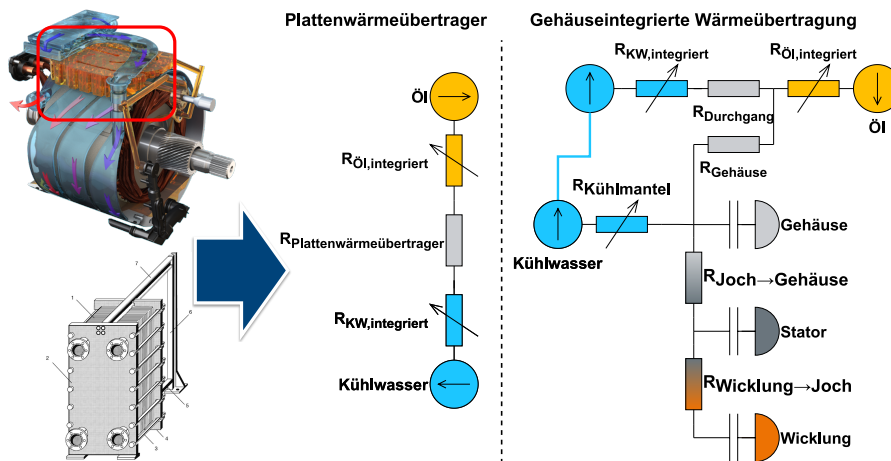


Abb. 3.7: Thermische Netzwerkmodelle verschiedener Wärmeübertrager (Bilder aus [149, 352])

Zur Modellierung der elektrischen Antriebseinheit werden die jeweiligen Teilmodelle kühlkonzeptspezifisch miteinander gekoppelt und nicht verwendete Wärmeübergänge entsprechend deaktiviert. Abbildung 3.8 zeigt ein Netzwerk einer elektrischen Antriebseinheit mit Kühlmantel, ölgekühlter Rotorwelle sowie Ölpumpe und Plattenwärmeübertrager. Das aktivierte thermische Netzwerk anderer E-Maschinen und Kühlungskonzepte kann infolge der Deaktivierungsmethodik (Anhang A.2 Abb. A.1) vom Dargestellten abweichen.

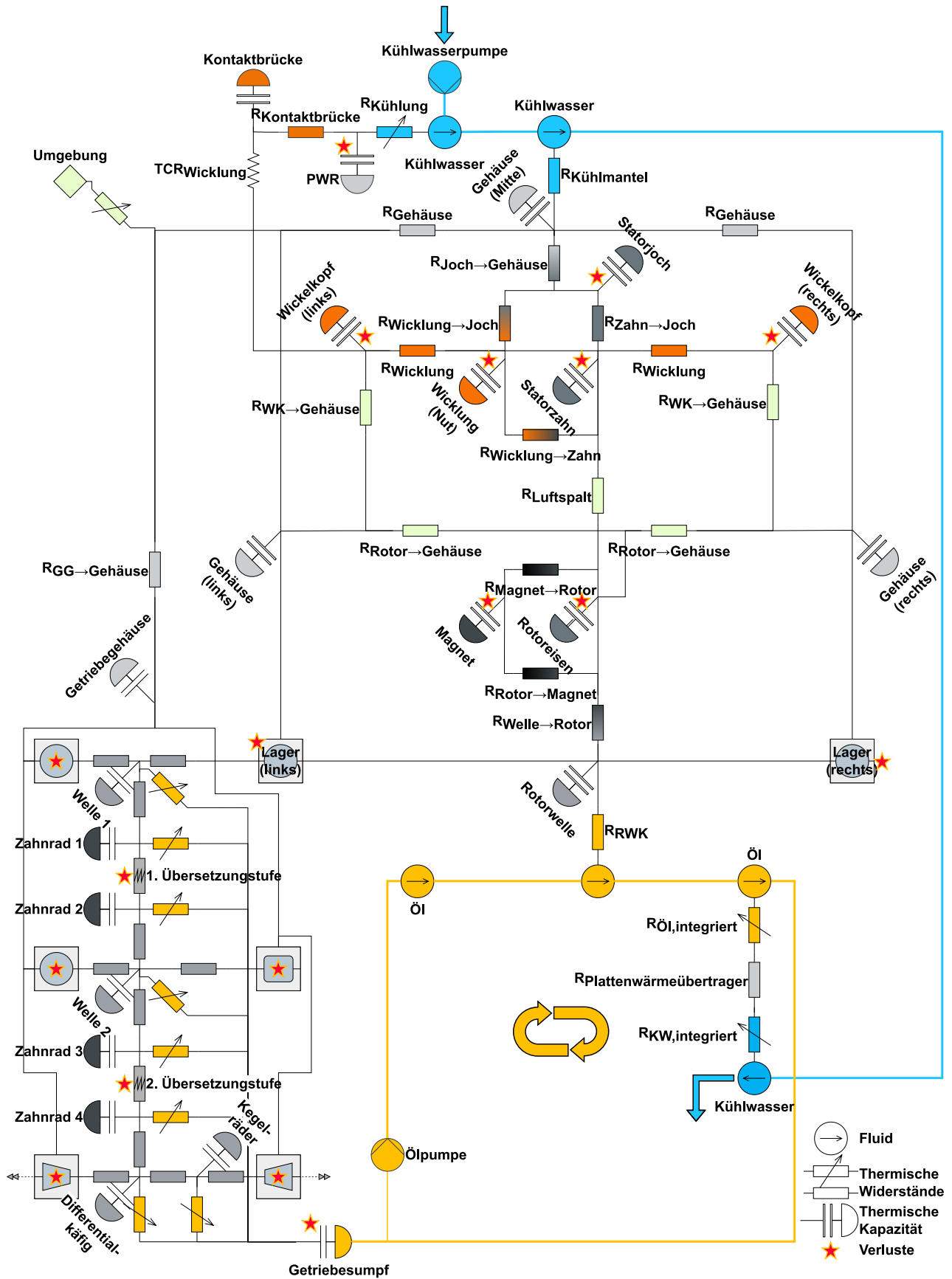
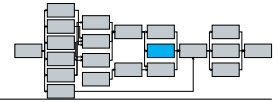
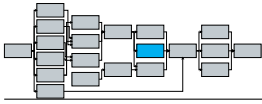


Abb. 3.8: Thermisches Netzwerkmodell einer eAE mit KM und RWK



3.2 Entwurfsmodell für die Getriebekonstruktion

Zur geometrischen Beschreibung des thermischen Getriebemodells sowie der Getriebeverlustrberechnung wird ein Getriebeentwurfsmodell genutzt, das für 1-Gang-Getriebe mit drei Wellen entwickelt wird. Das Tool wird zu Erst-Parametrierung eines Getrieberadsatzes und der Lagermaße verwendet. Auf Basis verschiedener getriebecharakteristischer Bemaßungsparameter wird ein Radsatz-Designentwurf erzeugt. Folgende Maße werden als Eingangsparameter festgelegt (Tab. 3.1).

Tab. 3.1: Eingangsparameter Getriebeentwurfsmodell

Eingangsparameter des Entwurfsmodell	
Wellen	Achsabstände
	Hauptneigungswinkel der Antriebswelle zur Zwischenwelle gegenüber der getriebebezogenen X-Achse (β_x) Durchmesserverhältnis ($k = D_{Welle,i}/D_{Welle,a} = 0,6$)
Zahnräder	Zähnezahlen und Zahnradbreiten
	Winkel (Schrägungswinkel und Normaleingriffswinkel)
	Normalmodul
	Flankenrichtung (Links- oder Rechtsseitig) Rauheiten/Rautiefen
Lager	Lagerart (Rillenkugellager, Zylinderrollenlager oder Kegelrollenlager)
Gehäuse	Gehäusewandstärke
	Mindestabstände zur Gehäusewand
Weitere Größen	Werkstoffe
	Festigkeitskriterien bzw. Sicherheitsfaktoren
	Lebensdauer oder Betriebsstunden
	Maximales Eingangsdrehmoment Ölvolumen

Der Entwurfsprozess eines Getriebedesigns setzt sich im Modell aus den nachfolgenden Schritten zusammen (Abb. 3.9):

Durch Vorgabe der Achsabstände und des Hauptneigungswinkels zwischen Eingangs- und Zwischenwelle lässt sich die Lage aller drei Achswellen zueinander bestimmen. Die vorgegebenen Zahnradparameter ermöglichen die Bestimmung aller Größen einer Evolventenverzahnung nach DIN ISO 21771, die zur Berechnung der Zahnkräfte erforderlich sind [353].

Auf Basis dieses Radsatz-Entwurfs und der Vorgabe des maximalen Getriebeeingangsmoments können Festigkeits- und Tragfähigkeitsberechnung der Zahnradpaarungen nach DIN 3990 bzw. ISO 6336-1 durchgeführt werden [354, 355]. Die anzusetzenden Sicherheitsfaktoren für Zahnfußfestigkeit und Zahnflankenpressung sind der Literatur entnommen [138].

Anschließend lassen sich für ein gegebenes Durchmesserverhältnis der Hohlwellen über Biege- und Torsionsmomentprüfungen die Mindestwellenaußendurchmesser der Hohlwellen bestimmen [356].

Die Lagermaße werden auf Basis der gewählten Lagerarten unter Anforderung an die Getriebelebensdauer iterativ ermittelt. Die Lagermaße werden aus Herstellerkatalogen von Lagerlieferanten oder der Norm ISO 355 entnommen [56, 357]. Zur Lebensdauerenauslegung werden die Verweilzeiten der Ersatz-Arbeitspunkte eines Referenzzyklus aus der Clustering-Methode (Abschnitt 5.3) auf die geforderten Betriebsstunden normiert, um die Lebensdauer bei veränderlichen Betriebsbedingungen berechnen zu können. Die Lager werden iterativ vom kleinsten bis zum größten Außendurchmesser auf Lebensdauerfestigkeit nach DIN ISO 281 bzw. ISO/TS 16281 überprüft [358, 359]. Das Lager mit dem kleinsten Außendurchmesser, welche die Lebensdauer

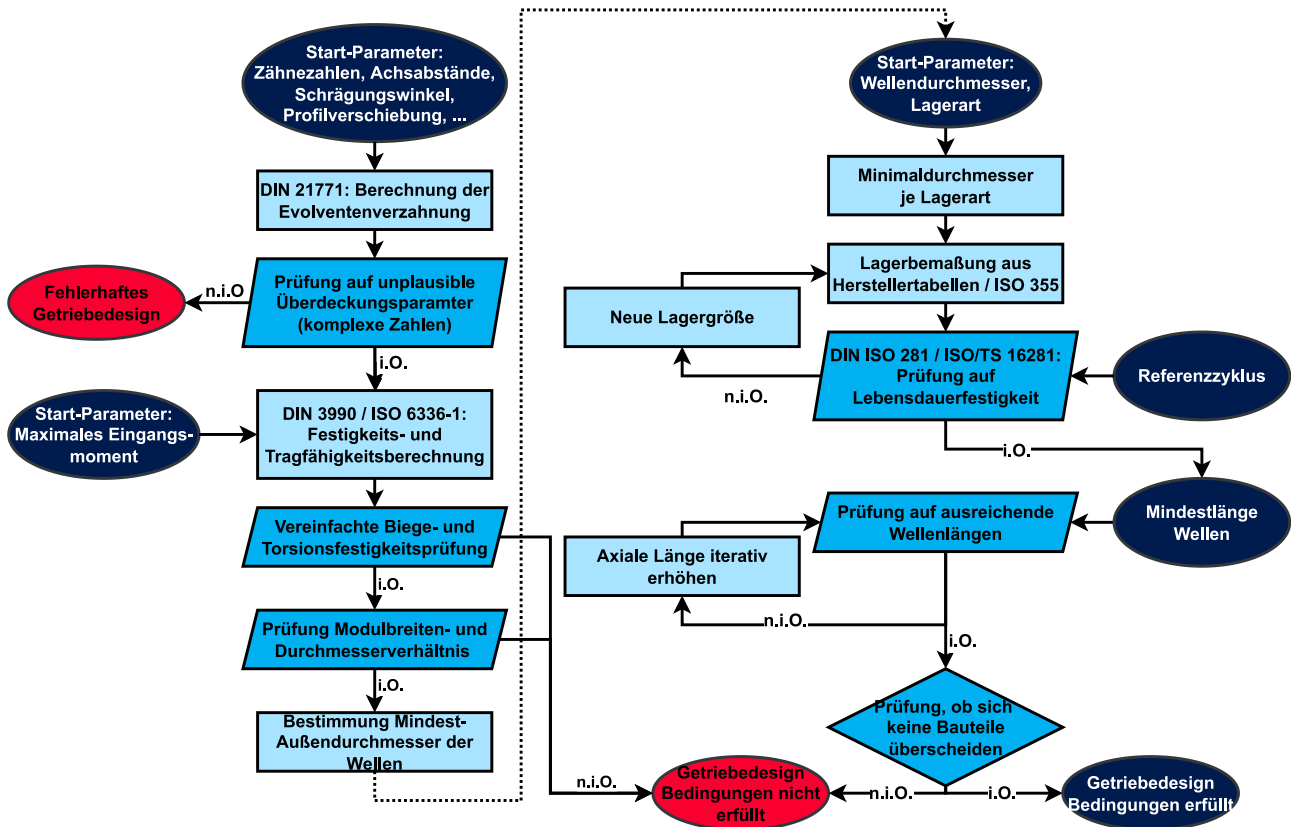
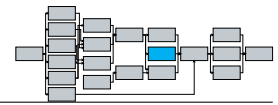
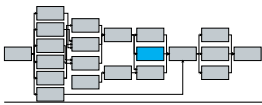


Abb. 3.9: Flussdiagramm des Modells zum Entwerfen eines 1-Gang-Getriebedesigns

eranforderungen erfüllt wird als Mindestlagermaß für das Getriebedesign vorausgesetzt. Es folgt eine Prüfung der Wellenlänge, ob diese ausreichend ist für die zugehörige Summe der Zahnrad- und Lagerbreiten. Die Wellenlänge wird bei unzureichender Größe iterativ angepasst. Der letzte Schritt initialisiert eine Überprüfung auf Bauteilüberschneidung innerhalb des Getriebes. Sind alle geforderten Kriterien erfüllt, kann das Getriebedesign mit einem quadratisch approximierten Getriebegehäuse geometrisch beschrieben und parametrisiert werden. In Abbildung 3.10 sind drei Getriebedesigns mit identischen, geometrischen Parametern bis auf eine Variation des Hauptneigungswinkels β_x dargestellt. Es ist zu erkennen, dass aufgrund der veränderten Achsanordnungen und den daraus resultierenden Änderungen in den Lagerkräften die Getriebe zum Teil mit unterschiedlich dimensionierten Lagern ausgestattet werden müssen, um dieselbe Lebensdaueranforderung zu erfüllen (Vergleich Abb. 3.10a und Abb. 3.10b). Anschließend kann das 1-Gang-Getriebe Modell zur Bewertung des Temperaturhaushalts, der Verlustleistungsberechnung und der Effizienzbewertung für die verschiedenen Getriebedesigns genutzt werden.

Exemplarisch sind in Abbildung 3.11 für eine Öltemperatur von $\vartheta_{\text{öl}} = 60^\circ\text{C}$ die Getriebeverlustkennfelder der Varianten $\beta_x = 305,5/5/120^\circ$ dargestellt. Das Getriebe mit dem Hauptneigungswinkel $\beta_x = 5^\circ$ weist gegenüber dem Getriebe mit $\beta_x = 305,5^\circ$ relative Unterschiede von $-5\% < RE < 16\%$ auf. Das Getriebe mit $\beta_x = 120^\circ$ zeigt bei hohen Drehzahlen teilweise Verluste über $RE > 100\%$ gegenüber dem Referenzdesign. Dies lässt sich unter anderem auf die zwei im Getriebeölsumpf planschenden Zahnräder sowie die ölgetauchten Lager zurückführen. Die zwei anderen Getriebedesigns ($\beta_x = 305,5/5^\circ$) besitzen hingegen nur ein planschendes Zahnrad und keine ölsumpftauchenden Lager.

Für den Entwurf eines PRS-Getriebes wird ein ähnlicher Modellansatz wie für den 1-Gang-Getriebedesignentwurf verfolgt (Anhang A.7 Abb. A.6). Es werden analoge Dimensionierungsparameter vorgegeben. Über die geometrische Berechnung der Zahnradparameter kann der gehäusebestimmende Durchmesser des Hohlrades ermittelt werden. Basierend darauf werden die Gehäusemaße bestimmt. Die Bolzen des Planetenträgers werden über die Größe der Pla-



3.2. ENTWURFSMODELL FÜR DIE GETRIEBEKONSTRUKTION

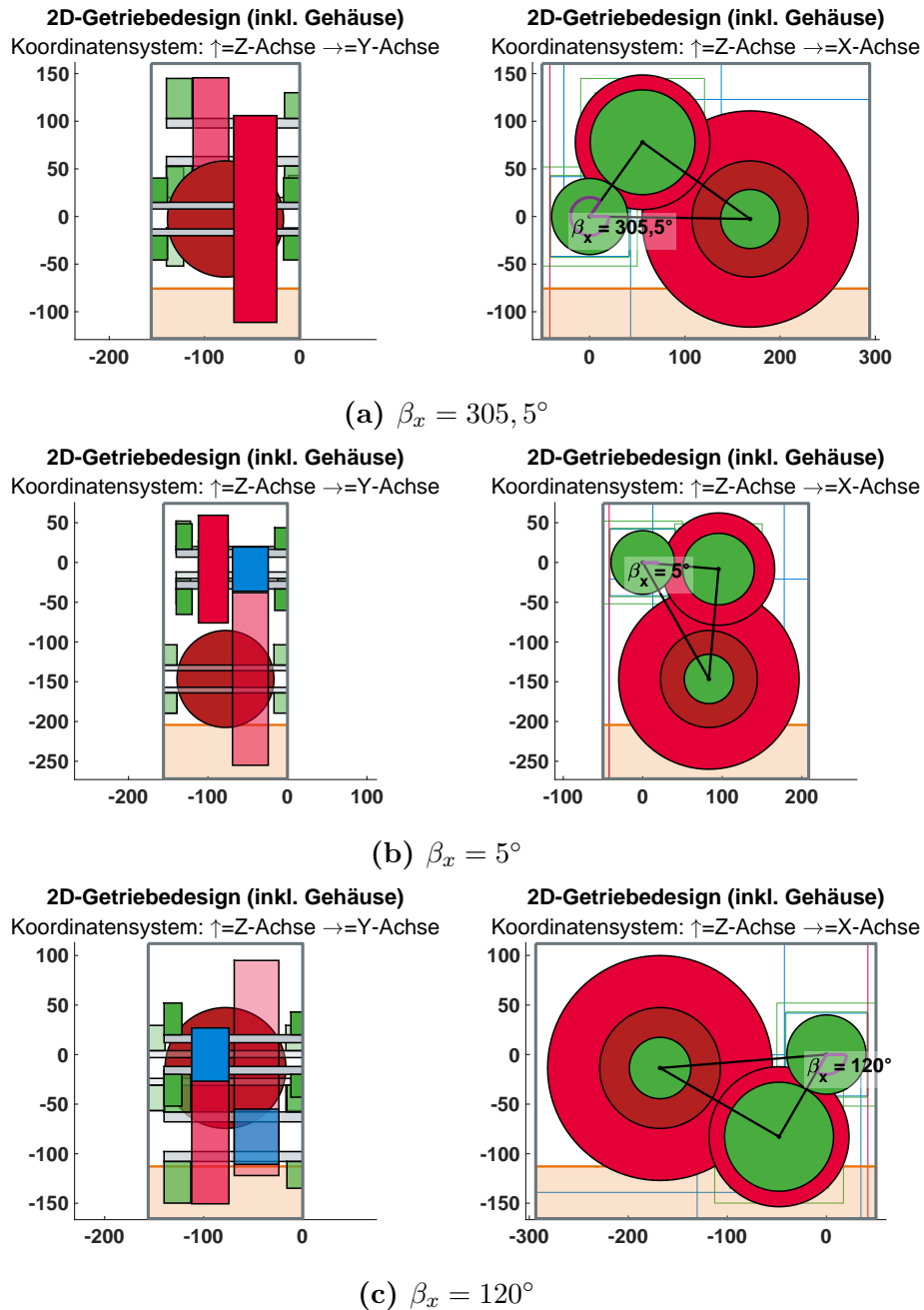


Abb. 3.10: Drei Getriebedesignentwürfe mit unterschiedlichen Hauptneigungswinkeln

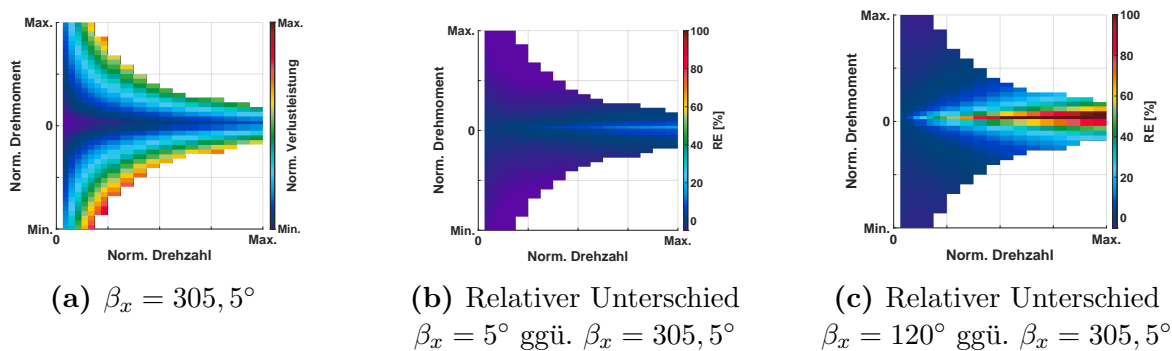
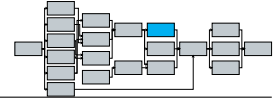


Abb. 3.11: Vergleich der Getriebeverlustkennfelder für drei unterschiedliche Hauptneigungswinkel netenräder dimensioniert. Die Nadellager zwischen Bolzen und Planetenrad werden durch den Bolzenaußendurchmesser und Planetenradinnendurchmesser dimensioniert. Die Lagermaße für den Planetenträger und die Eingangswelle werden analog des 1-Gang-Getriebes bis zur aus-



reichenden Lebensdauer iterativ vergrößert. Nachfolgend findet eine Überprüfung der Mindestzähnezahl, des Durchmesser-Breitenverhältnisses und Modulbreitenverhältnisses sowie der Sicherheit von Zahnfußfestigkeit und Zahnflankenpressung statt [354–356, 360].

3.3 Kostenanalysemodell

Die Herstellungskosten des elektrischen Antriebs sind neben Leistung und Effizienz die wichtigste Auslegungsgröße des Systems. Durch den steigenden Wettbewerb mit neuen Mitbewerbern im Bereich der Elektromobilität erhöht sich der Kostendruck zusätzlich und der Fokus auf die Wirtschaftlichkeit steigt weiter an.

Viele OEMs haben eine Eigenleistungsquote von 20 – 30% und stellen daher nicht alle Komponenten einer elektrischen Antriebseinheit selbst her [361–363]. Zur Bewertung der Gesamtherstellungskosten der elektrischen Antriebseinheit müssen sowohl die anteiligen Kosten von gefertigten Komponenten (Gehäuse, Stator, Rotor, ...) sowie weiterer Zusatzbauteile (Lager, Sensoren, ...) berücksichtigt werden. Die Gesamtherstellungskosten lassen sich anschließend auf Basis von Komponenten-, Fertigungs- und Montagekosten wie folgt beschreiben:

$$K_{ges}/\text{€} = \left(\sum_{i=1}^m K_{Komp,i}(\text{Material}, \text{Fertigung}) / \text{€} \right) + \left(\sum_{j=1}^n N_{ZB,j} \cdot K_{ZB,j} / \text{€} \right) \quad (3.56)$$

Für alle Schritte der Herstellungskostenberechnungen wird eine konstante jährliche Stückzahl von 500000 Einheiten/Jahr angenommen. Dies kann als realistisches Produktionsvolumen von Elektroantrieben eines Automobilherstellers gesehen werden [364, 365]. Mitarbeiter- und Energiekosten werden für eine Fertigung bei europäischen Durchschnittswerten aus statistischen Datenerhebungen abgeleitet [366, 367]. Zur Approximation der Antriebskosten wird der Herstellungsprozess für ASMs, FSMs und PMSMs an einigen Prozessschritten vereinfacht angenommen (Abb. 3.12).

Die Kosten für die Zukaufkomponenten hängen stark von der benötigten Stückzahl ab. Mittels der Stückzahldegression können die Kosten der Zukaufkomponenten für das jährliche Produktionsvolumen (hier: $n_2 = 500000$ [Einheiten pro Jahr]) berechnet werden [368]:

$$FK_2 = FK_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^{-0,322} \quad (3.57)$$

Die Kostenberechnungen für die Elektroblechfertigung, die Aluminium- und Stahlbauteile, die Lager sowie die Leistungselektronikmodule sind im Anhang B beschrieben. Neben der Fertigung der einzelnen Komponenten müssen die Montage- und Fertigungsschritte des Herstellungsprozesses betrachtet und kostentechnisch analysiert werden. Die Anzahl und Art der notwendigen Schritte ist insbesondere abhängig vom Design der E-Maschine. Je nach Maschinenart und Wickelkopfdesign unterscheiden sich die Schritte der Rotor- und Statorfertigung. Die Kosten jedes Prozessschrittes der eAE werden wie folgt berechnet:

$$N_{Anlagen} = \frac{(N_{Antriebe,a}/\text{a}^{-1})}{(t_{Arbeit,a}/\frac{\text{h}}{\text{a}}) \cdot (t_{Prozess}/\frac{\text{s}}{\text{h}})} \quad (3.58)$$

$$K_{Abschreibung,a} / \frac{\text{€}}{\text{a}} = \frac{N_{Anlagen} \cdot (K_{Anlage}/\text{€})}{(t_{Abschreibung}/\text{a})} \quad (3.59)$$

$$K_{Betrieb,a} / \frac{\text{€}}{\text{a}} = N_{Anlagen} \cdot \left(K_{Betrieb,h} / \frac{\text{€}}{\text{h}} \right) \cdot \left(t_{Arbeit,a} / \frac{\text{h}}{\text{a}} \right) \quad (3.60)$$

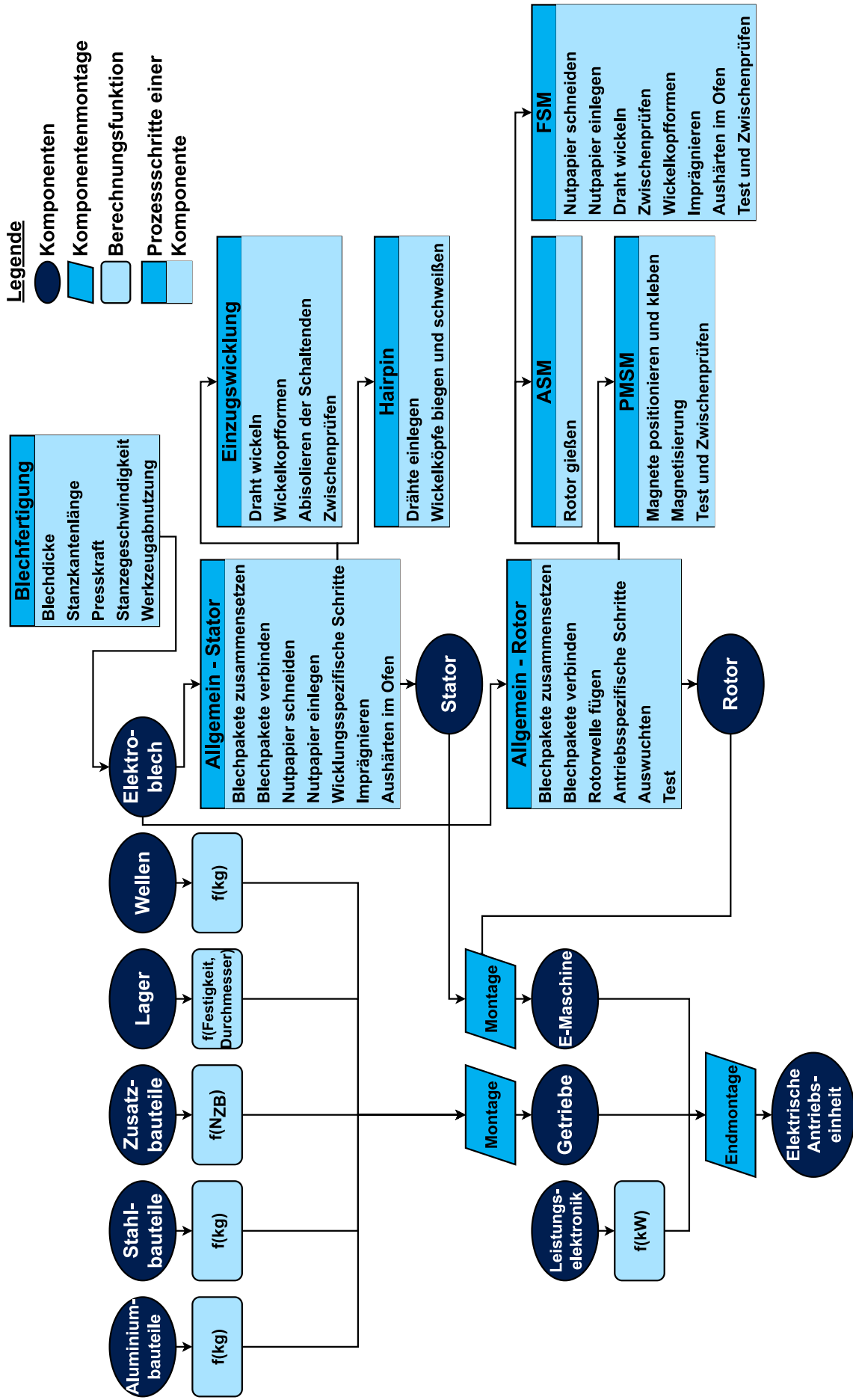
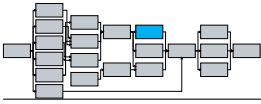
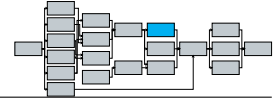


Abb. 3.12: Flussdiagramm Herstellungsprozessmodell



$$K_{Wartung,a} \left/ \frac{\text{€}}{\text{a}} \right. = N_{Anlagen} \cdot (N_{Wartungen,a}/\text{a}^{-1}) \cdot (K_{Wartung}/\text{€}) \quad (3.61)$$

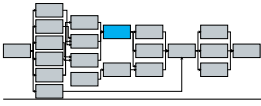
$$K_{MA,a} \left/ \frac{\text{€}}{\text{a}} \right. = N_{Anlagen} \cdot \left(t_{Arbeit,a} \left/ \frac{\text{h}}{\text{a}} \right. \right) \cdot \frac{N_{MA}}{N_{Anlage}} \cdot \left(K_{MA,h} \left/ \frac{\text{€}}{\text{h}} \right. \right) \quad (3.62)$$

$$K_{Fert,eAE} \left/ \frac{\text{€}}{\text{eAE}} \right. = \frac{(K_{Abschreibung,a} \left/ \frac{\text{€}}{\text{a}} \right.) + (K_{Betrieb,a} \left/ \frac{\text{€}}{\text{a}} \right.) + (K_{Wartungen,a} \left/ \frac{\text{€}}{\text{a}} \right.) + (K_{MA,a} \left/ \frac{\text{€}}{\text{a}} \right.)}{(N_{Antriebe,a}/\text{a}^{-1})} \quad (3.63)$$

Die zugehörigen Informationen (Anlagenkosten, Anzahl notwendiger Mitarbeiter, ...) zu den jeweiligen Prozessschritten und Anlagen sind im Anhang B.4 in Tabelle B.4 zu finden. Aus den berechneten Komponentenkosten (Anhang B) und den Fertigungskosten (Gl. 3.58 - 3.63) lassen sich die Kosten für E-Maschine, Getriebe, LE sowie den Kühlkreislauf ermitteln und schließlich die Gesamtkosten der eAE berechnen.

3.4 Zusammenfassung zur Modellentwicklung

In diesem Kapitel sind die verschiedenen Bestandteile des Antriebseinheitsmodells vorgestellt worden. Dies umfasst ein thermisches Antriebsmodell auf Netzwerkbasis für variable Kühlkonzepte, Maschinenarten und Getriebekonfigurationen, die Berechnung mechanischer Verluste in den unterschiedlichen Komponenten, ein Getriebedesigntool zum Entwerfen und Auslegen eines Getriebes sowie ein Modell zur Kostenberechnung der unterschiedlichen Komponenten. Diese (Teil-)Modelle werden anschließend miteinander gekoppelt, um multiphysikalische multikriterielle Optimierungen von elektrischen Antriebseinheiten mit Fokus auf Thermomanagementmaßnahmen zu ermöglichen.



Kapitel 4

Modellvalidierung: Thermische Modelle und Verlustberechnung

Die Modellvalidierung erfolgt systematisch vom Wärmeübergang im Detail hin zur gesamten Antriebseinheit. Zuerst wird ein Wärmeübertragungsmodell für sprühgekühlte Wickelköpfe elektrischer Maschinen vorgestellt und dieses mit verschiedenen stationären und transienten Messungen validiert.

Im nächsten Schritt wird das thermische E-Maschinenmodell mit einer 3D-Simulation in stationären Arbeitspunkten verglichen und anschließend werden beide Methoden mit entsprechenden Messungen validiert. Darüber hinaus wird das dynamische Verhalten des thermischen Netzwerkmodells mit transienten Fahrzyklen überprüft.

Als zweite Komponente in der eAE wird das Getriebemodell validiert. Dafür werden gemessene Verlustleistungskennfelder verschiedener Getriebe mit Simulationen dieser verglichen. Zusätzlich wird die Prognosegüte des thermischen Getriebemodells mit Fahrzyklusmessungen überprüft. Danach werden das thermische Antriebsmodell und die mechanische eAE-Verlustberechnung mit Messungen von verschiedenen eAEs mit unterschiedlichen E-Maschinen (ASMs und PMSMs, trocken- und nasslaufende Systeme) validiert.

Durch den Abgleich mit Einzelkomponentenmessungen sowie Messungen gesamter Antriebseinheiten soll die vielseitige Anwendbarkeit des entwickelten Modells getestet und nachgewiesen werden. Dies ist notwendig, um eine gute Prognosequalität für die nachfolgenden Systemoptimierungen zu ermöglichen.

Eine Übersicht der gemessenen und verwendeten Komponenten und Antriebseinheiten befindet sich im Anhang C in den Tabellen C.2-C.4. Ebenso sind alle weiteren Abbildungen wie z.B. die Drehzahl- und Drehmomentverläufe der untersuchten Fahrzyklen im Anhang C zu finden. Zum Schluss wird das Kostenmodell auf Bauteil-, Komponenten- und eAE-Ebene validiert.

4.1 Wärmeübergang von Wickelkopfsprühkühlungen

In einer vorangegangenen Veröffentlichung [369] ist ein Modellansatz zur Beschreibung einer Wickelkopfsprühkühlung vorgestellt worden. Dieser Ansatz ist auf Basis von Sprühdüsen entwickelt und auf eine radiale Rotorschleuderkühlung übertragen und angewendet worden. In Abbildung 4.2 ist der Testprüfstand zur Entwicklung des Modells dargestellt.

Aus den Messdaten und den daraus ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten lässt sich ein Modell zur dimensionslosen Beschreibung der Wärmeübergänge bei axialer, radialer und kombinierter Besprühung ableiten:

$$Nu_{d_{32}} = \frac{\alpha_{HTC} \cdot d_{32}}{\lambda_{Fluid}} = c_1 \cdot Re_{Sprüh}^{c_2} \cdot Pr_{Fluid}^{c_3} \quad (4.1)$$

$$Re_{Sprüh} = \frac{\rho_{Fluid} \cdot \dot{V} \cdot d_{32}}{\eta_{Fluid}} \quad (4.2)$$

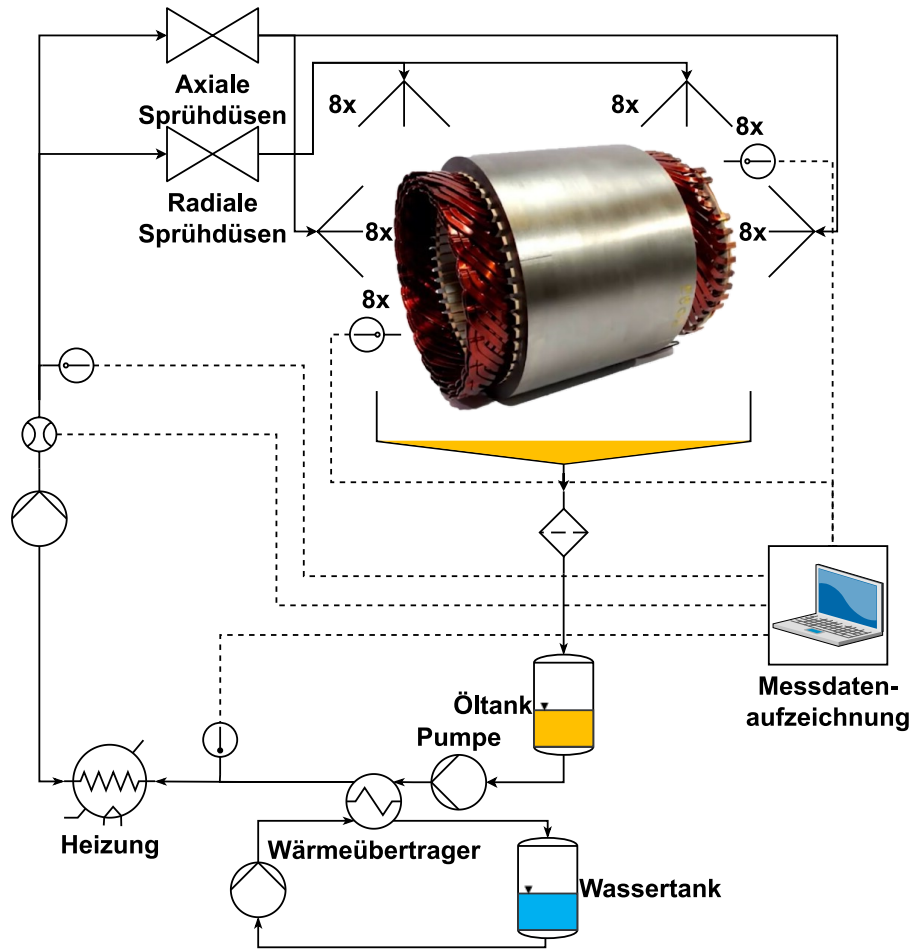
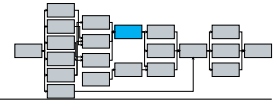


Abb. 4.1: Aufbau des Testprüfstands für einen Stator mit Ölsprühkühlung [369]

Die Wickelkopfoberfläche wird je nach Sprühanordnung beschrieben:

$$A_{Wickelkopf} = \begin{cases} \pi \cdot (R_{WK,a}^2 - R_{WK,i}^2) & \text{Axiale Anordnung} \\ 2 \cdot \pi \cdot R_{WK,a} \cdot L_{WK,axial} & \text{Radiale Anordnung} \\ A_{axial} + A_{radial} & \text{Kombinierte Anordnung} \end{cases} \quad (4.3)$$

Der Abgleich mit den gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten zeigt einen mittleren relativen Fehler (engl.: "Relative Error") (RE) von $\overline{RE} = 16\%$ und einzelne Messpunkte mit einem maximalen Fehler von $RE \approx 50\%$ (Abb. 4.2a). Auf Basis einer Regressionsmodellanalyse ergeben sich je nach Düsenanordnung die in Tabelle 4.1 gelisteten Koeffizienten für die Nusselt-Korrelation aus Gleichung (4.1).

Tab. 4.1: Koeffizienten der Nusselt-Korrelation

Düsenanordnung	c_1	c_2	c_3
Axial	63,796	0,684	
Radial	87,633	0,969	0,25
Kombiniert	99,136	1,046	

Der Abgleich mit transienten Messungen bei variablen Ölstromen des Prüfstandaufbaus zeigt absolute Fehler von maximal $\Delta T = 7 \text{ K}$ in allen Messabgleichen (Abb. 4.2c und Abb. 4.2d). Weiterführende Auswertungen sind in der genannten Veröffentlichung zu finden [369].

In Abbildung 4.3 ist ein simulativer Vergleich der drei Düsenanordnungen am Prüfstandaufbau aus Abbildung 4.2 dargestellt. Der Gesamtvolumenstrom aller Düsen ($\dot{V}_{\Sigma \text{ Düsen, alle}}$) ist bei allen drei Anordnungen gleich. Bei der kombinierten Kühlung wird dieser auf die doppelte Anzahl an Düsen aufgeteilt, da acht radiale und axiale Düsen vorliegen. Die größten Nusselt-Zahlen

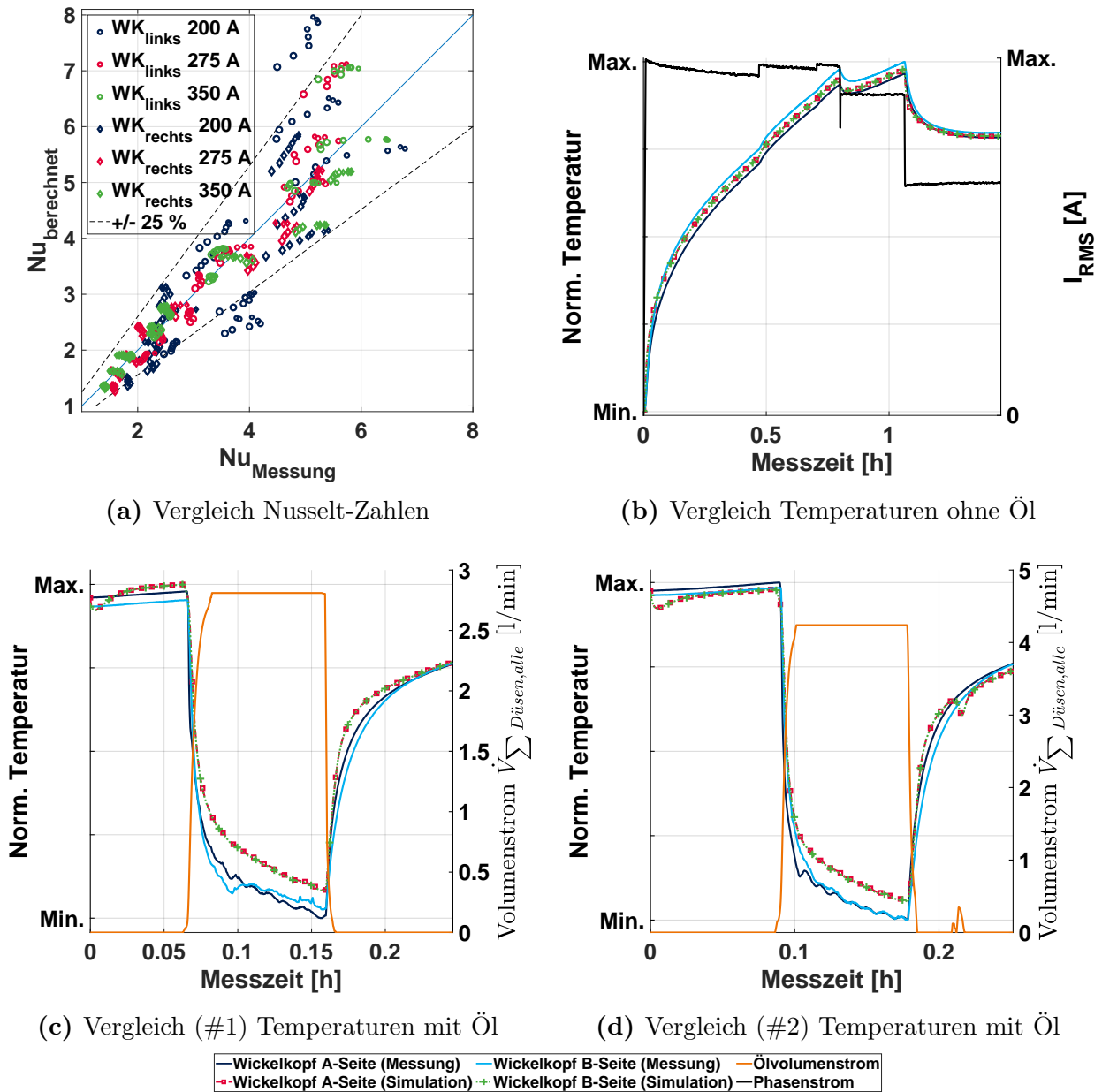
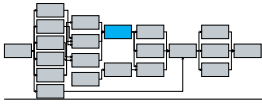


Abb. 4.2: Messabgleich Sprühkühlungsprüfstand mit Modellansatz [369]

$Nu_{d_{32}}$ sind bei der axialen Sprühanordnung zu finden (Abb. 4.3a). Dies lässt sich auf die höheren axialen Reynolds-Zahlen aufgrund der größeren flächenbezogenen Volumenströme zurückführen (Gl. (4.2)). Es zeigt sich, dass bei niedrigen Volumenströmen der Wärmeleitwert Λ der axialen Anordnung wie zuvor die Nusselt-Zahl am größten ist (Abb. 4.3d). Mit steigendem Volumenstrom und steigender Fluideintrittstemperatur nimmt der Wärmeleitwert der kombinierten Sprühanordnung (Abb. 4.3f) zu, da die Wärmeübertragungsfläche größer ist als bei der axialen Sprühanordnung.

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass der Modellansatz für E-Maschinen-Drehzahlen bis $n_{EM} = 6000 \text{ min}^{-1}$ gut geeignet ist, um das Wärmeübertragungsverhalten für Sprühkühlungen zu beschreiben. Bei höheren Drehzahlen muss nach der Auswahlmethode der Wärmeübertragungsmodelle (Abs. 3.1 Abb. 3.3) ein anderer Ansatz verwendet werden.

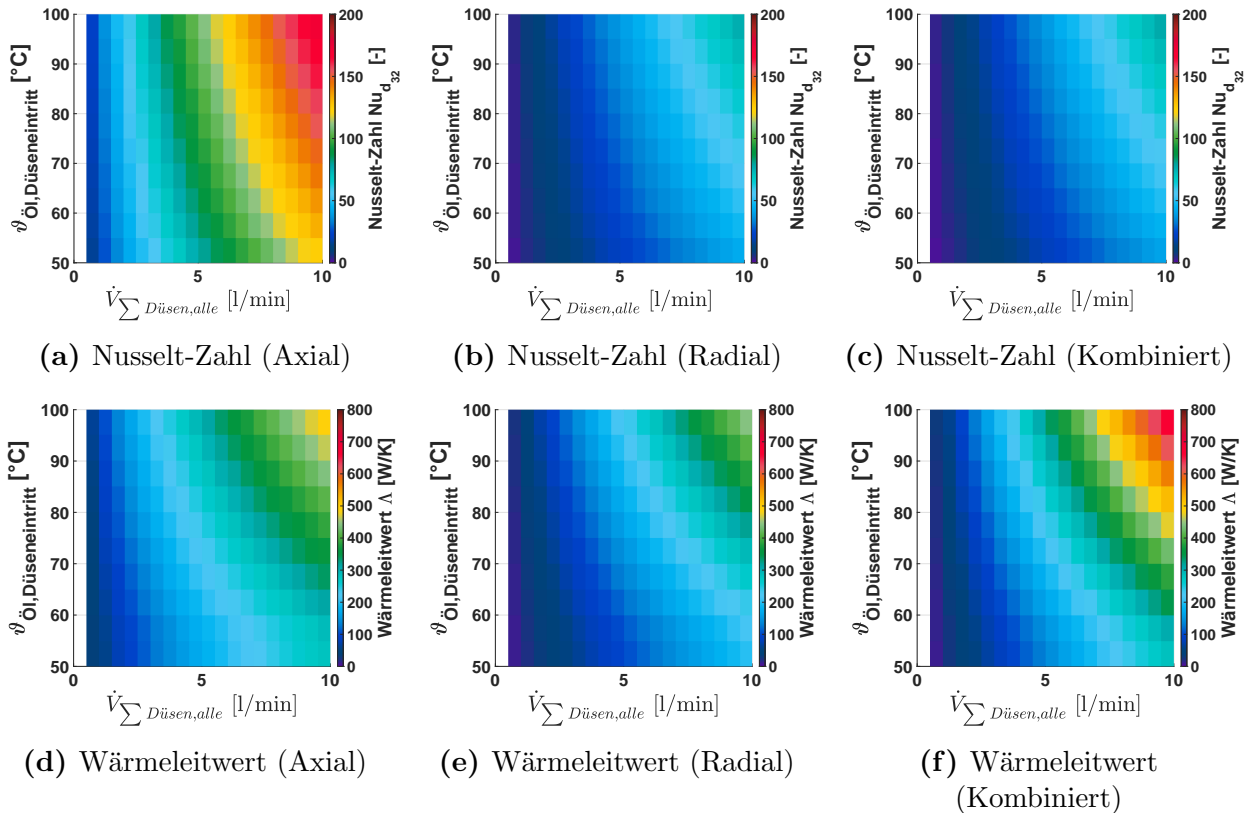
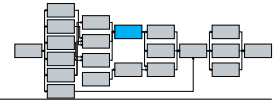


Abb. 4.3: Simulativer Vergleich der drei Düsenanordnungen mit Variation der Öltemperatur und des Volumenstroms

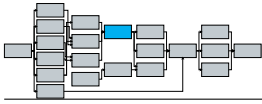
4.2 Validierung des thermischen E-Maschinenmodells

Nach der Validierung des Wärmeübertragungsmodells für Sprühkühlungen kann dieses im thermischen E-Maschinenmodell bei entsprechenden Kühlkonzepten im Gültigkeitsbereich verwendet werden. Mit Anwendung des neuen Wärmeübertragungsmodells wird das E-Maschinenmodell mit 3D-Simulationen, stationären Arbeitspunkten einer ölgekühlten E-Maschine sowie transienten Fahrzyklen dieser E-Maschine verglichen und validiert.

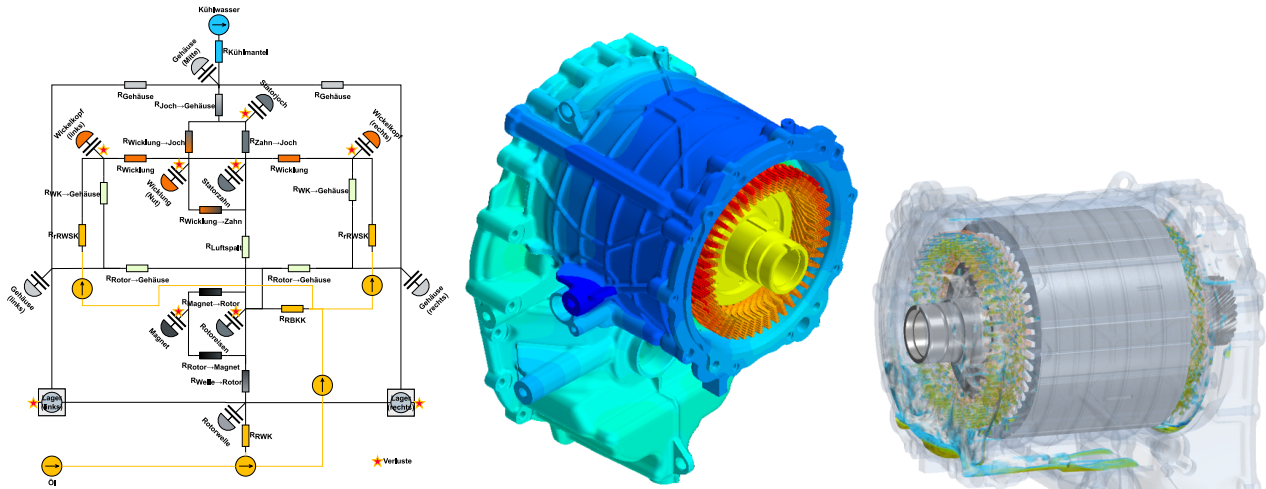
4.2.1 Abgleich des thermischen Netzwerkmodells mit 3D-CHT-Simulation und Messungen

Zum Abgleich des thermisches Netzwerks der E-Maschine mit einer 3D-CHT-Simulation werden ausgewählte Dauerarbeitspunkte einer ölgekühlten PMSM (E-Maschine #4, s. Anhang C Tab. C.4) mit beiden Methoden simuliert und miteinander verglichen (Abb. 4.4a und Abb. 4.4b). Die Öl-Kühlung der E-Maschine wird durch eine passive Ölförderung über das Getriebe realisiert. Die zu erwartenden Volumenströme sind vorher mittels CFD-Simulation des Getriebes bestimmt und in den E-Maschinenmodellen der zwei Methoden als Eingangsvolumenstrom mit konstanter Temperatur vorgegeben worden. Die Kühlwassertemperatur und der Volumenstrom im Kühlmantel werden ebenfalls als konstant angenommen.

Zur Reduktion der Rechenzeit der 3D-CHT-Simulation wird die Ölverteilung in der E-Maschine zuvor in einer CFD-Simulation (Abb. 4.4c) analysiert und in der 3D-CHT-Simulation auf das Temperaturfeld aufgeprägt. Die Berechnungen der 3D-CHT-Simulation werden bis zum Erreichen eines quasistationären Zustands durchgeführt. Anschließend werden die Bauteiltemperaturen beim erreichten Endzeitpunkt ausgewertet. Die Berechnung im thermischen Netzwerkmodell



der E-Maschine wird bis zum Erreichen des stationären Zustands durchgeführt. Weitere Informationen zu der verwendeten Simulationemethode basierend auf konjugiertem Wärmetransport (engl.: "Conjugate Heat Transfer") (CHT) finden sich in der Arbeit von Ila [370].



(a) Methode #1: Netzwerkmodell (b) Methode #2: 3D-CHT-Simulation (c) CFD-Simulation der Ölverteilung

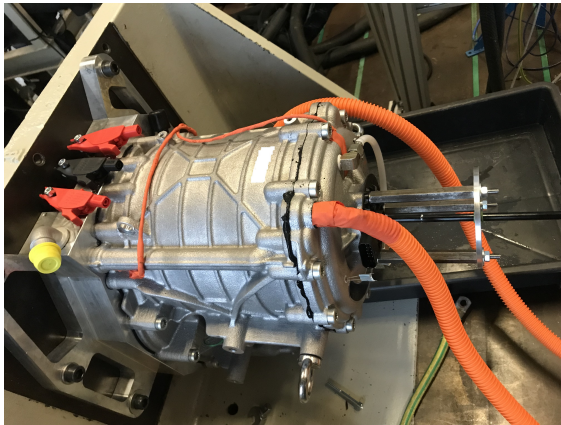
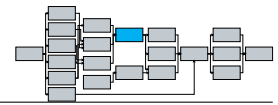
Abb. 4.4: Verwendete Modelle für den E-Maschinen-Abgleich

Zum Abgleich der zwei Methoden werden drei Dauerarbeitspunkte bei unterschiedlichen Drehzahlen gewählt. Die relativen Fehler zwischen den simulierten maximalen Temperaturen des thermischen E-Maschinenmodells und der 3D-CHT-Simulation liegen im Wickelkopf bei $-1,7\% < RE < 1,56\%$ und im Rotor bei $1\% < RE < 2,73\%$ (Tab. 4.2). Die zwei Methoden weisen gute Übereinstimmungen in den prognostizierten Temperaturen auf. In der Anwendung hat jede der zwei Methoden ihre Vor- und Nachteile, sodass je nach Fragestellung vor Beginn der Simulation die geeignetere Methode gewählt werden muss. Die 3D-CHT-Simulation ermöglicht eine deutlich differenziertere Lokalisierung der Hotspots in der E-Maschine, benötigt allerdings ein Vielfaches der Rechenzeit gegenüber der Netzwerkemethode. Die Netzwerkemethode ist der 3D-CHT-Simulation bei der Berechnung von transienten Fahrzyklen und großen Parameterstudien aufgrund ihrer geringen Rechenzeit überlegen.

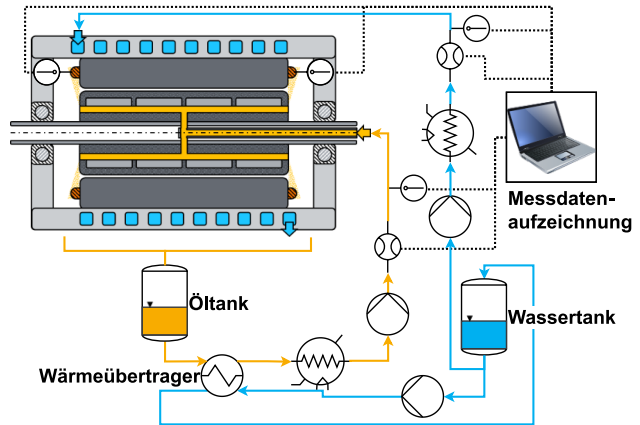
Zur Validierung der zwei Methoden werden die Simulationsergebnisse mit einem Prüfstandaufbau der simulierten elektrischen Maschine abgeglichen. Der Prüfstand verfügt über eine Öl-Konditionierung zur Temperierung des in die E-Maschine eintretenden Öls. Der Öl-Volumenstrom wird über eine Pumpe geregelt, sodass die zu erwartenden Volumenströme der Getriebeförderung konstant eingestellt werden können. Der Volumenstrom und die Temperatur des Kühlwassers können separat geregelt und konditioniert werden (Abb. 4.5). Das Ziel des E-Maschinen-Prüfstandaufbaus ist es, möglichst nah an die zu erwartenden Randbedingungen der realen Antriebseinheit im Betrieb zu kommen.

Die Temperatursensoren zum Messen der Wickelkopftemperaturen werden von außen auf den Hairpinwicklungen befestigt. Je Wickelkopfseite werden acht Sensoren verbaut, um das Temperaturfeld über den gesamten Umfang und von innen nach außen zu erfassen. Der Hotspot in den Messungen ist analog zur 3D-CHT-Simulation oben zwischen zehn bis zwei Uhr zu finden (Abb. 4.6).

In Tabelle 4.2 sind die stationären Wickelkopftemperaturen der drei verschiedenen Arbeitspunkte aus beiden Simulationemethoden und aus den zugehörigen Messungen dargestellt. Der relative Fehler des Netzwerkmodells gegenüber der Messung liegt zwischen $-3,48\% < RE < 5,7\%$. Die Rotortemperatur kann aufgrund nicht vorhandener Telemetriemesstechnik nicht ermittelt werden, sodass kein Abgleich dieser mit Messungen vorgenommen werden kann. Hier lassen sich nur die Ergebnisse der zwei Simulationen miteinander vergleichen.



(a) E-Maschinen-Prüfstands Aufbau



(b) Schematische Darstellung Prüfstands Aufbau

Abb. 4.5: Prüfstands Aufbau

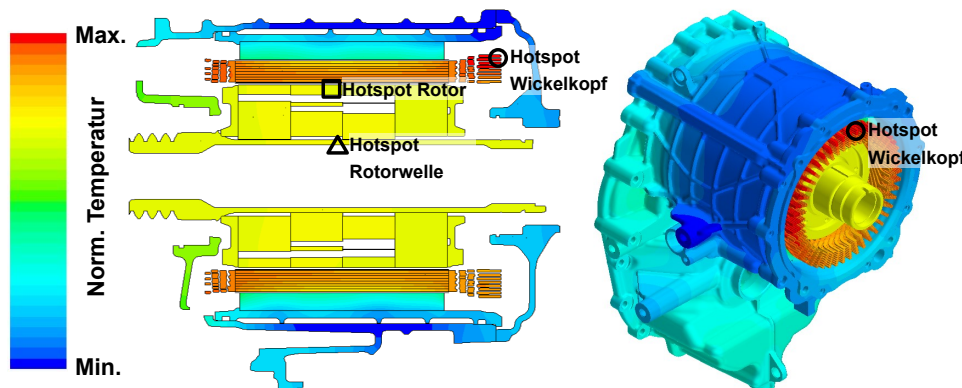


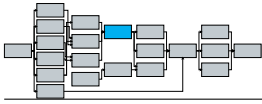
Abb. 4.6: Hotspots der 3D-CHT-Simulation

Tab. 4.2: Messabgleich d. ölgekühlten PMSM mit dem therm. Netzwerk u. der 3D-CHT-Simulation

Arbeitspunkte	$\frac{P_{AP}}{P_{EM,max}}$	$\frac{n_{AP}}{n_{EM,max}}$	$\vartheta_{WK,max}$			Relativer Fehler		$\vartheta_{Rotor,max}$		Relativer Fehler
			1D	3D	Messung	1D-3D	1D-Messung	1D	3D	
Einheit	[%]	[%]	[°C]			[%]		[°C]		[%]
AP #1	6	3,3	111	113	115	-1,7	-3,48	101	100	1
AP #2	51	26,7	130	128	123	1,56	5,7	121	119	1,7
AP #3	51	86,7	112	112	106	0	5,7	114	111	2,73

4.2.2 Validierung des thermischen E-Maschinenmodells mit transienten Messungen

Zusätzlich zu den stationären Arbeitspunkten wird das transiente Verhalten des thermischen Modells mit Messungen verglichen. Die Arbeitspunkte der E-Maschine und die Umgebungsbedingungen werden dem Modell als Eingangsgrößen vorgegeben. Alle weiteren Größen werden im Modell berechnet. In Abbildung 4.7 sind die Wickelkopftemperaturen eines Bergfahrzyklus und Hochgeschwindigkeitszyklus miteinander verglichen. Die Messungen zeigen, dass die Wickelkopftemperatur über den Umfang eine gewisse Streuung ($\Delta T < 20$ K) aufweist, welche auf die z.T. inhomogene Ölverteilung bei niedrigen Drehzahlen zurückzuführen ist. Das thermische Modell bildet den Wickelkopf je Seite mit einer thermischen Masse ab und differenziert nicht zwischen verschiedenen Positionen über den Umfang. Insgesamt liegen die simulierten Temperaturen im Bereich der Spreizung zwischen den minimalen und maximalen Wickelkopftemperaturen je Seite. Das dynamische Verhalten der Messung wird durch das Modell gut abgebildet. Zur Bewertung der Prognosegüte des transienten Verhaltens werden die relativen Fehler für jeden Zeitschritt über den gesamten Fahrzyklus gemittelt und inklusive der Streubänder dar-



gestellt. Die relativen Fehler der Temperaturabweichungen zwischen Messung und Simulation werden nachfolgend immer für die Temperaturen ϑ in $^{\circ}\text{C}$ berechnet, da die Berechnung mit Temperaturen T in $[\text{K}]$ rechnerisch geringere relative Abweichungen ergeben würden:

$$(RE/\%) = \frac{\vartheta_{Sim} - \vartheta_{Mess}}{\vartheta_{Mess}} \cdot 100 \quad (4.4)$$

Die mittleren relativen Fehler der simulierten Wickelkopftemperaturen liegen zwischen $RE \leq \pm 7\%$. Die größten Fehler sind in den Abkühlphasen des Hochgeschwindigkeitszyklus (Abb. 4.7c und Abb. 4.7d: $t = 1,05 \text{ h}$ und $t = 2,1 \text{ h}$) zu finden. Die Simulation überschätzt die mittleren gemessenen Wickelkopftemperaturen und nähert sich dort den Maximalwerten. Ein Grund dafür können instationäre Fluidverteilungseffekte sein. Die simulierten RWK- und rBSK-Wärmeübergänge nähern sich bei Stillstand der Rotorwelle null, im realen Rotor kann es durch ein verzögertes Austreten des verbliebenen Ölvolumens zu einer nachgelagerten Kühlung der Wickelköpfe kommen. Dieser Effekt ist im E-Maschinenmodell nicht abgebildet.

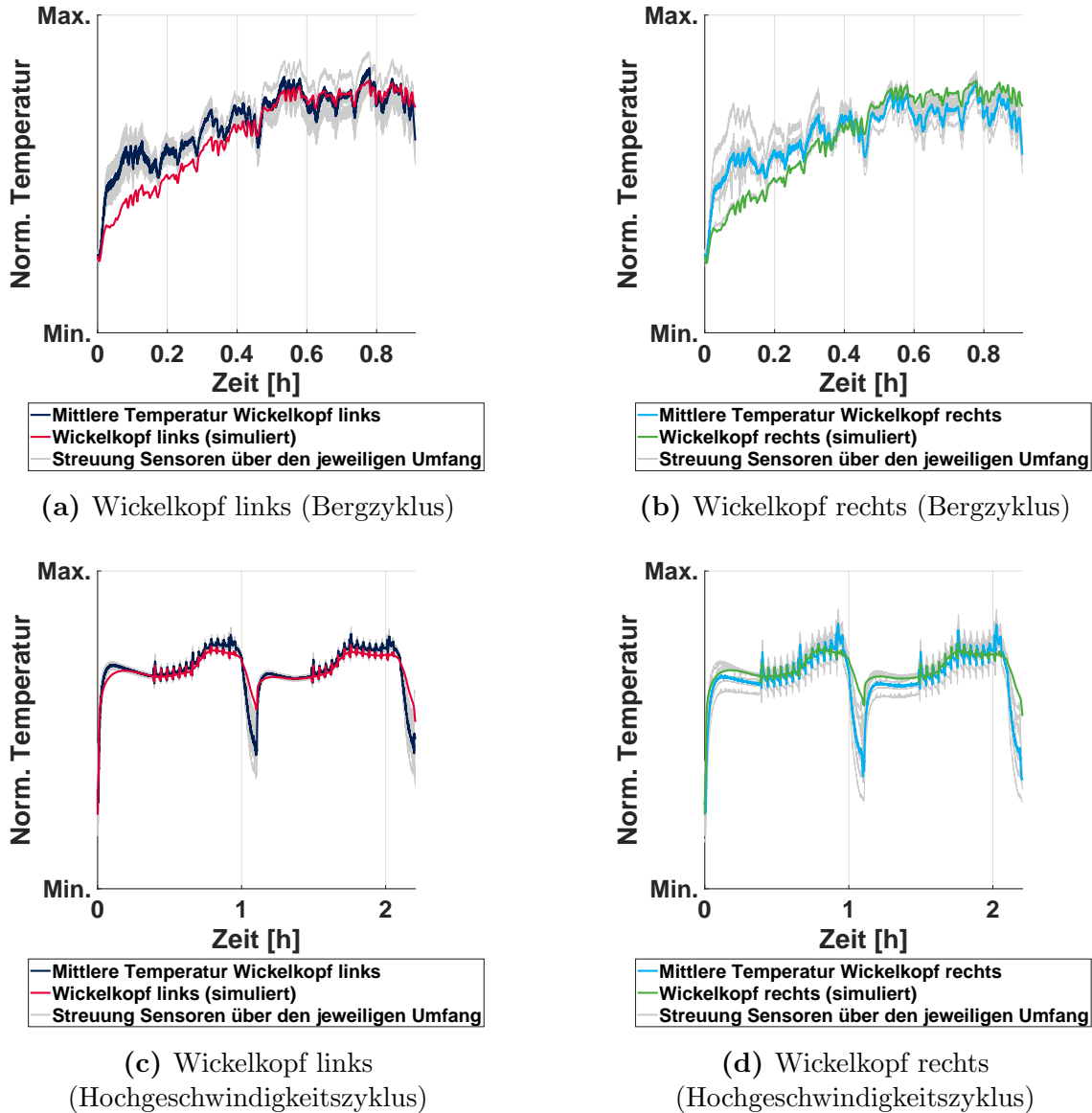
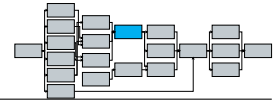


Abb. 4.7: Messabgleich Wickelkopftemperaturen einer ölgekühlten PMSM

Im Anhang C.2 sind zusätzliche transiente Messabgleiche dieser E-Maschine zu finden. Die mittleren relativen Fehler der simulierten Wickelkopftemperaturen liegen in allen Messungen unterhalb von $RE \leq \pm 11\%$, die absoluten Fehler liegen unter $T \leq \pm 10 \text{ K}$. Das transient-thermische



Verhalten der E-Maschine wird in den weiteren Messabgleichen analog zu den Ergebnissen in Abbildung 4.7 gut abgebildet.

Weitere Validierungen des thermischen E-Maschinenmodells sind in einer vorangegangenen Veröffentlichung [371] anhand von Messabgleichen unterschiedlicher PMSMs und ASMs (jeweils trockenlaufend sowie ölkühlt) detailliert vorgestellt und diskutiert worden. Auch in diesen Messabgleichen liegen die mittleren relativen Fehler der Wickelkopf- und Rotortemperaturen, mit Ausnahme einer E-Maschine, unterhalb von $RE \leq \pm 9\%$. Die simulierten Lagertemperaturen weisen z.T. größere relative Fehler auf.

4.3 Validierung der Getriebeverlustrberechnung und thermisches Getriebemodell

Zur Bewertung des thermischen Haushalts unterschiedlicher Getriebe werden die entsprechenden Getriebeverluste im Netzwerkmodell als Wärmequellen in das Netzwerk eingepreßt. Die Verluste werden transient bei den vorliegenden Bauteiltemperaturen berechnet. Nachfolgend werden die Verlustleistungsberechnung für verschiedene Getriebe und unterschiedliche Leichtlauföle (s. Anhang C Tab. C.3) mit Messungen validiert. Zur Validierung werden gemessene und simulierte Verlustleistungskennfelder verglichen. Die Getriebe werden einzeln auf einem Getriebeprüfstand vermessen (Abb. 4.8). Die Genauigkeit der Drehmomentmesstechnik beträgt $\Delta M = \pm 0,1\%$ [372].

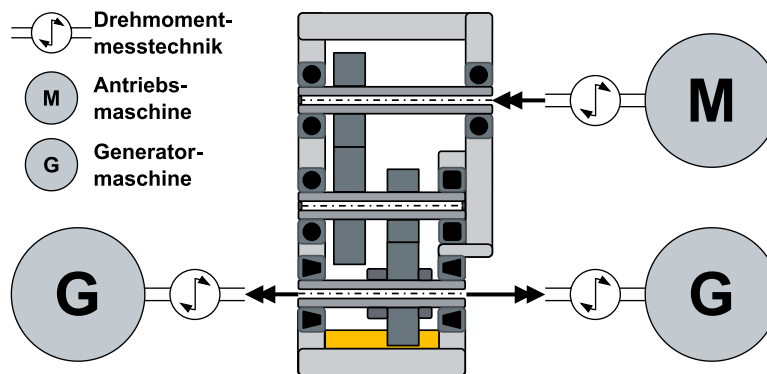
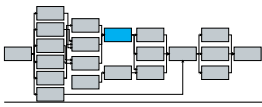


Abb. 4.8: Schematischer Aufbau des Getriebeprüfstands

Es werden verschiedene Getriebe für unterschiedliche E-Maschinen-Leistungsklassen zur Validierung der Verlustberechnungen herangezogen. In Abbildung 4.10 ist exemplarisch ein Kennfeldabgleich zwischen den gemessenen Getriebeverlusten und den zugehörigen simulierten Verlustleistungen dargestellt. Die relativen Fehler zwischen simulierten und gemessenen Verlustleistungen werden wie folgt berechnet:

$$RE/\% = \frac{(P_{V,Sim}/W) - (P_{V,Mess}/W)}{(P_{V,Sim}/W)} \cdot 100 \quad (4.5)$$

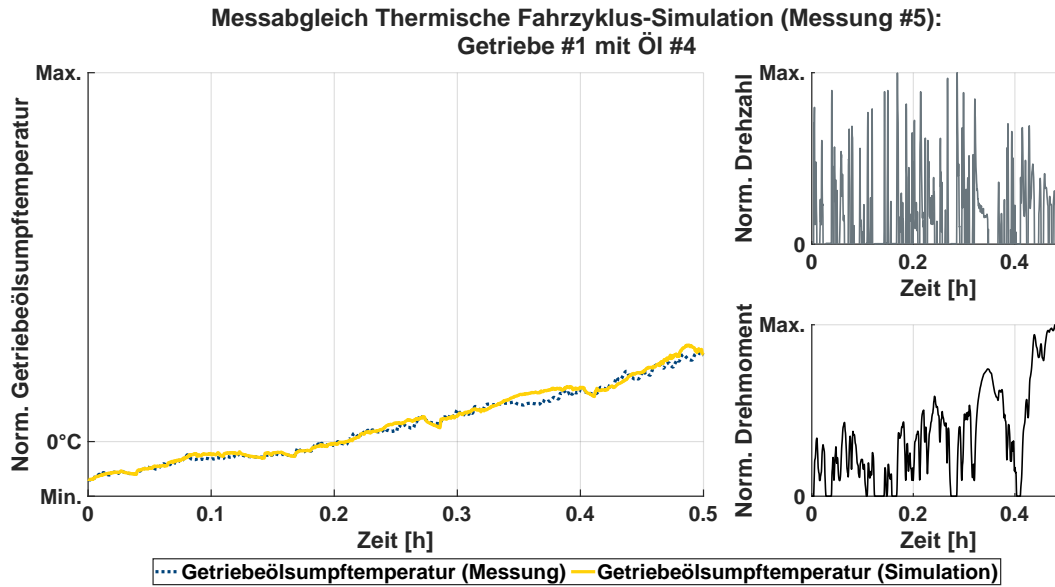
Die relativen Fehler der Verlustleistungen gemittelt über das gesamte Kennfeld liegen bei 14 von 16 Messabgleichen zwischen $-16,2\% < \overline{RE} < 17,9\%$ mit Standardabweichungen (engl.: "Standard Deviations") (STDs) zwischen $\sigma = 11 - 25\%$ (Bsp.: Abb. 4.10). Die größten Fehler sind bei geringen Verlustleistungen bei niedrigen Drehmomenten und Drehzahlen zu finden, da geringe absolute Fehler $\Delta P_{V,Getriebe} = 10 \text{ W}$ bereits zu großen relativen Fehlern führen können. In Abbildung 4.9a ist für einen Fahrzyklus die gemessene und simulierte Getriebeumpftemperatur dargestellt. Der mittlere absolute Fehler aller untersuchten Fahrzyklen der simulierten Getriebeumpftemperaturen gegenüber den gemessenen Temperaturen liegt bei $\Delta T \leq \pm 3 \text{ K}$, der maximale absolute Fehler bei $\Delta T \leq \pm 6 \text{ K}$ (Abb. 4.9b). Alle weiteren Messabgleiche für die



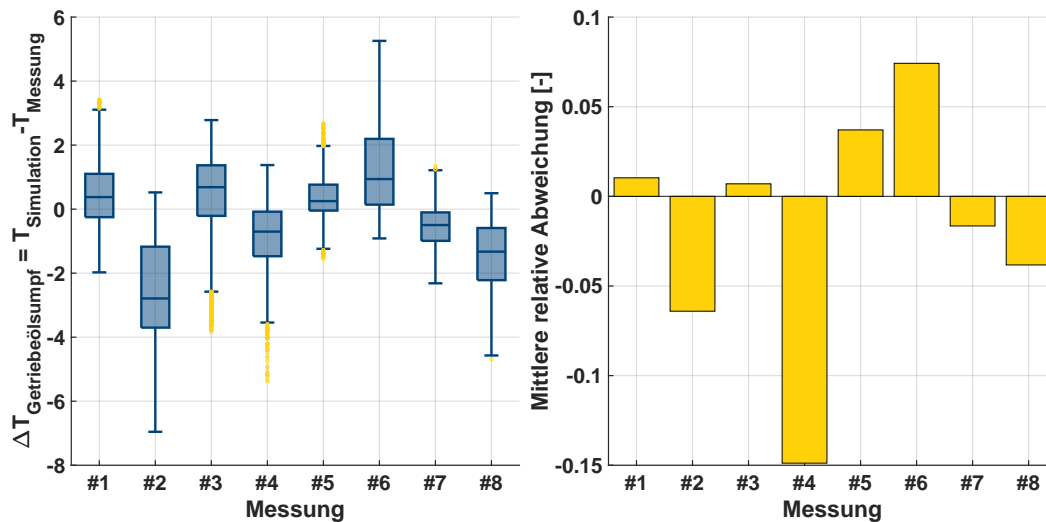
4.3. VALIDIERUNG DER GETRIEBEVERLUSTBERECHNUNG UND THERMISCHES GETRIEBEMODELL

Getriebeverluste und die weiteren thermischen Simulationen der Fahrzyklen sind in Anhang C.3 dargestellt.

Die Untersuchungen an den verschiedenen gemessenen Getrieben zeigen, dass das vorgestellte Getriebemodell die Getriebeverluste verschiedener Getriebe mit z.T. unterschiedlichen Ölen und den thermischen Haushalt mit hoher Genauigkeit vorhersagen und berechnen kann. Die berechneten Verlustleistungen des Zugbetriebs zeigen in dem meisten Kennfeldabgleichen geringere Fehler als der Schubbetrieb.



(a) Thermische Simulation eines Fahrzyklus (#5) bei kalten Bedingungen



(b) Absolute und relative Fehler der Temperaturen aller acht Getriebe-Messabgleiche

Abb. 4.9: Thermische Getriebemodellvalidierung

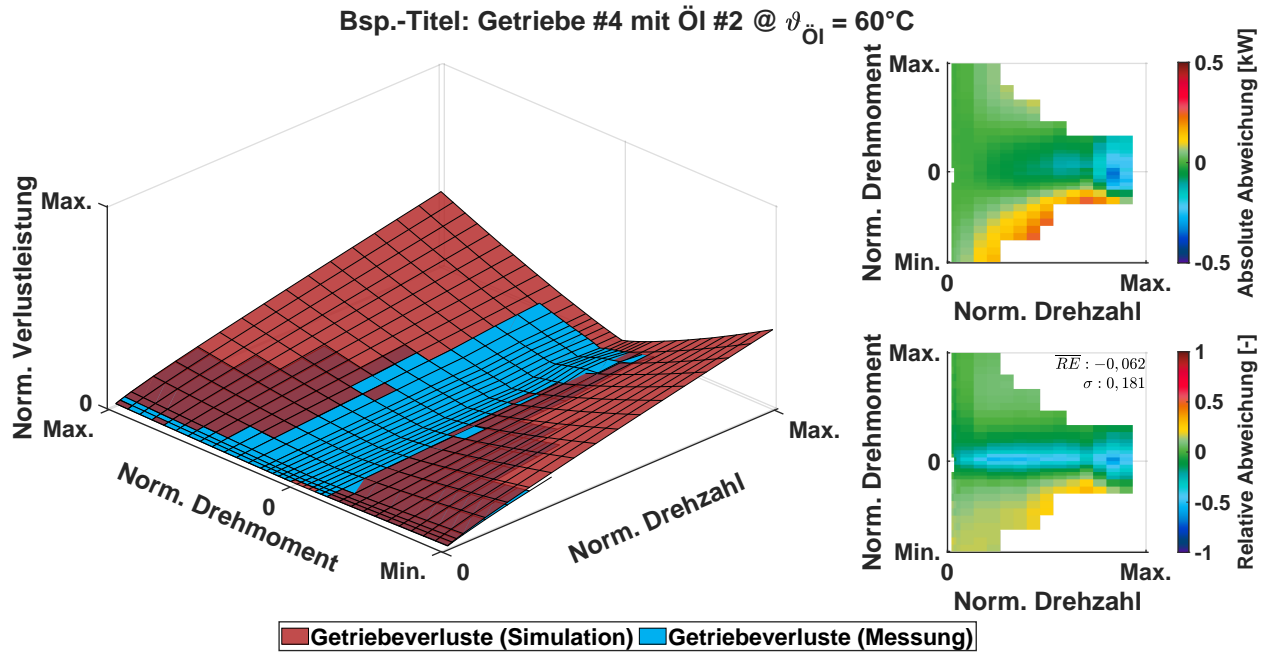
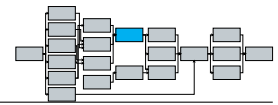


Abb. 4.10: Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #4 mit Öl #2 @ $\vartheta_{\text{Öl}} = 60^\circ\text{C}$

4.4 Validierung des gekoppelten Modells der elektrischen Antriebseinheit

Nach der Validierung der thermischen Modelle für E-Maschine und Getriebe soll zunächst die Berechnung der Schleppverluste mit Messungen verschiedener Antriebseinheiten verglichen werden. Anschließend werden die thermischen Haushalte von unterschiedlichen eAEs simulativ mit dem Gesamtmodell berechnet und mit Messungen der Antriebseinheiten validiert.

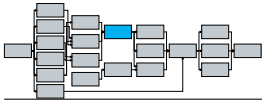
4.4.1 Schleppverlustberechnung

An verschiedenen Antriebseinheiten wird die modellinterne Berechnung der Schleppverluste validiert. Die Schleppverluste der eAE setzen sich aus den mechanischen Verlusten von E-Maschine, Getriebe, den Lagern sowie Dichtungen zusammen. Bei PMSMs kommen zusätzliche Eisenverluste durch Ummagnetisierung hinzu:

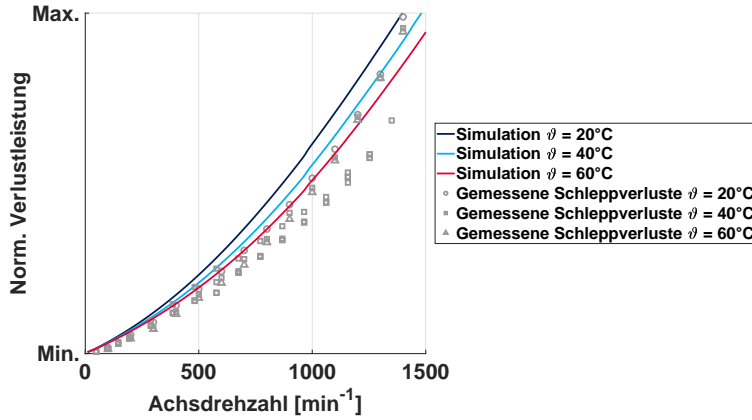
$$P_{V,Schlepp} = P_{V,EM,Reib} + P_{V,lastunabhängig} + P_{V,Lager} + P_{V,Dichtung} + P_{V,Eisen} \quad (4.6)$$

Die mechanische Verlustberechnung soll mittels Messergebnissen verschiedener Antriebseinheiten bei unterschiedlichen Temperaturen validiert werden. Die Antriebseinheit wird dafür über die Kühlwasservorlaufemperatur auf eine gewünschte Bauteiltemperatur konditioniert. Anschließend werden über Drehzahlrampen die Verlustmomente an den Getriebeausgangswellen gemessen und die entsprechenden Schleppverluste ermittelt. Bei geringen Drehzahlen zeigt die Simulation einer eAE mit trockenlaufender ASM (eAE #2, s. Anhang C Tab. C.4) relativ große Fehler $RE > 50\%$ gegenüber der Messung, allerdings sind die absoluten Fehler in diesem Drehzahlbereich $\Delta P_{V,Schlepp} \leq 30 \text{ W}$. Bei höheren Drehzahlen ist der mittlere relative Fehler hingegen deutlich geringer ($\overline{RE} \leq 20\%$), die absoluten Fehler liegen auf gleichem Niveau (Abb. 4.11).

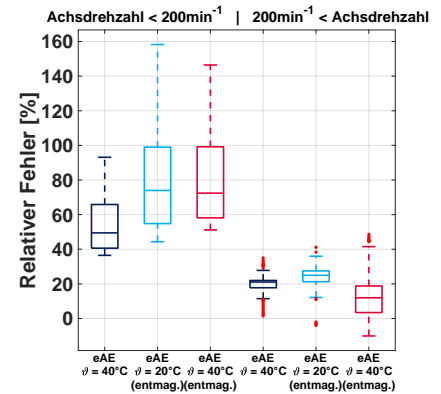
In Abbildung 4.12 sind die Schleppverluste eine Antriebseinheit mit einer PMSM (eAE #1, s. Anhang C Tab. C.4) dargestellt. Es sind zwei Aufbauten untersucht worden, einmal mit einem magnetisiertem Rotor und einmal mit einem nicht-magnetisiertem Rotor. Durch den Einsatz



4.4. VALIDIERUNG DES GEKOPPELTEN MODELLS DER ELEKTRISCHEN ANTRIEBSEINHEIT



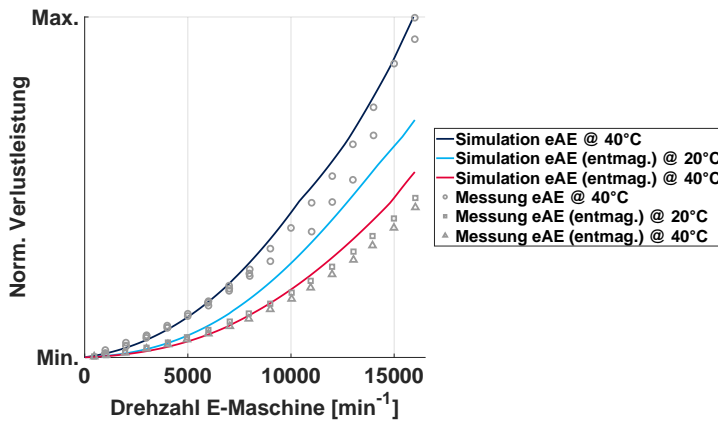
(a) Schleppverluste



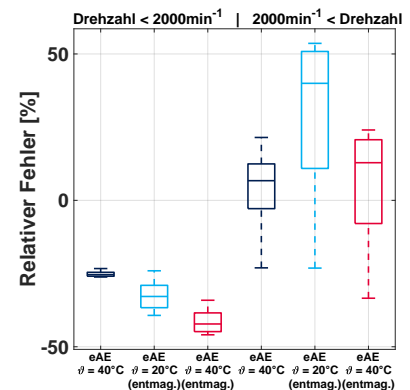
(b) Relative Fehler

Abb. 4.11: Messabgleich der Schleppverluste einer eAE mit trockenlaufender ASM

eines nicht-magnetisierten Rotors können die mechanischen und elektromagnetischen Verluste experimentell voneinander getrennt werden. Dies ermöglicht eine bessere Differenzierung der Verluste für z.B. die Validierung der elektromagnetischen Berechnungen. Der Abgleich der berechneten Schleppverluste mit den Messungen zeigt maximale relative Fehler von ($\overline{RE} \leq \pm 40\%$) (Abb. 4.12).



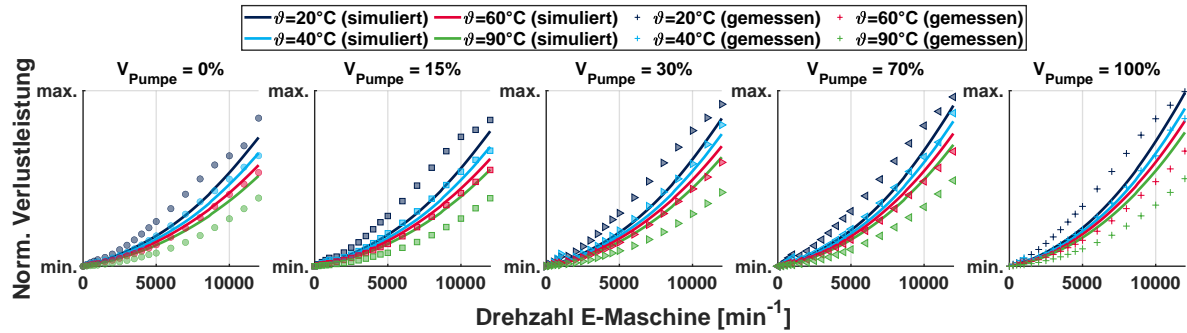
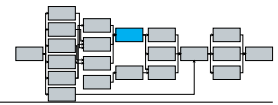
(a) Schleppverluste



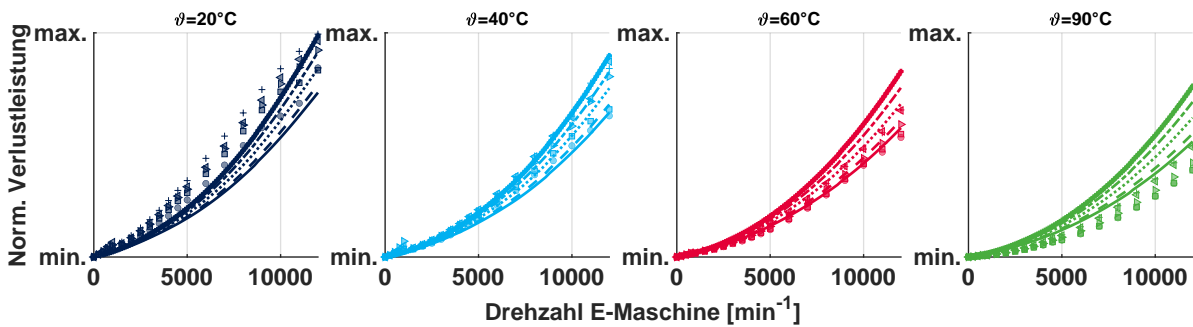
(b) Relative Fehler

Abb. 4.12: Messabgleich der Schleppverluste einer eAE mit trockenlaufender PMSM

Die Untersuchung an einer nasslaufenden eAE (eAE #6, s. Anhang C Tab. C.4) mit nicht-magnetisiertem Rotor zeigt bei niedrigen Öltemperaturen eine Überschätzung der berechneten Verlustleistungen ($\overline{RE} \geq 40\%$). Bei mittleren und höheren Öltemperaturen ist der relative Fehler geringer ($RE \leq \pm 35\%$) (Abb. 4.13). Insgesamt zeigt die Berechnung der Schleppverluste eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten. Bei niedrigeren Temperaturen ($\vartheta_{\text{Öl}} < 20^\circ\text{C}$) zeigt die Simulation bei den eAEs mit trocken- und nasslaufenden PMSM eine Überschätzung der mechanischen Verluste.



(a) Variation des Pumpenvolumenstroms



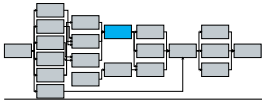
(b) Variation der Temperatur

Abb. 4.13: Messabgleich der Schleppverluste einer eAE mit nasslaufender PMSM

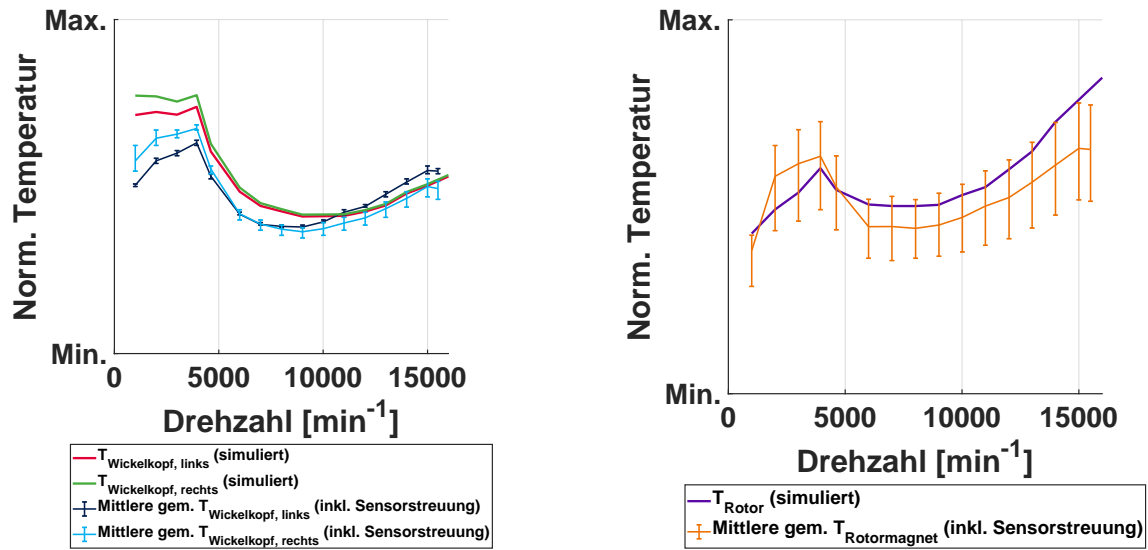
4.4.2 Thermischer Gesamthaushalt verschiedener Antriebseinheiten

Die verschiedenen Prüfstandsaufbauten der Antriebseinheiten verfügen über unterschiedliche Thermosensor-Bestückung und -Positionierung, sodass die zur Validierung herangezogenen Komponententemperaturen sich von eAE zu eAE unterscheiden. Die Drehzahl- und Drehmomentverläufe der Fahrzyklen sind im Anhang C.4 in den entsprechenden Abbildungen dargestellt.

Als Erstes wird das thermische Gesamtmodell auf eine eAE mit trockenlaufender PMSM (eAE #1, s. Anhang C Tab. C.4) angewendet und mit Messungen stationärer Arbeitspunkte und transientser Fahrzyklen verglichen. Die untersuchte E-Maschine verfügt, neben den stationären Temperatursensoren am Stator, über eine Telemetrie-Messtechnik, um die Rotor- und Magnettemperaturen ermitteln zu können. Die Temperaturgenauigkeit der Telemetrie-Messtechnik liegt laut Herstellerangaben bei $\Delta T \pm 0,5 - 1$ K analog zu stationären Thermoelementen [373]. In Abbildung 4.14 sind verschiedene Arbeitspunkte bei Dauerleistung gemessen worden. Die Magnettemperatur weist über den Umfang und die axiale Länge des Rotors ein Temperaturunterschied von $\Delta T \leq 20$ K vom kältesten zum heißesten Sensor auf. Der Temperaturunterschied aller Wickelkopf-Temperatursensoren je Seite beträgt $\Delta T \leq 6$ K. Die Kühlwasservorlauftemperatur wird je Arbeitspunkt konstant gehalten und liegt zwischen $\vartheta_{KW} = 55 - 65^\circ\text{C}$. Die Simulation der Wickelköpfe zeigt bei niedrigen Drehzahlen eine Überschätzung der gemessenen Wickelkopftemperaturen. Mit steigender Drehzahl nimmt der Unterschied ab und bei Drehzahlen von $n > 10000 \text{ min}^{-1}$ liegt die simulierte Temperatur im Rahmen der Temperaturstreuung über den Wickelkopf-Umfang (Abb. 4.14a). Die Magnettemperatur liegt in allen Arbeitspunkten, außer bei der Maximaldrehzahl, im Rahmen der Temperaturstreuung. Bei niedrigen Drehzahlen liegt die simulierte Temperatur näher am Mittelwert mit steigender Drehzahl nähert sich die simulierte Temperatur dem oberen Temperaturbereich der Messungen an (Abb. 4.14b).



4.4. VALIDIERUNG DES GEKOPPELTEN MODELLS DER ELEKTRISCHEN ANTRIEBSEINHEIT



(a) Wickelkopftemperaturen

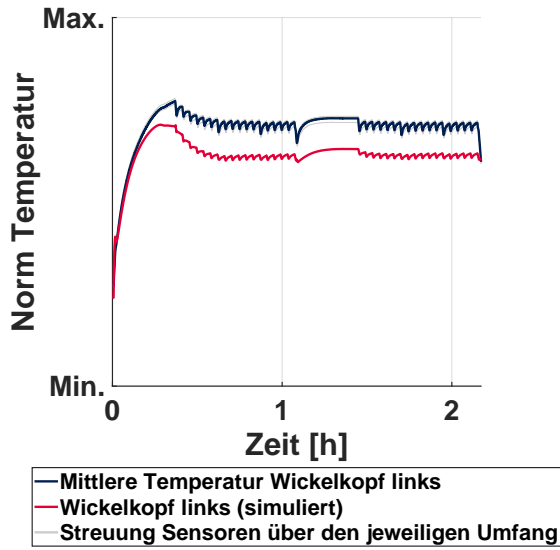
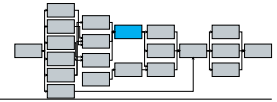
(b) Rotortemperaturen

Abb. 4.14: Stationäre Arbeitspunkte der eAE mit trockenlaufender PMSM

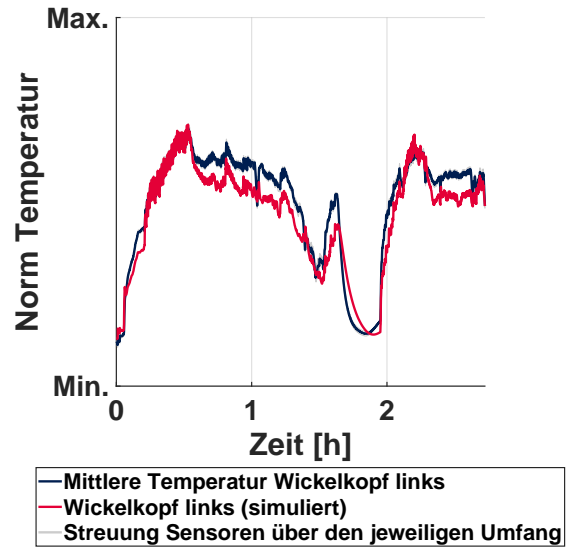
Die zwei nachfolgenden transienten Fahrzyklen sind an einer baugleichen Antriebseinheit gemessen worden (Abb. 4.15). Das thermische Antriebsmodell wird mit einer einzigen Bauteilstarttemperatur initialisiert, sodass zu Beginn der Messung die simulierte Magnettemperatur von der gemessenen mittleren Magnettemperatur abweicht. Der Wickelkopf links erreicht analog zu den stationären Arbeitspunkten bei hohen Drehzahlen eine höhere Temperatur als die rechte Seite. Im ersten Fahrzyklus wird die Wickelkopftemperatur links (Abb. 4.15a) um $\Delta T = 5 - 7$ K unterschätzt und die Wickelkopftemperatur rechts (Abb. 4.15c) fast exakt berechnet. Im zweiten Fahrzyklus wird der rechtsseitige Wickelkopf (Abb. 4.15d) zum Teil überschätzt, die absoluten Fehler liegen unterhalb $\Delta T \leq 5$ K.

Die Simulation der Magnettemperatur (Abb. 4.15e und Abb. 4.15f) zeigt, dass das thermische Antriebsmodell einen höheren Wärmewiderstand gegenüber der gemessenen Magnettemperatur aufweist, da sowohl das Aufheizverhalten als auch das Abkühlverhalten ein trägeres Verhalten gegenüber den gemessenen Temperaturen zeigen. Die simulierte Magnettemperatur liegt in beiden Fahrzyklen zu den meisten Zeitpunkten innerhalb des Streubereichs der zugehörigen Magnettemperatur-Sensoren. Am Ende der Fahrzyklen, nahe eines stationären Zustands, stimmen die gemessenen mittleren und die simulierten Magnettemperaturen überein.

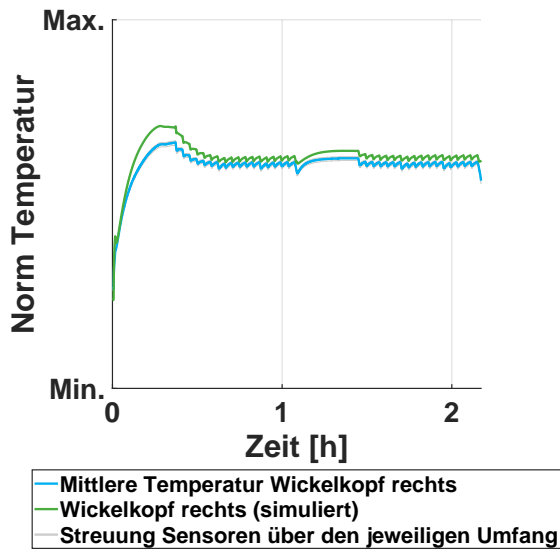
Weitere Messungen dieser Antriebseinheit sind im Anhang C.4 zu finden. Insgesamt liefert die thermische Antriebssimulation gute Ergebnisse und die absoluten Fehler der simulierten Temperaturen dieser eAE liegen unterhalb von $\Delta T \leq 10$ K.



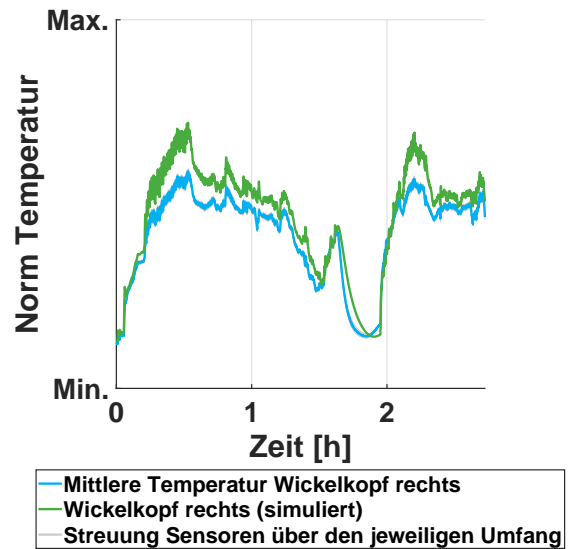
(a) Linker Wickelkopf (Fahrzyklus #1)



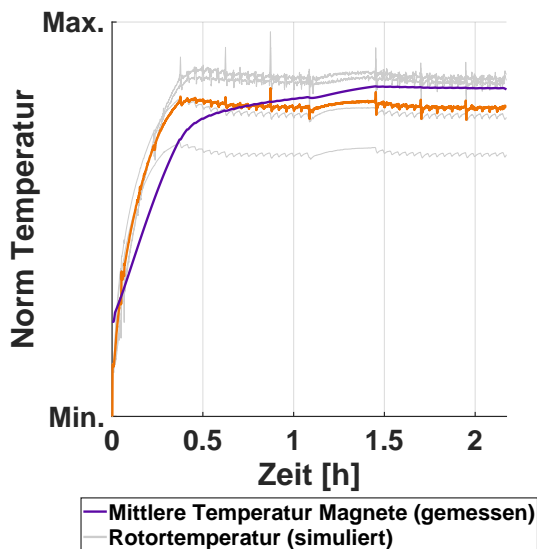
(b) Linker Wickelkopf (Fahrzyklus #2)



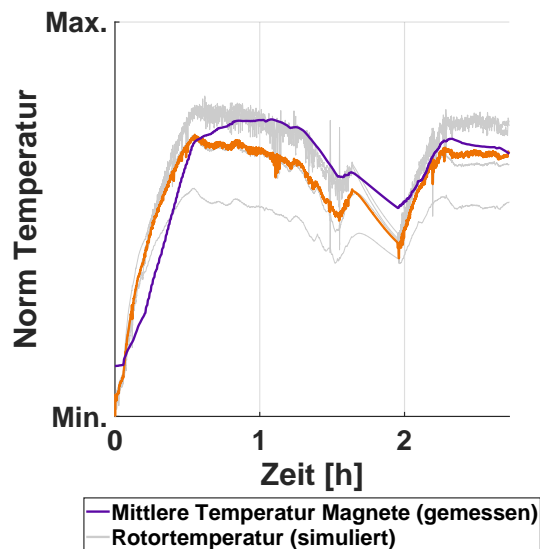
(c) Rechter Wickelkopf (Fahrzyklus #1)



(d) Rechter Wickelkopf (Fahrzyklus #2)

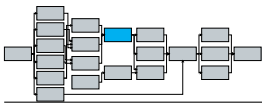


(e) Rotor (Fahrzyklus #1)



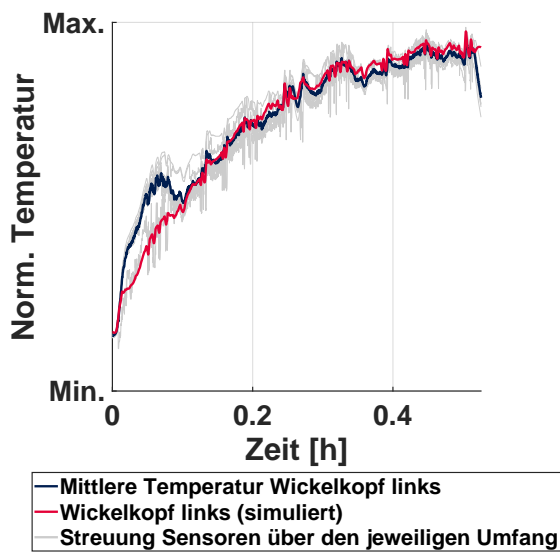
(f) Rotor (Fahrzyklus #2)

Abb. 4.15: Wickelkopftemperaturen der eAE mit trockenlaufender PMSM in zwei Fahrzyklen

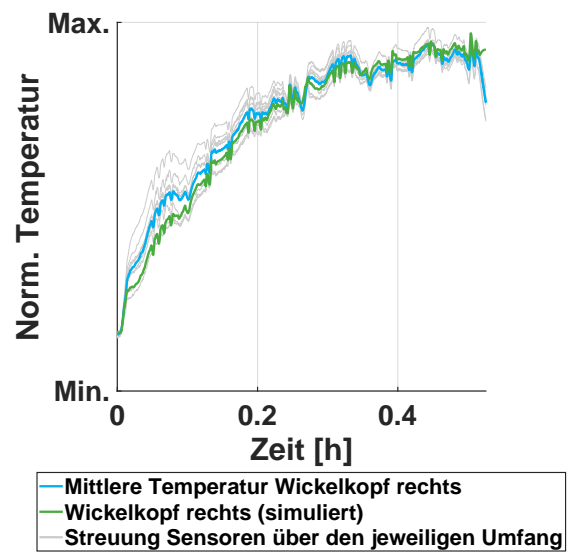


4.4. VALIDIERUNG DES GEKOPPELTEN MODELLS DER ELEKTRISCHEN ANTRIEBSEINHEIT

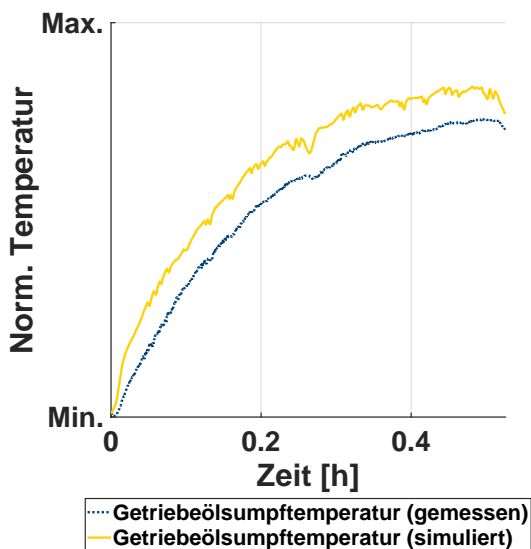
Als Zweites wird das thermische Antriebsmodell einer eAE mit ölgekühlter PMSM (eAE #4, s. Anhang C Tab. C.4, analog der E-Maschine aus Unterabschnitt 4.2.2) zum Messabgleich herangezogen. Es werden verschiedene transiente Fahrzyklen betrachtet. Diese eAE verfügt nur über stationäre Temperatursensoren. Diese befinden sich über dem Umfang der Wickelköpfe verteilt, auf den Lageraußenringen und im Getriebeölsumpf. Im ersten Fahrzyklus (s. Anhang C.4 Abb. C.20) treten niedrige Drehzahlen, höhere Drehmomente und dementsprechend hohe Leiterverluste auf (s. Anhang C.4 Abb. C.20). Der relative Fehler beider Wickelkopftemperaturen gegenüber der mittleren gemessenen Temperatur im gesamten Fahrzyklus liegt unter $\overline{RE} < 3\%$ (Abb. 4.16a und Abb. 4.16b). Die Getriebeölsumpftemperatur wird im gesamten Fahrzyklus um $\Delta T = 2 - 4 \text{ K}$ überschätzt (Abb. 4.16c). Die Lageraußenringtemperaturen stimmen gut mit der Messung überein (Abb. 4.16d).



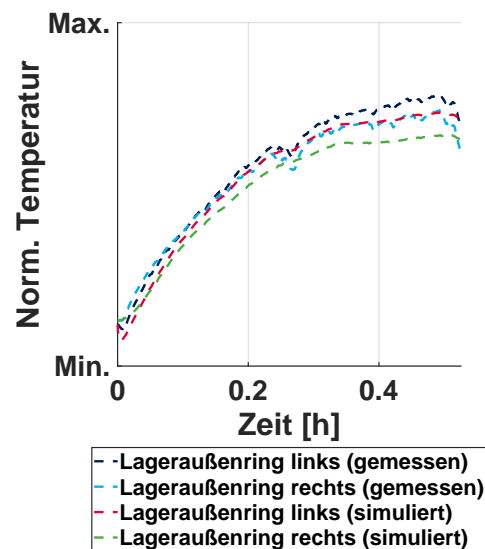
(a) Linker Wickelkopf (Fahrzyklus #1)



(b) Rechter Wickelkopf (Fahrzyklus #1)

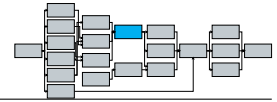


(c) Getriebeölsumpf (Fahrzyklus #1)

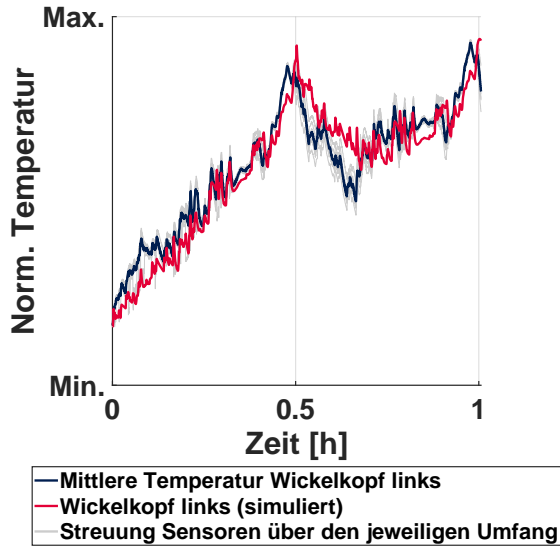


(d) Lageraußenringe (Fahrzyklus #1)

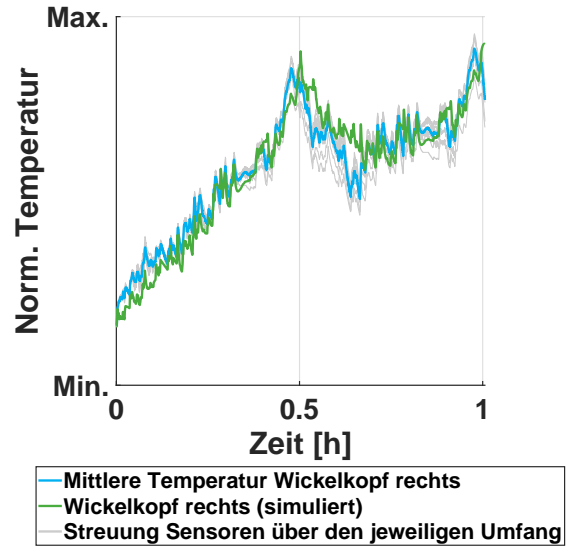
Abb. 4.16: Temperaturen der eAE mit nasslaufender PMSM im Fahrzyklus #1



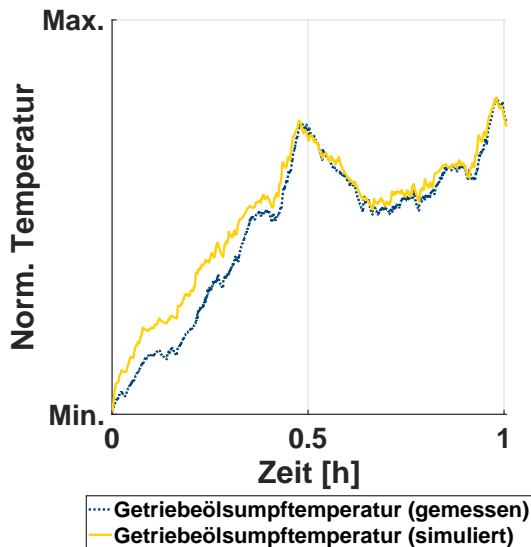
Im zweiten Fahrzyklus (2x WLTP hintereinander) liegen die mittleren relativen Fehler der Wickelkopf- und Getriebeölsumpftemperaturen ebenfalls unter $\overline{RE} < 3\%$ (Abb. 4.17a - 4.17c). Die simulierten Lageraußenringtemperaturen weichen etwas stärker von der Messung ab ($-6\% < RE < -3\%$) (Abb. 4.17d).



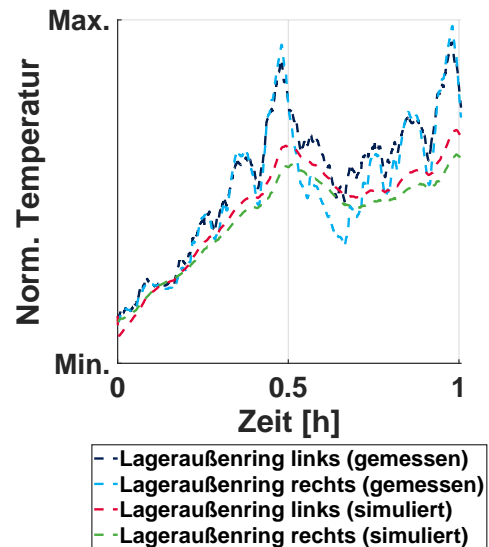
(a) Linker Wickelkopf (Fahrzyklus #2)



(b) Rechter Wickelkopf (Fahrzyklus #2)

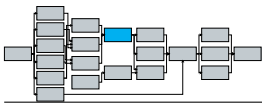


(c) Getriebeölsumpf (Fahrzyklus #2)



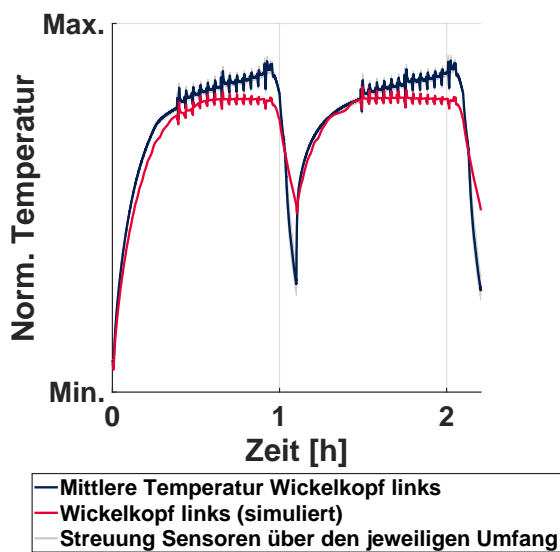
(d) Lageraußenringe (Fahrzyklus #2)

Abb. 4.17: Temperaturen der eAE mit nasslaufender PMSM im Fahrzyklus #2

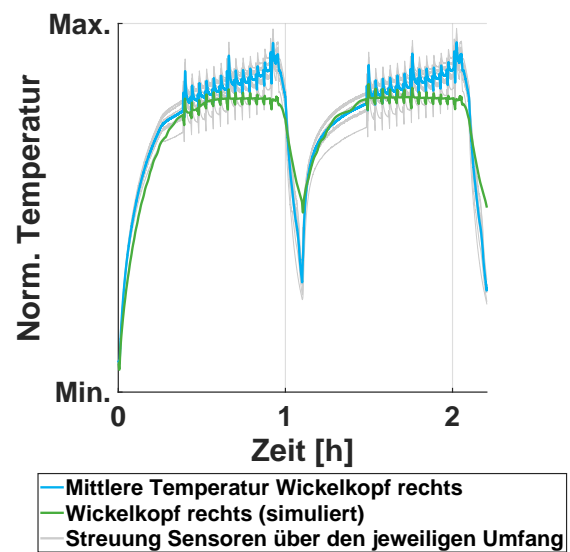


4.4. VALIDIERUNG DES GEKOPPELTEN MODELLS DER ELEKTRISCHEN ANTRIEBSEINHEIT

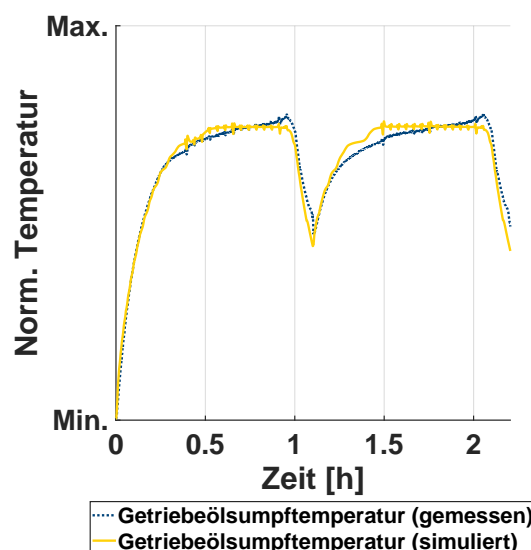
Im dritten Fahrzyklus werden größtenteils hohe Drehzahlen und mittlere bis niedrige Drehmomente gefahren (s. Anhang C.4 Abb. C.22). Die Getriebeölsumpftemperatur (Abb. 4.18c) wird im gesamten Fahrzyklus sehr genau simuliert ($\overline{RE} < 1,5\%$). Aus der Messung lässt sich erkennen, dass der linke Wickelkopf eine geringere Streuung über dem Umfang aufweist als der rechte Wickelkopf (Abb. 4.18a und Abb. 4.18b). Die Aufheizphasen der Wickelköpfe werden simulativ sehr genau abgebildet. In den Drehzahl-Drehmoment-Pendelphasen zeigt die Messung eine steigende Tendenz der mittleren Temperaturen, die Simulation erreicht das quasi-stationäre Temperaturniveau schneller. Die gemessenen und simulierten Temperaturgradienten der Abkühlphasen unterscheiden sich etwas voneinander. Insgesamt liegt die simulierte Temperatur des rechten Wickelkopf im genannten Streuband, der mittlere relative Fehler liegt bei $\overline{RE} = -3\%$. Der relative Fehler zwischen der Messung und Simulation der mittleren linken Wickelkopftemperaturen liegt bei $\overline{RE} = -4\%$. In weiteren untersuchten Messabgleichen liegen die relativen Fehler auf ähnlichem Niveau (s. Anhang C.4 Abb. C.20-C.27).



(a) Linker Wickelkopf (Fahrzyklus #3)

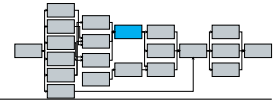


(b) Rechter Wickelkopf (Fahrzyklus #3)

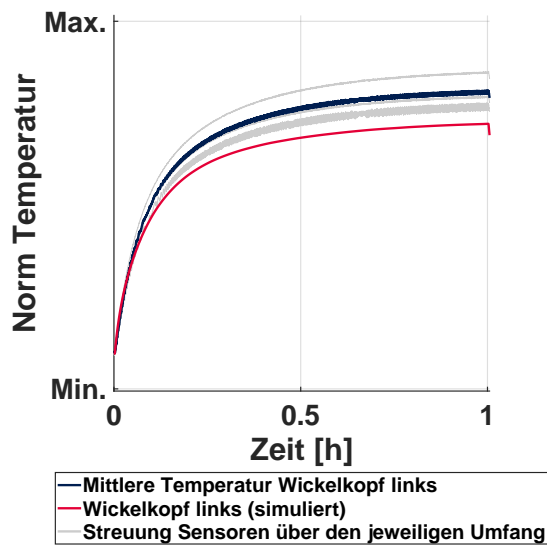


(c) Getriebeölsumpf (Fahrzyklus #3)

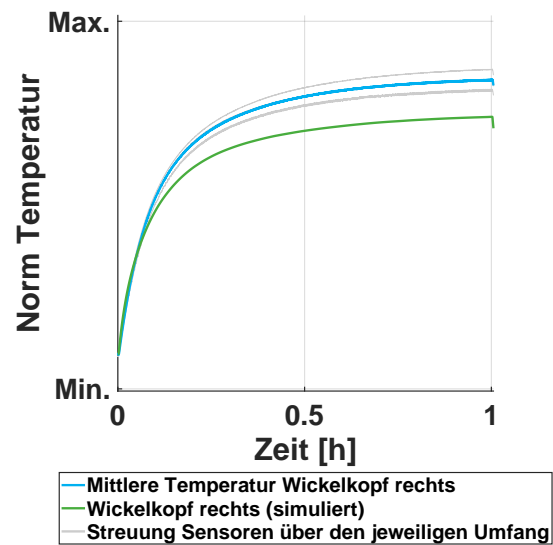
Abb. 4.18: Temperaturen der eAE mit nasslaufender PMSM im Fahrzyklus #3



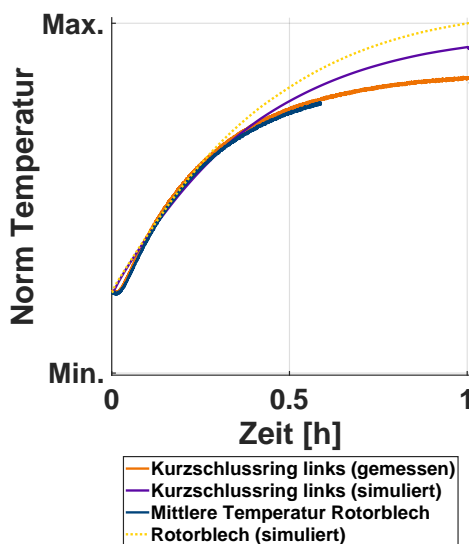
Neben den zwei PMSM-basierten Antriebseinheiten wird als Drittes eine eAE mit einer trockenlaufenden ASM (eAE #2, s. Anhang C Tab. C.4) bei stationären Arbeitspunkten und in einem Bergzyklus betrachtet. In der E-Maschine sind die Wickelkopf- und Lageraußenringtemperaturen sowie die Rotorblechtemperatur und eine Rotor-Kurzschlussringtemperatur gemessen worden. Der Sensor der Telemetriemesstechnik auf der anderen Kurzschlussring-Seite ist bei den Messungen ausgefallen und kann daher nicht mit der Simulation verglichen werden. Auch der Sensor am Rotorblechpaket ist zeitweise ausgefallen bzw. zeigt kurzzeitig sprunghaftes Verhalten (Abb. 4.19c). Dies führt z.T. zu Ausreißern bei den relativen Fehlern (s. Anhang C.4 Abb. C.16). Im ersten Arbeitspunkt (Abb. 4.19) werden die Wickelkopf- und Lagertemperaturen (Abb. 4.19a, Abb. 4.19b und Abb. 4.19d) simulativ etwas unterschätzt, der eingeschwungene thermische Zustand des **KurzschlussRings** (KSR) wird überschätzt.



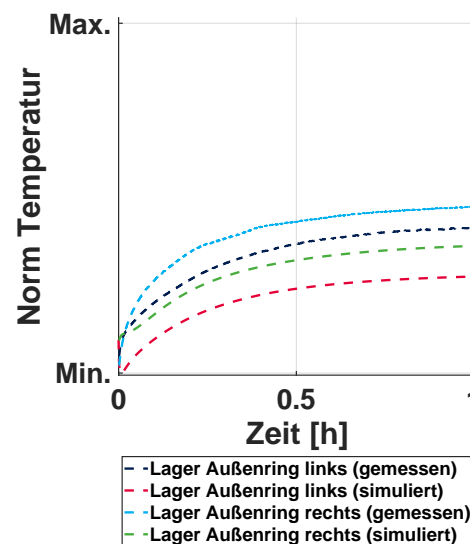
(a) Linker Wickelkopf (Stationär #1)



(b) Rechter Wickelkopf (Stationär #1)

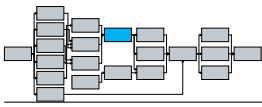


(c) Kurzschlussring und Rotor (Stationär #1)



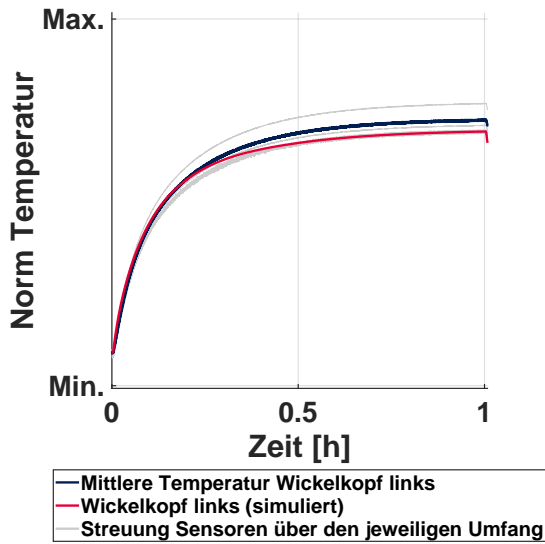
(d) Lageraußenringe (Stationär #1)

Abb. 4.19: Temperaturen der eAE mit trockenlaufender ASM (Stationär #1)

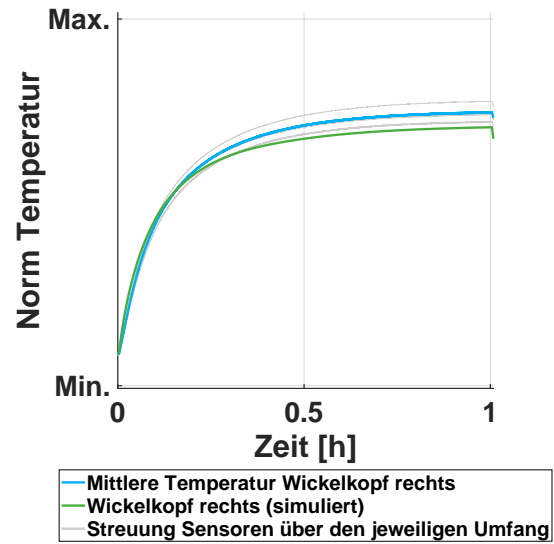


4.4. VALIDIERUNG DES GEKOPPELTEN MODELLS DER ELEKTRISCHEN ANTRIEBSEINHEIT

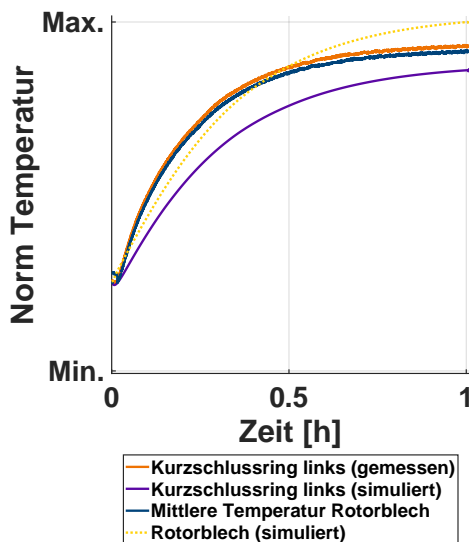
Im zweiten stationären Arbeitspunkt werden die Wickelkopftemperaturen (Abb. 4.20a und Abb. 4.20b) mit einer Genauigkeit von $\Delta T = 2 - 3 \text{ K}$ prognostiziert, die KSR- und Lagertemperaturen (Abb. 4.20c und Abb. 4.20d) werden simulativ unterschätzt. Die Rotor- und Wickelkopftemperaturen werden in den untersuchten stationären Messungen mit einem mittleren relativen Fehler zwischen $\overline{RE} \leq \pm 7\%$ prognostiziert, der relative Fehler der Lagertemperaturen ist größer ($\overline{RE} \leq \pm 20\%$). Weitere stationäre Arbeitspunkte sind im Anhang C.4 betrachtet.



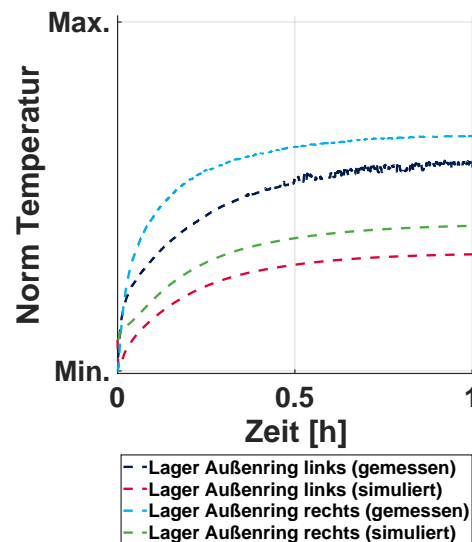
(a) Linker Wickelkopf (Stationär #2)



(b) Rechter Wickelkopf (Stationär #2)

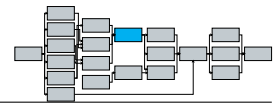


(c) Kurzschlussring und Rotor (Stationär #2)

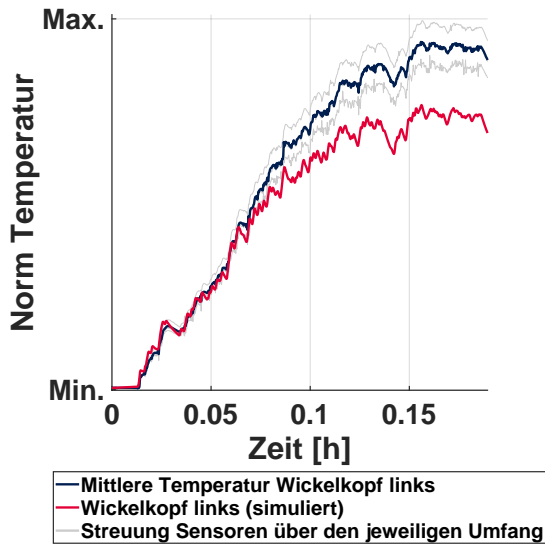


(d) Lageraußenringe (Stationär #2)

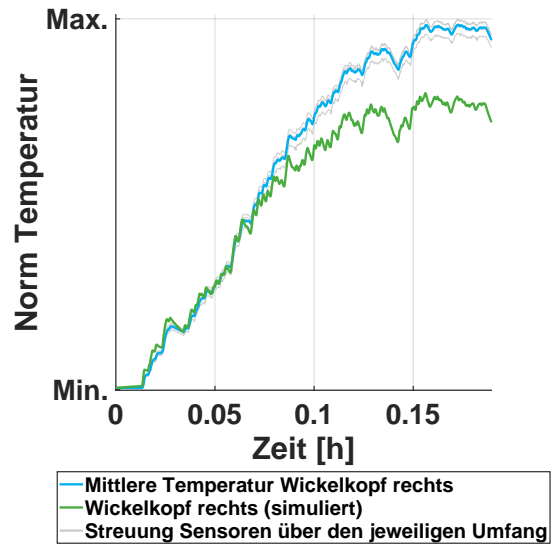
Abb. 4.20: Temperaturen der eAE mit trockenlaufender ASM (Stationär #2)



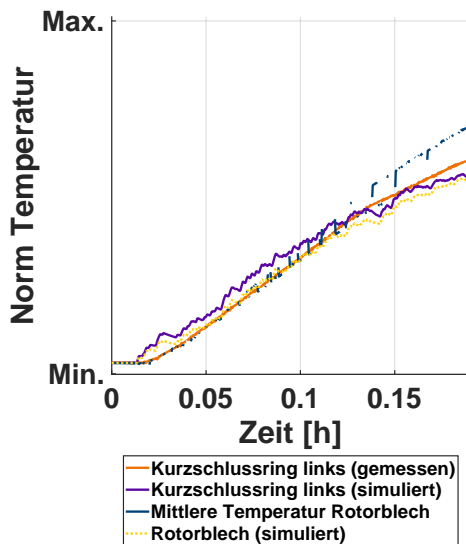
Im gemessenen Bergzyklus (s. Anhang C.4 Abb. C.30) werden die Lager- und Wickelkopftemperaturen in einigen Phasen des Bergzyklus etwas unterschätzt (Abb. 4.21). Dies zeigt sich bei den Wickelkopftemperaturen, die in der Simulation einen stärkeren Abkühlgradienten aufweisen als die gemessenen Wickelkopftemperaturen (Abb. 4.21a und Abb. 4.21b). Die Rotortemperaturen (KSR und Rotorblech) werden, mit Ausnahme der Sensorsprünge (z.B. $t = 0, 14$ h), transient gut abgebildet (Abb. 4.21c). Die absoluten Fehler liegen in allen Komponenten unterhalb von $\Delta T \leq 10$ K.



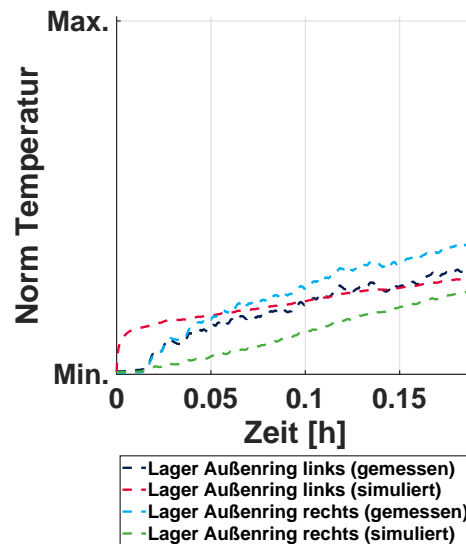
(a) Linker Wickelkopf (Fahrzyklus #1)



(b) Rechter Wickelkopf (Fahrzyklus #1)

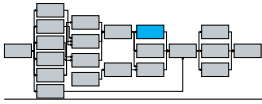


(c) Kurzschlussring und Rotor (Fahrzyklus #1)



(d) Lageraußenringe (Fahrzyklus #1)

Abb. 4.21: Temperaturen der eAE mit trockenlaufender ASM im Fahrzyklus #2



4.5 Validierung des Kostenmodells

Neben der Validierung der Verlustberechnung und der thermischen Modelle sind präzise Kostenberechnungen notwendig, um gezielte Systemoptimierungen durchzuführen. Daher wird eine Validierung des Kostenmodells anhand verschiedener Daten vorgenommen und teilweise mit anderen Kostenmodellen verglichen. In Abbildung 4.22 wird der in Anhang B beschriebene Ansatz zur Berechnung der Elektrolechkosten gegenüber realen Blechkosten dargestellt. Der Vergleich des hier vorgestellten Modellansatzes mit den Blechkosten zeigt maximale relative Fehler von $RE \leq \pm 6\%$ (Abb. 4.22). Die Ergebnisse zeigen, dass der vorgestellte Berechnungsansatz gut geeignet ist, um die Herstellungskosten gestanzter Elektroleche zu berechnen. Die Übertragbarkeit und Anwendung auf andere Fertigungsverfahren von Elektrolechen wie z.B. Laserschneidverfahren ist hingegen limitiert, da dort andere Fertigungsparameter die Kosten beeinflussen.

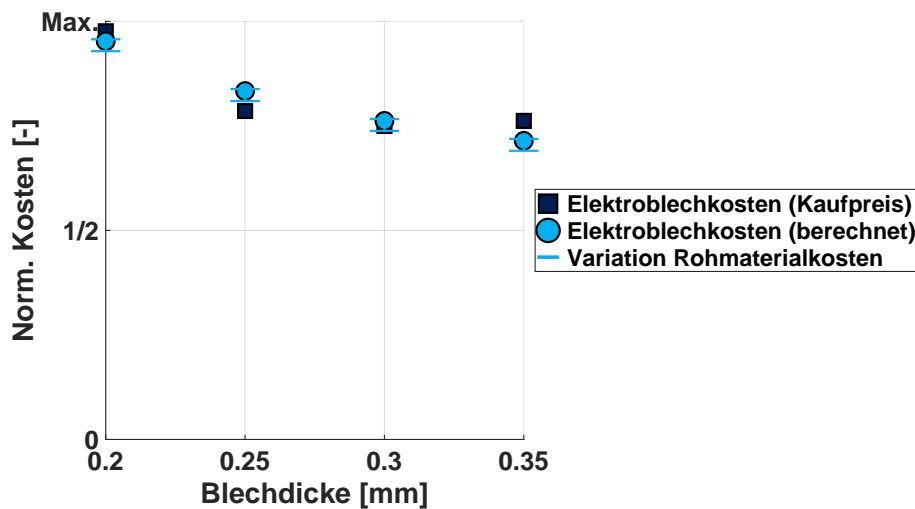


Abb. 4.22: Blechkostenmodell

In der Literatur finden sich unterschiedliche Ansätze zur Berechnung der Kosten von 1-Gang- und Mehrganggetrieben. Die Berechnungsansätze sind im Anhang B.3 dargestellt [59, 365, 374]. Diese Ansätze ziehen zur Kostenbewertung die Ganganzahl, die Eingangsleistung bzw. das Eingangsdrehmoment heran. Die berechneten Kosten überschätzen die wahren Getriebekosten teilweise um ein Vielfaches. Daher wird an dieser Stelle der alternative Ansatz zur Getriebekostenbewertung auf Basis der Bauteil-Einzelkosten und den Montagekosten verwendet. Die Getriebekosten werden aus den Teilkosten der entsprechenden Gleichungen 3.56 bis 3.63 aufsummiert. Der relative Fehler der berechneten Getriebekosten beträgt zwischen $-3\% < RE < 23\%$ und ist somit deutlich unter den z.T. großen relativen Fehlern der anderen Berechnungsansätze mit $100\% < RE < 600\%$ (Abb. 4.23).

Aus den Kosten der verschiedenen Komponenten, Fertigungs- und Montageschritte lassen sich die Gesamtherstellungskosten einer eAE bestimmen (Gl. 3.56). Nachfolgend wird das Kostenmodell anhand von verschiedenen Antrieben getestet und validiert. Dazu werden die geometrischen Daten verschiedener Antriebe aus Veröffentlichungen, sowohl externen und internen Datenbanken in das Modell implementiert und mit den angegebenen Herstellungskosten verglichen. Die relativen Fehler des Berechnungsmodells gegenüber den wahren Herstellungskosten liegen zwischen $-16\% < RE < 12\%$ (Abb. 4.24).

Weitere Abgleiche für Lagerkosten, Stahl- und Aluminiumbauteilkosten sowie LEs werden im Anhang B beschrieben. Die Ergebnisse zeigen, dass das Kostenmodell mit hinreichender Genauigkeit geeignet ist, um die Kosten einer eAE und deren Komponenten zu beschreiben, um diese untereinander vergleichen zu können. Das Kostenmodell dient dazu die verschiedenen

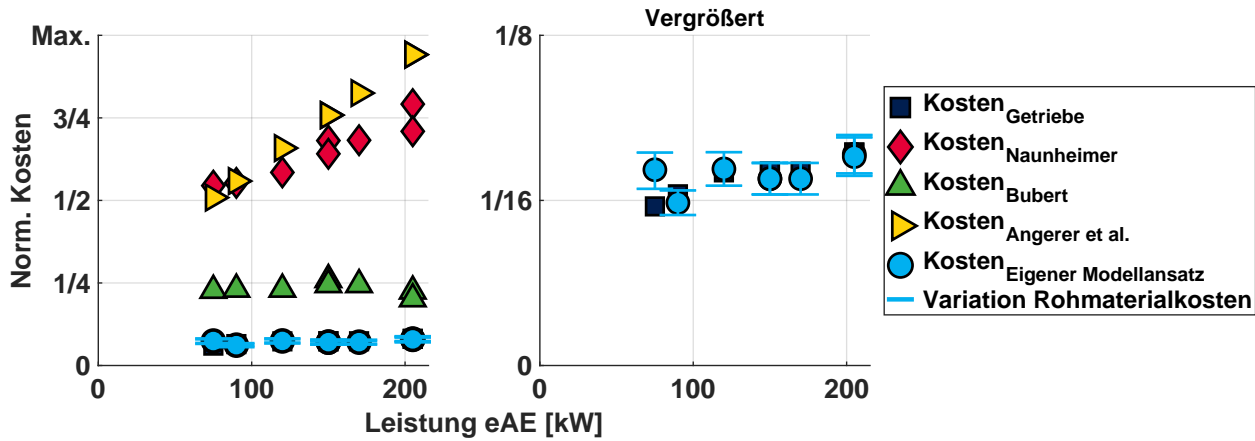
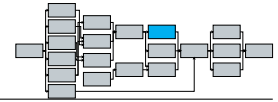


Abb. 4.23: Vergleich verschiedener Getriebekostenmodelle

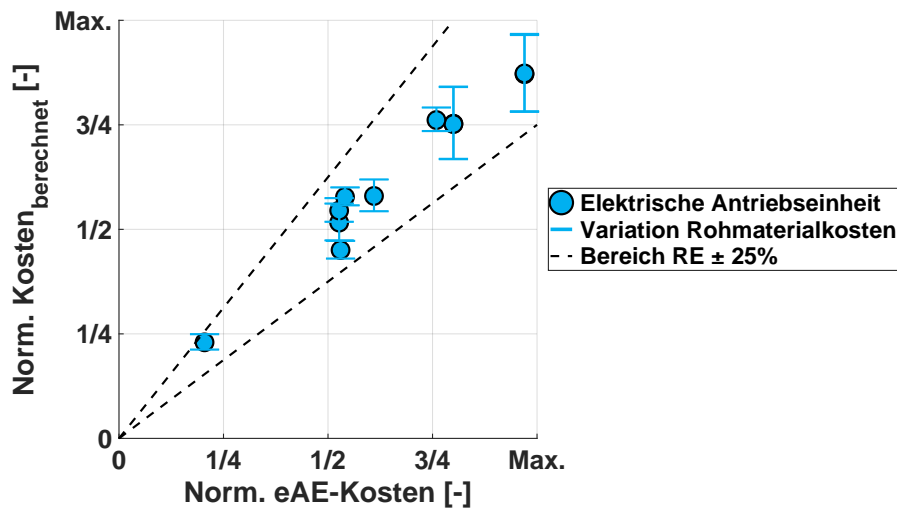


Abb. 4.24: Gesamtherstellungskosten verschiedener elektrischer Antriebseinheiten

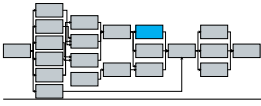
Kühlkonzepte und Thermomanagementmaßnahmen in den nachfolgenden Kapiteln wirtschaftlich zu bewerten und miteinander zu vergleichen.

4.6 Zusammenfassung und Übertragbarkeit auf andere Antriebseinheiten

Durch den Abgleich mit Messungen unterschiedlicher E-Maschinen, Getriebe und Antriebseinheiten sind die parametrierbaren thermischen Komponentenmodelle sowie das gekoppelte thermische Antriebsmodell umfassend validiert worden. Insgesamt sind in dieser Arbeit Messungen von 12 Komponenten- und Antriebseinheitsprüfständen zur Validierung verwendet worden. Weitere Messungen von sechs E-Maschinen- bzw. Antriebseinheitsprüfständen sind bereits zuvor zur Validierung des E-Maschinenmodells verwendet worden [369, 371].

In Abschnitt 4.1 ist mithilfe eines Testprüfstands für Wickelkopf-Sprühkühlungen ein Wärmeübertragungsmodell für unterschiedliche Anordnungen von Sprühkühlungen entwickelt und validiert worden. Die Grenzen des Modellansatzes sind vorgestellt und diskutiert worden.

In Abschnitt 4.2 ist das thermische E-Maschinenmodell mit einer 3D-CHT-Simulation und verschiedenen Messungen abgeglichen und validiert worden. Die Simulationen des Netzwerkmodells zeigen dabei gute Übereinstimmungen mit der 3D-CHT-Simulation, den zugehörigen Messergebnissen sowie weiteren Messungen transienter Fahrzyklen der gleichen E-Maschine. Auf eine eigene Veröffentlichung mit weiteren Modellvalidierungen an anderen E-Maschinen ist



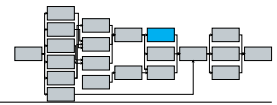
referenziert worden.

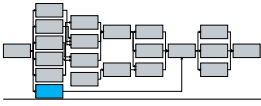
In Abschnitt 4.3 sind die Getriebeverlustrberechnung und das thermische Getriebemodell mit Messungen validiert worden. Der Abgleich der Getriebeverluste zeigt bei allen untersuchten Getrieben und verschiedenen Ölen geringe Fehler über den Großteil der Kennfelder. Der Zugbetrieb wird durch die Simulation z.T. genauer berechnet als der Schubbetrieb. Die Simulationen und Messungen der Getriebeölsumpftemperaturen verschiedener Fahrzyklen zeigen in allen untersuchten Getrieben große Übereinstimmungen der transienten Temperaturverläufe und maximale absolute Fehler von $\Delta T \leq 6 \text{ K}$.

In Abschnitt 4.4.2 ist das gekoppelte thermische Antriebsmodell mit Schleppmomentmessungen sowie Temperatur-Messungen von unterschiedlichen elektrischen Antriebseinheiten validiert worden. Die simulierten Schleppverluste der trockenlaufenden und nasslaufenden E-Maschinen und Antriebseinheiten zeigen teilweise gute Übereinstimmungen mit den gemessenen Verlusten. Einige Temperaturbereiche ($\vartheta_{\text{öl}} \leq 30^\circ\text{C}$ & $\vartheta_{\text{öl}} \geq 90^\circ\text{C}$) zeigen größere relative Fehler gegenüber den gemessenen Verlusten. Insgesamt liegen die mittleren relativen Fehler aller Schleppverlust-Messungen im Bereich von $\overline{RE} \leq \pm 40\%$. Die Modellvalidierung des thermischen Verhaltens anhand stationärer Arbeitspunkte und transienter Fahrzyklen zeigt sehr gute Übereinstimmungen mit den gemessenen Temperaturen der Stator- und Rotorkomponenten sowie der Getriebeölsumpftemperatur. Die simulierten Lagertemperaturen weichen in einigen Fahrzyklen weiter von den gemessenen Temperaturen ab.

Die Ergebnisse zeigen, dass das vorgestellte thermische Antriebsmodell sowie die einzelnen Komponentenmodelle die Temperaturen und die mechanischen Verluste der unterschiedlichen E-Maschinen, Getriebe und Antriebseinheiten größtenteils genau prognostizieren kann. Die meisten absoluten Fehler liegen unter $\Delta T \leq 10 \text{ K}$ und die meisten relativen Fehler unter $RE \leq 9\%$. Die Temperaturen der Bauteile in Rotor und Stator der E-Maschine sowie die Getriebeölsumpftemperatur werden im Großteil der Messungen deutlich genauer prognostiziert. Die Grenzen des Modells sind entsprechend diskutiert worden. Das Modell ist insgesamt gut geeignet das thermische Verhalten und die mechanische Verluste anderer Antriebseinheiten zu prognostizieren, systemische Konzeptvergleiche durchzuführen und Thermomanagementmaßnahmen zu bewerten.

Darüber hinaus ist das Kostenmodell mit realen Herstellungskosten verschiedener Antriebe validiert worden. Die Genauigkeit des Kostenmodells liegt bei der Berechnung der eAE-Gesamtkosten zwischen $-16\% < RE < 12\%$ und somit in einem guten Bereich für eine Vergleichbarkeit unterschiedlicher Antriebe. Da alle eAEs mit demselben Kostenmodell berechnet werden, kann die Prognose der absoluten Kosten durchaus von den realen Herstellungskosten abweichen, die Aussage eines relativen Vergleichs zwischen zwei oder mehreren Konzepten bleibt davon unberührt.





Kapitel 5

Optimierung

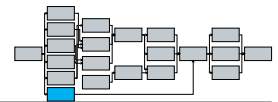
Nach der Modellentwicklung und Modellvalidierung wird die entwickelte Optimierungsmethodik vorgestellt. Zunächst wird ein Überblick über den Stand der Technik gegeben werden, bevor die entwickelte Methodik genauer beschrieben wird. Folgende Aspekte werden hier betrachtet: Statistische Versuchsplanung (engl.: "Design of Experiment") (DoE)-Methode, Metamodelle, Optimierungsalgorithmen sowie Einzelkomponenten- und Systemoptimierung von eAEs. Anhand eines Beispiels werden die Vorteile der Systemoptimierung gezeigt. Anschließend werden die Bestandteile der Methodik zur gekoppelten Antrieboptimierung dieser Arbeit detaillierter erläutert. Zur Reduktion der Rechenzeit einer Parameterkombination im DoE wird die Clustering-Methode angewendet, um einen Fahrzyklus in zyklusspezifische Ersatzarbeitspunkte (Drehzahl und Drehmoment) zu zerlegen. Durch Übersetzung der antriebspezifischen verbrauchswirksamen Parameter in kostenbasierte Ersatzkennzahlen wird eine Methode zur vereinfachten Vergleichbarkeit der verschiedenen Antriebs- und Kühlungskonzepte vorgestellt. Durch Kopplung der verschiedenen Modelle entsteht anschließend eine vollständige Toolkette, um systemische Bewertungen auf Ebene der elektrischen Antriebseinheit durchzuführen.

5.1 Stand der Technik: Antrieboptimierung und Methoden

Durch den Einsatz multikriterieller, multidimensionaler und multiphysikalischer Optimierungsmethoden lassen sich Antriebsstränge und Einzelkomponenten gezielt verbessern und auslegen [375]. Durch zunehmend komplexe Fragestellungen, Co-Abhängigkeiten verschiedener Bauteile und nichtlineare Phänomene werden rechnergestützte Entwicklungen zeitaufwendiger und umfangreicher. Rechnergestützte Softwareumgebungen zu 3D-Berechnungen verschiedenster Disziplinen (Fluiddynamik, Thermodynamik, Schwingungsverhalten, Elektromagnetik) stoßen mit wachsenden systemischen Fragestellungen zunehmend an die Grenzen, um zeiteffiziente Bewertungen von verschiedenen Designvarianten durchzuführen.

5.1.1 Design-of-Experiments-Methode

Um komplexe Fragestellungen berechnen und anschließend zeiteffizient optimieren zu können, bietet sich die immer populärere Design-of-Experiments-Methode (DoE-Methode) an. Auf Basis von statistischer Versuchsplanung und Verteilungsmethoden wird der zu untersuchende Parameterraum (=Faktorraum) gezielt gerastert und eine Mindestanzahl an virtuellen Experimenten (=Berechnungen) ermittelt. Anschließend werden die Ergebnisse der Experimente genutzt, um den gesamten Faktorraum durch mathematische Regressions- und Ersatzmodelle (=Metamodelle) zu beschreiben. Auf diese Weise kann der gesamte Faktorraum durch eine minimale Anzahl an Experimenten bestmöglich beschrieben werden [376–379]. Dies ermöglicht Sensitivitätsstudien zur Identifizierung der einflussreichsten, auf die Zielgrößen der Optimierung



bezogenen, Variablen im untersuchten Faktorraum. Eine anschließende Optimierung kann zielgerichteter durchgeführt werden, da einflussarme Variablen im Vorhinein aussortiert werden können [380–382]. Dies reduziert den Umfang der Optimierung und die notwendige Rechenzeit. Zur Definition der notwendigen DoEs im gewählten Faktorraum können deterministische und stochastische Verteilungsmethoden angewendet werden. Stochastische Verteilungsmethoden sind faktorunabhängig und benötigen meist deutlich weniger Experimente zur Beschreibung eines globalen Faktorraums. Trotz geringer Experimentanzahl treten Ausfälle weniger häufig auf, da im Vergleich zu deterministischen Verteilungsmethoden wenige Experimente im Grenzbereich des Faktorraums durchgeführt werden. Als Beispiele stochastischer Verteilungsmethoden seien das Monte-Carlo-Verfahren und Latin-Hypercube-Sampling zu nennen (Abb. 5.2) [377, 378].

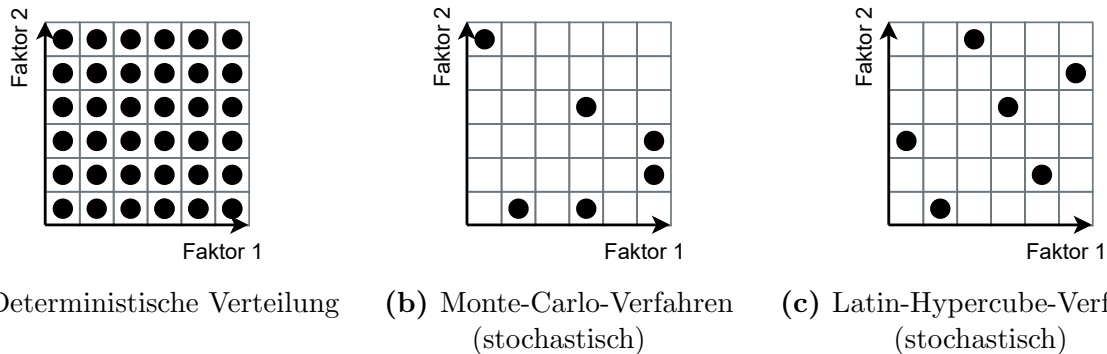


Abb. 5.1: Deterministische und stochastische Verteilungsmethoden (eigene Darstellung, angelehnt an [377])

5.1.2 Metamodelle

Auf Basis der Ergebnisse der Experimente im DoE- Faktorraum können die Metamodelle beschrieben werden. In Abbildung 5.2 sind zwei Beispiele für Metamodelle zu sehen.

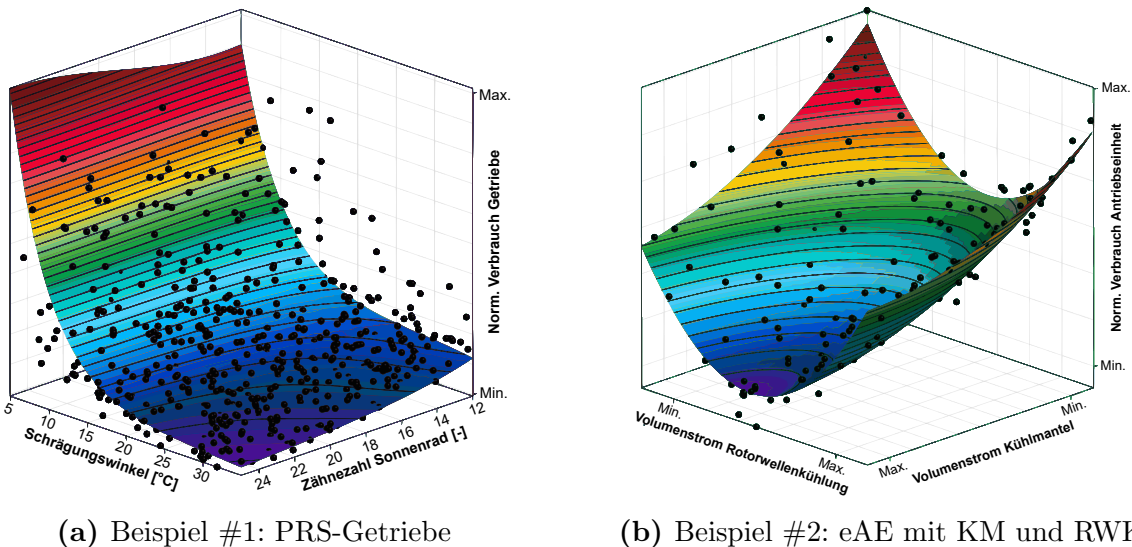
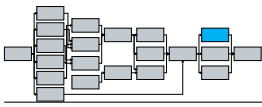


Abb. 5.2: Beispiele für Metamodelle

Das Ziel der Metamodelle ist es, Ergebnisse für alle im DoE-Faktorraum möglichen Experimente in kürzester Zeit zu prognostizieren, ohne diese (virtuellen) Experimente durchführen zu müssen. Durch Analysen von Metamodell-Approximationsabweichungen zu durchgeführten Experimenten und Sensitivitätsstudien kann die Prognosegüte und -qualität eines Metamodells sichergestellt werden. Von linearen Regressionen für einfache Zusammenhänge über Polynom-Regressionen, Spline-Approximationen, kleinste Fehlerquadrate-Methoden und Krigging-Methoden bis hin zu künstlich neuronalen Netzwerken lassen sich all diese Ansätze zur Metamodell-



bildung heranziehen. Für detaillierte Informationen zur Metamodellbildung sei auf die Literatur verwiesen [376, 379]. Anschließend muss ein Metamodell mit weiteren virtuellen Experimentergebnissen auf seine Genauigkeit untersucht werden. Zeigen diese Abgleiche akzeptabel geringe Abweichungen zwischen Approximationswert des Metamodells und Experimentergebnis kann von einer ausreichenden Prognosegüte des Metamodells ausgegangen werden. Bei virtuellen Experimenten ist es umso wichtiger eine gewisse Streubreite der Eingangsfaktoren zu überprüfen, da im Regelfall keine zufälligen Streuungen in diesen Experimenten auftreten können.

5.1.3 Optimierungsalgorithmen

Basierend auf Metamodellen oder virtuellen Experimenten können multikriterielle Optimierungen erfolgen, wobei die metamodellbasierten Optimierungen deutlich rechenzeitreduzierter ausfallen. Nichtlineare Optimierungsalgorithmen lassen sich in globale und lokale Suchstrategien aufteilen. Das Downhill-Simplex-Verfahren nach Nelder und Mead ist ein weit verbreitetes Verfahren zur lokalen Optimierung und untersucht die Fläche in der Nähe des Startpunktes nach einem Funktionsminimum [383]. Zur Untersuchung globaler Optima sind lokale Algorithmen nicht geeignet. Hierfür eignen sich naturanaloge bzw. genetische Optimierungsverfahren (Abb. 5.3).

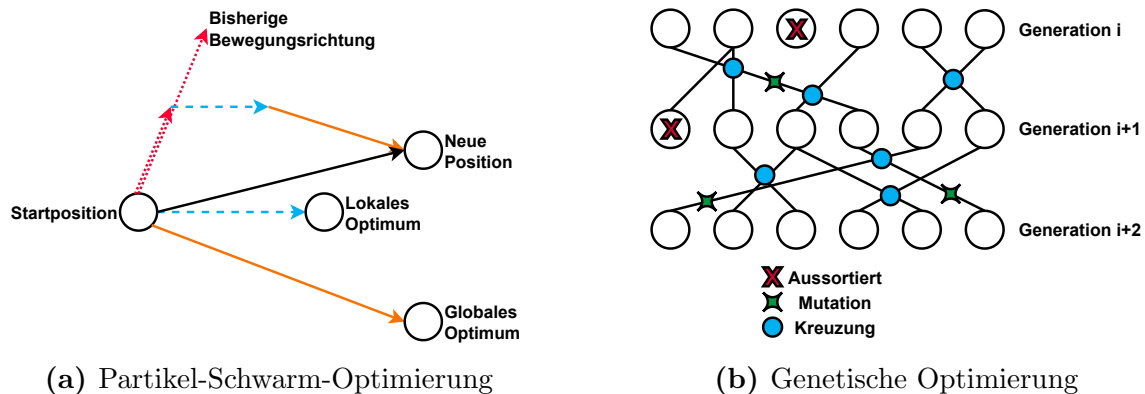
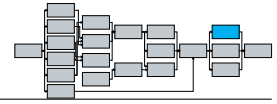


Abb. 5.3: Beispiele für die Optimierungsverfahren

Die naturanaloge Partikelschwarmoptimierung nutzt das derzeit bekannte globale Optimum aller Partikel und das eigene lokale Optimum als Orientierungsgrößen für die Festlegung des nächsten Optimierungsschrittes [377]. Genetische Evolutionsverfahren basieren auf dem Prinzip der biologischen Evolution. Merkmale eines Partikels können vererbt, gekreuzt oder zufällig mutiert werden. Die Partikel mit den fittesten (=optimalen) Faktoreigenschaften bezogen auf das Optimierungsziel überleben und stellen die neuen Eltern dar. Diese erzeugen durch Kreuzung Kinder, die anschließend teilweise mutieren, um Steckenbleiben in lokalen Minima der Elternfaktoren zu vermeiden. Die Kinder mit fitten Faktoreigenschaften überleben und stellen die nächste Ausgangsgeneration dar. Weiterentwickelte genetische Optimierungsalgorithmen filtern alle Generationen von Partikeln nach Pareto-Optimum-Nähe und kreuzen diese gezielt mit den fittesten Partikeln der aktuellen Generation [379]. Verschiedene kombinierte Optimierungsalgorithmen aus naturanalogen und genetischen Algorithmen sind in den letzten Jahrzehnten (weiter-)entwickelt worden. Auch globale Optimierungen mit anschließender lokaler Optimierung sind möglich. Die Faktoren der globalen Optimierung werden für die nachfolgende lokale Optimierung angepasst [379, 384, 385]. Für Optimierungen mit vielen diskreten Variablen und häufigen Verletzungen von Nebenrandbedingungen sind genetische Algorithmen besser geeignet als naturanaloge Algorithmen [377, 385]. Aus diesem Grund werden in den folgenden Kapiteln genetische Evolutionsverfahren zur Optimierung verwendet.



5.2 Einzelkomponenten- und Systemoptimierung von elektrischen Antriebseinheiten

Multikriterielle Optimierungen von eAEs und deren Komponenten zielen oftmals auf Steigerung von Wirkungsgrad, Leistung, Drehmoment, Lebensdauer und/oder Festigkeit, bei gleichzeitiger Reduktion von Kosten, Verbrauch, Bauteiltemperatur, -masse und/oder Materialeinsatz ab [32, 375, 386–388]. Zur Auslegung von BEV-Antriebsstrangtopologien werden meist E-Maschinen-Designs und -Anzahl, Getriebekonzepte, Fahrperformance, Beschleunigungen und Fahrzeugverbräuche systematisch verglichen und multidimensional optimiert [160, 161, 389, 390]. Optimierungen elektrischer Antriebseinheiten und elektrischer Fahrzeugantriebsstränge lassen sich nach der betrachteten Systemgrenze unterteilen:

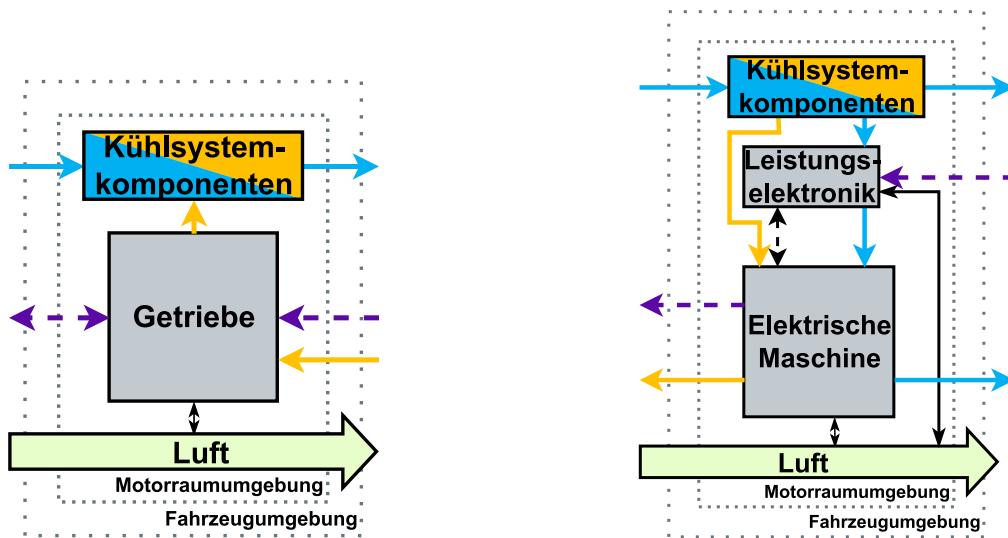
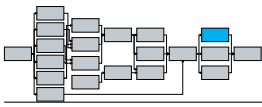
- Bauteiloptimierungen (z.B. Blechschnittgeometrie einer PMSM, oder Konstruktionsparameter eines Zahnradpaares)
- Komponentenoptimierung (z.B. Wirkungsgrad von E-Maschine, Getriebe oder LE)
- Antriebssystemoptimierung (Zusammenspiel aus E-Maschine und LE oder E-Maschine und Getriebe)
- Antriebsstrangoptimierung (Anzahl der eingesetzten eAEs oder Einsatz von Ein- oder Mehrganggetriebe zur Erfüllung von Fahrzeuganforderungen)

Je umfassender das betrachtete System, desto mehr gekoppelte Modelle werden notwendig. Je nach gewählter Systemgrenze spielen die Randbedingungen und Annahmen an dieser Systemgrenze eine wichtige Rolle bei der Beurteilung der Ergebnisqualität.

Abbildung 5.4a zeigt die Systemgrenzen einer Getriebesimulation, freigeschnitten aus einer eAE. Angrenzende Bauteile wie die Rücklaufftemperatur des Öls aus der E-Maschine oder die Umgebungsluft beeinflussen dabei die thermische Berechnung dieses Getriebes. Bei dem Freischnitt des Getriebes müssen für diese Systemgrenzen daher Annahmen getroffen werden. Ungenaue Annahmen können die Ergebnisse der Simulation verzerren. Insbesondere zu hohe oder niedrige Annahmen der Ölrückflusstemperatur können zur Berechnungen falscher Bauteiltemperaturen und öltemperaturabhängiger Verluste führen. In Abbildung 5.4b sind die Systemgrenzen der E-Maschine inkl. LE betrachtet. Es ist zu erkennen, dass die Kühlwassertemperatur bei Eintritt in die E-Maschine durch die LE beeinflusst wird. Dadurch, dass die LE in den Systemgrenzen liegt, muss die Kühlwassertemperatur nicht abgeschätzt werden. Wäre die E-Maschine einzeln freigeschnitten, müsste hier eine Annahme getroffen werden. Dies könnte beispielsweise zur Annahme einer um $\Delta T = 1 - 5 \text{ K}$ zu geringen Kühlwasser-Eintrittstemperatur in die E-Maschine führen.

Gegenüber der Einzelkomponentensimulationen (Abb. 5.4) kann in einer gekoppelten Komponentensimulation durch angepasste Systemrandbedingungen das Antriebssystem adäquater beschrieben werden, da gegenseitig rückwirkende Randbedingungen in der Einzelkomponentensimulationen z.T. nur durch unzureichende konstante Annahmen beschrieben werden können. Diese Ungenauigkeit in den Randbedingungen kann in einer gekoppelten Simulation umgangen werden, da die Temperaturen und Wärmeströme der einen Komponente die Randbedingungen der angrenzenden Komponente darstellen (Abb. 5.5). Außerdem werden sowohl positive als auch negative Kopplungseffekte berücksichtigt, was in einer systemischen Optimierung wiederum zu plausibleren Ergebnissen führt.

Umgekehrt können zuerst systemische Optimierung der Fahrzeug- oder Systemtopologien und anschließende Detailoptimierung der Komponenten und Bauteile durchgeführt werden. Dabei stellen die Ergebnisse der ersten Optimierung die Randbedingungen der nachfolgenden Optimierung dar. Ein Beispiel: Eine Antriebstopologieoptimierung gibt eine Übersetzung von $i_{\text{Getriebe}} = 8 - 8,5$ als geeignete Getriebeübersetzung und begrenzt anschließend in der Zahnradoptimierung die Randbedingung für mögliche Kombinationen von Zähnezahlen.



(a) Systemgrenzen: Freigeschnittenes Getriebe (b) Systemgrenzen: Freigeschnittene E-Maschine inkl. LE

← - - - → Leistungsfluss
 ↔ Ölpfade
 ↔ Bauteiltemperaturen
 ↔ Kühlwasserpfade

Abb. 5.4: Systemgrenzen zweier Komponentensimulationen

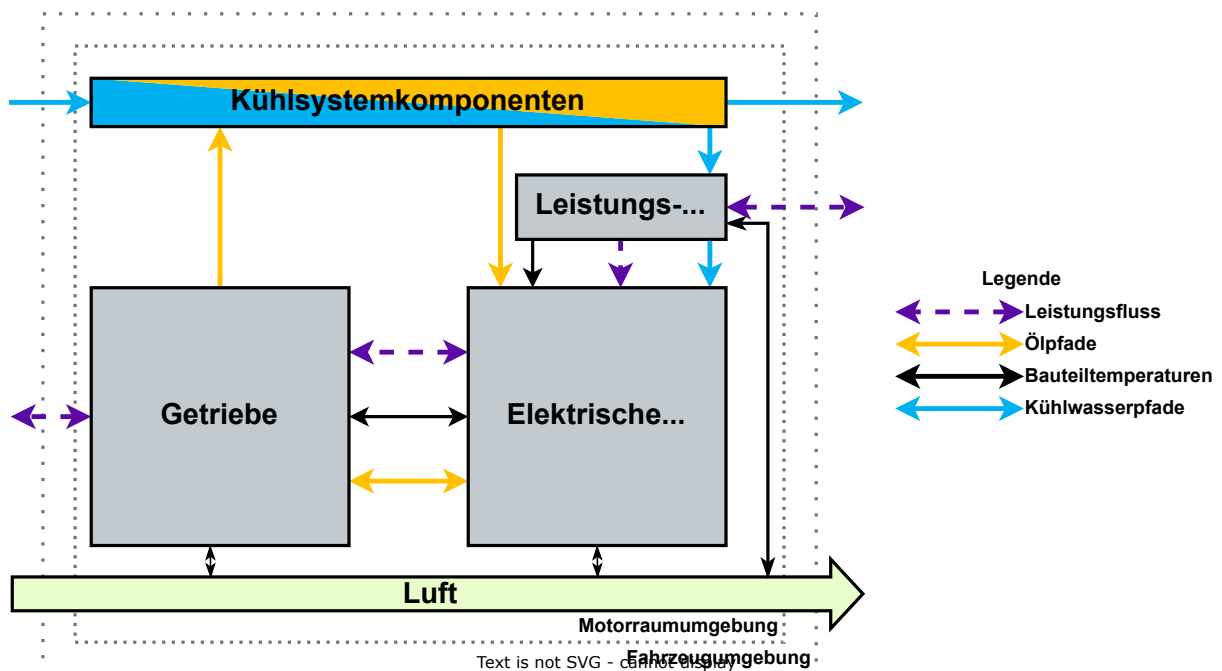
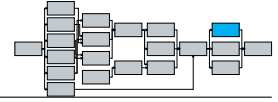


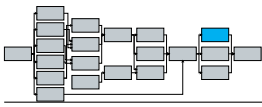
Abb. 5.5: Systemgrenzen der Antriebseinheitssimulation durch Komponentenkopplung

Moderne Softwareumgebungen für rechnergestützte Entwicklung (engl.: "Computer-Aided-Engineering") (CAE) bieten multidimensionale Optimierungen oder unterstützen diese [391, 392]. Zur Reduktion von Rechenzeiten werden Metamodelle und z.T. selbst-adaptierende Optimierungsalgorithmen verwendet. Tabelle 5.1 gibt einen Überblick über verschiedene Arbeiten zu multikriteriellen Optimierungen elektrischer Antriebe, deren Bauteilen und Komponenten sowie Antriebstopologien von BEVs.



Tab. 5.1: Übersicht über verschiedene Optimierungen von Antriebsbauteilen und -komponenten, eAEs und Antriebsstrangtopologien

Systemgrenze	Komponente(n)	Methode(n)	Untersuchungsziel(e)	Quelle(n)
Bauteil(e)	Blechschnitt einer PMSM	Metamodelle auf Basis von elektromagnetischen Simulationen	Wirkungsgrad- und Drehmomentsteigerung unter Berücksichtigung thermischer Grenzen	[380]
	Blechschnitt einer PMSM	Multikriterielle Optimierung von Ersatzoberflächen	Steigerung der Zykluseffizienz und Verbesserung von NVH-Verhalten und Drehmomentwelligkeit durch parametrische Blechschnittoptimierung	[393]
	Öffüllstand des Getriebes		Verbrauchsminimierung des Getriebes durch Optimierung des Öfüllstands unter Einhaltung thermischer Grenzen	[394]
Komponente(n)	ASM	Metamodelle auf Basis von elektromagnetischen Simulationen	Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung bei Einhaltung des Bauraums der Kühlung	[395]
	PMSM	Metamodelle auf Basis von elektromagnetischen Simulationen	Wirkungsgradsteigerung, Volumen- und Kostenreduktion bei Einhaltung thermischer und mechanischer Grenzen	[396]
	PMSM	DoE-Sampling und Krigging-Methoden	WLTP-Effizienz und messtechnischer Nachweis	[397]
	1-Gang-Getriebe	Keine Angabe	Maximierung der Leistungsdichte des Radsatzdesigns bei Minimierung von Bauraum und Masse im Zusammenspiel mit der passenden Getriebeübersetzung für die jeweilige E-Maschine	[388]
E-Maschine und Getriebe	PRS-Getriebe	Naturanaloge, genetische und evolutionäre Algorithmen	Optimierung von Zähnezahlen, Zahnbreiten, Modulen und Winkeln unter Einhaltung von Festigkeit, Lebensdauer und Materialeigenschaften	[398]
	E-Maschine und Getriebe	Multikriterielle genetische Optimierung von Kennfeldern	Getriebetopologieoptimierung für Einzel- oder Mehrmodus-Antriebe mit einer oder zwei E-Maschinen und leistungsverschalteten Planetenradsätzen	[399]
Antriebseinheit	eAE	Evolutionäre Algorithmen zur Bestimmung von Pareto-Fronten der einzelnen Komponenten	Systemische Optimierung von Package, Leistung, Kosten, Lebensdauer, Zyklusverbrauch für eAEs verschiedener Leistungsklassen	[32, 400–403]
	eAE	DoEs für die E-Maschinen-Optimierung für Gesamttopologien	Kosten- und performanceorientierte Optimierung von LE und E-Maschine für 1-Gang- und 2-Gang-Getriebe	[404]
Antriebsstrang	Antriebsstrangtopologie	Multikriterielle genetische Algorithmen	Kosten-, performance- und verbrauchstechnische Optimierung von E-Maschine und Getriebe (Planetenradsatz, 1-Gang o. 2-Gang)	[160]
	Antriebsstrangtopologie	Kennfeldbasierte Metamodelle mit genetischen Algorithmen	Optimierung von ASM- und PSM-Topologien mit 1-Gang und 2-Gang-Getrieben sowie Abkoppelrichtung für verschiedene Betriebsstrategien, Fahrzyklen und Fahrzeugtypen (Sportwagen (ja/nein), mit/ohne Allrad)	[161]
	Antriebsstrangtopologie	DACE-Algorithmus und skalierbare Metamodelle für auf Batterien, E-Maschine und Getriebe	Reichweiten-, dauerleistungs- und beschleunigungsoptimierte Auslegung von BEV-Antrieben mit verschiedenen Batterietopologien, 1-Gang- oder 2-Gang-Getrieben	[405]
	Fahrzeug-Kühlkreislauf	Co-Simulation von Komponentenmodellen	unter Berücksichtigung von realen Nutzerprofilen	
	Fahrzeug-Kühlkreislauf	Kühlkreislauf-Metamodelle auf Basis von 3D-CFD-Simulationen	Kostenoptimale Kühlung von Hochvolt-Batterie, E-Maschine und LE unter Berücksichtigung der Maximaltemperatureinhaltung	[386]
			Optimierung des Energiebedarfs des Fahrzeugkühlkreislaufs eines BEVs bei verschiedenen Fahrzyklen und niedrigen Umgebungstemperaturen	[387]



Der Einfluss der thermischen Systemrandbedingungen auf die Simulationsergebnisse soll anhand einer virtuellen elektrischen Antriebseinheit verdeutlicht werden. Die betrachtete eAE besitzt einen Kühlmantel und eine Ölkühlung, die Öl aus dem Getriebebesumpf zur Kühlung der E-Maschinenkomponenten verwendet (Abb. 5.6).

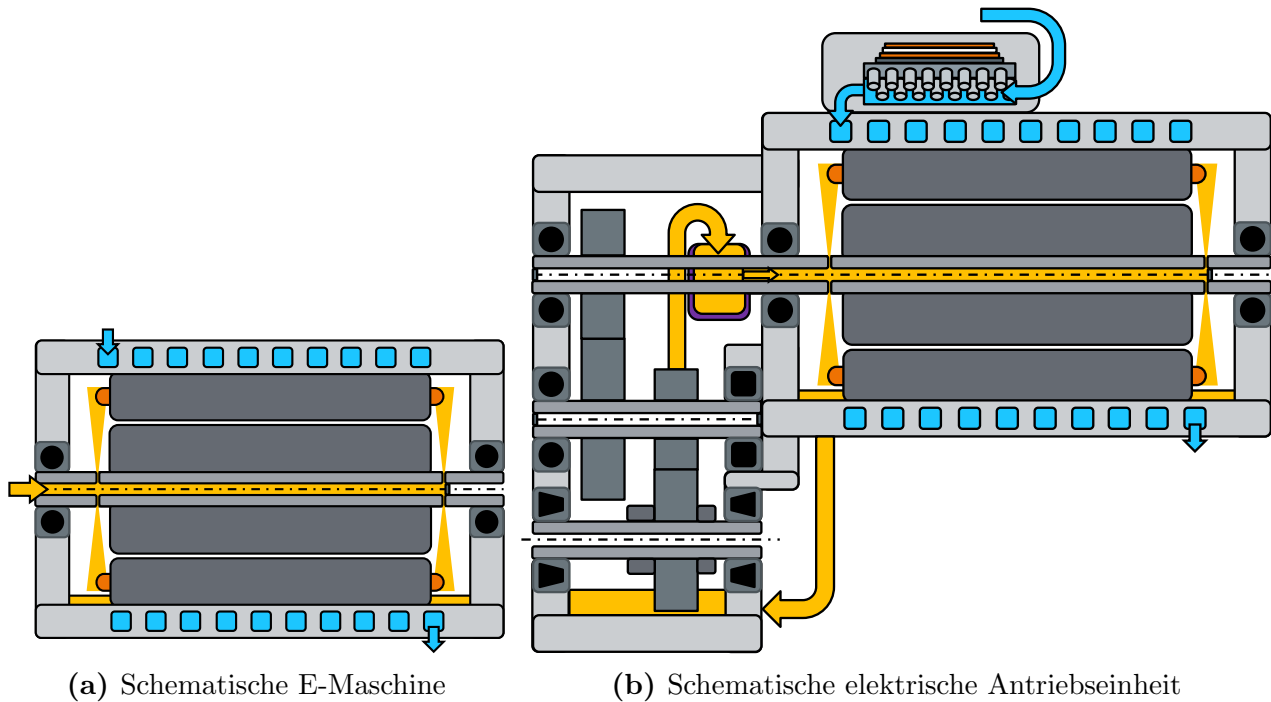


Abb. 5.6: Schematische Darstellungen der E-Maschine und der eAE für den Systemgrenzen-Vergleich

Wird das Getriebe der eAE in der Bilanzhülle der Simulation nicht betrachtet, muss für die Öleintrittstemperatur der E-Maschine in einem Fahrzyklus eine Annahme getroffen werden. Wird diese Eintrittstemperatur zu hoch angenommen, kann es zu einer künstlichen Verschlechterung des Thermohaushalts der eAE kommen. Gleiches gilt für die Kühlwassereintrittstemperatur. Im Folgenden ist dieser Effekt für einen Bergfahrzyklus mit Anhänger dargestellt. Durch die überschätzte Öleintrittstemperatur wird der Rotor in der Einzelsimulation der E-Maschine ca. $\Delta T = 10 \text{ K}$ heißer als in der eAE-Simulation (Abb. 5.7). Durch Erhöhung der Anhängerlast um $\Delta m = 200 \text{ kg}$ wird in einer zweiten eAE-Simulation die gleiche Maximaltemperatur wie in der E-Maschinen-Simulation erreicht. In diesem Fall wäre bei einer Einzelkomponentensimulation das entsprechende Fahrzeug mit $\Delta m = 200 \text{ kg}$ weniger Anhängelast ausgelegt worden, was aus Fahrzeugsicht und Vertriebspunkten nachteilig sein kann. Alternativ könnten bei Auslegung auf dieselbe Bauteilgrenztemperatur die Komponenten des Thermomanagementsystems kleiner oder einfacher ausgeführt werden, um die Gesamtkosten der eAE zu reduzieren.

Durch die thermische (Rück-)Kopplung der verschiedenen Komponenten in der eAE kann eine verbesserte Prognose des thermischen Haushalts erreicht werden und somit können auch die Auswirkungen verschiedener Thermomanagementmaßnahmen genauer prognostiziert werden. Dies ist in komplexen thermischen Systemen wichtig, um in einer frühen Entwicklungsphase qualitative Kosten-Nutzen-Analysen für unterschiedliche Maßnahmen, die das Thermomanagement beeinflussen, systemisch durchführen zu können.

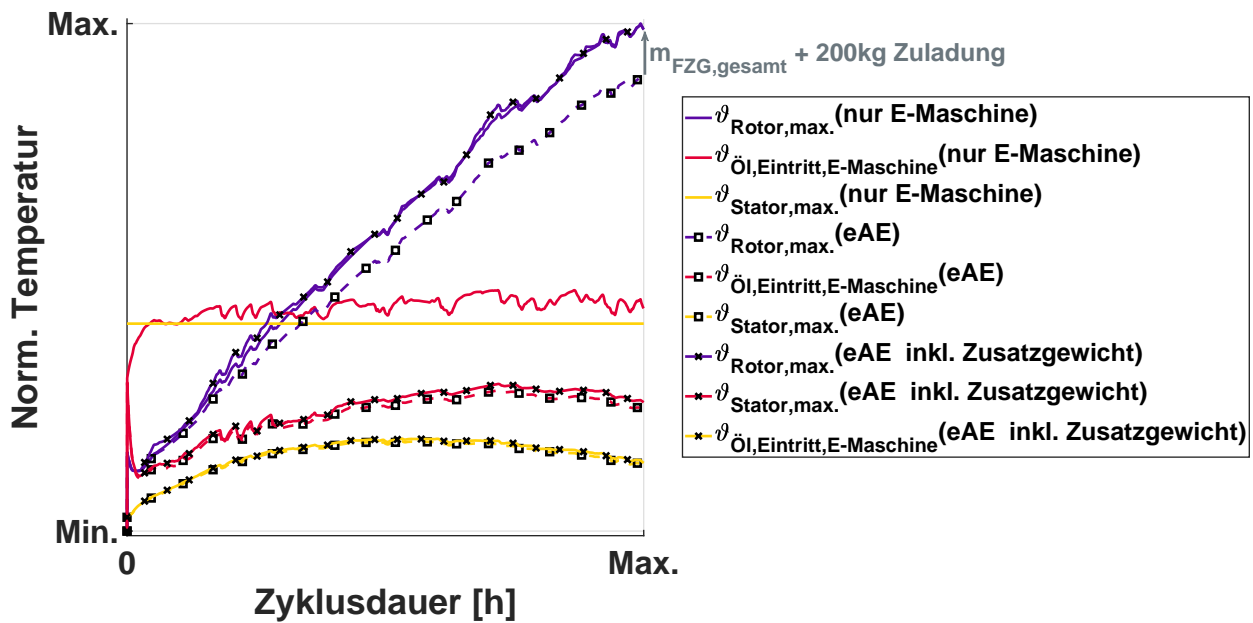
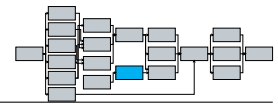


Abb. 5.7: Simulation des Bergfahrzyklus bei unterschiedlichen Systemgrenzen

5.3 Zyklus-Clustering-Methode

Aus kundenspezifischen Fahrzyklen (Autobahn, Stadt und Mix) sowie Referenzfahrzyklen (FTP, UDDS, WLTP und NEFZ) lassen sich für verschiedenste Fahrzeuge die Anforderungen an eine eAE ableiten. Häufige Änderungen der Arbeitspunkte der Antriebseinheit erhöhen bei gleicher geforderter Lösungsgenauigkeit die Anzahl der notwendigen Iterationsschritte eines numerischen Lösungsalgorithmus. Zur Reduktion der Rechenzeiten werden diese transienten Leistungsanforderungen in fahrzeugspezifische zykluscharakteristische Ersatzarbeitspunkte umgewandelt. Diese Ersatzarbeitspunkte können für die thermische Simulation, Verbrauchsprognose, Lagerlebensdauerberechnung sowie Getriebefestigkeitsbewertung herangezogen werden. Durch Reduktion der Arbeitspunkte und somit der notwendigen Schritte des Lösungsalgorithmus können bei gleicher PC-Rechenleistung Rechenaufwand und -zeit reduziert werden. Hierfür wird eine Clustering-Methode angewendet, der die Verbrauchsdifferenz zwischen Ersatzzyklus und realem Fahrzyklus iterativ bis zu einer zulässigen Abweichung reduziert. Als Basis dient der K-Means-Algorithmus in Matlab® [406]. Der K-Means-Algorithmus sucht iterativ durch Minimierung der euklidischen Distanz den Schwerpunkt eines Datenpunkteclusters. Durch eine vorangegangene Segmentierung des Drehzahl-Drehmoment-Kennfeldes des Fahrzyklus wird das Datenpunktecluster je Segment auf eins reduziert und anschließend der Schwerpunkt im Segment ermittelt. Durch Gewichtung der Segment-Schwerpunkte auf Basis der Zeitanteile aller Datenpunkte eines Segments am ursprünglichen Fahrzyklus wird ein Ersatzzyklus auf Basis der ermittelten Schwerpunkte erzeugt. Anschließend werden die Verbräuche des Fahrzyklus und Ersatzzyklus bei der Kennfeldreferenztemperatur der FEM-Simulation ermittelt und miteinander verglichen. Die Anzahl der Segmente im Drehzahl-Drehmoment-Kennfeld wird solange iterativ erhöht bis die Zielgenauigkeit Z_{Abw} erreicht ist (Abb. 5.8). Exemplarisch sind in Abbildung 5.9 eine nicht-ausreichende (Abb. 5.9a) und eine ausreichende (Abb. 5.9b) Segmentierung dargestellt. Für der Fahrzyklus WLTP ergibt sich bei einer geforderten Zielabweichung $Z_{Abw} = 0,02$ für ein spezifisches Fahrzeug der in Abbildung 5.10 gezeigte Ersatzzyklus.

Die vorgestellte Methode nutzt im Clustering-Verfahren FEM-Verlustkennfelder der E-Maschine bei fixen Temperaturen. Es wird daher an dieser Stelle eine Betrachtung der thermisch transienten Fehler des Verbrauchs und der Bauteiltemperaturen gegenüber dem „wahren“ Fahrzyklus durchgeführt. Folgende zulässige Abweichungen $Z_{Abw}=0,005/0,01/0,02/0,05/0,1/0,2/0,5$

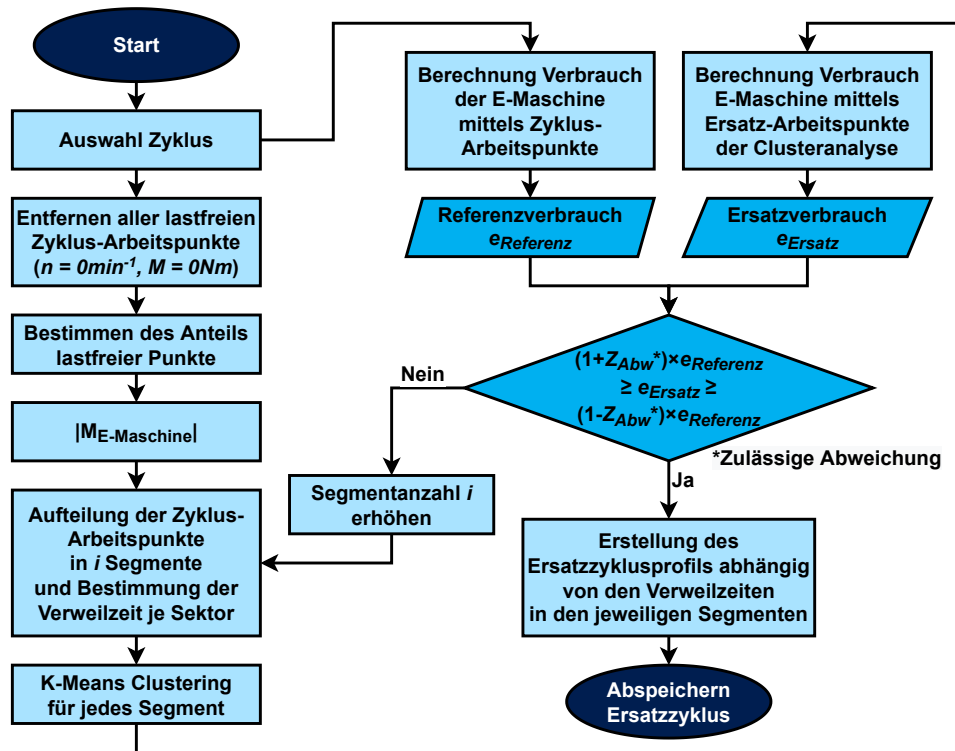
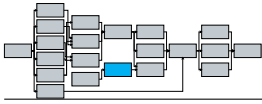
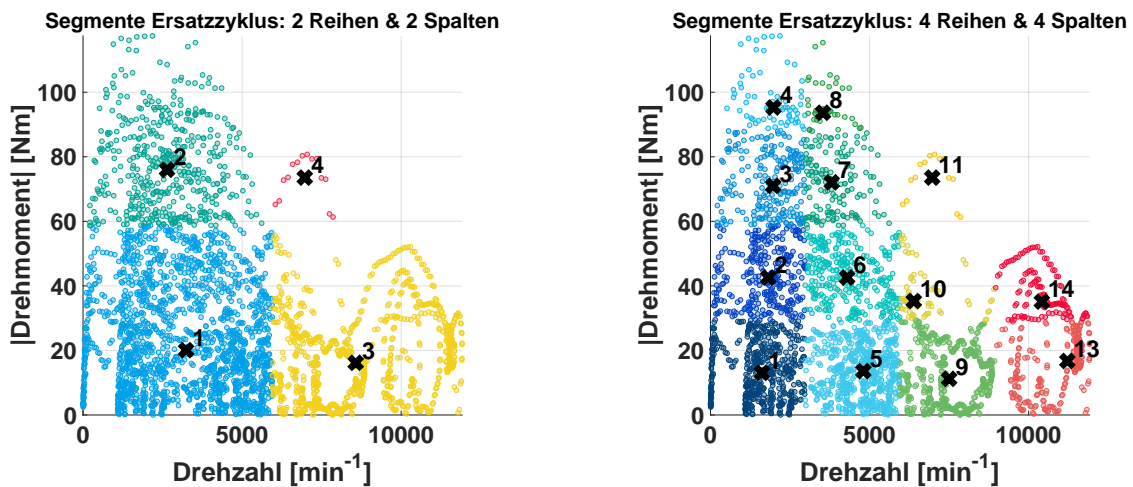


Abb. 5.8: Flussdiagramm der Zyklus-Clustering-Methode



(a) Nicht-ausreichende Segmentierung

(b) Ausreichende Segmentierung

Abb. 5.9: Vergleich einer ausreichenden und nicht-ausreichenden Segmentierung der Zyklus-Clustering-Methode

sowie der nicht-geclusterte Fahrzyklus (entspricht $Z_{Abw} = 0$) werden untersucht. Die Simulation der Bauteiltemperaturen und des Verbrauchs zeigen bei zunehmend hohen, zulässigen Abweichungen Z_{Abw} große relative Fehler gegenüber den Ergebnissen des nicht-geclusterten Fahrzyklus, während die Reduktion der Simulationsdauer lediglich geringfügig weiter ansteigt. Bei kleinen Z_{Abw} liegen die relativen Fehler der Temperaturen und des Verbrauchs zwischen $-6\% < RE < 3\%$, während die Simulationsdauer des geclusterten Fahrzyklus gegenüber dem Nicht-Geclusterten um ca. 80–90% abnimmt (Abb. 5.11). Daher wird nachfolgend eine zulässige Abweichung von $Z_{Abw} = 0,01 - 0,02$ bzw. 1 – 2% bei der Anwendung der Zyklus-Clustering-Methode angesetzt, um die Simulationsdauer pro DoE und Zyklus zu reduzieren und ausreichend genaue Temperatur- und Verbrauchsprognosen für Trend-Untersuchungen und systemische Optimierungen zu liefern.

Für die Berechnung der „wahren“ Verbräuche und Temperaturen müssen die besten Konzepte

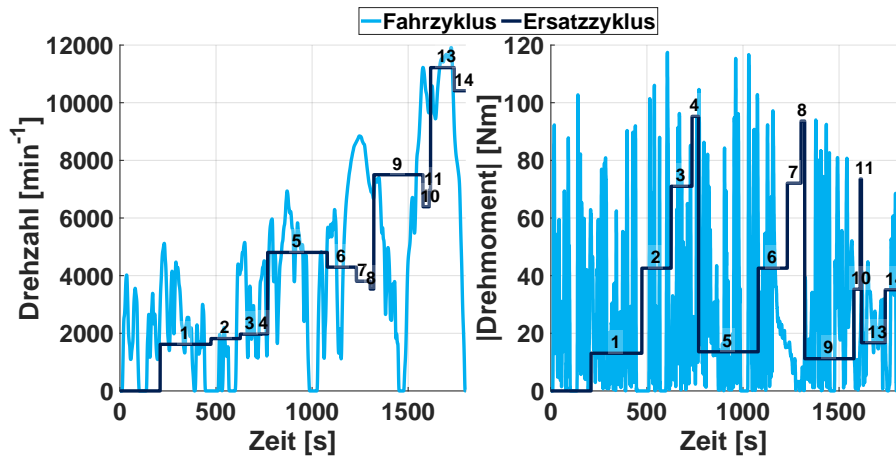
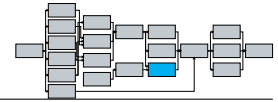
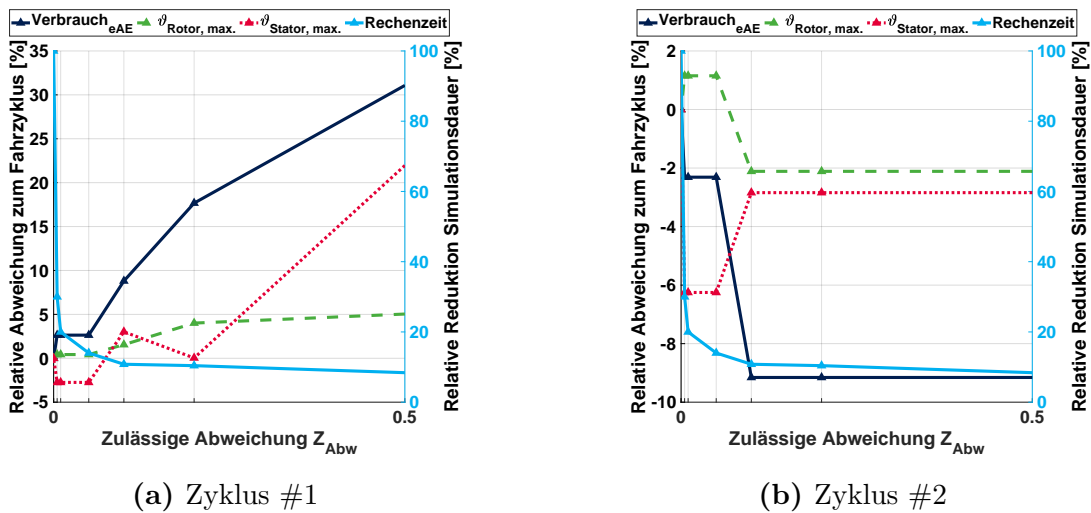


Abb. 5.10: Vergleich Fahrzyklus und Ersatzzyklus



(a) Zyklus #1

(b) Zyklus #2

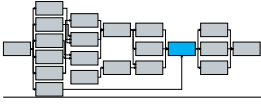
Abb. 5.11: Einfluss der Variation der zulässigen Abweichung Z_{Abw} auf Verbrauch und Temperatur der geclusterten Zyklen

und Designs eines Optimierungsdurchlaufs abschließend mit dem nicht-geclusterten Fahrzyklus erneut berechnet werden.

5.4 Kostenbasierte Ersatzkennzahlen für Konzeptvergleiche

Zur Vergleichbarkeit verschiedener E-Maschinen-, Getriebe- sowie Kühlungskonzepte sollen diese über **Kostenbasierte Ersatzkennzahlen** (KEKs) untereinander vergleichbar gemacht werden. Um die elektrischen Antriebseinheiten und Thermomanagement-Maßnahmen untereinander vergleichen zu können, wird auf Basis von Fahrzeugreichweiten, Batteriekapazitäten und Batteriekosten ein Vergleichsansatz vorgestellt. Die erwarteten Zielwerte für ein batterieelektrisches Fahrzeug im Jahr 2030 sind in Tabelle 5.2 dargestellt [25, 407–410].

Im Sinne des „Systems Engineering“ stellt eine Verkleinerung der Batterie durch antriebs- und fahrzeugspezifische Effizienzmaßnahmen einen wirtschaftlichen Business Case dar, da die Traktionsbatterie einen Großteil der Kosten eines batterieelektrischen Fahrzeugs ausmachen kann [25]. Mithilfe der kostenbasierten Ersatzkennzahlen lassen sich die Potenziale einer Effizienzsteigerungsmaßnahme in der eAE gegenüber einer möglichen Reduktion der Batteriekapazität



Tab. 5.2: Fahrzeugspezifische Randbedingungen zur Kostenanalyse

Fahrzeugsegment	A/B	C/D
Erwartete WLTP-Reichweite s_{FZG}/km	400-450	700-750
Energiemenge Batterie E_{Bat}/kWh	45	80
Spezifische Batteriekosten $K_{sp,Bat}/\frac{\text{€}}{\text{kWh}}$	80-110	
Gravimetrische Energiedichte der Batterie $\bar{e}_{Bat}/\frac{\text{Wh}}{\text{kg}}$	170-200	

wirtschaftlich vergleichen:

$$\uparrow (\eta_{eAE}/\%) \sim \downarrow \left(e_{FZG} / \frac{\text{Wh}}{\text{km}} \right) \leftrightarrow \left(K_{sp,Bat} / \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right) \quad (5.1)$$

Für die Reduktion der Energiemenge der Batterie um $\Delta E_{Bat} = 1 \text{ kWh}$ ergibt sich bei einem konstanten Batteriekostenszenario $K_{sp,Bat}$ eine verbrauchsspezifische kostenbasierte Ersatzkennzahl:

$$\Delta e_{FZG} / \frac{\text{Wh}}{\text{km}} = \left(e_{FZG} / \frac{\text{Wh}}{\text{km}} \right) \cdot \left(1 - \frac{(E_{Bat}/\text{kWh}) - (\Delta E_{Bat}/\text{kWh})}{(E_{Bat}/\text{kWh})} \right) \quad (5.2)$$

$$KEK_{Verb} / \frac{\text{€}}{\text{Wh/km}} = \frac{(K_{sp,Bat} / \frac{\text{€}}{\text{kWh}}) \cdot (\Delta E_{Bat}/\text{kWh})}{(\Delta e_{FZG} / \frac{\text{Wh}}{\text{km}})} \quad (5.3)$$

Die fahrzeugspezifischen Verbrauchseinflüsse durch Reduktion der Gesamtfahrzeugmasse lassen sich über eine längsdynamische Fahrzeugsimulation abschätzen. Je nach Fahrzeug ergibt sich ein massenspezifischer Verbrauchseinfluss und somit eine kostenbasierte Ersatzkennzahl:

$$\Delta \bar{e}_{FZG} / \frac{\text{Wh/km}}{\text{kg}} = \frac{\Delta e_{FZG}}{\Delta m_{FZG}} = 0,004 - 0,02 \quad (5.4)$$

$$KEK_{Masse} / \frac{\text{€}}{\text{kg}} = \left(\Delta \bar{e}_{FZG} / \frac{\text{Wh/km}}{\text{kg}} \right) \cdot \left(KEK_{Verb} / \frac{\text{€}}{\text{Wh/km}} \right) \quad (5.5)$$

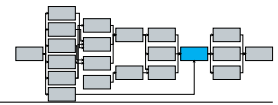
Daraus ergibt sich eine ganzheitliche Kostenkennzahl zur Bewertung einer eAE:

$$KEK = K_{ges} + KEK_{Verb} \cdot e_{eAE} + KEK_{Masse} \cdot m_{eAE} \quad (5.6)$$

Diese Ersatzkennzahl ist fahrzeug- und fahrzyklusspezifisch, sodass sich für verschiedene Fahrzeugsegmente und Anforderungen unterschiedliche KEKs ergeben. Alternativ lassen sich über die Reduktion der Verluste der eAE durch die Änderung der Bauteiltemperaturen verschiedene Kühlkonzepte kostenspezifisch miteinander vergleichen:

$$KEK_{Kühlung} / \frac{\text{€}}{\text{W}} = \frac{\left(KEK_{Verb} / \frac{\text{€}}{\text{Wh/km}} \right)}{\left(3600 / \frac{\text{s}}{\text{h}} \right)} \cdot \frac{(t_{Zyklus}/\text{s})}{(s_{Zyklus}/\text{km})} \quad (5.7)$$

Mit den beschriebenen Ersatzkennzahlen lassen sich in den nachfolgenden Kapiteln die unterschiedlichen Konzepte schnell wirtschaftlich und technisch miteinander vergleichen.



5.5 Optimierungsmethodik

Das verwendete eAE-Optimierungsverfahren ist in Abbildung 5.12 dargestellt. Das Programm Matlab fungiert als Schnittstelle zwischen der thermischen Modellierung in Modelica und OptiSlang. Der DoE-Parameterraum wird von OptiSlang definiert und die Parameter an Matlab übergeben. Danach wird durch das Clustering-Verfahren der vorgegebene Fahrzyklus in einen Ersatzfahrzyklus reduziert und das Getriebedesign der eAE und die zugehörigen Geometrieparameter durch das Getriebedesigntool bestimmt. Die gesamten Parameter werden in das thermische Modell der eAE übergeben und ein virtuelles Experiment kann durchgeführt werden. Anschließend werden die Ergebnisse zurück zum DoE-Optimierer übergeben, die Kriterien überprüft, die KEKs berechnet und das nächste Experiment gestartet. Der DoE-Optimierer passt auf Basis der DoE-Ergebnisse mithilfe genetischer Algorithmen und integrierter Methoden bei Bedarf den Parameterraum des DoEs an, um bestmögliche Metamodelle zu erzeugen. Basierend auf den Ergebnissen wird ein Metamodell für die jeweilige Konfiguration der eAE erzeugt. Dieses Metamodell wird für eine anschließende Optimierung herangezogen. Dies wird parallel für unterschiedliche eAE-Konfigurationen durchgeführt und anschließend kann je nach Fragestellung (z.B. Kosten- oder Verbrauchsoptimum) das beste eAE-Konzept ermittelt werden.

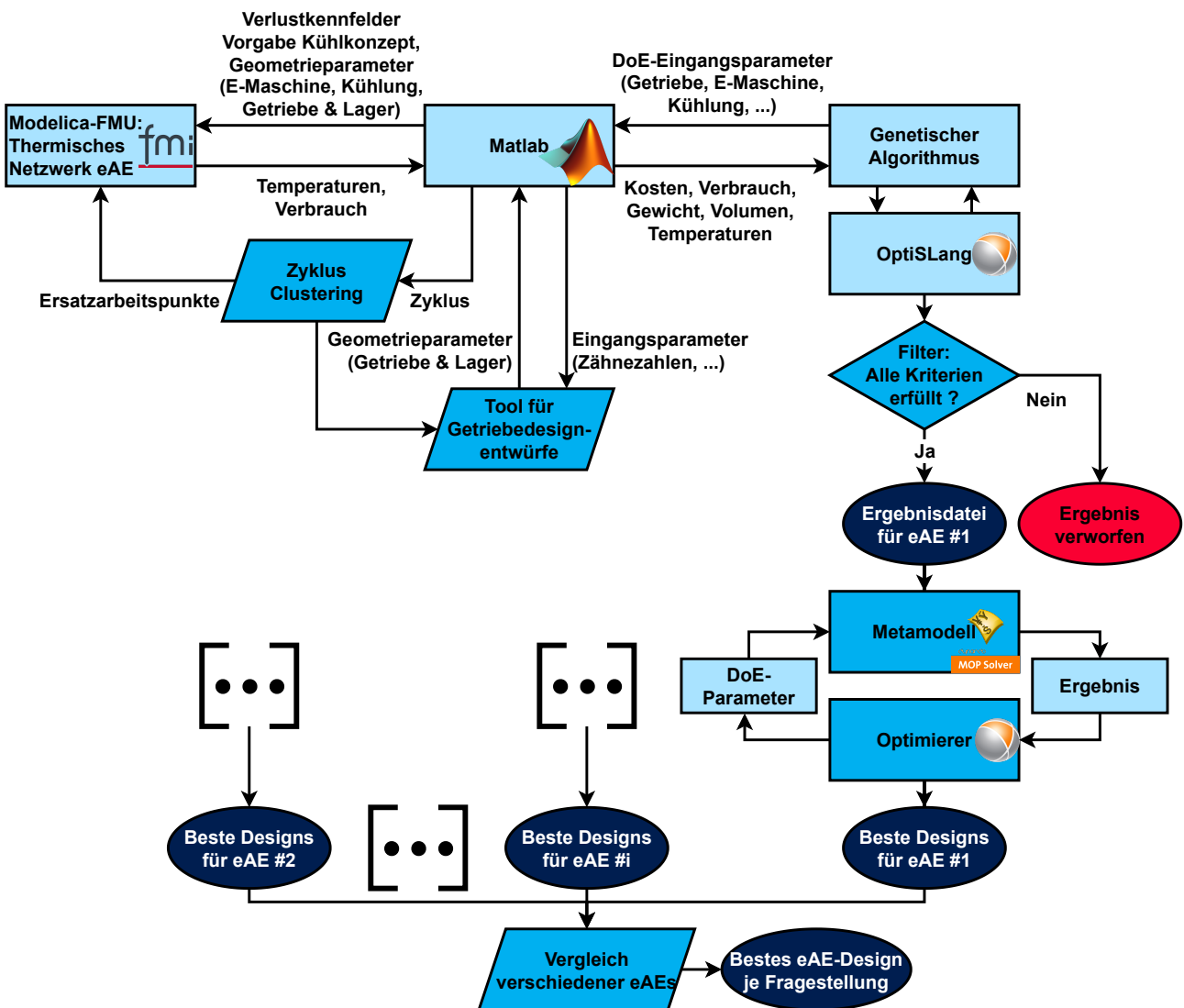
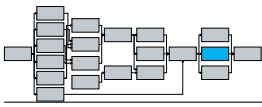


Abb. 5.12: Flussdiagramm des eAE-Optimierungsverfahren: Prozess für eine eAE-Konfiguration (oben) und Vergleich verschiedener eAEs (unten)



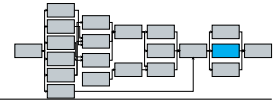
Kapitel 6

Parameterstudien zum Einfluss der Systemgrenze und Materialkosten auf die Kühlkonzepthoptimierung

Mithilfe des vorgestellten parametrierbaren Antriebsmodells oder der vorgestellten Optimierungsmethode sollen die Effizienz- und Kostenpotenziale verschiedener Kühlungssysteme genauer untersucht werden. Zunächst wird der Einfluss der Materialkosten auf die Wahl des optimalen Kühlkonzepths betrachtet. Anschließend werden Optimierungen anhand von Komponentensimulation und Systemsimulation miteinander verglichen und Unterschiede diskutiert. Die E-Maschinen, Kühlkonzepth und Randbedingungen der Optimierungen aller Simulationen sind dabei identisch. Die zum Vergleich gewählten virtuellen eAEs besitzen eine FSM bzw. eine PMSM der Leistungsklasse #5 (Anhang C Tab. C.4) mit ähnlichen Maximaldrehmomenten und Maximaldrehzahlen. Tabelle 6.1 listet die 10 Kühlkonzepthkombinationen auf, die in den nachfolgenden Parameterstudien betrachtet werden. Grafische Darstellungen jedes Kühlkonzepths sind im Anhang D in Abbildung D.1 zu finden. Für jedes dieser Kühlkonzepths wird eine Optimierung nach dem Verfahren aus Unterabschnitt 5.5 durchgeführt. Die Zielgrößen und einige beispielhafte Grenzwerte der Optimierungen sind in Tabelle 6.2 gegeben.

Tab. 6.1: Übersicht der simulierten Kühlkonzepths in den Parameterstudien und Konzeptvergleichen

Kühlkonzepthnummer	Angewendete Kühlungsarten	Fluide	Bezeichnung
#1	KM	Glykol-Wasser-Gemisch	Wasserkühlung
#2	KM + RWK		
#3	KM + RWK + rRWSK	Glykol-Wasser-Gemisch (nur im KM) & Öl	Kombinierte Wasser- und Ölkühlung
#4	KM + RWK + RBKK + rRBSK		
#5	KM + RStK + WKStK		
#6	KM + RWK + WKStK		
#7	RWK + rRWSK + WKSpK	Öl	Ölkühlung
#8	StBK + WKSpK (Ölring) + RWK + RBKK + rRBSK		
#9	StNK + WKSpK (Ölring) (+ RWK)		
#10	Hohlleiter + RWK + RBKK + rRBSK		


Tab. 6.2: Zielgrößen und Grenzwerte der Optimierungen

Zielgröße	Optimierungsziel
Herstellungskosten K_{ges}	Minimierung
$\bar{\eta}$ im Zyklus	Maximierung
Volumen V_{Gesamt}	Minimierung
Masse m_{Gesamt}	Minimierung
Grenzwerte	
Bauteiltemperaturen	$\vartheta_{WK,max} \ \& \ \vartheta_{Stator,max} < 180^\circ\text{C}$
	$\vartheta_{Rotor,max} < 140^\circ\text{C}$ PMSM
	180°C ASM / FSM
	$\vartheta_{LE,max} < 180^\circ\text{C}$
	$\vartheta_{\text{Öl},max} < 180^\circ\text{C}$
Getriebe	$6,5 < i_{Getriebe} < 13$
	$0,51 < V_{\text{Öl}} < 21$
	Erfüllung der Prüfbedingungen im Getriebeentwurfsmodell
Kühlkonzeptspezifische Grenzen (ausgewählte Beispiele)	Bei einer RWK + RWSK: $N_{Bohrungen} \cdot D_{Bohrung} < 0,5 \cdot \pi \cdot D_{Welle,a}$
	Bei einer axialen WKSpK: $N_{Düsen} \cdot D_{Düsenzufuhr} < 0,5 \cdot \pi \cdot (D_{St,a} + D_{St,i})/2$
	Bei einem KM: $N_{Kühlkanäle} \cdot D_{h,Kühlkanäle} < 1/3 \cdot \pi \cdot (D_{St,a} + D_{Geh,a})/2$

6.1 Einfluss der Materialkosten

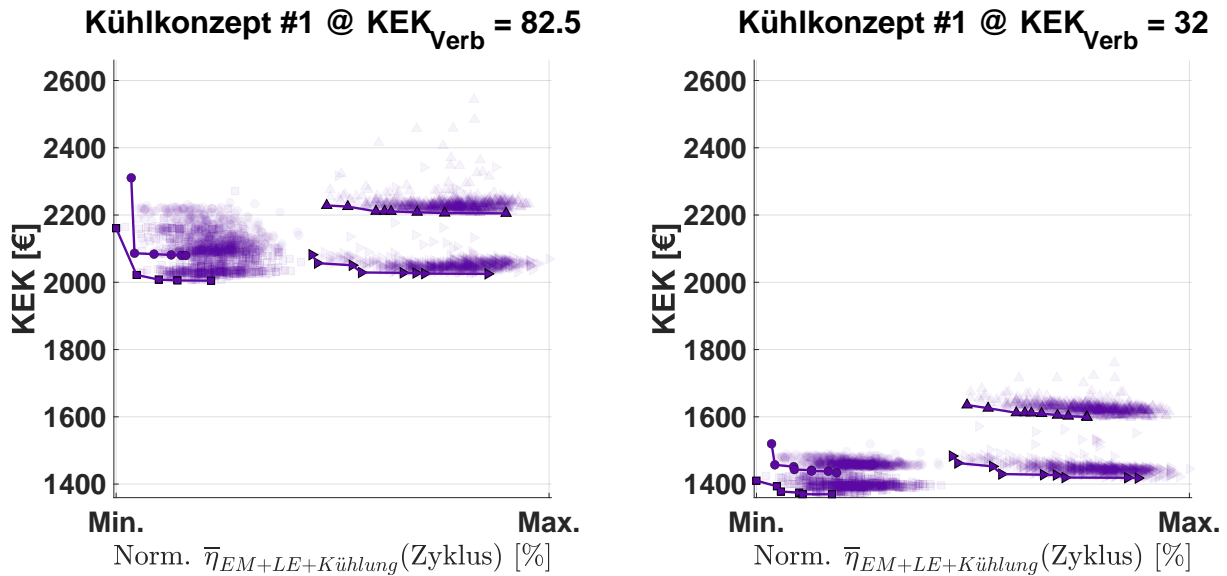
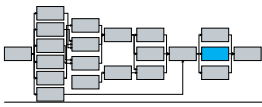
Anhand von Komponentenoptimierungen wird der Einfluss der Rohstoffkosten auf die Wahl eines Kühlsystems untersucht. Die Simulationen und Optimierung werden mit zwei E-Maschinen-Modellen inkl. LE und Kühlungsbauteilen durchgeführt. Es werden eine PMSM und eine FSM bei minimalen und maximalen Materialkosten (Anhang B Tab. B.1) miteinander verglichen. Es werden die minimale und maximale verbrauchsspezifische Kostenersatzkennzahl (KEK_{Verb}) aus Tabelle 5.2 (Abschnitt 5.4) ermittelt. Dies ergibt für das Fahrzeug im A/B-Segment mit $s_{FZG} = 400$ km, $E_{Bat} = 45$ kWh und $K_{sp,Bat} = 80$ €/kWh eine minimale KEK_{Verb} :

$$KEK_{Verb} = \frac{80 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \cdot 1 \text{ kWh}}{\frac{45 \text{ kWh}}{400 \text{ km}} \cdot \frac{1000 \text{ Wh}}{1 \text{ kWh}} \cdot \left(1 - \frac{45 \text{ kWh} - 1 \text{ kWh}}{45 \text{ kWh}}\right)} = 32 \frac{\text{€}}{\text{Wh/km}} \quad (6.1)$$

Analog ergibt sich für das Fahrzeug im C/D-Segment mit den maximalen Werten aus Tabelle 3.5 eine maximale $KEK_{Verb} = 82,5$ €/(Wh/km). Die massenspezifische KEK wird zu $KEK_{Masse} = 1$ €/kg gesetzt.

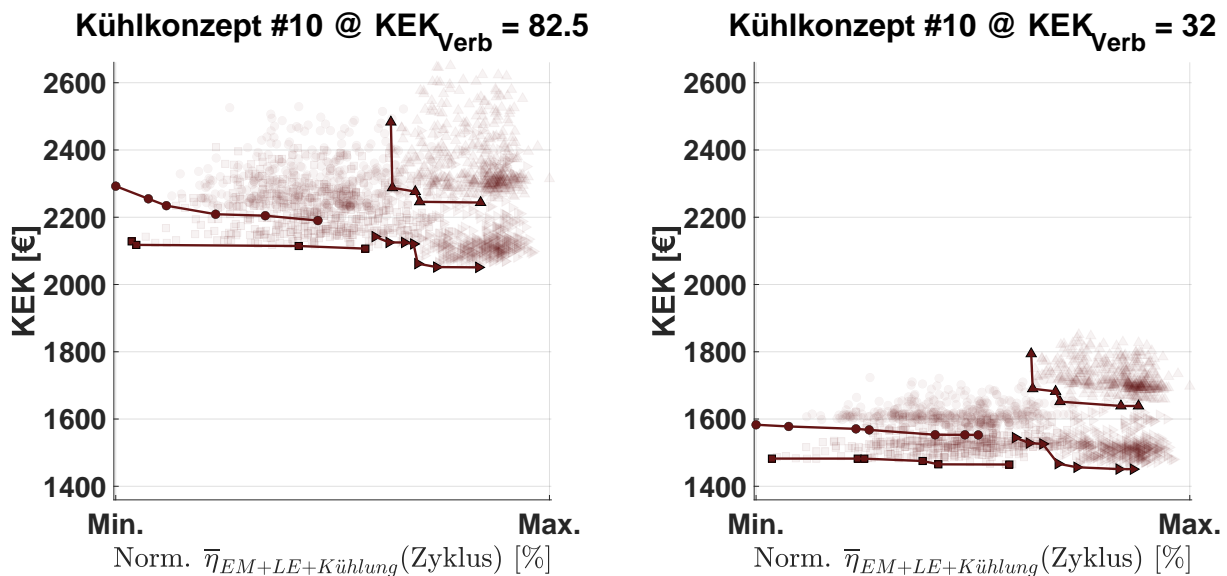
In Abbildung 6.1 werden zwei Kühlkonzepte (#1 und #10) für die FSM und PMSM bei zwei Materialkosten-Szenarien verglichen. Im minimalen Materialkosten-Szenario ist die FSM (\square) mit Kühlkonzept #1 bei beiden KEK_{Verb} die bessere Wahl (Abb. 6.1a und Abb. 6.1b). Im Vergleich dazu ist bei Kühlkonzept #10 die PMSM (\triangleright) die bessere Gesamtwahl (Abb. 6.1c und Abb. 6.1d). Beim maximalen Materialkosten-Szenario ist in beiden Fällen die FSM die bessere Wahl (Vgl. \circ und \triangle).

In Abbildung 6.2 sind die besten Gesamt-KEKs für beide KEK_{Verb} bei beiden Materialkosten-Szenarien dargestellt. Es zeigt sich, dass beim maximalen Materialkosten-Szenario bei beiden KEK_{Verb} alle 10 Kühlkonzepte mit der FSM die geringeren Gesamt-KEKs aufweisen. Im minimalen Materialkosten-Szenario weisen im direkten Vergleich Kühlkonzept #10 ($KEK_{Verb} =$



(a) Kühlkonzept #1 bei maximalen KEK_{Verb}

(b) Kühlkonzept #1 bei minimalen KEK_{Verb}



(c) Kühlkonzept #1 bei maximalen KEK_{Verb}

(d) Kühlkonzept #1 bei minimalen KEK_{Verb}

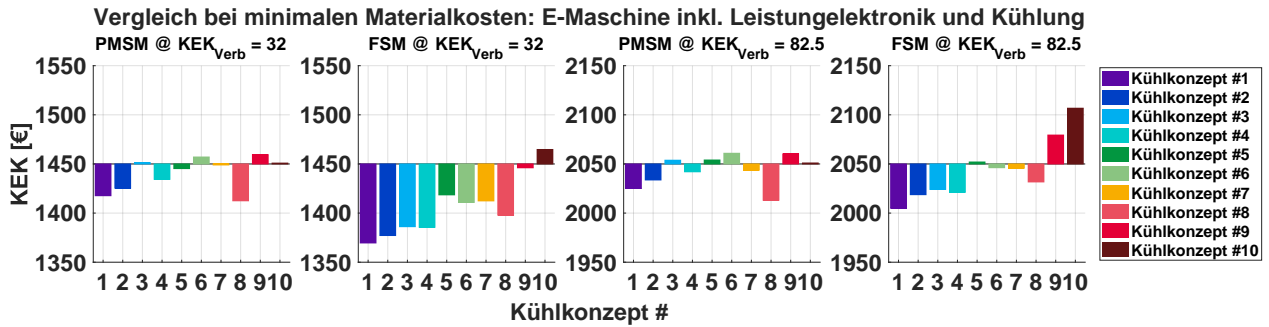
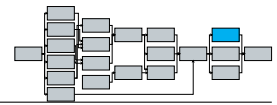
▶ PMSM @ min. Materialkosten
 △ PMSM @ max. Materialkosten
◻ FSM @ min. Materialkosten
 ○ FSM @ max. Materialkosten

Abb. 6.1: Vergleich der Paretofronten: Materialeinfluss auf Kühlkonzept #1 (oben) und Kühlkonzept #10 (unten)

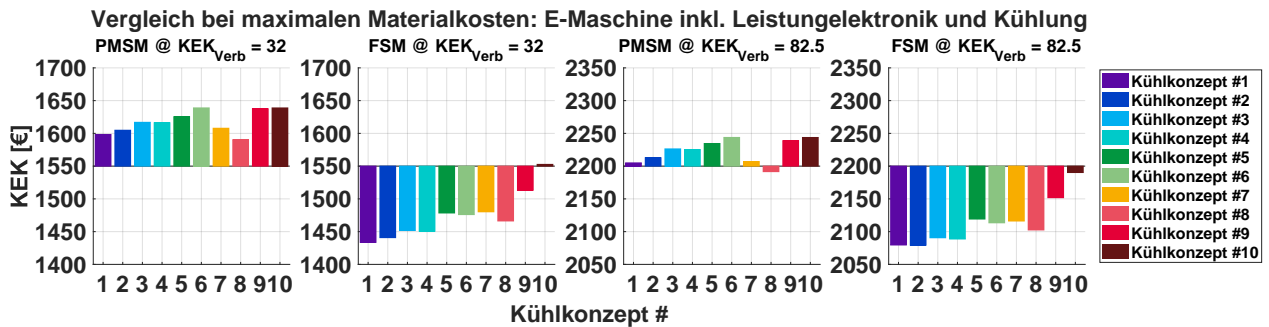
32€/(Wh/km) bzw. Kühlkonzept #7, #8, #9 und #10 ($KEK_{Verb} = 82,5€/(Wh/km)$) mit einer PMSM gegenüber der FSM die geringeren Gesamt-KEKs auf.

Insgesamt zeigen die Ergebnisse bei steigenden Materialkosten einen deutlichen Trend zur FSM, bei niedrigeren Materialkosten hingegen kann die PMSM durch geschickte Wahl des Kühlsystems systemisch (hier: E-Maschine, LE und Kühlung) die bessere Wahl gegenüber der FSM sein. Der Einfluss der Materialkosten und die Wahl des Kühlsystems müssen daher gemeinsam betrachtet und systemisch bewertet werden, um die beste Lösung zu finden. Es zeigt sich, dass es im Sinne des „Systems Engineering“ notwendig ist, System-Randbedingungen wie Materialkosten zu definieren und diese bei Änderung der Marktsituation anzupassen, um das beste Gesamtsystem zu entwickeln.

Aufgrund der aktuell steigenden Rohstoff- und Energiepreise scheint das Kosten-Szenario mit den höchsten Materialkosten als wahrscheinlicher [411–413]. Daher wird ab dieser Stelle nur



(a) Vergleich bei minimalen Rohstoffkosten



(b) Vergleich bei maximalen Rohstoffkosten

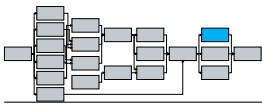
Abb. 6.2: Vergleich des Materialkosteneinflusses auf die Gesamt-KEKs

das maximale Materialkosten-Szenario weiter betrachtet.

6.2 Systemsimulation gegenüber Einzelkomponentensimulation

Nach der Bewertung des Materialkosteneinflusses auf die Wahl des Kühlkonzepts wird nun die Systemsimulation inkl. thermischer Rückkopplung der Komponenten mit den jeweiligen Komponentensimulationen verglichen. Die Systemsimulation umfasst, wenn im jeweiligen Kühlkonzept vorhanden, zusätzlich die thermo-hydraulische Kopplung über aktive oder passive Ölförderungsmaßnahmen (z.B. Zahnradförderung oder Pumpe). Einflüsse der Antriebsneigung auf die Ölverteilung sind im Modell nicht abgebildet und werden hier nicht weiter betrachtet (Randbedingung: Ebener Antrieb). Die Komponentensimulation umfasst die Simulation der E-Maschine inkl. LE und Kühlung sowie das einzelne Getriebe. Die Simulationen werden mit derselben Starttemperatur initialisiert. Alle Kühlkonzepte aus Tabelle 6.1 werden betrachtet und jeweils in der Systemsimulation und der Komponentensimulation nach dem vorgestellten Verfahren (s. Unterabschnitt 5.5) optimiert und anschließend die besten Designs miteinander verglichen. Der in Anhang E.1 dargestellte Vergleich der unterschiedlichen Getriebe zeigt deutlich, dass das 1-Gang-Getriebe bei den gegebenen Randbedingungen die Getriebeart mit den minimalen KEKs ist. Daher wird nachfolgend ausschließlich das 1-Gang-Getriebe weiter untersucht.

Abbildung 6.3 zeigt den Vergleich der 10 Kühlkonzepte für die FSM und die PMSM, jeweils inkl. Kühlung und Leistungselektronik. Es sind jeweils die Pareto-Fronten über Verbrauch und Kosten der Komponenten E-Maschine, Leistungselektronik und Kühlungsbauteile dargestellt. Um mit diesen Ergebnissen eine Kosten-Nutzen-Analyse zu ermöglichen, muss über die verbrauchsspezifische Kostenersatzkennzahlen (KEK_{Verb}) eine fahrzeugspezifische Steigungsbeurteilung durchgeführt werden. Für ein Fahrzeug im C/D-Segment mit einer exemplarischen



$KEK_{Verb} = 82,5 \text{ €/}(\text{Wh}/\text{km})$ bedeutet dies, dass alle Bereiche der Pareto-Front mit einer Steigung $m_{Pareto} \leq -1/82,5 \text{ (Wh}/\text{km})/\text{€}$ sinnvolle Mehrkosten für eine Gesamteffizienzsteigerung darstellen. Für ein Fahrzeug mit einer kleineren KEK_{Verb} müssen die Steigungen entsprechend größer sein, damit potenzielle Mehrkosten systemisch sinnvoll investiert sind (Abb. 6.4). Diese Betrachtung kann im 2-Dimensionalen grafisch gelöst werden, bei multidimensionalen Einflüssen ist der Ansatz umfassender Kennziffern hilfreich, um die Ergebnisse besser untereinander vergleichbar zu machen.

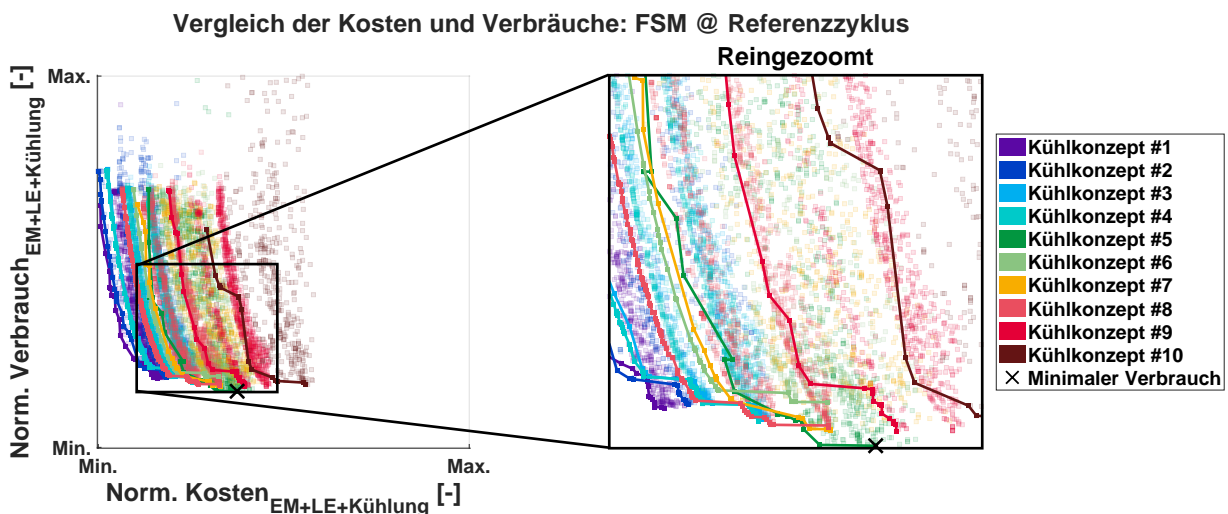
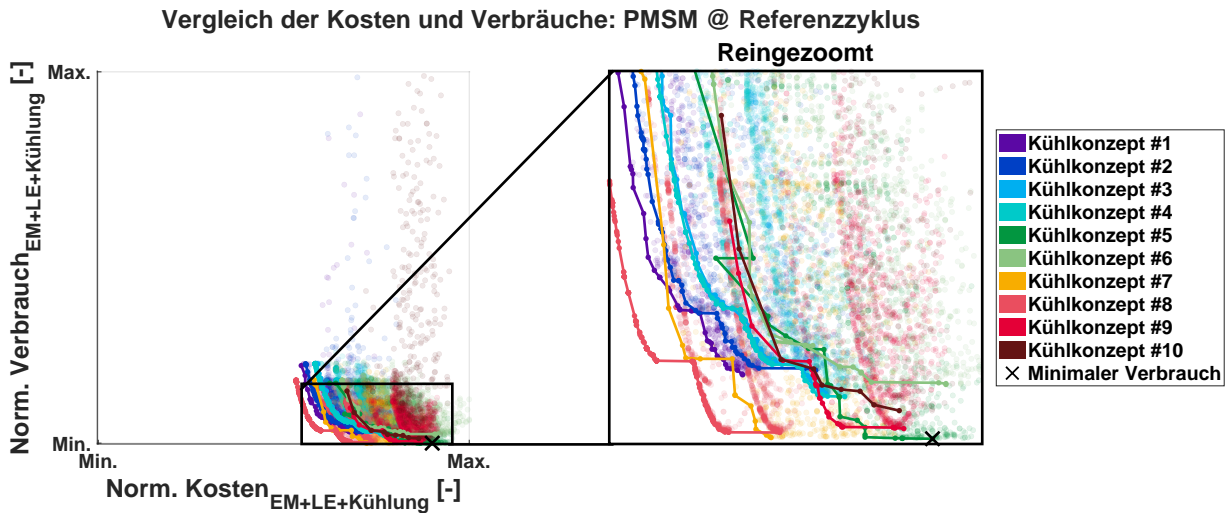
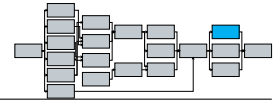


Abb. 6.3: Vergleich der Pareto-Fronten der 10 Kühlkonzepte an einer PMSM und einer FSM

Bei Betrachtung des Verbrauchs scheint Kühlkonzept #5 für die PMSM und die FSM im gewählten Fahrzyklus die sinnvollste Kühlung darzustellen (Abb. 6.3; „schwarzes X“). Werden die zusätzlichen Dimensionen Kosten und Masse mittels der KEKs betrachtet, ergibt sich ein anderes Ergebnis: Kühlkonzept #8 bei der PMSM bzw. Kühlkonzept #2 bei der FSM weisen die minimalen Gesamt-KEKs auf (Abb. 6.5). Abbildung 6.6 zeigt die minimalen Gesamt-KEKs aller 10 Kühlkonzepte für zwei unterschiedliche KEK_{Verb} .

Die gleiche Optimierung der kompletten Antriebseinheit inkl. thermischer Rückkopplung zum Getriebe ergibt ein anderes Ergebnis (Abb. 6.7). Die Optimierung zeigt, dass die eAE mit FSM und 1-Gang-Getriebe mit Kühlkonzept #8 die geringste Gesamt-KEK aufweist. Dies lässt sich durch mehrere Ursachen erklären:

- Weniger Gehäusematerial da kein Kühlmantel verwendet wird: Massenreduktion



Vergleich PMSM bei unterschiedlichen verbrauchsspezifischen KEK-Steigungen @ Referenzyklus

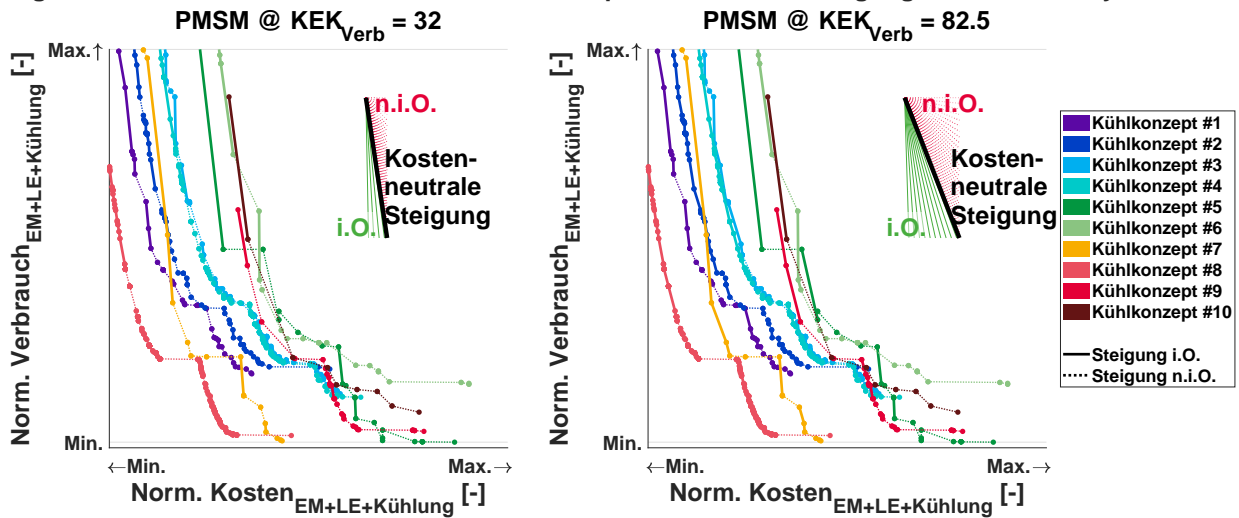


Abb. 6.4: Vergleich der Steigungen der 10 Kühlkonzepte an der PMSM mit zwei verbrauchsbezogenen Kostenersatzkennzahlen: 32 (links) und 82,5 (rechts)

Vergleich der Gesamt-KEKs bei einer $KEK_{Verb} = 82.5$ @ Referenzyklus

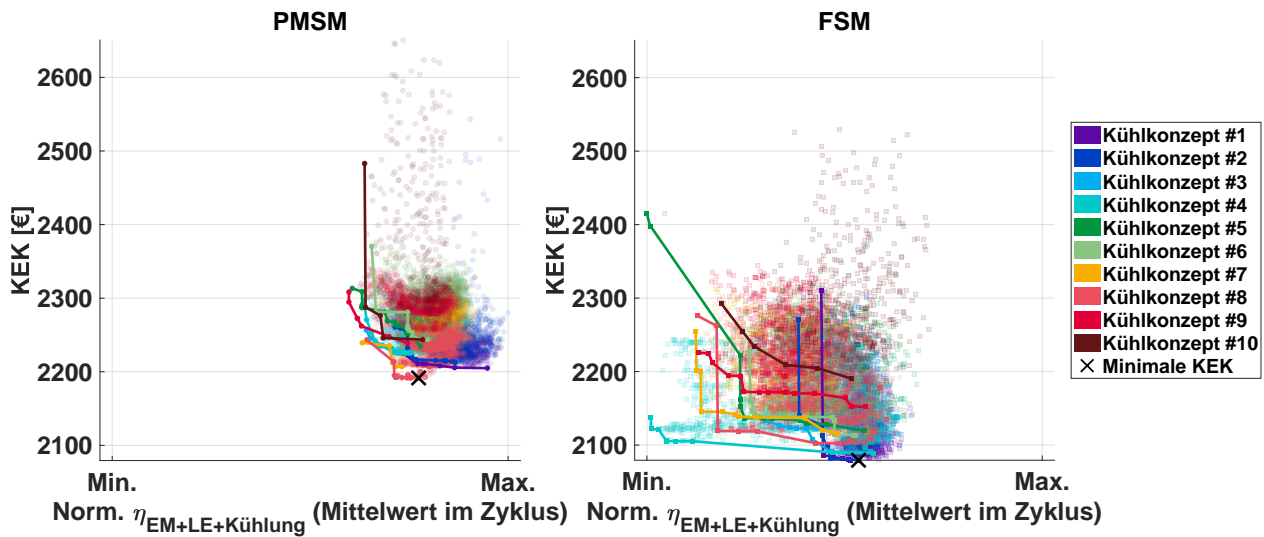


Abb. 6.5: Vergleich der Gesamt-Kostenersatzkennzahlen der 10 Kühlkonzepte an einer PMSM (links) und einer FSM (rechts)

Vergleich der minimalen Gesamt-KEKs je Kühlkonzept: E-Maschine inkl. Leistungselektronik und Kühlung

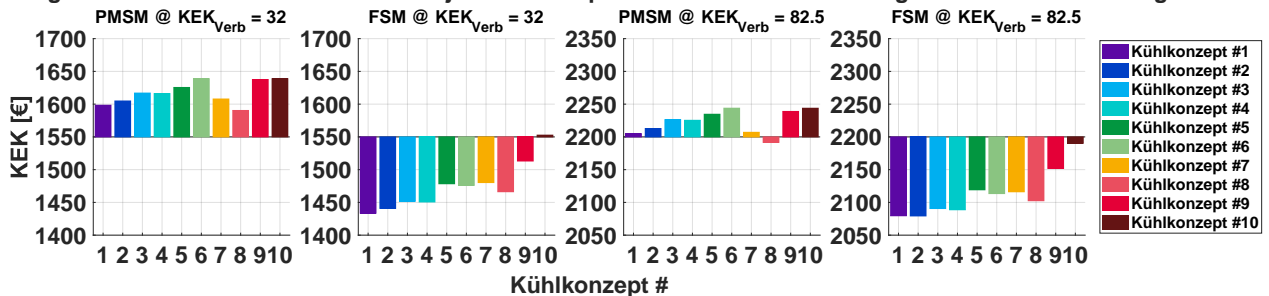
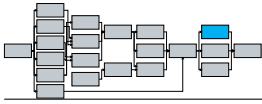


Abb. 6.6: Vergleich der minimalen Gesamt-Kostenersatzkennzahlen der 10 Kühlkonzepte an einer PMSM und einer FSM bei zwei verschiedenen verbrauchsspezifischen Kostenkennziffern

- Höhere Öltemperatur durch reine Ölkühlung: Reduktion der Schleppverluste
- Geringer Gesamtvolumenstrom zur Kühlung, da Komponenten weit von Grenztemperaturen entfernt sind: Wenig Pumpenverlustleistung

Durch Kombination dieser Effekte kann die reine Ölkühlung für diese eAE das beste Kühlkonzept



darstellen. Kühlkonzept #7 und #9 zeigen ein ähnliches Systemverhalten. In der eAE-Betrachtung weisen diese geringere KEKs als Kühlkonzept #3 auf. In der Komponentensimulation ist Kühlkonzept #3 besser als die zwei Kühlkonzepte #7 und #9. Dies lässt sich auch für die Kühlkonzepte #4, #5 und #6 erkennen. Die drei Konzepte beinhalten ebenfalls einen KM, daher kann der Effekt nicht aus der Material- oder Masseneinsparung entstehen. Die Steigerung der Öltemperatur im System ermöglicht eine Reduktion der Verluste im Getriebe und in der Ölpumpe, sodass diese Kühlkonzepte im thermisch gekoppelten System geringere Verbräuche aufweisen können als in der Komponenten-Betrachtung.

Bei der eAE mit PMSM zeigen die Kühlkonzepte #1 und #4 das beste Gesamtergebnis. Im betrachteten Zyklus ist eine gute Kühlung des Stators und eine ausreichende Kühlung des Rotors das beste Gesamtkonzept. Dies lässt sich auf die geringeren Verluste im Rotor und entsprechend höhere Verlustanteile im Stator zurückführen. Die PMSM benötigt in diesem Fall eine gute Stator Kühlung, um die Kupferverluste gering zu halten. Gleichzeitig reduzieren sich in einem erwärmten Rotor die Eisen- und Magnetverluste (Gl. 3.2-3.5) und solange die Temperatur unterhalb der kritischen Magnettemperatur bleibt, ist eine erhöhte Temperatur durchaus zulässig. Je nach KEK-Szenario verschiebt sich die Wahl des besten Konzepts. Bei niedrigen verbrauchsspezifischen Kostenkennziffern ist Kühlkonzept #1 besser als #4, #8 besser als #9 und #2 auf Niveau von #6, #7 und #10. Im hohen KEK-Szenario kehren sich diese drei Trends um. Dies zeigt, dass es, je nach Höhe der verbrauchsspezifischen KEK, zur Verschiebung der Trends kommen kann.

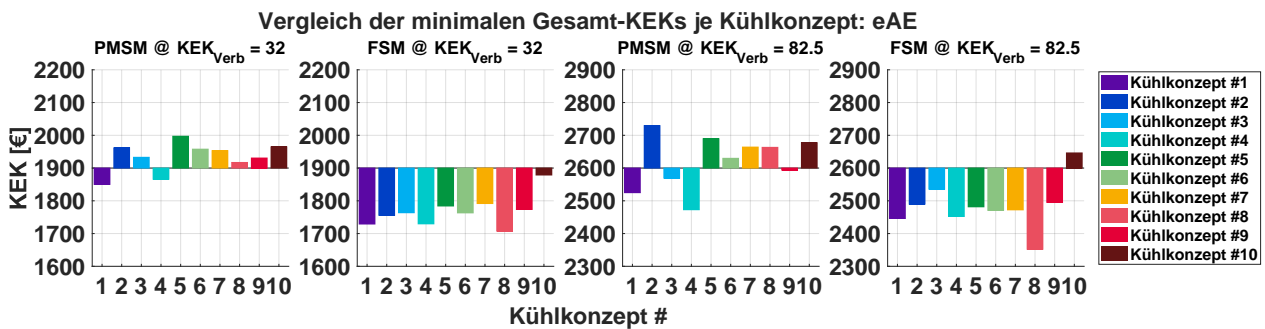
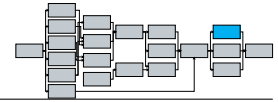


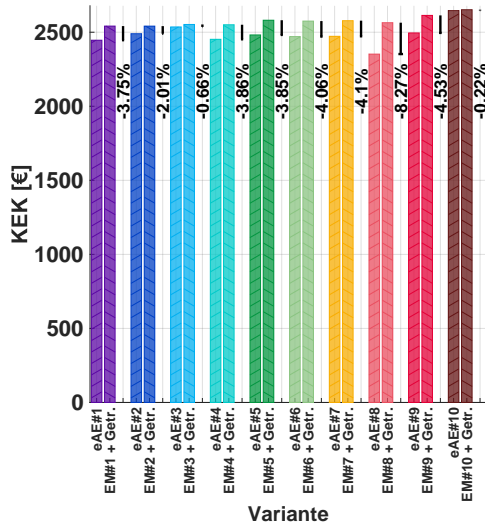
Abb. 6.7: Vergleich der minimalen Gesamt-Kostenersatzkennzahlen der 10 Kühlkonzepte an einer eAE mit PMSM und einer eAE mit FSM bei zwei verschiedenen verbrauchsspezifischen Kostenkennziffern

Der Vergleich der Gesamt-KEKs der Systemsimulation bzw. der Kombination der Komponentensimulationen (E-Maschine inkl. LE und Kühlung mit einem entsprechenden Getriebe) zeigt den deutlichen Vorteil der Systemsimulation. In Abbildung 6.8 sind für jedes Kühlkonzept jeweils die Designs der Optimierung mit den geringsten KEKs dargestellt. Es wird das optimierte 1-Gang-Getriebe-Design mit dem jeweils besten Design der Komponenten-Simulation (E-Maschine, LE und Kühlung) aufsummiert und mit der Systembetrachtung verglichen. Das Ergebnis zeigt, dass die Optimierung des Systems "eAE" um $-0,22\% \leq \Delta KEK \leq -8,27\%$ bei der FSM geringere Gesamt-KEKs aufweist. Dies lässt sich maßgeblich auf die Effekte der thermischen Kopplung zwischen den Komponenten zurückführen, da die anderen Einflussgrößen der KEK-Berechnungsgleichung (Gl. 5.6) bei gleichen Parametern (Geometrien, Maße, Anzahl der Zusatzbauteile, ...) nahezu identisch sind. Dieser Trend ist bei der eAE mit PMSM ähnlich, allerdings weisen zwei der 10 Kühlkonzepte in der Systemsimulation etwas höhere Gesamt-KEKs auf. Insgesamt zeigen die Ergebnisse, dass die gekoppelte Systemsimulation durch die Abbildung der zusätzlichen Effekte besser geeignet ist, die Antriebseinheiten zu bewerten.

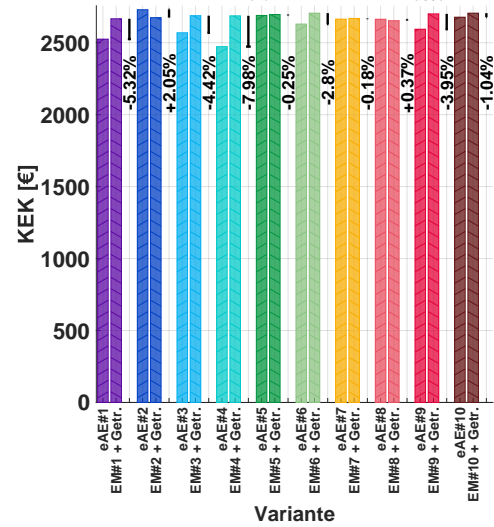
Als Nächstes wird der Einfluss der Starttemperatur auf Komponenten- und Systemsimulation betrachtet. In Abbildung 6.9 sind für ausgewählte Designs der eAE-Optimierungen die durchgeführten Simulationen bei unterschiedlichen Starttemperaturen sowie Komponentensimulationen (E-Maschine, LE und Kühlung sowie einzelnes Getriebe) mit denselben Parame-



Vergleich KEK: Σ einzelne Komponenten vs. komplette Antriebseinheit
FSM mit $KEK_{Verb} = 82.5$ und $KEK_{Masse} = 1$



Vergleich KEK: Σ einzelne Komponenten vs. komplette Antriebseinheit
PMSM mit $KEK_{Verb} = 82.5$ und $KEK_{Masse} = 1$



(a) Designs mit minimalen Gesamt-KEK: FSM (b) Designs mit minimalen Gesamt-KEK: PMSM



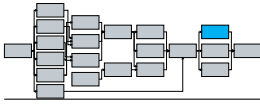
Abb. 6.8: Vergleich der minimalen Gesamt-Kostenersatzkennzahlen der 10 Kühlkonzepte der Systemsimulation gegenüber der Komponentensimulation

tern dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass das KEK-Minimum bei allen Kühlkonzepten bei Starttemperaturen zwischen $\vartheta_{Start} = 0 - 50^\circ\text{C}$ liegt und das Maximum aller Konzepte sich bei $\vartheta_{Start} = -30^\circ\text{C}$ befindet. Mit abnehmender Temperatur steigen die Schleppverluste im System, sodass die Verbräuche und damit die KEKs bei niedrigen Temperaturen höher sind. Weiterhin sind bei Starttemperaturen $\vartheta > 50^\circ\text{C}$ durch höhere Komponententemperaturen im Fahrzyklus steigende Leiterverluste zu erwarten, die durch die sinkenden Schleppverluste nicht mehr kompensiert werden. Dies führt zum Anstieg der Gesamt-KEKs bei höheren Temperaturen.

Der Vergleich der Kühlkonzepte #1 und #9 bei der FSM (Abb. 6.9a und Abb. 6.9b) zeigt, dass die nicht vorhandene Kopplung des Getriebeöls in hohen Verbräuchen der Komponenten resultiert. Die führt in diesem Fall zu höheren Gesamt-KEKs gegenüber Kühlkonzept #9. Insgesamt liegen bei Kühlkonzept #1 die Ergebnisse der Systemsimulation um $\Delta KEK = -1,77\% - 0,31\%$ unterhalb der summierten Ergebnisse der Komponentensimulationen. Bei Kühlkonzept #9 sind die summierten KEKs der Komponentensimulation bis $\vartheta_{Start} = 0^\circ\text{C}$ kleiner als die KEKs der Systemsimulation. Durch die nicht vorhandene Kopplung der Komponentenmodelle ist die Öleintrittstemperatur der Statornutkühlung geringer, was zu niedrigeren Leiterverlusten führt. Mit steigender Temperaturniveau ist dieser Effekt nicht mehr zu erkennen.

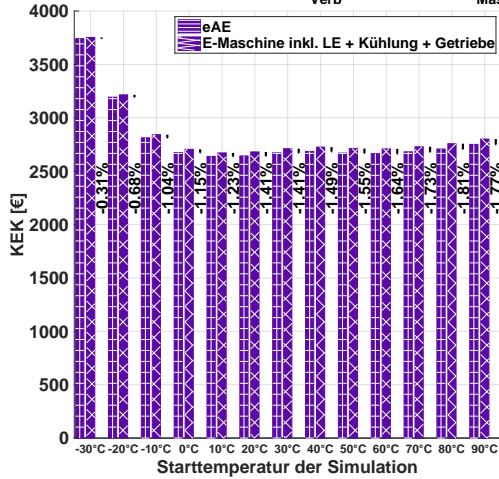
Die Kühlkonzepte #3 und #4 mit PMSM (Abb. 6.9c und Abb. 6.9d) weisen in beiden Fällen ein gekoppeltes Kühlsystem mit einer Getriebeölförderung auf. Diese fördert das Getriebeöl in die Rotorwelle der E-Maschine und ermöglicht eine Kühlung der Komponenten. Die relativen Abweichungen der KEKs der Komponenten- und Systemsimulation liegen zwischen $-0,7\% \leq \Delta KEK \leq 2,38\%$. Es fällt insbesondere auf, dass Kühlkonzept #3 mit zunehmender Starttemperatur niedrigere Gesamt-KEKs in der Systemsimulation zeigt, während bei Kühlkonzept #4 die aufaddierte Komponentensimulation mit steigender Starttemperatur geringere Gesamt-KEKs aufweist. Mögliche Gründe sind die unterschiedlichen Getriebedesigns und daraus folgende Volumenströme der Ölförderung sowie das Aufheizen der Statorwicklung durch Abwurf von heißem Öl auf die Wickelköpfe.

Der Vergleich zeigt, dass eine thermisch gekoppelte Systemsimulation besser geeignet ist, Effekte abzubilden, die durch thermische (Rück-)Kopplung entstehen und sich positiv oder nega-



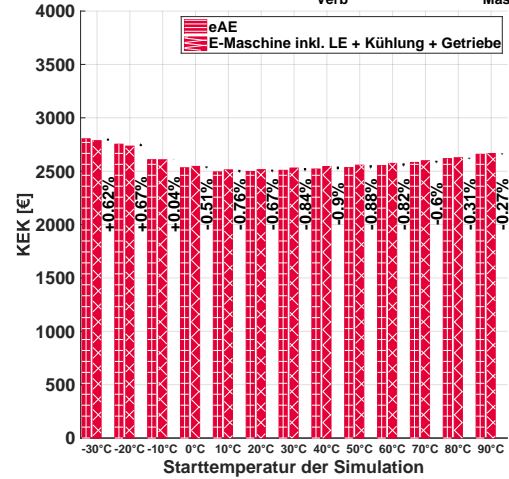
6.2. SYSTEMSIMULATION GEGENÜBER EINZELKOMPONENTENSIMULATION

Vergleich KEK: Σ einzelne Komponenten vs. komplette Antriebseinheit FSM und Kühlkonzept #1 mit $KEK_{Verb} = 82.5$ und $KEK_{Masse} = 1$



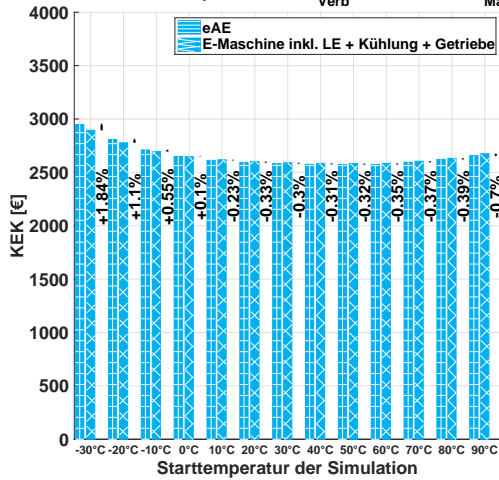
(a) FSM mit Kühlkonzept #1

Vergleich KEK: Σ einzelne Komponenten vs. komplette Antriebseinheit FSM und Kühlkonzept #9 mit $KEK_{Verb} = 82.5$ und $KEK_{Masse} = 1$



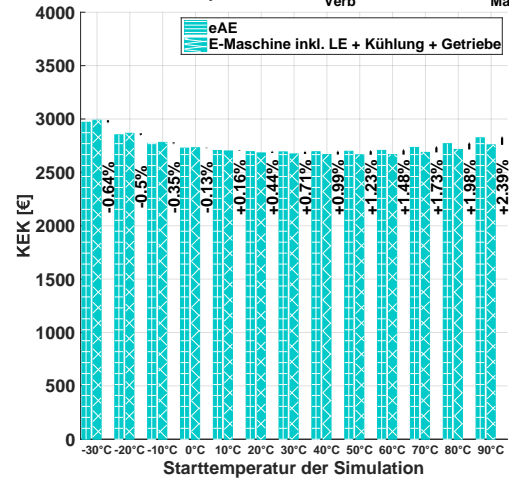
(b) FSM mit Kühlkonzept #9

Vergleich KEK: Σ einzelne Komponenten vs. komplette Antriebseinheit PMSM und Kühlkonzept #3 mit $KEK_{Verb} = 82.5$ und $KEK_{Masse} = 1$



(c) PMSM mit Kühlkonzept #3

Vergleich KEK: Σ einzelne Komponenten vs. komplette Antriebseinheit PMSM und Kühlkonzept #4 mit $KEK_{Verb} = 82.5$ und $KEK_{Masse} = 1$

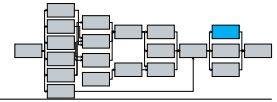


(d) PMSM mit Kühlkonzept #4

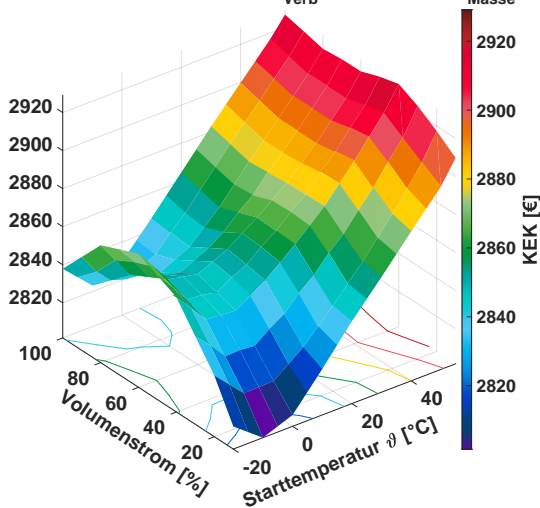
Abb. 6.9: Einfluss der Starttemperatur auf die Komponenten- und Systemsimulation

tiv auf den Verbrauch auswirken können. Werden moderne komplexe Antriebseinheiten nicht systemisch betrachtet und optimiert, kann es bei ungünstigen Randbedingungen zu einer Fehleinschätzung der optimalen Kühlung kommen und Potential ungenutzt bleiben. Ist beispielsweise das Ziel die Erhöhung der Fahrzeugreichweite, steigt infolgedessen der KEK_{Verb} -Wert und somit können kleine Verbrauchsunterschiede zwischen Einzelkomponenten- und Systembetrachtung zur Wahl eines anderen Kühlkonzepts führen.

Neben der Geometrie eines spezifischen Kühlkonzepts wird der Gesamtverbrauch des Systems durch die gewählten Volumenströme sowie die Starttemperatur beeinflusst. Das WLTP-Optimum der eAE mit FSM und Kühlkonzept #4 liegt bei $\vartheta_{Start} = -10^\circ\text{C}$, das Optimum der PMSM liegt bei $\vartheta_{Start} = 15^\circ\text{C}$ (Abb. 6.10a und Abb. 6.10b). Je nach thermischer Belastung der eAE im Fahrzyklus können einige Volumenstrom-Starttemperatur-Kombinationen zur Überhitzung einzelner Komponenten führen und das KEK-Optimum verschieben (Abb. 6.10c). Nach der Festlegung des Kühlkonzepts ist eine Optimierung der Volumenströme auf Basis von Fahrzyklen und verschiedenen Umgebungsbedingungen sinnvoll, um zusätzliche Potenziale im System zu nutzen. Im nächsten Kapitel werden Volumenstromeinflüsse und Thermomanagementmaßnahmen detailliert bewertet, um den Verbrauch des Systems „eAE“ weiter zu reduzieren.

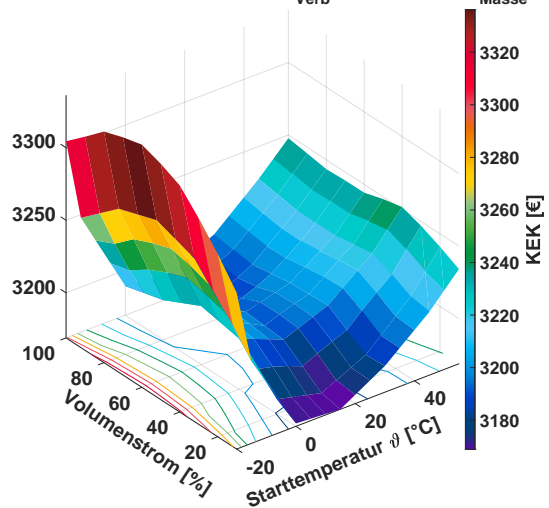


Vergleich KEK_{eAE} : Variation Starttemperatur und Volumenströme FSM und Kühlkonzept #4 mit $KEK_{Verb} = 82.5$ und $KEK_{Masse} = 1$



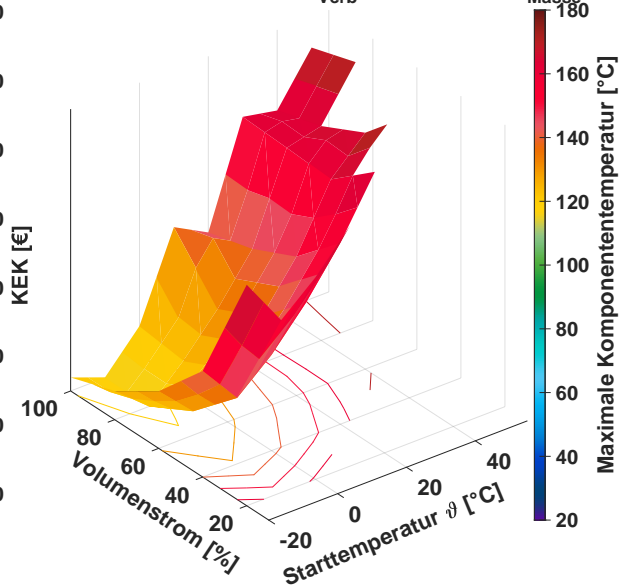
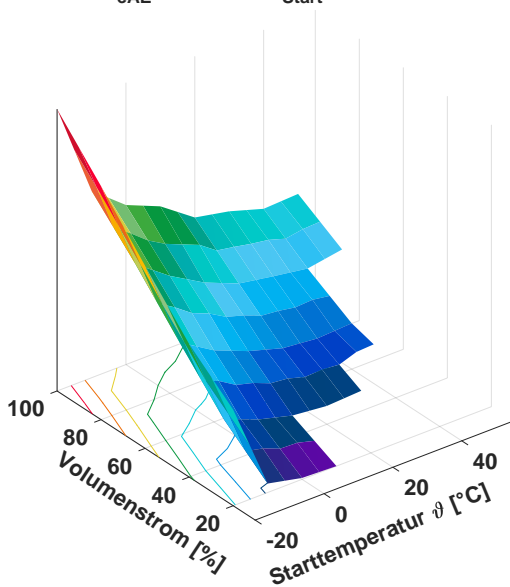
(a) eAE mit FSM und Kühlkonzept #4 im WLTP

Vergleich KEK_{eAE} : Variation Starttemperatur und Volumenströme PMSM und Kühlkonzept #4 mit $KEK_{Verb} = 82.5$ und $KEK_{Masse} = 1$



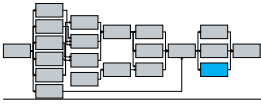
(b) eAE mit PMSM und Kühlkonzept #4 im WLTP

Vergleich KEK_{eAE} : Variation ϑ_{Start} und Volumenströme @ FSM mit Kühlkonzept #8, $KEK_{Verb} = 82.5$ und $KEK_{Masse} = 1$



(c) eAE mit FSM und Kühlkonzept #8 im Autobahnzyklus

Abb. 6.10: Beispiele für die Variation des Volumenstroms und der Starttemperatur



Kapitel 7

Systemoptimierung durch Thermomanagementmaßnahmen

Nach der Betrachtung von Materialkosten und Systemgrenzen wird die vorgestellte Toolkette genutzt, um für unterschiedliche Antriebsdesigns verschiedene ThermoManagementMaßnahmen (TMMs) zu bewerten und zu optimieren, um aus den entsprechenden TMMs das größte Potenzial in den jeweiligen Antriebseinheiten zu generieren. Um den Einfluss der TMMs auf das transient thermische Verhalten der unterschiedlichen Antriebseinheiten detaillierter bewerten zu können, wird in diesem Kapitel auf die Anwendung der Zyklus-Clustering-Methode verzichtet.

7.1 Systemische Betrachtung von Bypass-Ventilen

In der ersten Optimierung werden ByPass-Ventile (BPVs) bzw. Thermostate untersucht. Diese können aktiv oder passiv gesteuert werden. Aktive BPVs können spezifischer auf eine Temperatur geregelt werden, da das Wachs über ein Medium und eine Heizung erwärmt wird und somit die Ventilöffnung geregelt werden kann. Die Öffnungstemperatur passiver BPVs kann lediglich über Wahl des Waxes und dessen Eigenschaften im gewissen Rahmen (typischerweise $\vartheta_{BPV} = 70 - 100^\circ\text{C}$) variiert werden. Die in Abbildung 7.1a gezeigte BPV-Kennlinie wird in den nachfolgenden Simulationen zur Beschreibung des BPV-Verhaltens verwendet, wobei je nach Anwendung die Öffnungstemperatur und Spreizung variiert werden kann (Abb. 7.1b). Die Pumpenverluste werden aus Messdaten einer Ölpumpe mittels Kennfeld-Interpolation ermittelt. Nicht gemessene Bereiche werden bei Bedarf in der Simulation extrapoliert (Abb. 7.1c).

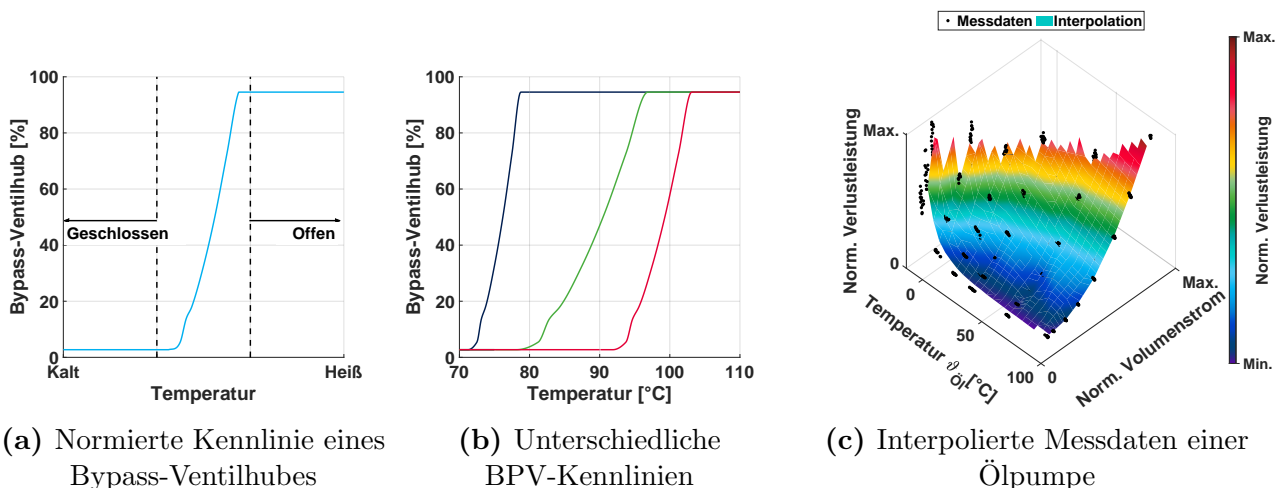
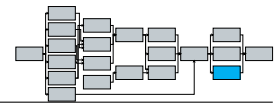


Abb. 7.1: Bypass-Ventil und Ölpumpe

Zur Effizienzsteigerung zweier unterschiedlich gekühlter eAEs werden jeweils bis zu zwei ak-



tive BPVs genutzt. Die Kühlkonzepte sind im Aufbau vergleichbar mit den Kühlkonzepten #4 und #8 aus Tabelle 6.1. Das erste BPV sorgt dafür, dass das Glykol-Wasser-Gemisch den Plattenwärmeübertrager (und Kühlmantel) umgeht, sodass die Kühlung des Öls und der E-Maschine reduziert wird. Das zweite BPV sitzt im Ölkreislauf nach der Getriebeölpumpe und ist zum Umgehen des Plattenwärmetauschers und des Ölfilters verbaut (Abb. 7.2).

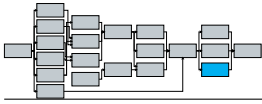
Beide BPVs werden auf die maximale Öl-, Rotor- und Statortemperatur geregelt und können je nach Regelzustand eine schnellere Erwärmung des Öls oder rechtzeitige Kühlung der Komponenten ermöglichen. Durch die Reduktion der Ölviskosität bei gesteigerter Öltemperatur sollen die lastunabhängigen Getriebeverluste sowie potenzielle Pumpenverluste, reduziert werden. BPV #2 kann zusätzlich den Ölfilter umgehen, der bei tiefen Öltemperaturen und höheren Volumenströmen große Druckverluste erzeugt. Diese Druckverluste müssen durch die Ölpumpe kompensiert werden, wodurch sich die Verlustleistung der Pumpe erhöht. BPV #1 kann bei der eAE mit wassergekühlter E-Maschine die Druckverluste im Kühlmantel umgehen, um so die Pumpenleistung der Wasserpumpe zu reduzieren. Weiterhin können die Volumenströme der zwei Pumpen variiert werden. Der Minimal- und Maximalvolumenstrom der **W**asser**P**umpe (WP) ist durch die Kühlwassereintrittstemperatur begrenzt und die **Ö**l**P**umpe (ÖP) lässt sich zusätzlich durch eine Volumenstromkennlinie regeln (Abb. 7.3). Insgesamt ergeben sich sechs Varianten, die miteinander verglichen werden sollen (Tab. 7.1).

Tab. 7.1: Sechs Variationen der Kühlkreislaufoptimierung mit Bypass-Ventilen

Variante	Veränderungen
Basis	WP 100% und ÖP 25%
#1	Variation der zwei Pumpenvolumenströme
#2	Variation der Öffnungstemperatur und Spreizung des BPV #1, ÖP variabel, WP 100%
#3	Variation der Öffnungstemperatur und Spreizung des BPV #2, ÖP variabel, WP 100%
#4	Variation der Öffnungstemperaturen und Spreizungen des BPV #1 und BPV #2, ÖP variabel, WP variabel
#5	Variation der Volumenstromkennlinie der Ölpumpe, ÖP variabel, WP 100%
#6	Variation der Volumenstromkennlinie der Ölpumpe und der Öffnungstemperaturen und Spreizungen des BPV #1 und BPV #2, ÖP variabel, WP variabel

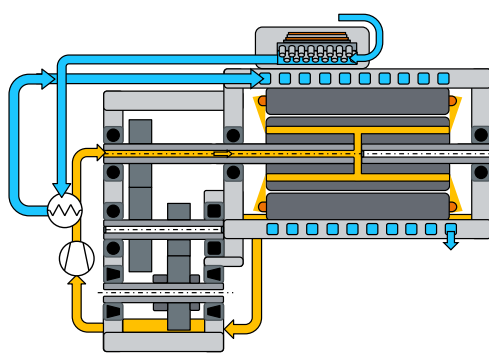
Wird der Wasserpumpe ein Volumenstrom größer oder kleiner als der Grenzwert vorgegeben, wird auf den zulässigen Grenzwert geregelt. Die Ölvolumenstromkennlinie ist über sieben Temperatur-Stützstellen definiert, die zugehörigen Volumenstrom-Werte können durch den Optimierer variiert werden (Abb. 7.3b). Bei den BPVs können die Öffnungstemperaturen und die Spreizung durch den Optimierer variiert werden. Neben dem Einfluss der Starttemperatur, der E-Maschinenart und des Kühlkonzepts sollen auch Fahrzyklus und Fahrzeug variiert werden. Es werden dabei ein WLTP und ein Bergzyklus anhand eines virtuellen VW ID.3 und Audi e-tron untersucht. Die Fahrzeugparameter sind in Tabelle 7.2 gegeben.

Mit den maximalen spezifischen Batteriekosten von $K_{sp,Bat} = 110 \text{ €/kWh}$ ergeben sich verbrauchsspezifische Kostenkennzahlen für den WLTP von $KEK_{Verb} = 50,82 \text{ €/}(Wh/km)$ für den VW ID.3 und $KEK_{Verb} = 39,82 \text{ €/}(Wh/km)$ für den Audi e-tron. Die Kosten für ein BPV lassen sich aus dem Ansatz für Expansionsventile aus Tabelle B.2, den maximalen Wasser- bzw. Ölvolumenströmen und der Stückzahldegression nach Gleichung 3.57 ermitteln. Die Masse eines aktiven BPVs kann mit $m_{BPV} \leq 0,4 \text{ kg}$ angenommen werden [418].

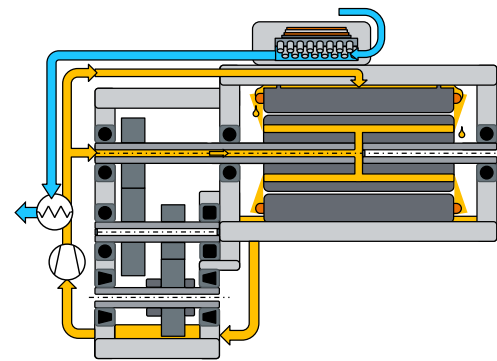


Tab. 7.2: Verwendete Fahrzeugparameter der Fahrzeuge FZG #1 und FZG #2 [414–417]

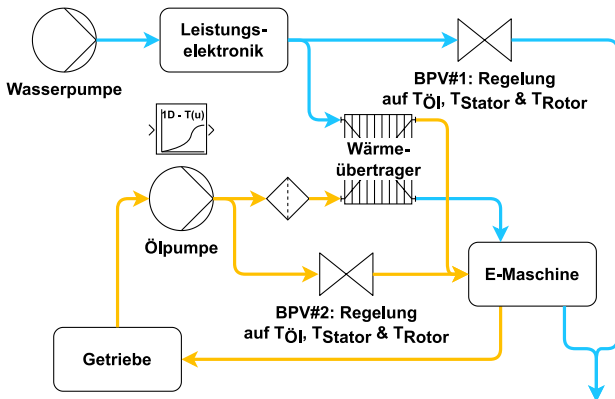
Fahrzeugparameter	FZG #1	FZG #2
Fahrzeugname	VW ID.3	Audi e-tron quattro
Masse des leeren Fahrzeugs $m_{FZG,Leer}/\text{kg}$	1794	2695
Zusatzmasse m_{Zusatz}/kg	200 (entspricht ca. 2 Personen inkl. Gepäck)	
c_W -Wert · Stirnfläche ($A_{FZG,front}/\text{m}^2$)	0,63	0,74
WLTP-Reichweite s_{FZG}/km	426	362
Energiemenge Batterie E_{Bat}/kWh	58	86



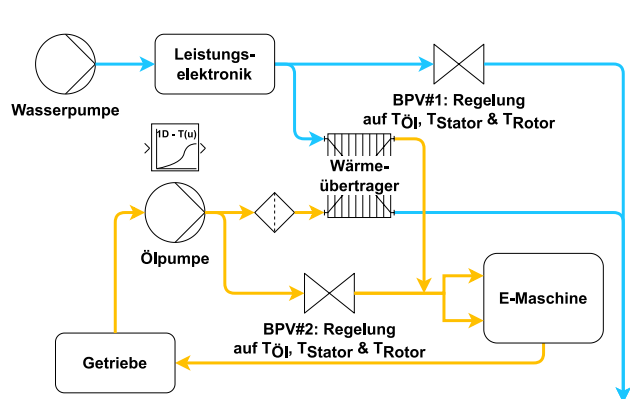
(a) eAE mit kombinierter Kühlung



(b) eAE mit Ölkühlung der E-Maschine

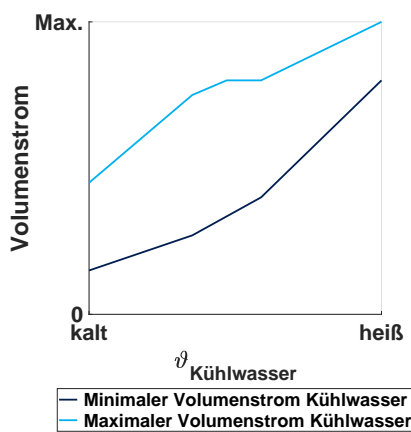


(c) Kühlkreislauf der kombinierten Kühlung

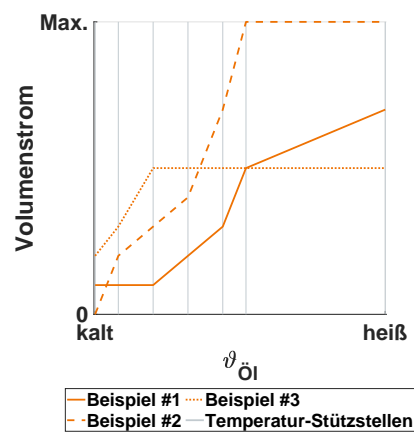


(d) Kühlkreislauf der Ölkühlung

Abb. 7.2: Schematische Darstellungen der Antriebseinheiten und Kühlkreisläufe

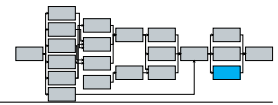


(a) Volumenstrombereich der Wasserpumpe



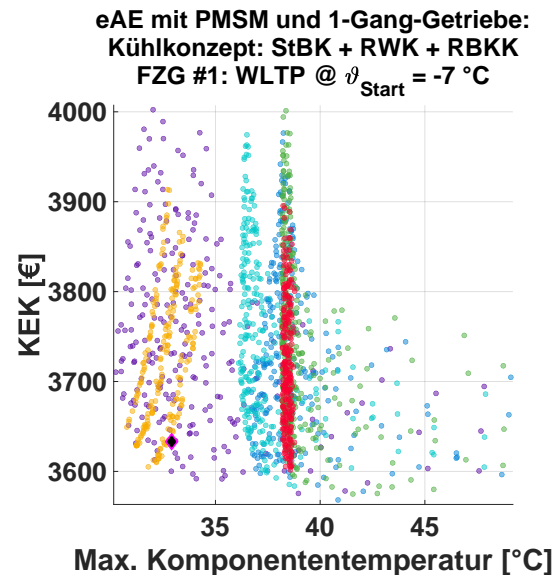
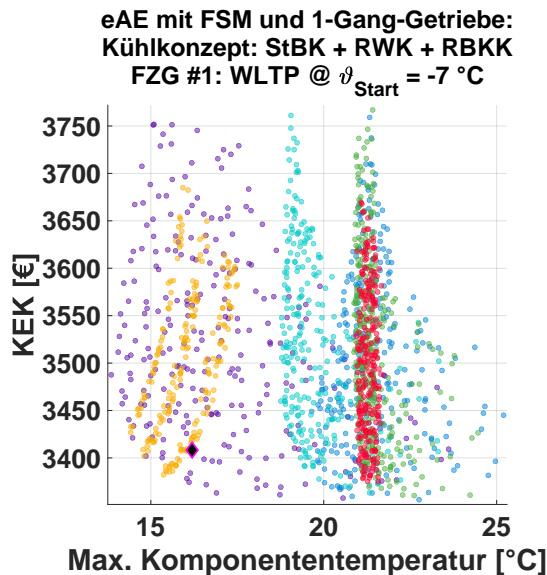
(b) Beispiele von Ölpumpenkennlinien

Abb. 7.3: Pumpenkennlinien



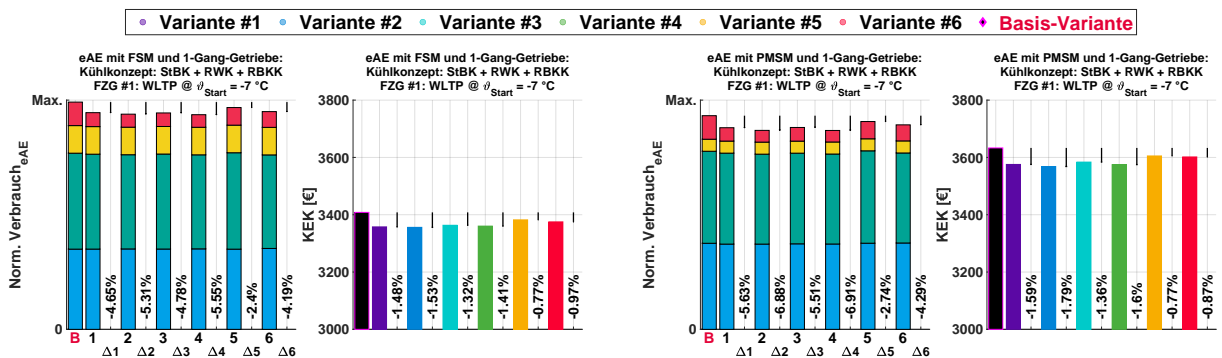
In Abbildung 7.4a und 7.4b sind die Ergebnisse der Optimierung je Variante für zwei Antriebs-einheiten (FSM und PMSM mit Ölkühlung für FZG #1, WLTP @ $\vartheta = -7^\circ\text{C}$) dargestellt. Aufgrund der Menge an Datenpunkten in den Abbildungen werden nachfolgend je Variante die Designs mit den minimalen Gesamtverbräuchen und den minimalen Gesamt-KEKs sowie die Basis-Variante verglichen (Abb. 7.6a und 7.6b).

Die Ergebnisse zeigen, dass im betrachteten Fall in beiden Antrieben die größten Verbrauchseinsparungen in Variante #4 mit zwei BPVs eintreten. Bei Betrachtung der Kostenersatzkennzahlen fällt auf, dass Variante #2 das beste Gesamtkonzept darstellt. Dies lässt sich auf die Mehrkosten und Zusatzmasse der zwei zusätzlichen BPVs zurückführen, sodass die relative Einsparung gegenüber der Basisvariante geringer ausfällt. Insgesamt fällt auf, dass die relativen Einsparungen der Verbräuche und KEKs bei der PMSM mit Ölkühlung größer ausfallen als bei der FSM. Weiterhin zeigt der Vergleich von FSM und PMSM, dass die maximalen Verbräuche der Basis-Varianten bei der PMSM niedriger sind, die KEKs aufgrund höherer Materialkosten aber nicht niedriger ausfallen. Die PMSM zeigt eine erhöhte maximalen Komponententemperatur von $\Delta T_{Komponente} = 10 - 18\text{ K}$. Dieses Verhalten ist analog zu den Abbildungen 6.10a und 6.10b, in denen die eAE mit PMSM das KEK-Optimum bei einer höheren Starttemperatur gegenüber der eAE mit FSM aufweist.



(a) WLTP-Optimierung der eAE mit ölkühlter FSM

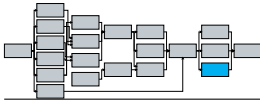
(b) WLTP-Optimierung der eAE mit ölkühlter PMSM



(c) Min. Verbräuche und KEKs der ölkühlten FSM $\vartheta_{Start} = -7^\circ\text{C}$ (d) Min. Verbräuche und KEKs der ölkühlten PMSM $\vartheta_{Start} = -7^\circ\text{C}$



Abb. 7.4: WLTP-Optimierung ölkühlter eAEs mit FZG #1 @ Starttemperatur $\vartheta_{Start} = -7^\circ\text{C}$



7.1. SYSTEMISCHE BETRACHTUNG VON BYPASS-VENTILEN

In Abbildung 7.5 wird zusätzlich der Einfluss der Starttemperatur gegenüber Abbildung 6.4 betrachtet. Bei beiden Starttemperaturen (oben: $\vartheta_{Start} = 25^\circ\text{C}$ und unten: $\vartheta_{Start} = 55^\circ\text{C}$) ist die Verbrauchseinsparung bei der PMSM (Abb. 7.5b und Abb. 7.6d) größer als bei der FSM (Abb. 7.5a und Abb. 7.6c). Dieser Effekt nimmt mit steigender Temperatur ab, da die Anteile der Getriebe- und Kühlungsverluste an den Gesamtverlusten abnehmen und die Anteile der LE- und E-Maschinenverluste steigen. Je höher die Starttemperatur, desto weniger lohnt sich ein Konzept mit BPV, da hier das Kühlen des Antriebs den Verbrauch effektiver reduzieren kann als die Schleppverlustreduktion durch erhöhte Fluidtemperaturen. Die Änderung der Ölviskosität nimmt oberhalb von $\vartheta_{\text{öl}} > 40^\circ\text{C}$ stark ab, sodass die viskositätsbedingten Verluste mit steigender Öltemperatur immer weniger reduziert werden können. Die Änderung der Ölviskosität ist bei tiefen Temperaturen ausgeprägter, sodass bei niedrigen Temperaturen das Potenzial eines BPVs größer ist.

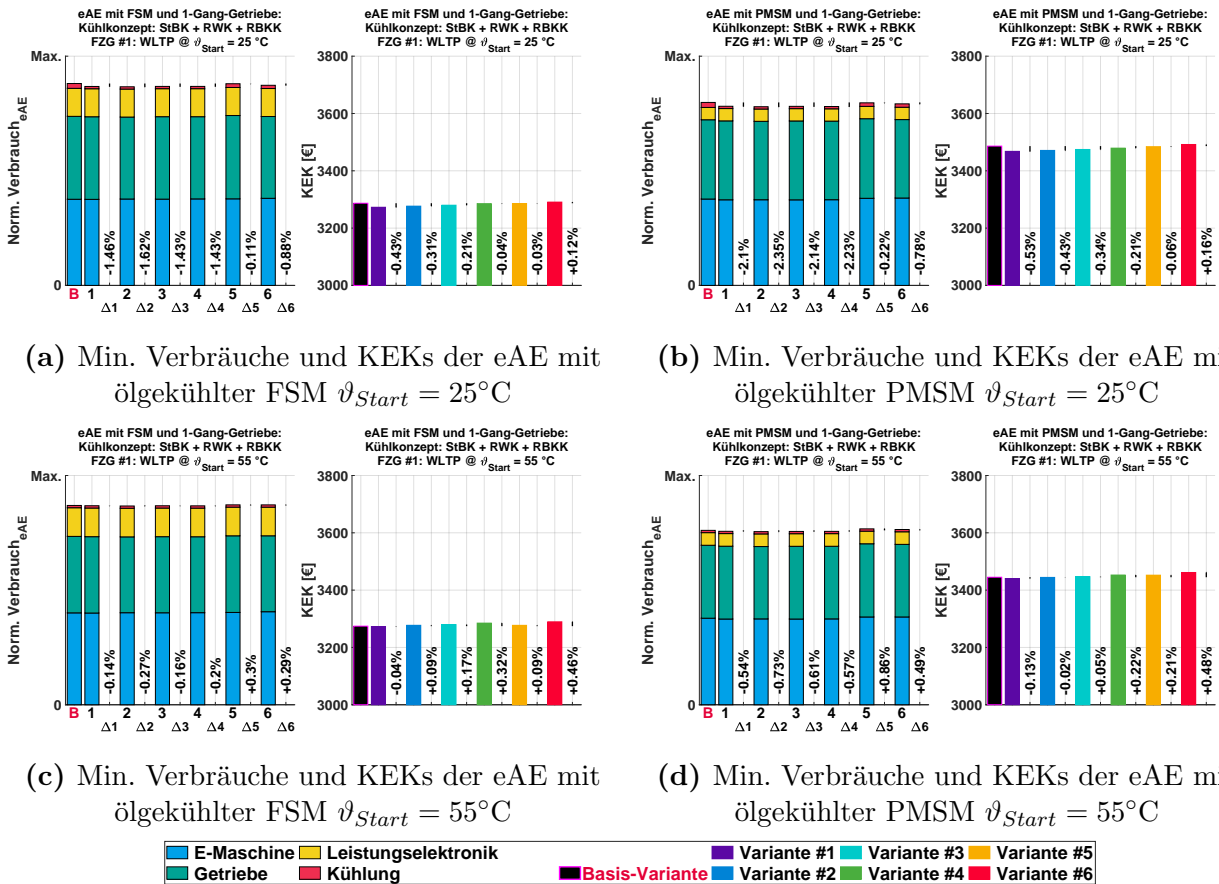
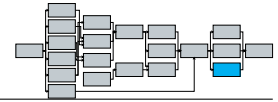
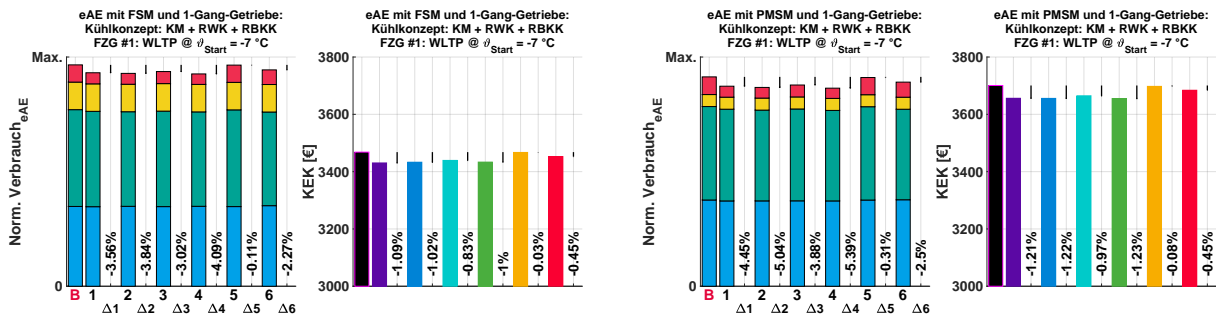


Abb. 7.5: WLTP-Optimierung ölgekühlter eAEs mit FZG #1 @ Starttemperaturen $\vartheta_{Start} = 25^\circ\text{C}$ & 55°C

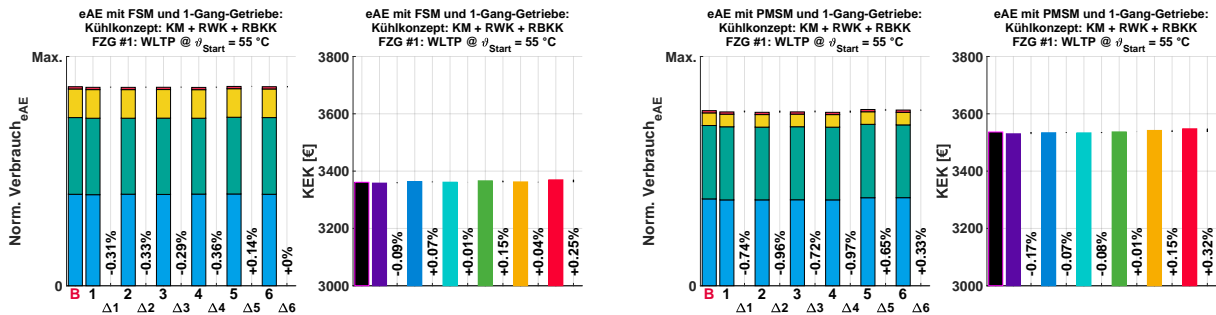


In Abbildung 7.6 werden die Antriebseinheiten mit Kühlkonzept #4 mit den gleichen Randbedingungen wie bei Kühlkonzept #8 (Abb. 7.4 und Abb. 7.5) miteinander verglichen. Es zeigt sich, dass das Verbrauchseinsparpotenzial bei beiden eAEs (FSM und PMSM) bei tiefen und hohen Starttemperaturen geringer ist als bei den Antriebseinheiten mit Ölkühlung (Kühlkonzept #8). Alle weiteren Trends sind ähnlich ausgeprägt: Bei hohen Temperaturen ist Variante #1 das beste Gesamtkonzept, da diese keine Mehrkosten in das System bringt. Bei niedrigen Temperaturen ist es Variante #4, da die Mehrkosten und Zusatzmasse für zwei BPVs im Gesamtsystem durch die Verbrauchseinsparung kompensiert werden.



(a) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit FSM und komb. Öl- und Wasserkühlung $\vartheta_{Start} = -7^{\circ}\text{C}$

(b) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit PMSM und komb. Öl- und Wasserkühlung $\vartheta_{Start} = -7^{\circ}\text{C}$



(c) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit FSM und komb. Öl- und Wasserkühlung $\vartheta_{Start} = 55^{\circ}\text{C}$

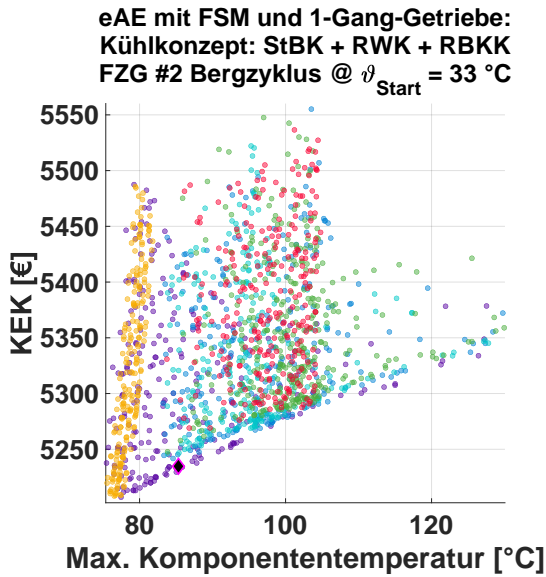
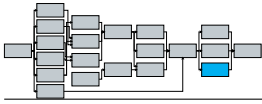
(d) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit PMSM und komb. Öl- und Wasserkühlung $\vartheta_{Start} = 55^{\circ}\text{C}$



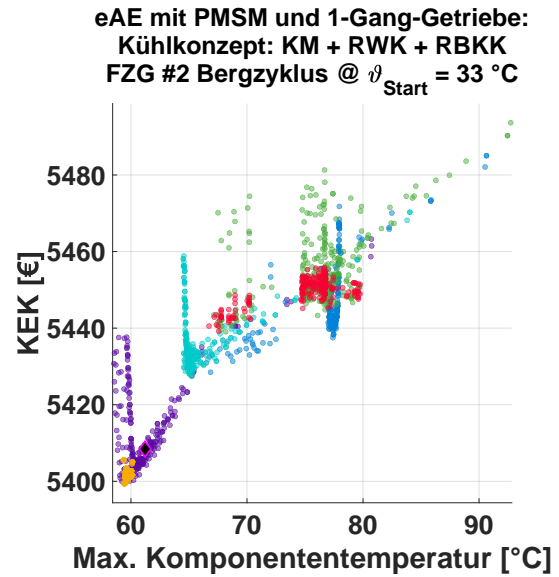
Abb. 7.6: WLTP-Optimierung kombiniert gekühlter eAEs mit FZG #1 @ Starttemperaturen $\vartheta_{Start} = -7^{\circ}\text{C}$ & 55°C

In Abbildung 7.7 werden zwei der Antriebseinheiten (FSM mit Kühlkonzept #8 und PMSM mit Kühlkonzept #4) in einem hochlastigen Bergzyklus miteinander verglichen. Es fällt auf, dass z.T. Temperaturdifferenzen größer $\Delta T > 90\text{ K}$ gegenüber der Starttemperatur auftreten und die KEKs über 1800€ höher liegen als im WLTP. Die eAE mit der ölgekühlten FSM weist höhere maximale Komponententemperaturen und eine größere Spreizung dieser auf. Da das KEK-Minimum beider eAEs in diesem Fall im Bereich der niedrigeren Temperaturen liegt und der Anteil der Kühlungsverluste an den Gesamtverlusten minimal ist, ist hier eine geringe Temperatur der Komponenten von höherer Bedeutung für einen möglichst effizienten Betrieb. Da die BPVs wie eine Drossel wirken (max. Öffnungsanteil von ca. 93%), ist der Volumenstrom gegenüber dem maximalen Volumenstrom reduziert. Dies führt dazu, dass die Verbrauchseinsparungen nur in den Varianten #1 und #5 auftreten, welche die größten Volumenströme zur Kühlung der Komponenten besitzen.

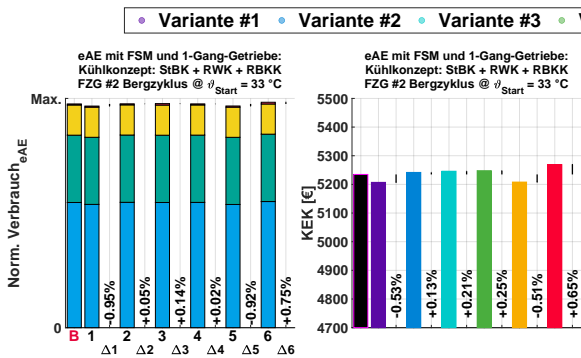
Die zwei weiteren Antriebseinheiten im Bergzyklus sowie weitere Untersuchungen eines Autobahnzyklus sind im Anhang E.2 zu finden. Im Autobahnzyklus treten bei Designs mit niedrigen



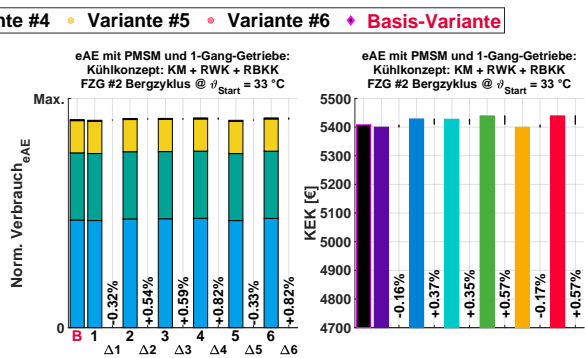
(a) Bergzyklus-Optimierung der eAE mit ölgekühlter FSM



(b) Bergzyklus-Optimierung der eAE mit PMSM mit komb. Öl- und Wasserkühlung



(c) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit ölgekühlter FSM @ Bergzyklus

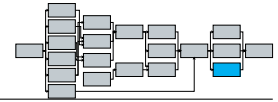


(d) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit PMSM mit komb. Öl- und Wasserkühlung @ Bergzyklus



Abb. 7.7: Bergzyklus-Optimierung zweier eAEs mit FZG #1 @ Starttemperatur $\vartheta_{Start} = 33\text{ }^{\circ}\text{C}$

Kühlvolumenströmen teilweise Bauteiltemperaturen oberhalb der kritischen Temperaturen auf. Diese Designs sind daher nicht zielführend. Die weiteren Designs zeigen, dass der Einsatz eines BPVs bei der Ölkühlung systemisch sinnvoll sein kann, bei der kombinierten Kühlung weniger. Die Ergebnisse der BPV-Untersuchung zeigen, dass je nach Kühlkonzept, Startbedingungen und Fahrzyklus unterschiedliche Varianten das beste Gesamtkonzept liefern. Daher ist eine Betrachtung verschiedener Fahrzeuge und Fahrzyklen notwendig, um die beste BPV-Variante für plattformübergreifende Antriebseinheiten zu identifizieren und große Skaleneffekte zu nutzen. Eine Betrachtung der Häufigkeit unterschiedlicher Starttemperaturen und Fahrzyklen könnte die Bewertung der Varianten über ein Fahrzeug-Portfolio zusätzlich verbessern.



7.2 Systemische Betrachtung von isolierten Antriebseinheiten

In der zweiten Untersuchung wird das Potenzial von isolierten Antriebseinheiten mit und ohne zusätzlichem BPV studiert. Die Kühlkonzept- und Fahrzeugrandbedingungen sind analog Abschnitt 7.1. Die untersuchten Varianten sind in Tabelle 7.3 zusammengestellt.

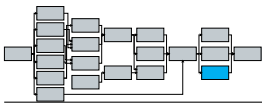
Tab. 7.3: Drei Variationen zur Potenzialanalyse von isolierten Antriebseinheiten

Variante	Veränderungen	Volumenströme
Basis	-	
#1	Isolierte Antriebseinheit	LE/KM 100% vom Maximum RWK 40% vom Maximum
#2	BPV für die Wasserpumpe	StBK 100% vom Maximum (wenn vorhanden)
#3	Isolierte Antriebseinheit und BPV für die Wasserpumpe	

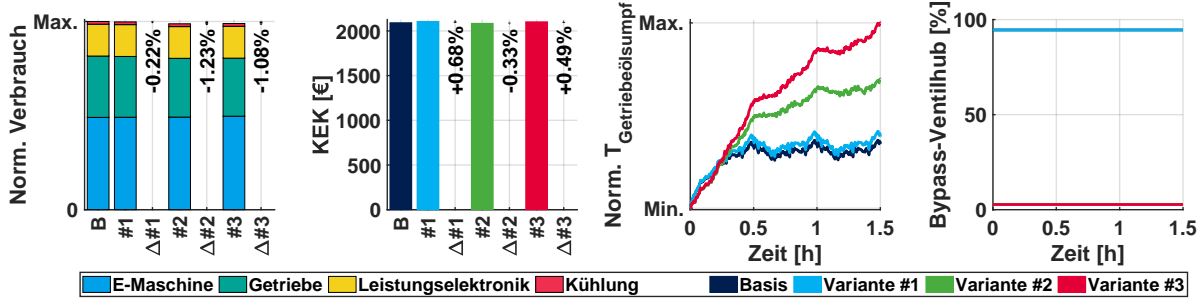
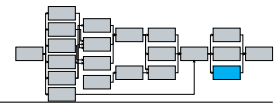
Die konvektive Wärmeabfuhr, die im Fahrbetrieb durch Luftumströmung der Antriebseinheit entsteht und die Wärme über die Gehäusebauteile abführt, wird durch das Isolationsmaterial sehr stark minimiert. Der konvektive Wärmeübergang der Gehäuseoberflächen wird bei stark isolierenden Materialien nahezu null. Die Wärmeabfuhr erfolgt lediglich über das Kühlmedium, das den Antrieb durchströmt. Das BPV ist auf eine Öffnungstemperatur von $\vartheta_{BPV} = 80^\circ\text{C}$ geregelt, das heißt, wenn die Rotor-, Stator- oder Öltemperatur auf $\vartheta \geq 80^\circ\text{C}$ ansteigt, beginnt das BPV sich zu öffnen. Es werden verschiedene Fahrzyklen untersucht, um den Einfluss auf einen Großteil potenzieller Fahr Szenarien zu bewerten.

Abbildung 7.8 zeigt fünf untersuchte Szenarien. Im ersten Zyklus (Abb. 7.8a) wird der WLTP (dreimal direkt hintereinander gefahren) mit FZG #1 und einer eAE mit kombinierter Öl- und Wasserkühlung der E-Maschine betrachtet. Im zweiten Zyklus (Abb. 7.8b) wird die eAE auf eine ölgekühlte E-Maschine umgestellt. Im dritten Zyklus (Abb. 7.8c) wird derselbe Zyklus mit FZG #2 bei niedrigeren Umgebungstemperaturen betrachtet. Zyklus vier (Abb. 7.8d) ist ein Autobahnzyklus mit bis zu $v_{FZG} = 180 \text{ km/h}$ und Zyklus fünf (Abb. 7.8e) ist ein Hochlastzyklus einer Rennstrecke.

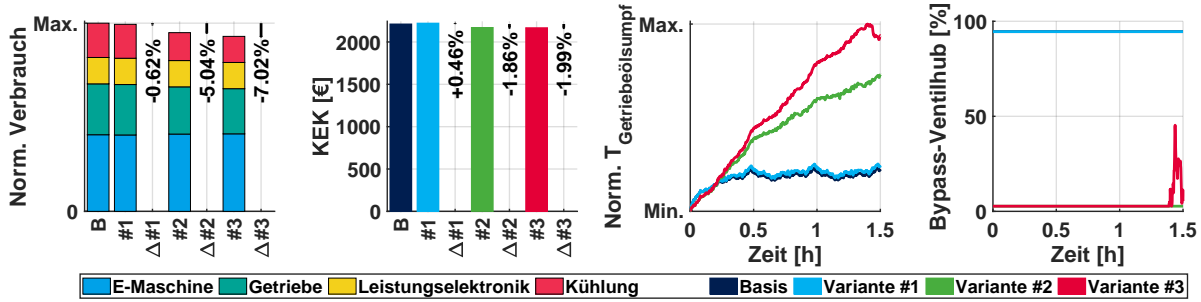
In allen untersuchten Fahrzyklen weist Variante #3 die höchsten Getriebeölsumpfemperaturen auf, da hier sowohl die Abkühlung über das Getriebegehäuse vermieden als auch die Rückkühlung des Öls bei geschlossenem BPV minimiert wird. Der Verbrauchsvorteil im ersten Zyklus ist aufgrund der höheren Starttemperatur nicht ausreichend, um die Mehrkosten der Isolation inklusive als auch exklusive des BPVs zu kompensieren. Außerdem ist zu erkennen, dass Variante #3 eine geringere Verbrauchsreduktion als Variante #2 aufweist. Da bei einer (in-)direkten Ölkühlung von Rotor- und Stator Komponenten zu heißes Öl zur Erwärmung der Kupferwicklungen führen kann und dies zu höheren E-Maschinenverbräuchen führt. Eine Öffnung des BPVs findet aufgrund der niedrigen Komponententemperaturen ($\vartheta < 80^\circ\text{C}$) nicht statt. Bei der eAE mit ölgekühlter E-Maschine (Zyklus zwei) ist der Effekt deutlich größer, da hier der Verbrauch der Kühlkomponenten durch den höheren Volumenstrom an der Ölpumpe erhöht ist. Variante #2 und #3 zeigen eine deutliche Steigerung der Öltemperatur und in Variante #3 ist eine temporäre Öffnung des BPVs zu erkennen. Insgesamt kompensieren die Verbrauchseinsparungen beider Varianten (#2 und #3) die Mehrkosten für die zusätzlichen Bauteile (BPV und Isolationsmaterial), dass eine Reduktion der KEK um bis zu $\Delta KEK = -1,99\%$ erreicht wird. In Zyklus drei ist der Vorteil der Ölerwärmung stärker ausgeprägt. Dies lässt sich auf die kalte Starttemperatur und das andere Fahrzeug zurückführen. FZG #2 ist schwerer als FZG #1 und besitzt einen größeren Luftwiderstand, was zu höheren Drehmomenten bei gleichem Fahrzyklus



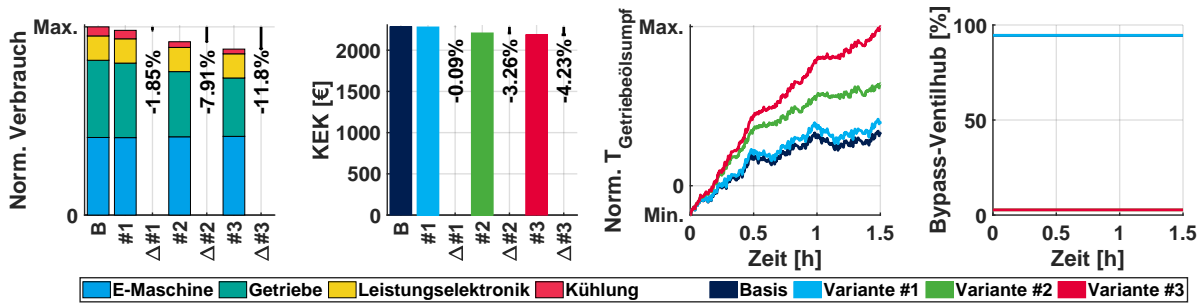
führt. Daher ist beim Vergleich der Basisvarianten (Abb. 7.8c vs. Abb. 7.8a) der Anteil von Kühlung und Getriebe am Gesamtverbrauch größer. Das BPV öffnet auch hier in keinem Fall, d.h. die Verluste können größtenteils durch die thermischen Massen der Antriebseinheit kompensiert werden und das Vermeiden der Ölrückkühlung erhöht die Öltemperatur, was wiederum Verluste im System reduziert. Im Autobahnzyklus (Abb. 7.8d) reduzieren alle drei Varianten den Gesamtverbrauch, Variante #1 und #2 liegen auf ähnlichem Niveau, Variante #3 reduziert den Verbrauch gegenüber #1 und #2 zusätzlich um ca. 1,2%. Durch die höheren Mehrkosten der Isolation gegenüber dem BPV ist Variante #2 bei der Gesamtbetrachtung trotz geringerer Verbrauchseinsparung effektiver als Variante #3. Variante #1 weist auf Systemebene sogar eine höhere KEK auf. Der Ventilhub der BPVs der Varianten #2 und #3 pendelt zwischen dem Minimum und Maximum, was auf ein Pendeln der Temperaturen um $\vartheta = 80^\circ\text{C}$ hindeutet. Auf der Rennstrecke (Abb. 7.8e) sind systemisch alle drei Varianten nachteilig gegenüber der Basis-Variante, auch wenn Variante #2 und #3 minimale Verbrauchsvorteile aufzeigen. Aufgrund der hohen Belastung ist hier eine gekühlte Antriebseinheit mit kälterem Öl von Vorteil. Das BPV öffnet bereits nach ca. $t \approx 0,12 \text{ h} \cong 7 \text{ min}$, d.h. eine Komponente (Rotor, Stator o. Öl) hat dauerhaft die $\vartheta = 80^\circ\text{C}$ überschritten.



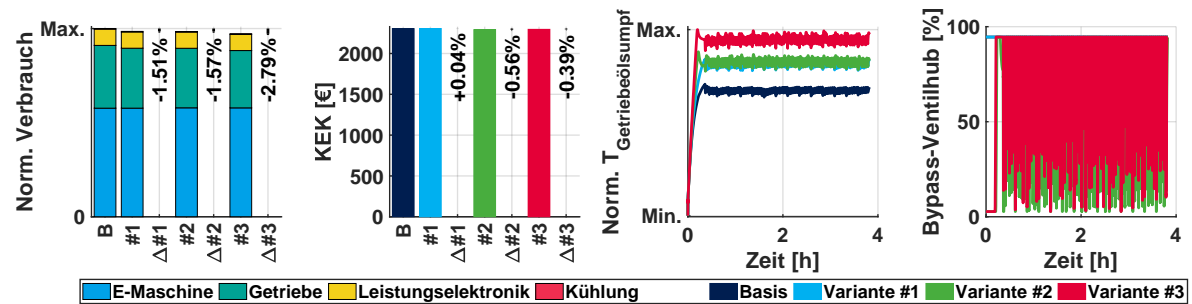
(a) Zyklus: WLTP, FZG #1 & eAE-Kühlkonzept basierend auf KM



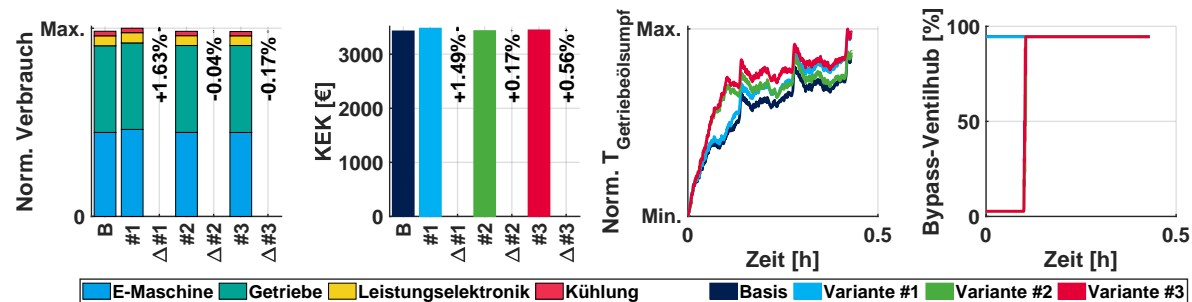
(b) Zyklus: WLTP, FZG #1 & eAE-Kühlkonzept basierend auf StBK



(c) Zyklus: WLTP (kalt), FZG #2 & eAE-Kühlkonzept basierend auf KM

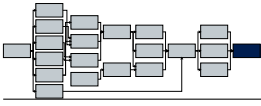


(d) Zyklus: Autobahnzyklus, FZG #1 & eAE-Kühlkonzept basierend auf KM



(e) Zyklus: Rennstrecke, FZG #2 & eAE-Kühlkonzept basierend auf StBK

Abb. 7.8: Fünf Fahrzyklen mit isolierten eAEs



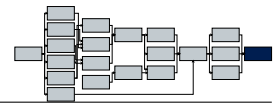
Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit ist eine umfassende Methodik zur systemischen Bewertung von elektrischen Antriebseinheiten entwickelt worden. Die systemische Betrachtung wird mit steigender Bauteilintegration und Komplexität immer wichtiger, da die benachbarten Komponenten einander thermisch beeinflussen. Der Kern der Methodik ist ein schnell rechnendes, frei parametrierbares Netzwerkmodell für elektrische Antriebseinheiten. Mit der entwickelten Methodik können elektrische Antriebseinheiten thermisch, mechanisch sowie kostentechnisch bewertet und analysiert werden. Die entwickelte Methodik bietet den Vorteil sehr schnell verschiedene Kühlkonzepte zu optimieren und die besten Designs miteinander zu vergleichen. Alternativ können einzelne Kühlkonzepte durch Bewertung weiterer Maßnahmen wie Bypass-Ventile oder Volumenstromregelung und anschließende gekoppelte Optimierung verbessert, effizienter oder kostengünstiger gestaltet werden.

Für die Methodik sind neue verbesserte Kostenmodelle entwickelt worden, die die realen Herstellungskosten deutlich besser prognostizieren als in der Literatur bekannte Modellansätze. In der Literatur bekannte Ansätze für die Berechnung der Getriebeherstellungskosten zeigen relative Fehler von $RE > 100\%$, der entwickelte Ansatz weist relative Fehler zwischen $-3\% < RE < 23\%$ auf. Die relativen Fehler der berechneten Herstellungskosten unterschiedlicher elektrischer Antriebseinheiten liegen zwischen $-12\% < RE < 16\%$. Weiterhin ist ein Getriebeentwurfmodell vorgestellt worden, welches auf Basis weniger Parameter das Getriebe entwirft, die passenden Lager aus hinterlegten Datensätzen bestimmt und erste analytische Festigkeits- und Lebensdauerbewertungen durchführt. Die vorgestellte Clustering-Methode ermöglicht, bei kleinen relativen Fehlern ($-6\% < RE < 3\%$) in der Verbrauchs- und Temperaturprognose, die Reduktion der Simulationsdauer eines Fahrzyklus um 80–90%. Zusätzlich ist ein neuer Ansatz zur Berechnung der Wärmeübertragung von Sprühdüsenkühlungen an Hairpin-Wickelköpfen entwickelt worden. Die mittleren relativen Fehler der berechneten Wärmeübergangskoeffizienten liegen bei $\overline{RE} \cong 16\%$. In transienten Messungen liegt der absolute Fehler bei unter $\Delta T < 7\text{ K}$. Die Gültigkeitsbereiche des Modells und die Übertragbarkeit auf andere Sprühkühlungskonzepte sind untersucht worden.

Die hohe Modellgenauigkeit und Prognosequalität der verschiedenen thermischen Netzwerke ist mithilfe unterschiedlicher Messungen von Einzelkomponenten- und Antriebseinheitsmessungen nachgewiesen worden. Das E-Maschinennetzwerkmodell zeigt gegenüber der 3D-CHT-Berechnung relative Fehler von $RE < 2,8\%$ bzw. absolute Fehler von $\Delta T < 3\text{ K}$ und gegenüber Messungen der gleichen Arbeitspunkte relative Fehler von $RE < 5,7\%$ bzw. $\Delta T < 7\text{ K}$. Der Abgleich mit verschiedenen transienten Messungen dieser E-Maschine zeigt, dass die Wickelkopftemperaturen in allen Fällen mit absoluten Fehlern von $\Delta T < 10\text{ K}$ prognostiziert werden. Zusätzliche Modellvalidierungen anhand weiterer E-Maschinen sind in einer vorherigen Veröffentlichung durchgeführt worden. Die Verlustleistungsberechnung des Getriebe Modells ist mit Messungen von sechs unterschiedlichen Getrieben validiert worden. Die mittleren relativen Fehler der Kennfeldabgleiche liegen zwischen $-16,2\% < \overline{RE} < 17,9\%$. Die Berechnung der Getriebeölsumpftemperatur zeigt in acht Messungen maximale absolute Fehler von $\Delta T < 6\text{ K}$. Die Berechnung der mechanischen Schleppverluste der elektrischen Antriebseinheiten zeigt mittlere



relative Fehler von $\overline{RE} \leq \pm 40\%$. Der Messabgleich mit drei elektrischen Antriebseinheiten zeigt, dass die absoluten Fehler der simulierten Temperaturen in allen Fahrzyklen unter $\Delta T < 10$ K liegen. Nur die simulierten Lagertemperaturen zeigen in einzelnen Zyklen größere Fehler. Die umfassende Modellvalidierung stellt sicher, dass neue virtuelle Konzepte ausreichend genau berechnet und deren thermisches Verhalten gut prognostiziert werden kann. Mögliche Ungenauigkeiten einzelner Simulationsmodelle (z.B. inhomogene Fluideffekte) sind vorgestellt und diskutiert worden.

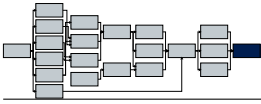
Die entwickelte Methode kann aufgrund der hohen Flexibilität der Modelle auf viele verschiedene Antriebseinheiten mit unterschiedlichen E-Maschinen, Kühlkonzepten und Getriebe-Konfigurationen angewendet werden. Beispielhaft sind dafür zwei Antriebseinheiten mit 10 Kühlkonzepten simulativ untersucht worden. Der Einfluss der Materialkosten und verbrauchsspezifischer Kennzahlen auf die Wahl eines Kühlsystems zeigt, dass, je nach Materialkosten-Szenario und Gewichtung des Verbrauchs, das systemisch optimale Kühlkonzept anders aussehen kann. Daher ist die Festlegung dieser globalen Randbedingungen notwendig, um im Sinne des „Systems Engineering“ das bestmögliche Produkt zu entwickeln.

Im Rahmen der in dieser Arbeit gewählten Randbedingungen zeigt die Systemoptimierung, dass bei steigenden Kosten und Reichweitenanforderungen der Verbrauchseinfluss (KEK_{Verb}) auf das Gesamtoptimum zunimmt. In diesem Kostenszenario zeigen beide elektrischen Antriebseinheiten das Systemoptimum bei einer direkten Kühlung des Rotors und einer direkten oder indirekten Kühlung der Statorbauteile (Kühlkonzept #4 bei der PMSM und Kühlkonzept #8 bei der FSM).

Die Systemoptimierung zeigt durch die Berücksichtigung gekoppelter Randbedingungen und thermischer Effekte deutliche Vorteile gegenüber der Einzelkomponentensimulation. In der Systemoptimierung sind um bis zu $\Delta KEK = -8,27\%$ geringere Gesamt-Kostenkennzahlen gegenüber den kumulierten Kostenkennzahlen der Einzelkomponentensimulationen erreicht worden. Der Einfluss der Starttemperatur auf öltemperaturabhängige Bestandteile (z.B.: Getriebeöl in der Rotorwelle) der verschiedenen Kühlkonzepte ist diskutiert worden. Beispielsweise sind die Verbräuche einer E-Maschine mit direkter Statorleiterkühlung im Zyklus im gekoppelten System höher, da die Öltemperatur, abhängig von der Getriebeölsumpftemperatur und der internen Rückkühlung, teilweise höher ist und so die Leiterverluste höher ausfallen. Umgekehrt kann ein höheres Temperaturniveau der Rotorwelle die Eisen-, Magnet- sowie Reibungsverluste in der E-Maschine reduzieren. Daher ist es notwendig, dass jedes Kühlsystem detailliert in vielen Szenarien betrachtet und analysiert wird.

Die große Variabilität der Modelle ermöglicht es, einzelne Designs detailliert zu untersuchen, zusätzliche Thermomanagementmaßnahmen wie Bypass-Ventile, Volumenstromvariationen oder Antriebsisolation zu bewerten sowie Möglichkeiten zur thermischen Optimierung unter Gesamtantriebsbetrachtung abzuleiten.

In der ersten Untersuchung werden zwei Antriebseinheiten mit zwei verschiedenen Kühlkonzepten im leichteren FZG #1 detailliert betrachtet. Die Ergebnisse zeigen, dass bei einer reinen Ölkühlung der Antriebseinheiten die Einsparpotenziale durch Bypass-Ventile größer sind als bei einer kombinierten Wasser-Öl-Kühlung. Bei einer Starttemperatur von $\vartheta_{Start} = -7^\circ\text{C}$ kann bei der Ölkühlung der Antriebseinheit mit PMSM mittels zweier Bypass-Ventile eine systemische Einsparung von $\Delta KEK = -1,6\%$ erreicht werden. Die kombinierte Wasser-Öl-Kühlung erreicht nur eine Einsparung von $\Delta KEK = -1,23\%$. Mit zunehmender Starttemperatur wird das Einsparpotenzial geringer, da die Verbrauchseinsparung im Fluidkreislauf gegenüber den steigenden E-Maschinenverbräuchen abnimmt. Im Bergzyklus und im Autobahnzyklus mit FZG #2 werden durch die Bypass-Ventile keine systemischen Einsparungen erreicht, da hier eine Maximierung der Volumenströme und eine verbesserte Kühlung der E-Maschinenkomponenten systemisch vorteilhafter sind. Mit der Maximierung der Volumenströme können im System noch Einsparungen von $\Delta KEK = -0,53\% \rightarrow -0,16\%$ erreicht werden.

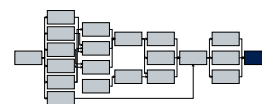


In der zweiten Untersuchung sind die Potenziale eines Bypass-Ventils und einer Antriebsisolation an einer FSM-basierten elektrischen Antriebseinheit ermittelt worden. Im WLTP werden bei der Ölkühlung durch den Einsatz beider Maßnahmen systemische Einsparungen auf Basis der Kostenkennzahlen von bis zu $\Delta KEK = -1,99\%$ erreicht. Im FZG #2 werden im gleichen Zyklus bei kalten Umgebungsbedingungen durch das Bypass-Ventil und die zusätzliche Antriebsisolation Einsparungen von $\Delta KEK = -4,23\%$ erreicht. Im Autobahnzyklus mit FZG #1 wird durch das Bypass-Ventil ein systemischer Vorteil von $\Delta KEK = -0,56\%$ erreicht. Im Rennstreckenzyklus mit FZG #2 bringen beide Maßnahmen systemische Nachteile, da hier die maximale Kühlung und Wärmeabfuhr wichtiger sind.

Insgesamt ist die entwickelte Methodik hervorragend geeignet Kühlkonzepte schnell zu vergleichen und Systempotenziale im antriebsinternen Thermomanagement zu identifizieren. Das Netzwerkmodell ist durch die kurze Rechenzeit ideal, um große Optimierungsaufgaben verhältnismäßig schnell durchzuführen und entsprechend viele verschiedene Designs von Antriebseinheiten zu untersuchen.

Eine Erweiterung der Methodik zur systemischen Bewertung von geschalteten Reluktanzmaschinen, Axialflussmaschinen oder Mehrganggetrieben ist denkbar. Die thermische Berechnung der Leistungselektronik mittels detailliertem thermischen Netzwerk stellt eine andere mögliche Ergänzung dar. Ebenso ist die Kopplung der Methodik mit einer parametrierbaren Berechnungsmethodik auf Basis von rechnerunterstütztem Konstruieren (engl.: "Computer-Aided Design") (CAD) und FEM zur Integration der elektromagnetischen Verlustberechnung eine weitere Möglichkeit. Die Integration oder Kopplung von CFD-Berechnungen zur detaillierteren Bewertung des Einflusses der Ölverteilung ist potenziell umsetzbar. Diese genannten Erweiterungen der Methodik sollten jedoch genauer abgewogen werden, da der Kern der entwickelten Methodik ein schnell rechnendes, frei parametrierbares Netzwerkmodell ist und dieses durch Kopplung mit rechenintensiven CAD-, FEM- oder CFD-Berechnungen deutlich an Rechengeschwindigkeit verlieren könnte.

Neben der Erweiterung der Methodik sind auch Ergänzungen in der Auswertung möglich. Die Entwicklung eines synthetischen Fahrzyklus, der in einer Zykluslänge möglichst alle realen Szenarien in gleicher relativer Häufigkeit zum realen Kundenverhalten abbildet, ist eine alternative Erweiterung. Mit einem solchen Fahrzyklus könnte das Fahrverhalten auf die Fahrzeuglebensdauer hochgerechnet werden und Alterungseinflüsse bewertet werden. Eine andere Möglichkeit ist die Erweiterung zur Bewertung von Thermomanagementmaßnahmen nach Klimazonen, Fahrzeugmärkten oder Fahrzeugsegmenten. So könnten verschiedene Maßnahmen regionspezifisch (typische Umgebungstemperaturen, Fahrzyklen oder Fahrzeugparameter wie Maximalgeschwindigkeit oder geforderte Beschleunigung) bewertet werden, um systemisch kostengünstige Lösungen für Marktspezifika zu finden. Dies ist insbesondere relevant, wenn Preise für Zukaufteile und Kostenkennzahlen aufgrund unterschiedlicher Marktbedingungen zwischen Regionen stark variieren.



Anhang

Anhangsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis (Anhang)	V
Tabellenverzeichnis (Anhang)	VII
A Thermisches Netzwerk für verschiedene elektrische Maschinen	IX
A.1 Basis thermischer Netzwerke	IX
A.2 Variables thermisches E-Maschinen-Netzwerkmodell	IX
A.3 Getriebeverlustberechnung	XI
A.4 Radialwellendichtringverlustberechnung	XV
A.5 Ölförderung durch Schleudern	XVI
A.6 Lagerverlustberechnung	XVI
A.7 Getriebedesignwurf eines Planetenradsatz-Getriebes	XVIII
B Kostenmodellierung	XIX
B.1 Einzelkomponentenkosten	XXI
B.1.1 Skaleneffekte bei Zukaufkomponenten	XXI
B.1.2 Kostenberechnungsmodell Elektrolechfertigung	XXI
B.1.3 Kostenmodell für Stahl- und Aluminiumkomponenten	XXII
B.1.4 Lagerkostenmodell	XXII
B.2 Leistungselektronikmodulkosten	XXIII
B.3 Getriebekostenmodelle in der Literatur	XXIV
B.4 Anlagenkosten	XXIV
C Weitere Messabgleiche	XXVII
C.1 Übersicht der vermessenen Getriebe, E-Maschinen und Antriebseinheiten . .	XXVII
C.2 Weitere Messabgleiche des thermischen E-Maschinenmodells	XXVIII
C.3 Weitere Messabgleiche der Getriebe-Simulation	XXXI
C.4 Weitere Messabgleiche des thermischen Antriebsmodells	XXXIX
D Kühlkonzepte in den Parameterstudien	LI
E Weitere Simulationsergebnisse	LIII
E.1 Vergleich der unterschiedlichen Getriebearten	LIII
E.2 Optimierung der Bypass-Ventile im Berg- und Autobahnzyklus	LIV

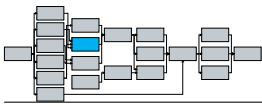
Abbildungsverzeichnis (Anhang)

A.1	Thermisches Rotor-Netzwerk mit Deaktivierungslogik für PMSM und ASM	X
A.2	Thermische Netzwerke zweier Maschinenarten: a) ASM und b) FSM	XI
A.3	Beispiele für koaxiale Getriebe mit einem PRS und thermisches Netzwerkmodell für einen PRS	XII
A.4	Getriebeverlustaufteilung bei verschiedenen Betriebszuständen	XIII
A.5	Ölförderung: a) Schematische Darstellung und b) Metamodell zur Ermittlung des Getriebeölfördervolumenstroms auf Basis von CFD-Simulationen	XVI
A.6	Flussdiagramm des Modells zum Entwerfen eines PRS-Getriebedesigns	XVIII
B.1	Stückzahldegression am Beispiel von einem Rillenkugellager	XXI
B.2	Kostenmodelle für verschiedene Bauteile: a) Aluminium und b) Stahl	XXII
B.3	Lagerkostenmodell	XXIII
B.4	Leistungselektronikkosten	XXIV
C.1	E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#1)	XXVIII
C.2	E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#2)	XXIX
C.3	E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#3)	XXIX
C.4	E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#4)	XXX
C.5	E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#5)	XXX
C.6	E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#6)	XXXI
C.7	Thermische Getriebe-Simulation des Fahrzyklus (#1)	XXXI
C.8	Thermische Getriebe-Simulation mehrerer Fahrzyklen (#2-#4)	XXXII
C.9	Thermische Getriebe-Simulation mehrerer Fahrzyklen (#6-#8)	XXXIII
C.10	Getriebeverlustberechnungsmessabgleiche: Vers. Getriebe und Öle (#1)	XXXIV
C.11	Getriebeverlustberechnungsmessabgleiche: Vers. Getriebe und Öle (#2)	XXXV
C.12	Getriebeverlustberechnungsmessabgleiche: Vers. Getriebe und Öle (#3)	XXXVI
C.13	Getriebeverlustberechnungsmessabgleiche: Vers. Getriebe und Öle (#4)	XXXVII
C.14	Getriebeverlustberechnungsmessabgleiche: Vers. Getriebe und Öle (#5)	XXXVIII
C.15	Messabgleich der Schleppverluste einer eAE mit nasslaufender PMSM	XXXIX
C.16	eAE #1 in einem Fahrzyklus (#1)	XL
C.17	eAE #1 in einem Fahrzyklus (#2)	XL
C.18	eAE #1 in einem Fahrzyklus (#3)	XLI
C.19	eAE #1 in einem Fahrzyklus (#4)	XLI
C.20	eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #1)	XLII
C.21	eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #2)	XLII
C.22	eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #3)	XLIII
C.23	eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #4)	XLIII
C.24	eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #5)	XLIV
C.25	eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #6)	XLIV
C.26	eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #7)	XLV
C.27	eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #8)	XLV
C.28	eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #1)	XLVI
C.29	eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #2)	XLVI
C.30	eAE #2 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #1)	XLVII

C.31 eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #3)	XLVII
C.32 eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #4)	XLVIII
C.33 eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #5)	XLVIII
C.34 eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #6)	XLIX
C.35 eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #7)	XLIX
D.1 Kühlkonzepte der Parameterstudien	LII
E.1 Schematische Darstellung der unterschiedlichen Getriebe	LIII
E.2 Vergleich der Kosten, Verbräuche und KEKs der unterschiedlichen Getriebe . . .	LIV
E.3 Bergzyklus-Opt. zweier eAEs mit FZG #1 @ Starttemperatur $\vartheta_{Start} = 33^{\circ}\text{C}$. .	LV
E.4 Autobahnzyklus-Optimierung zweier eAEs mit komb. Öl- und Wasserkühlung mit FZG #1 @ Starttemperatur $\vartheta_{Start} = 20^{\circ}\text{C}$	LVI
E.5 Autobahnzyklus-Optimierung zweier ölgekühlter eAEs mit FZG #1 @ Starttemperatur $\vartheta_{Start} = 20^{\circ}\text{C}$	LVII

Tabellenverzeichnis (Anhang)

A.1	Analogien des thermischen und elektrischen Netzwerks	IX
A.2	Berechnung der unterschiedlichen Wärmeübertragungsphänomene	IX
A.3	Experimentell ermittelte Lager-Gleitreibungskoeffizienten μ_{BL} und μ_{EHL} . . .	XVII
A.4	Koeffizienten und Gültigkeitsbereich für den Berechnungsansatz der lastfreien Lagerreibungsmomente	XVIII
B.1	Übersicht der verwendeten Materialkosten	XX
B.2	Kosten der unterschiedlichen Zusatzbauteile	XX
B.3	Randbedingungen der Herstellungskostenmodellierung	XX
B.4	Übersicht der Anlagenkosten und Prozessschritte	XXV
C.1	Nomenklatur der verwendeten Leistungsklassen	XXVII
C.2	Übersicht der einzeln vermessenen Getriebe	XXVII
C.3	Übersicht der verwendeten Öle	XXVII
C.4	Übersicht der E-Maschinen bzw. zugehörigen Antriebseinheiten	XXVIII



Anhang A

Thermisches Netzwerk für verschiedene elektrische Maschinen

A.1 Basis thermischer Netzwerke

Das Konzept der thermischen Netzwerkmodelle ist analog zu elektrischen Netzwerken und den Knoten- und Maschenregeln (Tabelle A.1).

Tab. A.1: Analogien des thermischen und elektrischen Netzwerks [419, 420]

	Elektrisches Netzwerk	Thermisches Netzwerk
Potential	U/V	T/K
Stromgröße	I/A	\dot{Q}/W
Widerstand	R_{el}/Ω	$R_{th}/\frac{K}{W}$
Kapazität	C/F	$C_m/\frac{J}{kg}$
Leitfähigkeit	$\sigma_{el}/\frac{1}{\Omega \cdot K}$	$\lambda/\frac{W}{m \cdot K}$
Maschenregel	$\sum_n I_n$	$\sum_n \dot{Q}_n$
Knotenregel	$\sum_n U_n$	$\sum_n T_n$

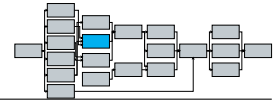
Die Wärmeströme für verschiedene Übertragungsphänomene können wie folgt beschrieben werden (Tabelle A.2) [419].

Tab. A.2: Berechnung der unterschiedlichen Wärmeübertragungsphänomene [419]

Wärmeübertragungsphänomen	Berechnungsansatz
Wärmeleitung (quadratische Körper)	$\dot{Q} = \frac{\lambda \cdot A}{L} \cdot \Delta T$
Wärmeleitung (radial durch zylindrische Körper)	$\dot{Q} = \frac{\frac{R_{Außen} - R_{Innen}}{\ln(\frac{R_{Außen}}{R_{Innen}})}}{\lambda \cdot L_{Zylinder} \cdot 2 \cdot \pi} \cdot \Delta T$
Konvektion	$\dot{Q} = \alpha_{Konv} \cdot A \cdot \Delta T$
Wärmestrahlung	$\dot{Q} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_1^4 - T_2^4) \cdot A$

A.2 Variables thermisches E-Maschinen-Netzwerkmodell

Das Modell ist so gestaltet, dass verschiedenen Radialflussmaschinen simuliert werden können. Die thermischen Kapazitäten und Widerstände von Teilkomponenten, wie die Kurzschlussringen oder speziellen Kühlungssystemen, können vom hinterlegten Simulationsalgorithmus varia-



bel deaktiviert werden, wenn diese in einer bestimmten Maschinenkonfiguration nicht vorzufinden sind (Abb. A.1). Bei der Lösung des Gleichungssystems, durch den Solver, werden diese „Knoten“ nicht berücksichtigt. Dies gibt dem Optimierungsalgorithmus weitere Flexibilität in der Gestaltung eines optimierten Antriebsstrangdesigns. Abbildung A.2 zeigt beispielhafte Netzwerke einer ASM (Abb. A.2a) und FSM (Abb. A.2b).

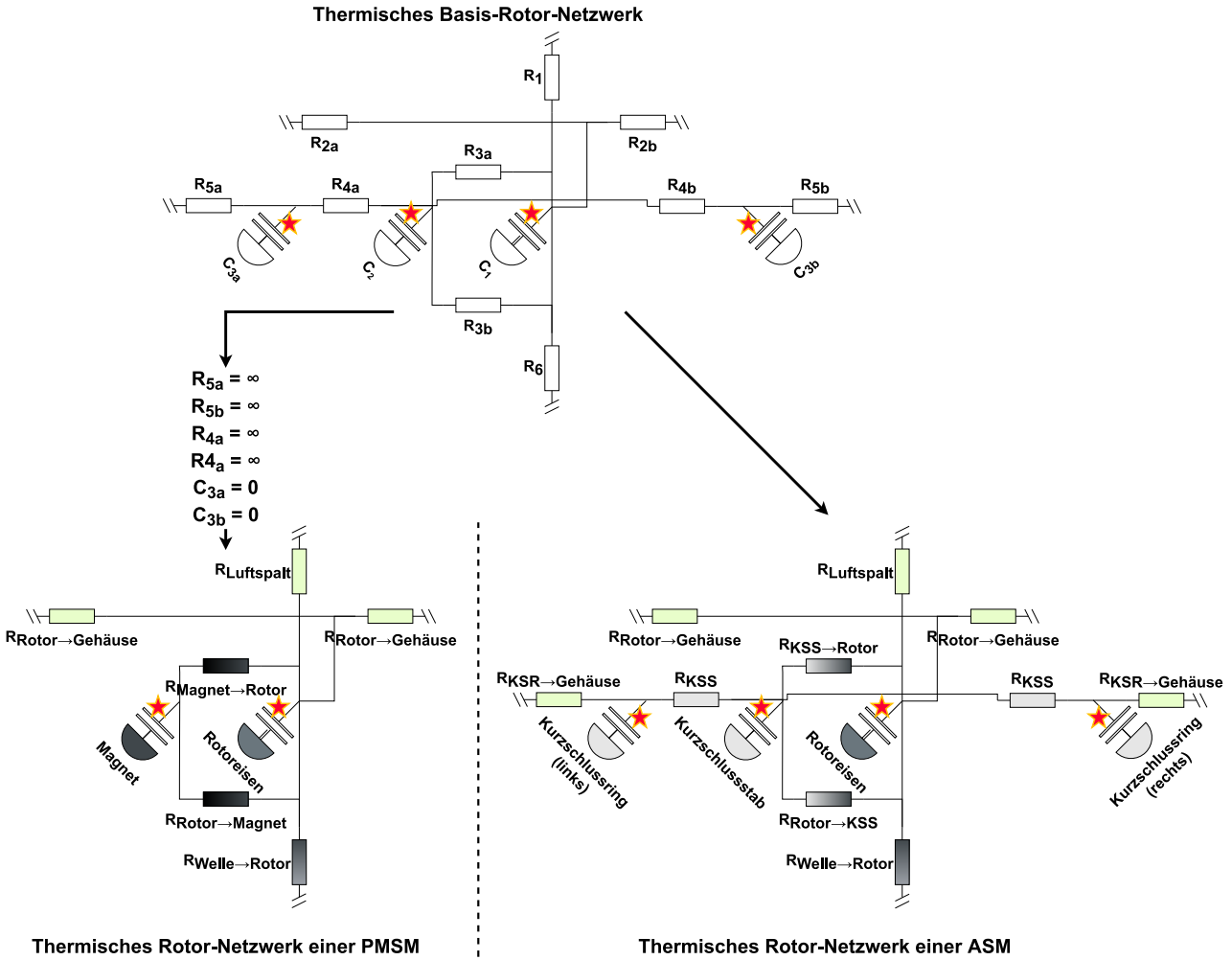


Abb. A.1: Thermisches Rotor-Netzwerk mit Deaktivierungslogik für PMSM und ASM

Die Impulsverluste in der Rotorwelle werden approximiert über:

$$P_{V,Reib,Ölimpuls} = 0,5 \cdot \dot{m}_{RWK} \cdot R_{Welle,i}^2 \cdot \omega_{Welle}^2 \tag{A.1}$$

Verschiedene Berechnungsmodelle für die weiteren Arten der E-Maschinenspezifischen Ölreibungsverluste sind in der Literatur zu finden [339, 340, 422].

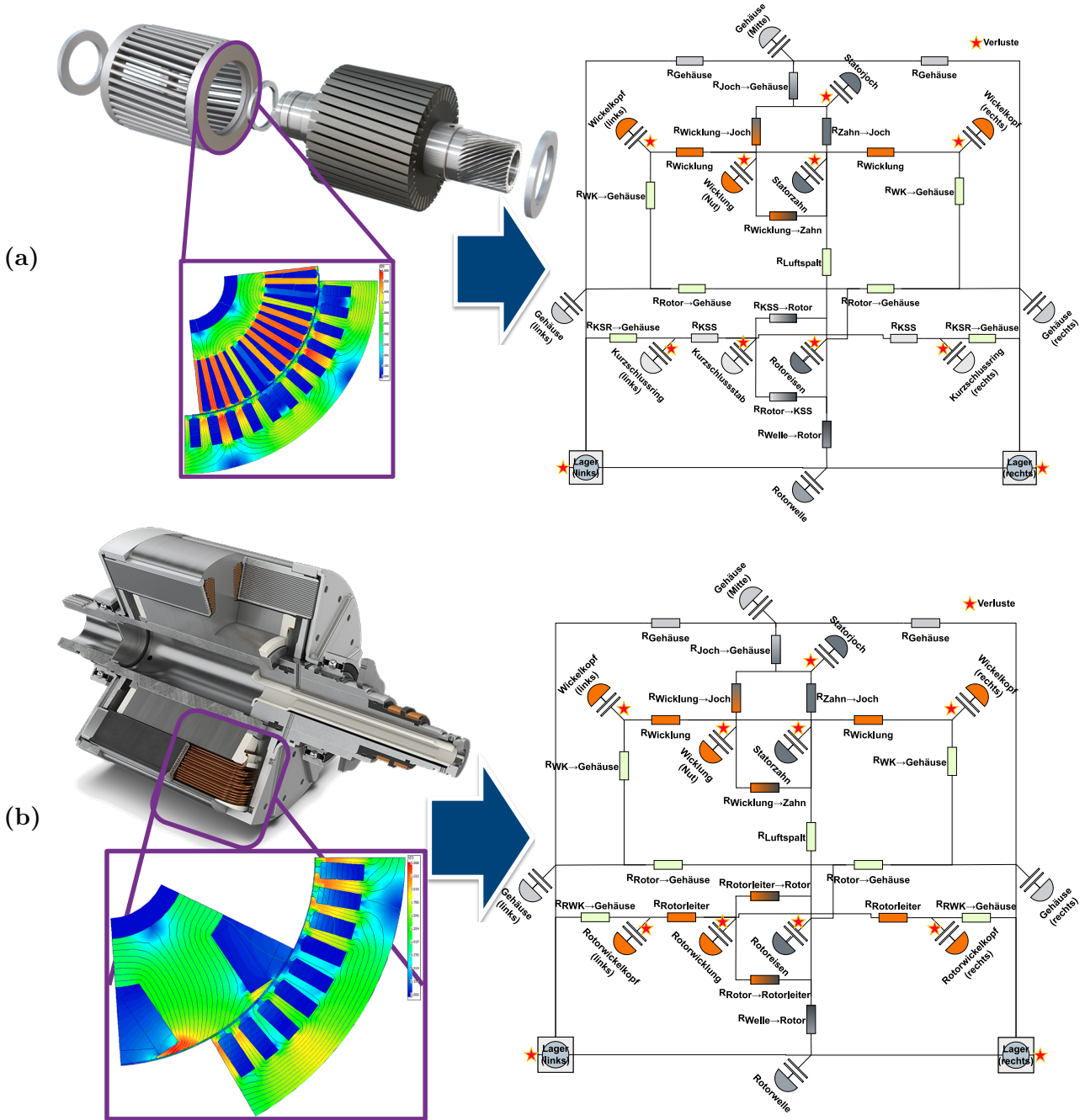
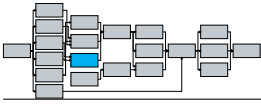


Abb. A.2: Thermische Netzwerke zweier Maschinenarten: a) ASM [149] und b) FSM [421]

A.3 Getriebeverlustrberechnung

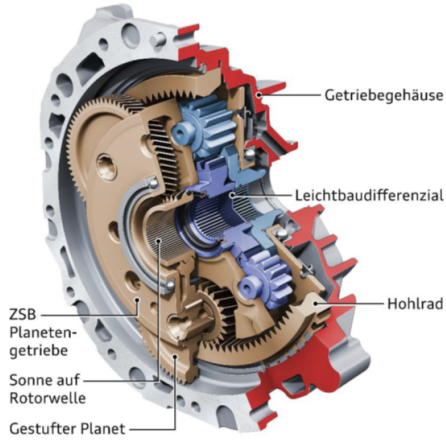
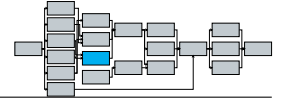
Nachfolgend werden die Berechnungsansätze für die unterschiedlichen Verlustleistungen in einem Getriebe beschrieben. In Abbildung A.3 ist ein thermisches Netzwerkmodell für einen PRS dargestellt.

Die Getriebeverlustrleistung setzt sich aus lastabhängigen und lastunabhängigen Verlusten zusammen [55, 138]:

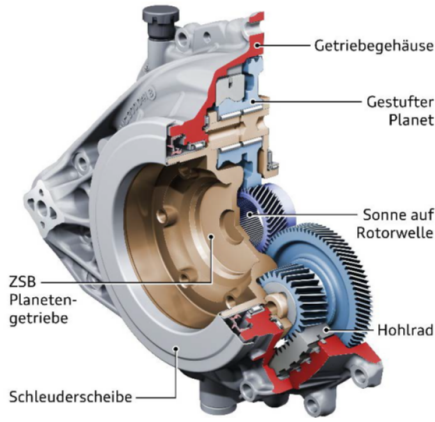
$$P_{V,Getriebe} = P_{V,Verzahnung} + P_{V,Lager} + P_{V,Dichtung} \tag{A.2}$$

$$P_{V,Verzahnung} = P_{V,lastabhängig} + P_{V,lastunabhängig} \tag{A.3}$$

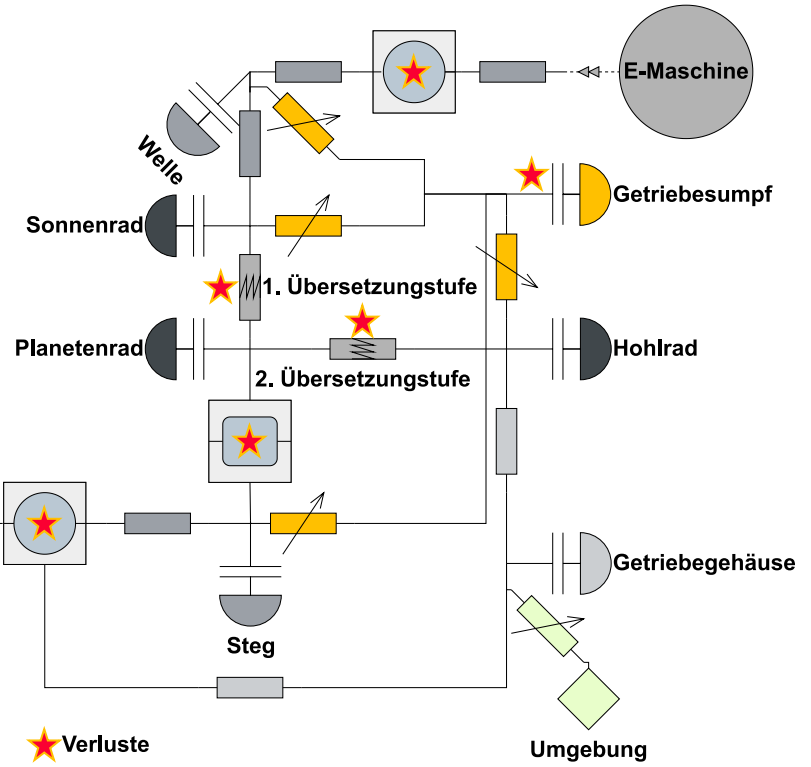
$$P_{V,lastunabhängig} = P_{V,Plansch} + P_{V,Ventilation} + P_{V,Quetsch} + P_{V,Impuls} \tag{A.4}$$



(a) Beispiel PRS #1



(b) Beispiel PRS #2



(c) Thermisches Netzwerkmodell PRS

Abb. A.3: Beispiele für koaxiale Getriebe mit einem PRS [151, 294] und thermisches Netzwerkmodell für einen PRS

Je nach Arbeitspunkt des Getriebes können unterschiedliche Verlustarten dominieren. Bei hohen Drehzahlen und niedrigen Momenten dominieren die drehzahlabhängigen Verluste (Lager, Dichtungen und hydraulische Verluste), bei zunehmenden Drehmomenten nehmen die lastabhängigen Verluste der Verzahnungen und Lager zu. Die drehzahlabhängigen Verluste weisen insbesondere bei niedrigen Temperaturen einen hohen Anteil an den Gesamtverlusten auf, da die Viskosität der Öle mit abnehmender Temperatur größer wird (Abb A.4). Die lastabhängigen Verluste werden mit einem Ansatz von Heizenröther [423] auf Basis von Doleschel [424, 425] mit Erweiterungen aus Jurkschat [426] berechnet.

$$P_{V,lastabh\ddot{a}ngig} = P_{Ein} \cdot \mu_{mz} \cdot H_V \quad (\text{A.5})$$

$$\mu_{mz} = \begin{cases} (\mu_F \cdot (1 - \zeta) + \mu_{EHD} \cdot \zeta) \cdot \left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}\right)^{0,04} & \zeta < 1 \\ \mu_F \cdot (1 - \zeta) + \mu_{EHD} \cdot \zeta & 1 \leq \zeta \end{cases} \quad (\text{A.6})$$

$$\mu_F = \mu_{F,Ref} \cdot \left(\frac{p_{Kontakt}}{p_{Ref}}\right)^{\alpha_F} \cdot \left(\frac{v_{\Sigma C}}{v_{Ref,F}}\right)^{\beta_F} \quad (\text{A.7})$$

$$\mu_{EHD} = \mu_{EHD,Ref} \cdot \left(\frac{p_{Kontakt}}{p_{Ref}}\right)^{\alpha_{EHD}} \cdot \left(\frac{v_{\Sigma C}}{v_{Ref,EHD}}\right)^{\beta_{EHD}} \cdot \left(\frac{\eta_{\ddot{O}l}}{\eta_{Ref}}\right)^{\gamma_{EHD}} \quad (\text{A.8})$$

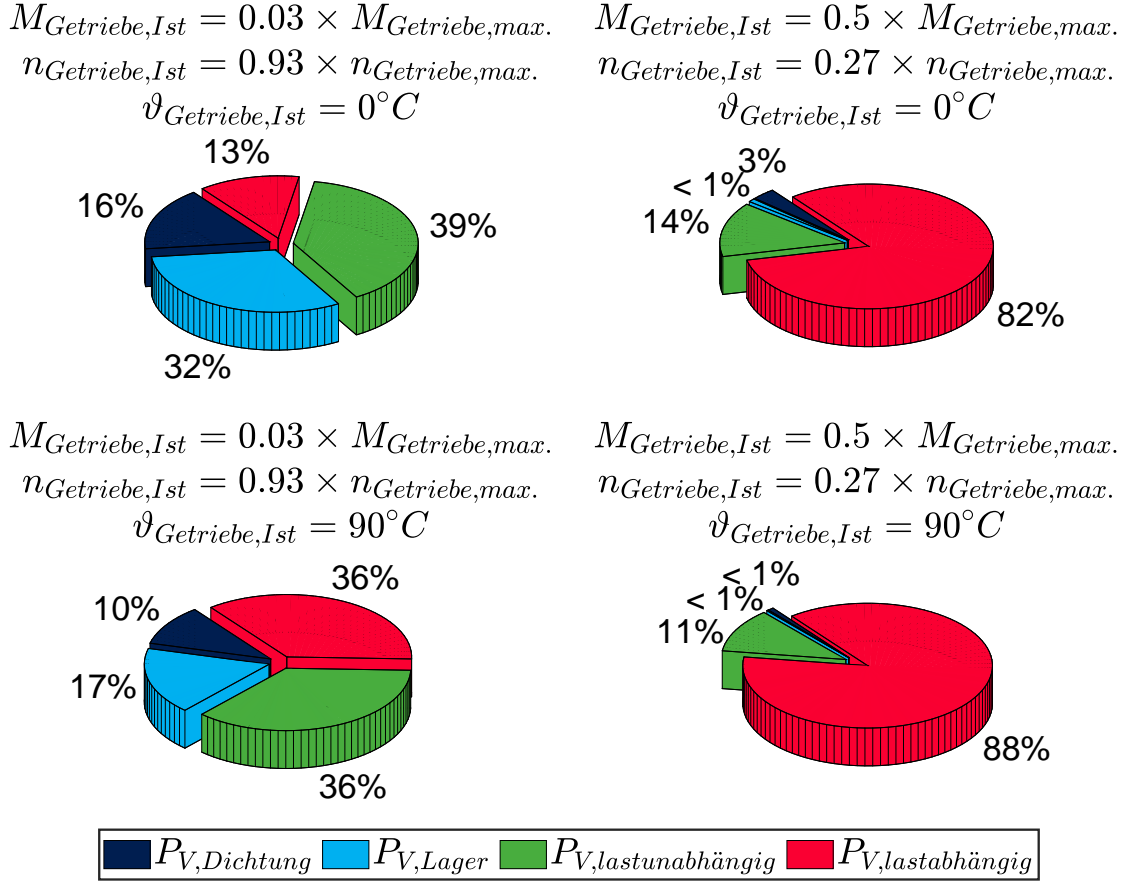
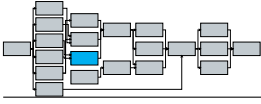


Abb. A.4: Getriebeverlустаufteilung bei verschiedenen Betriebszuständen

Die Koeffizienten können für verschiedenen Referenzzöle aus den Arbeiten von Doleschel [424, 425] entnommen werden. Der Aufteilungsfaktor ζ kann mit unterschiedlichen Ansätzen berechnet werden [425, 427]:

$$\zeta = \begin{cases} 1 - \left(1 - \frac{\Lambda}{2}\right)^2 & \Lambda < 2 \\ 1 & 2 \leq \Lambda \end{cases} \quad (\text{A.9})$$

$$\zeta = 0,82 \cdot \Lambda^{0,28} \quad (\text{A.10})$$

$$\zeta = \frac{1,21 \cdot \Lambda^{0,64}}{1 + 0,37 \cdot \Lambda^{1,26}} \quad (\text{A.11})$$

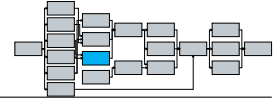
Der relative Schmierfilmdicke wird nach Klein [428] mit Erweiterung durch Kreil [429] berechnet:

$$\Lambda = \frac{h_0}{0,5 \cdot (R_{Z,1} + R_{Z,2})} \quad (\text{A.12})$$

$$h_0 = C_{LS} \cdot C_{th} \cdot h'_0 \quad (\text{A.13})$$

$$h'_0 = 1,95 \cdot 10^3 \cdot \rho_{Ers} \cdot G^{0,73} \cdot U^{0,73} \cdot W^{-0,09} \quad (\text{A.14})$$

$$C_{th} = \frac{3,94}{3,94 + \left(\frac{0,001 \cdot \eta_M \cdot \alpha_t \cdot v_{\Sigma C}^2}{4 \cdot \lambda_{Fluid}}\right)^{0,62}} \quad (\text{A.15})$$



$$\alpha_t = \frac{\ln\left(\frac{\eta_{\vartheta 1}}{\eta_{\vartheta 2}}\right)}{\vartheta_1 + \vartheta_2} \quad (\text{A.16})$$

$$C_{LS} = f(R_Z, \text{Schliff}) = \begin{cases} 1 & \text{poliert o. quergeschliffen} \\ 1,05 \cdot \exp(-0,16 \cdot R_Z) & \text{längs- o. kreuzgeschliffen} \end{cases} \quad (\text{A.17})$$

Alternativ lässt sich der Reibungsfaktor auch nach Schlenk berechnen [430–432]:

$$\mu_{mz} = 0,048 \cdot \left(\frac{F_N}{b_{\text{Zahnrad}} \cdot \rho_{\text{red}C} \cdot v_{\Sigma C}} \right)^{0,2} \cdot \eta_{\text{Öl}}^{-0,05} \cdot \bar{R}_a^{-0,25} \cdot X_L \quad (\text{A.18})$$

$$X_L = \begin{cases} 1 & \text{Mineralöl} \\ 0,8 & \text{Polyalphaolefine und Ester} \\ 0,75 \cdot \left(\frac{6}{v_{\Sigma C}}\right)^{0,2} & \text{Polyglykole} \end{cases} \quad (\text{A.19})$$

Weitere experimentell ermittelte Schmierstofffaktoren X_L für andere Öle finden sich in Arbeiten von Hammami, Wimmer und Aifaoui et al. [433–435]. Der Geometriefaktor H_V wird wie folgt berechnet [55, 436]:

$$H_V = \begin{cases} \frac{\pi \cdot (u+1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos(\beta_b)} \cdot (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) & 1 \leq \varepsilon_\alpha \leq 2 \\ \frac{\pi \cdot (u+1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos(\beta_b)} \cdot \left(\frac{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2}{\varepsilon_\alpha}\right) & \varepsilon_\alpha < 1 \end{cases} \quad (\text{A.20})$$

Für die Getriebepfanschverluste von 1-Gang-Getrieben wird der Ansatz von Changenet et al. [437] verwendet. Das Reibungsmoment durch Planschen berechnet sich zu:

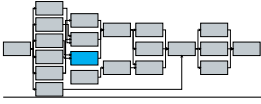
$$M_{\text{Plansch}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{Öl}} \cdot \omega_{\text{Zahnrad}}^2 \cdot R_{0,Z}^3 \cdot A_{Z,\text{Öl}} \cdot C_{m,\text{Plansch}} \quad (\text{A.21})$$

Das dimensionslose Reibungsmoment $C_{m,\text{Plansch}}$ kann in vier verschiedene Lastfälle unterschieden werden:

$$C_{m,\text{Plansch}} = \begin{cases} 1,366 \cdot \left(\frac{h_{Z,\text{Öl}}}{D_{0,Z}}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{V_{\text{Öl}}}{D_{0,Z}^3}\right)^{0,1} \cdot Fr^{-0,6} \cdot Re_{Z,\text{krit}}^{-0,21} \cdot \left(\frac{b_{\text{Zahnrad}}}{R_{0,Z}}\right)^{0,21} \\ \text{Gültigkeitsbereich: } \gamma < 750 \text{ m/s}^2 \ \& \ Re_{Z,\text{krit}} < 4000 \\ 0,239 \cdot \left(\frac{h_{Z,\text{Öl}}}{D_{0,Z}}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{V_{\text{Öl}}}{D_{0,Z}^3}\right)^{0,1} \cdot Fr^{-0,6} \cdot \left(\frac{b_{\text{Zahnrad}}}{R_{0,Z}}\right)^{0,21} \\ \text{Gültigkeitsbereich: } \gamma < 750 \text{ m/s}^2 \ \& \ 4000 < Re_{Z,\text{krit}} \\ 20,797 \cdot \left(\frac{h_{Z,\text{Öl}}}{D_{0,Z}}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{V_{\text{Öl}}}{D_{0,Z}^3}\right)^{-0,35} \cdot Fr^{-0,88} \cdot Re_{Z,\text{krit}}^{-0,21} \cdot \left(\frac{b_{\text{Zahnrad}}}{R_{0,Z}}\right)^{0,85} \\ \text{Gültigkeitsbereich: } 1250 \text{ m/s}^2 > \gamma \ \& \ Re_{Z,\text{krit}} < 4000 \\ 3,644 \cdot \left(\frac{h_{Z,\text{Öl}}}{D_{0,Z}}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{V_{\text{Öl}}}{D_{0,Z}^3}\right)^{-0,35} \cdot Fr^{-0,88} \cdot \left(\frac{b_{\text{Zahnrad}}}{R_{0,Z}}\right)^{0,85} \\ \text{Gültigkeitsbereich: } 1250 \text{ m/s}^2 > \gamma \ \& \ 4000 < Re_{Z,\text{krit}} \end{cases} \quad (\text{A.22})$$

$$Re_{Z,\text{krit}} = \frac{\omega_{\text{Zahnrad}} \cdot R_{0,Z} \cdot b_{\text{Zahnrad}}}{\nu_{\text{Öl}}} \quad (\text{A.23})$$

$$Fr = \frac{\omega_{\text{Zahnrad}}^2 \cdot R_{0,Z}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \quad (\text{A.24})$$



$$\gamma = \omega_{\text{Zahnrad}}^2 \cdot (R_{0,Z} \cdot b_{\text{Zahnrad}} \cdot m_{\text{Zahnrad}})^{1/3} \quad (\text{A.25})$$

Der Einfluss der angrenzenden Gehäusewände auf die Getriebepfanschverluste ist von Changet und Vexel [438] untersucht worden. Dabei werden die Getriebepfanschverluste mit dem Reibungsmoment nach Gleichung A.21 ermittelt und als Referenzwert betrachtet. Anschließend werden diese ins Verhältnis zu den Verlusten mit Wandeinfluss gesetzt. Umgestellt können so die Getriebepfanschverluste mit Wandeinfluss berechnet werden:

$$\frac{P_{V,\text{Plansch}}}{P_{V,\text{Plansch,Ref}}} = \begin{cases} 2,17 \cdot \left(\frac{D_{0,Z}}{D_{\text{Wand}}}\right)^{3/4} \cdot \left(\frac{a_{\text{Wand}}}{R_{0,Z}}\right)^{\left(0,383 \cdot \frac{D_{0,Z}}{D_{\text{Wand}}}\right)} \\ \text{Gültigkeitsbereich:} \\ Re_{Z,krit} < 6000 \ \& \\ a_{\text{Wand}} \leq R_{0,Z} \cdot \left(\frac{1}{2,17} \cdot \left(\frac{D_{0,Z}}{D_{\text{Wand}}}\right)^{3/4}\right)^{\left(2,61 \cdot \frac{D_{0,Z}}{D_{\text{Wand}}}\right)} \\ 0,76 \cdot \left(\frac{D_{0,Z}}{D_{\text{Wand}}}\right)^{0,48} \cdot \left(\frac{a_{\text{Wand}}}{\sqrt{m_{\text{Zahnrad}} \cdot b_{\text{Zahnrad}}}}\right)^{\left(0,548 \cdot \frac{D_{0,Z}}{D_{\text{Wand}}}\right)} \\ \text{Gültigkeitsbereich:} \\ 9000 > Re_{Z,krit} \ \& \\ a_{\text{Wand}} \leq \sqrt{m_{\text{Zahnrad}} \cdot b_{\text{Zahnrad}}} \cdot \left(\frac{1}{0,76} \cdot \left(\frac{D_{0,Z}}{D_{\text{Wand}}}\right)^{0,48}\right)^{\left(1,82 \cdot \frac{D_{0,Z}}{D_{\text{Wand}}}\right)} \end{cases} \quad (\text{A.26})$$

Die Ventilations-, Quetsch- und Impulsverluste werden nach FVA-Berechnungsvorschriften berechnet [439, 440]. Für die Fluidreibungsverluste des PRS-Getriebes wird der Ansatz von Boni et al. [441–444] genutzt.

A.4 Radialwellendichtungsverlustberechnung

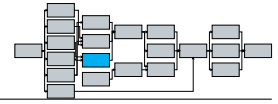
Die Verluste eines **R**adial**W**ellen**D**icht**R**ings (RWDR) lassen sich ohne zusätzliche Informationen zur Geometrie nach Linke [138] berechnen:

$$\left[145 - 1,6 \cdot \frac{\vartheta_{\dot{O}_I}}{\text{°C}} + 350 \cdot \log \left(\log \left(\left(\frac{\nu_{\vartheta_{\dot{O}_I=40\text{°C}}}}{\text{mm}^2/\text{s}} \right) + 0,8 \right) \right) \right] \cdot \left(\frac{D_{\text{Welle,a}}}{\text{mm}} \right)^2 \cdot \left(\frac{n_{\text{Welle}}}{\text{min}^{-1}} \right) \cdot 10^{-7} \text{ W} \quad (\text{A.27})$$

Sind die Geometrie und der Lastfall des RWDR bekannt, kann auf den Ansatz von Engelke [445] zurückgegriffen werden:

$$P_{V,\text{RWDR}} = \omega_{\text{Welle}} \cdot \left(\mu_0 \cdot F_{\text{rad}} \cdot D_{\text{Welle,a}} + \eta(\vartheta) \cdot \frac{b_{\text{RWDR}}}{\sum R_p} \cdot D_{\text{Welle,a}}^3 \cdot \frac{(2 \cdot \pi)^2}{60} \cdot n_{\text{Welle}} \right) \quad (\text{A.28})$$

Liegen keine Messdaten vor, um die Parameter des RWDRs zu bestimmen, werden folgende Werte vorgeschlagen: $b_{\text{RWDR}} = 0,2 \text{ mm}$, $b/\sum R_p = 122$ und $\mu_0 = 0,3$.



A.5 Ölförderung durch Schleudern

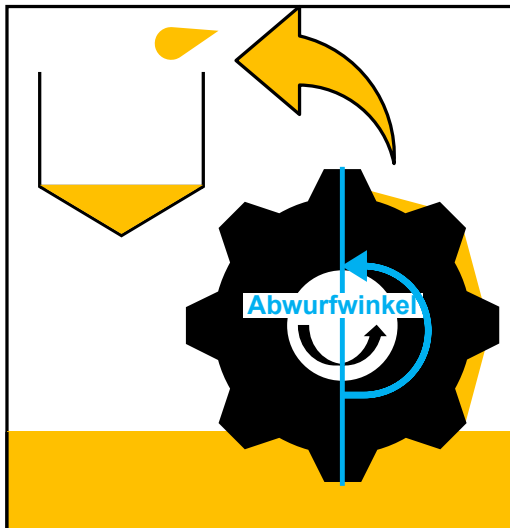
Die Basis für die Approximation des Ölschleudervolumens basiert auf dem Ansatz von Blok (modifiziert von Leprince) und wird für den Austrittswinkel $\varphi = \pi/2$ angepasst (Abb. A.5a) [446, 447]:

$$\dot{V}_{\text{Öl}} = h_{0, \text{Fluid}} \cdot b_{\text{Zahnrad}} \cdot Z \cdot v_{\text{Zahn}} \quad (\text{A.29})$$

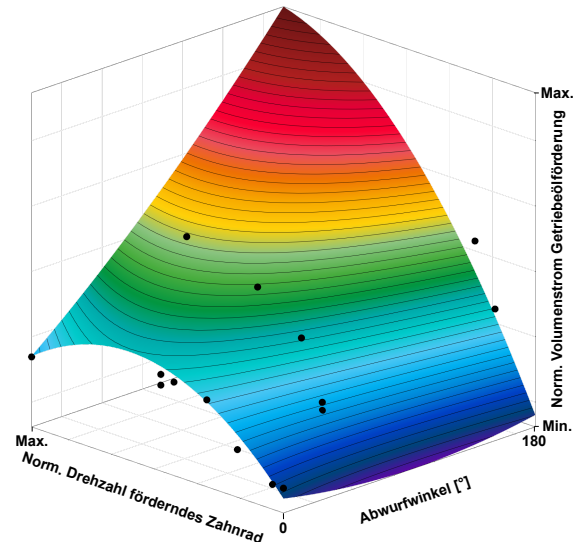
$$h_{0, \text{Fluid}} = \sqrt{\frac{\nu_{\text{Fluid}} \cdot h_{\text{Zahn}}}{\omega_{\text{Zahnrad}} \cdot R_{\text{Zahnrad}} \cdot \frac{\theta}{2}}} \quad (\text{A.30})$$

$$v_{\text{Zahn}} = \frac{h_{\text{Zahn}} \cdot \omega_{\text{Zahnrad}}}{3 \cdot \varphi} \quad (\text{A.31})$$

Alternativ kann die Ölförderung auch über ein Metamodell auf Basis von CFD-Simulationen unterschiedlicher bestehender Getriebe mit unterschiedlichen Abwurfwinkeln bestimmt werden (Abb. A.5b).



(a)



(b)

Abb. A.5: Ölförderung: a) Schematische Darstellung und b) Metamodell zur Ermittlung des Getriebeölvolumenstroms auf Basis von CFD-Simulationen

A.6 Lagerverlustberechnung

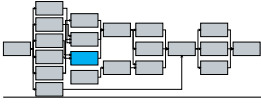
Die Verluste werden je nach Lager nach dem Ansatz von SKF oder Harris berechnet [56, 448, 449]. Harris [448, 449] gibt zur Beschreibung der Lagerverluste folgende Gleichungen an:

$$M_{0, \text{Lager}} = \begin{cases} 160 \cdot 10^{-7} f_0 \cdot d_m^3 & \frac{\nu}{\text{mm}^2/\text{s}} \cdot \frac{n}{\text{min}^{-1}} < 2000 \\ 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (\nu \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 & 2000 \leq \frac{\nu}{\text{mm}^2/\text{s}} \cdot \frac{n}{\text{min}^{-1}} \end{cases} \quad (\text{A.32})$$

$$M_{1, \text{Lager}} = f_1 \cdot F_{\text{rad}/ax} \cdot d_m \quad (\text{A.33})$$

SKF [56] geben zur Berechnung von Lagerverlusten folgende Gleichungen an:

$$M_{\text{Lager}, \text{SKF}} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (\text{A.34})$$



$$M_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6} \quad (\text{A.35})$$

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (\text{A.36})$$

$$M_{seal} = K_{S1} \cdot d_s^\beta + K_{S2} \quad (\text{A.37})$$

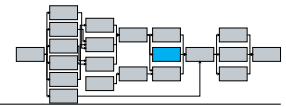
$$M_{drag} = \begin{cases} \text{Kugellager:} \\ 0,4 \cdot V_M \cdot K_{Ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 + 1,093 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \cdot d_m^3 \cdot \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{\nu}\right)^{-1,379} \cdot R_s \\ \text{Rollenlager:} \\ 4 \cdot V_M \cdot K_{roll} \cdot C_W \cdot B_{Lager} \cdot d_m^4 \cdot n^2 + 1,093 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \cdot d_m^3 \cdot \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{\nu}\right)^{-1,379} \cdot R_s \end{cases} \quad (\text{A.38})$$

Die Berechnung aller weiteren SKF-Lagerverlustfaktoren, teilweise für spezifische Lagergeometrien und -maße, ist in [56] beschrieben. Einige Autoren haben aufgrund von größeren Abweichungen des SKF-Ansatzes gegenüber Messungen, den Ansatz nach SKF erweitert oder modifiziert. Fernandes und Hammami et al. [450–452] haben für unterschiedliche Öle die Gleitreibungskoeffizienten μ_{BL} und μ_{EHL} auf Basis von experimentellen Untersuchungen bestimmt (Tab. A.3). Die ermittelten Koeffizienten sind gültig für folgende Einsatzbereiche:

- $F_{ax} < 7000 \text{ Nm}$
- $3262,5 < \frac{n_{Lager}}{\text{min}^{-1}} \cdot \frac{d_m}{\text{mm}} < 52200$
- $60^\circ\text{C} < \vartheta_{Betrieb} < 135^\circ\text{C}$

Tab. A.3: Experimentell ermittelte Lager-Gleitreibungskoeffizienten μ_{BL} und μ_{EHL} nach Fernandes und Hammami et al. [450–452]

Ölsorte	Koeffizienten	Axialkugellager	Axialrollenlager
Mineralöl	μ_{BL}	0,058	0,035
	μ_{EHL}	0,056	0,018
Biologisch abbaubarer Ester	μ_{BL}	0,06	0,04
	μ_{EHL}	0,043	0,01
Polyalphaolefine	μ_{BL}	0,049	0,039
	μ_{EHL}	0,044	0,01
Mineralöl mit verbesserter Viskosität	μ_{BL}	0,044	0,044
	μ_{EHL}	0,027	0,008
Polyalkylenglykol	μ_{BL}	0,054	0,025
	μ_{EHL}	0,044	0,01
75W85-B und 75W90-B	μ_{BL}	0,124	0,073
	μ_{EHL}	0,056	0,032
75W90-A und 80W90-A	μ_{BL}	0,097	0,071
	μ_{EHL}	0,064	0,036
75W140A	μ_{BL}	0,078	0,073
	μ_{EHL}	0,063	0,04



Cruz et al. [453] stellen einen neuen Ansatz zur Berechnung der lastfreien Reibungsmomente von Kegelrollenlagern in PKW-Getriebedifferenzialen vor:

$$M_{V,lastfrei} = M_{St} \cdot e^{-\frac{\omega}{\omega_0}} + (M_{St} + C_1)^\alpha \cdot \left[(\eta \cdot \omega \cdot d_{m1}^2 \cdot T_1)^{1-\alpha} \cdot C_{m1} + (\eta \cdot \omega \cdot d_{m2}^2 \cdot T_1)^{1-\alpha} \cdot C_{m2} \right] \quad (A.39)$$

$$C_{m1/m2} = C_{1/2} \cdot \left(\frac{h_{Lager,Öl}}{R_m} \right)^\beta \cdot Re_r^\theta \quad (A.40)$$

Folgenden Gültigkeitsbereich und Koeffizienten und geben die Autoren für die Gleichungen A.39 und A.40 an (Tab. A.4).

Tab. A.4: Koeffizienten und Gültigkeitsbereich für den Berechnungsansatz der lastfreien Lagerreibungsmomente nach Cruz et al. [453]

Koeffizienten					Gültigkeitsbereich			
C_1	C_2	α	β	θ	$\omega_0 / \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$\vartheta_{Öl} / ^\circ\text{C}$	$n_{Lager} / \text{min}^{-1}$	
1,86	56,3	0,45	0,28	-0,08	2	50 – 90	86 – 2500	

A.7 Getriebedesignentwurf eines Planetenradsatz-Getriebes

Nachfolgend ist das Flussdiagramm für den Entwurf eines PRS-Getriebes dargestellt (Abb. A.6).

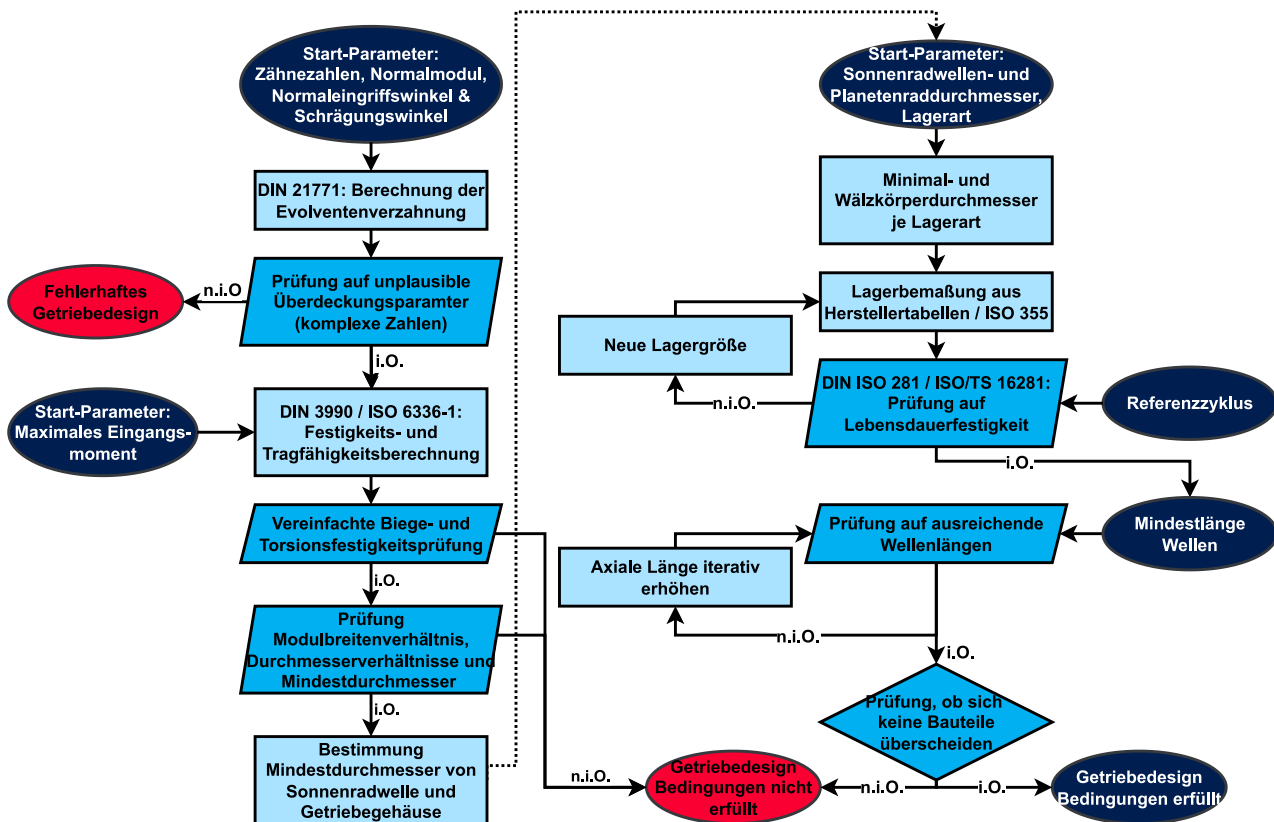
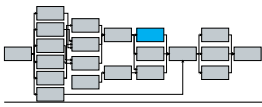


Abb. A.6: Flussdiagramm des Modells zum Entwerfen eines PRS-Getriebedesigns



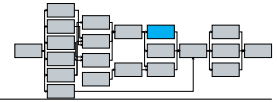
Anhang B

Kostenmodellierung

Die Kostenberechnung erfolgt für Eigenfertigung und zugekaufte Bauteile. Folgende Bestandteile werden im Herstellungskostenmodell als Eigenfertigung oder Teilfertigung inklusive Montage betrachtet:

- Gehäusekomponenten
- Elektrobleche
- Zahnräder und Wellen
- Rotor und Stator
- Leistungselektronik
- Getriebe

Nachfolgend werden die Ansätze zur Kostenkalkulation der verschiedenen Komponenten erklärt. Zunächst folgen die Berechnungsansätze für die Einzelkomponenten, anschließend werden die Fertigungs- und Montagekostenmodelle vorgestellt. Angaben zu Bauteil- oder Materialkosten aus publizierten Literaturquellen werden mit den durchschnittlichen Wechselkursen der jeweiligen Währung des Veröffentlichungsjahres auf die Währung Euro umgerechnet [454]. In Tabelle B.1 sind die verwendeten Materialkosten aller Kostenberechnungen dieser Arbeit zu finden [26, 59, 95, 364, 365, 390, 455–457]. In Tabelle B.2 sind die Kosteninformationen der Zukaufkomponenten wie Sensoren, Leitungen und weiterer unterschiedlicher Zusatzbauteilen (ZB) aufgelistet [26, 59, 121, 364, 390, 458, 459]. Für eine Großserienproduktion der elektrischen Antriebseinheiten werden die zusätzlichen Randbedingungen aus Tabelle B.3 für die gesamte Herstellungskostenbetrachtung angenommen.


Tab. B.1: Übersicht der verwendeten Materialkosten

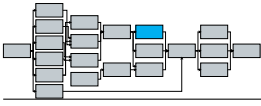
Material	Gravimetrischer Preis $k_{Grav} / \frac{\text{€}}{\text{kg}}$
Verschiedene Stähle	
• Elektroblech (SiFe)	1 – 1,22
• Getriebekomponenten	1 – 1,11
• Wellen (bearbeitet)	6 – 10
Kupfer (unbearbeitet)	6,67
Kupferleiter	8 – 10
Aluminium(-legierungen) (unbearbeitet)	2 – 3,6
NdFeB-Magnete	47,3 – 128,78
Imprägnierharz	10
	Volumetrischer Preis $k_{Vol} / \frac{\text{€}}{\text{l}}$
Kühlmittel	0,3 – 0,5
Getriebeöl	1,5 – 2,5
	Flächenbezogener Preis $k_{Fl} / \frac{\text{€}}{\text{m}^2}$
Akustisches Isolationsmaterial	4 – 16

Tab. B.2: Kosten der unterschiedlichen Zusatzbauteile

Material	Stückpreis $k_{Stk} / \frac{\text{€}}{\text{Stk}}$	Stückzahlen (laut Quelle)
Kugellager	4 – 20	
Hochvolt-Steckverbindung	10 – 14,3	$10^4 - 5 \cdot 10^5$
Rotorlagergeber	8,3 – 30	
Temperatursensoren	0,8 – 2,2	
Schleifringe	10	$5 \cdot 10^5$
Schlauch	$0,897 + 0,21 \cdot (D_{Schlauch}/\text{mm}) \cdot (l_{Schlauch}/\text{mm})$	
Elektrische Pumpe	$900 \cdot ((P_{Pumpe,elektrisch}/\text{W}) / 300)^{0,25}$	k.A.
Wärmeübertrager	$190 + 310 \cdot (A_{Wärmeübertragung}/\text{m}^2)$	
PTC-Heizer	$15,3 \cdot (P_{Heizer}/\text{kW})$	
Expansionsventil	$101,4 \cdot (\dot{m}_{Ventil}/\frac{\text{kg}}{\text{s}})$	

Tab. B.3: Randbedingungen der Herstellungskostenmodellierung

Globale Randbedingungen	Bereich
Jährliche Stückzahl $N_{Antriebe,a} / \text{a}^{-1}$	500000
Abschreibungsdauer $t_{Abschreibung} / \text{a}$ der Anlagen	6
Produktionsstunden pro Jahr $t_{Arbeit,a} / \frac{\text{h}}{\text{a}}$	8760 (= 365 Tage á 24 Stunden)
Preis pro Mitarbeiter $K_{MA,h} / \frac{\text{€}}{\text{h}}$	26 – 30
Energiekosten $K_{Energie} / \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$	0,15 – 0,2



B.1 Einzelkomponentenkosten

Im ersten Schritt werden die Berechnungsmodelle für einzelne Komponenten vorgestellt. Dies umfasst Stahl- und Aluminiumkomponenten (z.B. Gehäuse oder Zahnräder), Lager, Elektrobleche sowie die Zukaufkomponenten.

B.1.1 Skaleneffekte bei Zukaufkomponenten

Am Beispiel eines Rillenkugellagers für $k_{Stk} = 8 \text{ €/Stk}$ (bei 10000 Einheiten pro Jahr) soll die Stückzahldegression (Gl. 3.57) exemplarisch dargestellt werden (Abb. B.1).

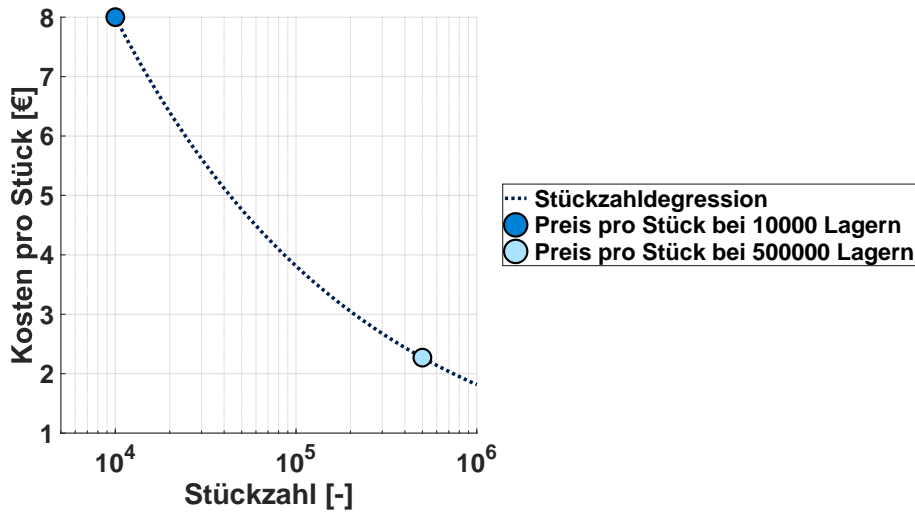


Abb. B.1: Stückzahldegression am Beispiel von einem Rillenkugellager

Für das dargestellte Rillenkugellager ergibt sich bei einer jährlichen Stückzahl von 500000 Einheiten (gegenüber 10000 Einheiten) eine Kostenreduktionspotenzial von ungefähr 72% pro Stück. Zur weiteren Steigerung der Stückzahlen und Maximierung der Skaleneffekte ist ein hoher Gleichteilansatz förderlich. Dies soll im Rahmen des entwickelten Kostenmodells jedoch nicht weiter betrachtet werden.

B.1.2 Kostenberechnungsmodell Elektroblechfertigung

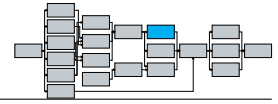
Die Kosten für die Fertigung des Elektroblechs hängen vom Basismaterial und dem Stanzverfahren ab. Fyhr [460] schlägt in seiner Arbeit einen Modellansatz zu Berechnung der Elektroblechkosten über die Rohmaterialkosten, Stanzkantenlänge, Materialeigenschaften und Presskraft vor. Dieser Ansatz wird für zusätzliche Einflussparameter (Blechdicke, Materialbedarf, Stanzwerkzeugverschleiß und Produktionsvolumen) erweitert und angepasst. Somit ergibt sich für die Berechnung der Herstellungskosten der Stator- und Rotorelektrobleche:

$$k_{Blech} \left/ \frac{\text{€}}{\text{kg}} \right. = \left(k_{Rohmaterial} \left/ \frac{\text{€}}{\text{kg}} \right. \right) + \frac{N_{Pressen} \cdot K_{prod} \cdot M_p + N_{Bleche,a} \cdot C_p}{m_{Blech}} \quad (\text{B.1})$$

$$N_{Pressen} = \frac{(N_{Bleche,a} / \text{a}^{-1}) \cdot (t_{Cycle} / \text{s})}{(t_{Fertigung,a} / \frac{\text{h}}{\text{a}}) \cdot (3600 / \frac{\text{s}}{\text{h}})} \quad (\text{B.2})$$

$$m_{Blech} = D_{Blech,a} \cdot h_{Blech} \cdot \rho_{Eisen} \cdot N_{Bleche,a} \quad (\text{B.3})$$

Die Parameter K_{prod} , M_p und C_p können nach Boothroyd [461] berechnet werden.



B.1.3 Kostenmodell für Stahl- und Aluminiumkomponenten

Ein großer Anteil der Gesamtmasse elektrischer Antriebe entfällt auf Getriebe- und Gehäusekomponenten aus verschiedenen Stählen und Aluminiumlegierungen. Allein die Rotorwelle und das Motorgehäuse können 30–35% der Masse der E-Maschine ausmachen [390]. Verschiedene 1-Gang-Getriebe-Topologien für BEV-Anwendungen weisen Massen von $m_{\text{Getriebe}} = 16\text{--}35\text{ kg}$ auf und umfassen somit bei der Massen- und Kostenberechnung der Antriebseinheit einen großen Anteil [462, 463]. Die Wellenkosten (Rotor-, Getriebeeingangs-, Zwischen- und Ausgangswelle) werden wie folgt berechnet:

$$K_{\text{Welle}}/\text{€} = (m_{\text{Welle}}/\text{kg}) \cdot \left(k_{\text{Wellenstahl}} / \frac{\text{€}}{\text{kg}} \right) \quad (\text{B.4})$$

Für weitere Komponenten, die aus Getriebe- oder Wälzlagerstahl gefertigt werden, wird auf Basis vorliegender Daten folgender kombinierter Ansatz abgeleitet:

$$K_{K,\text{Stahl}}/\text{€} = (m_{K,\text{Stahl}}/\text{kg}) \cdot \left(k_{\text{Stahl}} / \frac{\text{€}}{\text{kg}} \right) + (4,004 \text{ €}/\text{€}) \cdot \left(\frac{m_{K,\text{Stahl}}}{\text{kg}} \right)^{0,7197} \quad (\text{B.5})$$

Analog für Druck- und Spritzgusskomponenten aus Aluminium(-legierungen):

$$K_{K,\text{Alu}}/\text{€} = (m_{K,\text{Alu}}/\text{kg}) \cdot \left(k_{\text{Alu}} / \frac{\text{€}}{\text{kg}} \right) + (8,0634 \text{ €}/\text{€}) \cdot \left(\frac{m_{K,\text{Alu}}}{\text{kg}} \right)^{0,7017} \quad (\text{B.6})$$

Der maximale Fehler dieser Berechnungsmethode liegt bei $RE = \pm 31\%$ (Abb. B.2).

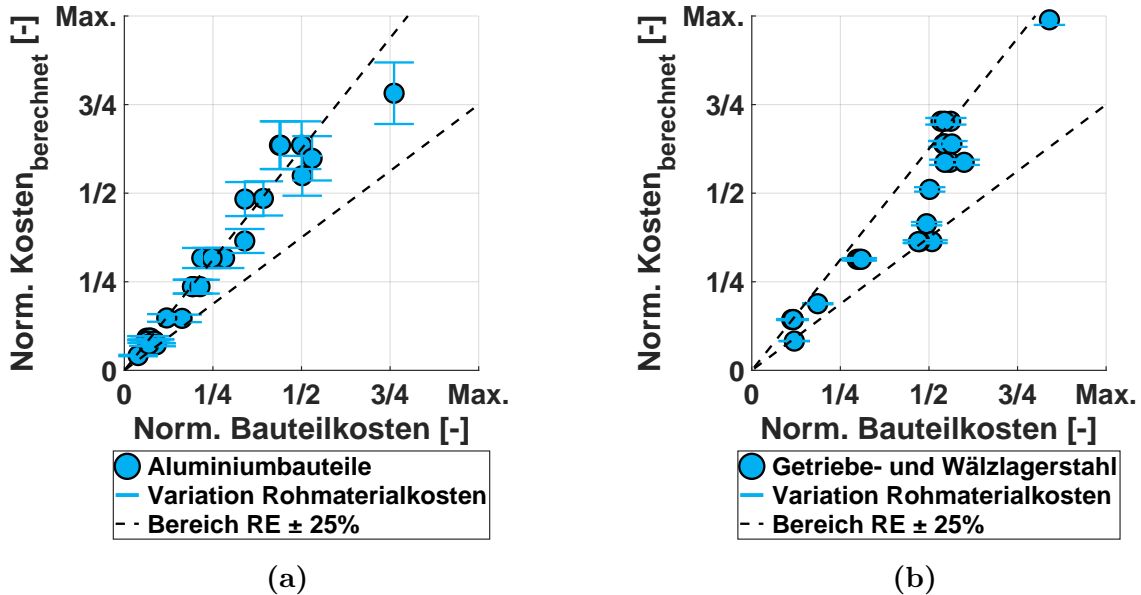
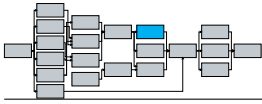


Abb. B.2: Kostenmodelle für verschiedene Bauteile: a) Aluminium und b) Stahl

B.1.4 Lagerkostenmodell

Da die Stückkosten für das Zukaufteil Lager stark variieren (Tab. B.2), wird ein Ansatz zur Beschreibung der Lagerkosten auf Basis der Lagergeometrie und Tragfähigkeit vorgeschlagen. Dieser soll eine größere Variation der Lagerdesignparameter und gleichzeitig gute Kostenprognosen ermöglichen:

$$K_{\text{Lager}}/\text{€} = (2,001 \text{ €}/\text{€}) + \frac{(m_{\text{Lager}}/\text{kg}) \cdot (C/N)}{(d_m/\text{mm})} \cdot \left(\left(3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{€} \cdot \text{mm}}{\text{kg} \cdot \text{N}} \right) / \frac{\text{€} \cdot \text{mm}}{\text{kg} \cdot \text{N}} \right) \quad (\text{B.7})$$



Der Vergleich der berechneten Lagerkosten zu den tatsächlichen Kosten zeigt relative Fehler zwischen $-16\% < RE < 26\%$ (Abbildung 3.13).

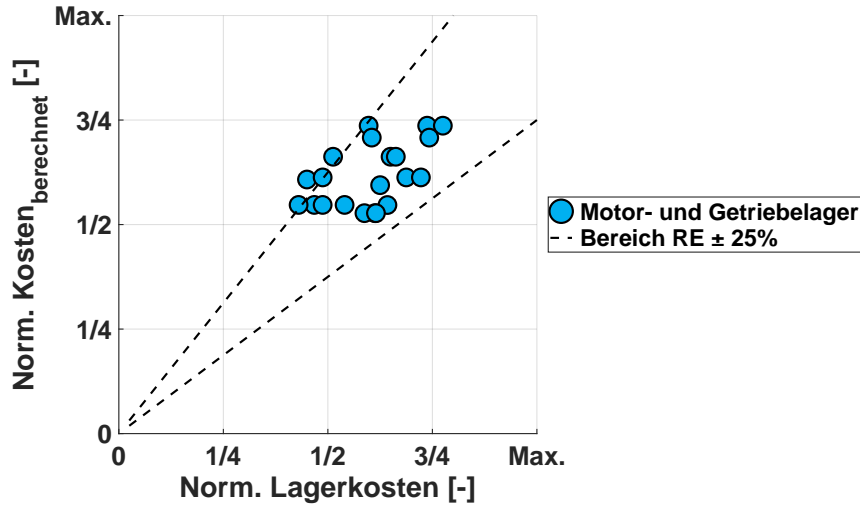


Abb. B.3: Lagerkostenmodell

B.2 Leistungselektronikmodulkosten

Die Kosten eines Leistungselektronikmoduls hängen von der Wahl der Module, der benötigten Chipfläche, dem Halbleitermaterial sowie den maximalen Schalterströmen ab. Weitere Kosten entstehen durch die Chip-Integration in das Modul, das Gehäuse, die Kühlung, den Zwischenkreiskondensator, die Sensorik und die Filter. Zur umfangreichen Bewertung der einzelnen Komponenten ist eine detaillierte Betrachtung und Modellierung der Leistungselektronik notwendig. Die Kosten der LE sollen an dieser Stelle über einen vereinfachten Ansatz bewertet werden. Das wachsende Interesse an CO_2 -neutraler Mobilität und die damit verbundene Nachfrage nach Halbleitern für LE-Anwendungen sorgen für steigenden Wettbewerb, größere weltweite Produktionsvolumen und ständige Weiterentwicklung des Stands der Technik. Es werden daher zunehmend sinkende Stückzahlpreise der Halbleiter gegenüber heutigen Preisen erwartet. Die Kosten für SiC-basierte Halbleiter werden in den nächsten Jahren jedoch weiterhin über den Preis von Si-Halbleitern liegen [51, 120, 121]. Auf Basis dieser Kostenprognosen und Aussagen zu Trendentwicklungen in Leistungselektronikmodulen wird folgender Berechnungsansatz für die Leistungselektronikmodulkosten für die Jahre bis 2025 verwendet:

$$K_{LE}/\text{€} = (P_{Antrieb,max}/\text{kW}) \cdot \begin{cases} ((2,55 \frac{\text{€}}{\text{kW}})/\frac{\text{€}}{\text{kW}}) & \text{Si-Module} \\ ((2,69 \frac{\text{€}}{\text{kW}})/\frac{\text{€}}{\text{kW}}) & \text{SiC-Module} \end{cases} \quad (\text{B.8})$$

Der Abgleich mit verschiedenen Daten zu LE-Modulen zeigt relative Fehler zwischen $-28\% < RE < 15\%$ (Abb. B.4).

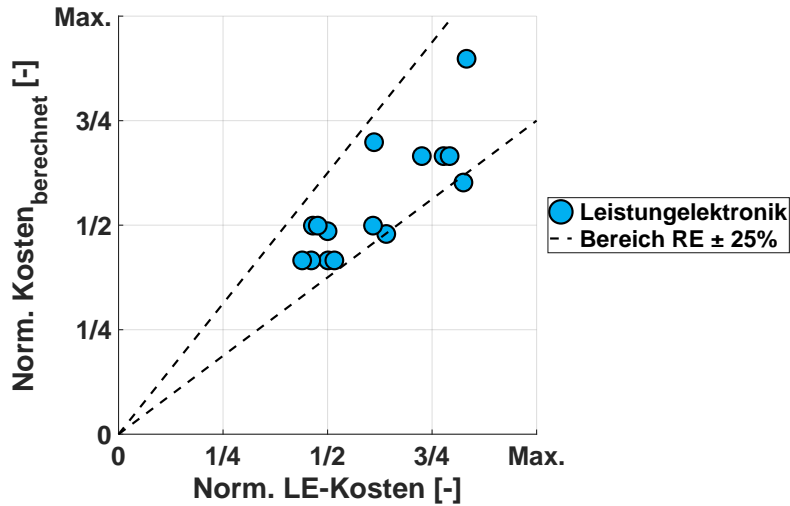
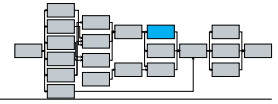


Abb. B.4: Leistungselektronikkosten

B.3 Getriebekostenmodelle in der Literatur

Naunheimer et al. [374] stellen einen Ansatz zur Berechnung von Getriebekosten auf Basis des Eingangsmoments $M_{Eingang}$, der Ganganzahl z und der maximalen Übersetzung $i_{G,max}$ vor:

$$RSP = \frac{(K_{Getriebe}/\text{€})}{(K_{Referenz}/\text{€})} = 0,0183 \cdot \left(i_{G,max} \cdot \left(\frac{M_{Eingang}}{Nm} \right) \right)^{0,512} \cdot z^{0,256} \quad (\text{B.9})$$

Die Kosten des Referenzgetriebes ($K_{Referenz}$) lassen sich über die gegebenen Daten, massenspezifische Kostenangabe und einen Getriebemassenansatz bestimmen:

$$m_{Getriebe}/\text{kg} = 0,199 \cdot \left(\left(i_{G,max} \cdot \left(\frac{M_{Eingang}}{Nm} \right) \right)^{0,669} \cdot z^{0,334} \right) \quad (\text{B.10})$$

$$m_{Referenz} = 0,199 \cdot \left(\left(5,5 \cdot \frac{350 \text{ Nm}}{Nm} \right)^{0,669} \cdot 6^{0,334} \right) \cong 57 \text{ kg} \quad (\text{B.11})$$

$$K_{Referenz} = m_{Referenz} \cdot 15 \frac{\text{€}}{\text{kg}} = 855 \text{ €} \quad (\text{B.12})$$

Bubert [59] reduziert einen Ansatz zur Beschreibung von PKW-Mehrganggetrieben auf ein 1-Gang-Getriebe unter Berücksichtigung von Skaleneffekten:

$$K_{Getriebe} = 1087 \text{ €} \cdot \left(\frac{i_1}{8} - \frac{M_1}{350 \text{ Nm}} \right)^{0,256} \cdot \left(\frac{n_{gang,1}}{1} \right)^{0,256} \cdot \left(\frac{N_1}{20000} \right)^{-0,31} \cdot k_{Gang} \quad (\text{B.13})$$

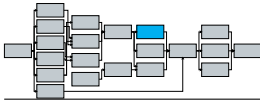
$$k_{Gang} = \begin{cases} 0,81 & n_{gang,1} = 1 \\ 1 & \text{sonst} \end{cases} \quad (\text{B.14})$$

Angerer et al. [365] geben folgende Kostenapproximation für ein BEV-Getriebe an:

$$K_{Getriebe} = \left(5,33 \frac{\text{€}}{\text{kW}} \cdot P_{Getriebeeingang} \right) + 414 \text{ €} \quad (\text{B.15})$$

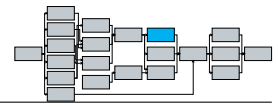
B.4 Anlagenkosten

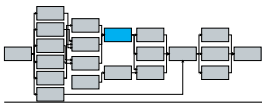
In der nachfolgenden Tabelle B.4 sind die verwendeten Kosten und Randbedingungen der verwendeten Anlagen und Prozessschritte zu finden.



Tab. B.4: Übersicht der Anlagenkosten und Prozessschritte [26, 95, 364, 460, 464]

Prozessschritt / Anlage	Investitionskosten [10 ³ · €]	Zykluszeit [s]	Produktionsvolumen	Personalbedarf [MA]	Leistung [kW]	Betriebskosten [10 ³ · €]	Quelle
Statormontage-Straße (EZW)	2000		55 Einheiten/Stunde	4	52,2		
Statormontage-Straße (EZW)	92		4 Einheiten/Stunde	10	37		[95]
Statormontage-Straße (HP)	1850		35 Einheiten/Stunde	1	42		
Imprägnier-Straße	2000		66 Einheiten/Stunde	0,33	30		
Blechpakete zusammensetzen	60		250000 Einheiten/Jahr	0	15	3	
Blechpakete verbinden	350		100000 Einheiten/Jahr	0	15	17,5	
Nutpapier schneiden	10		250000 Einheiten/Jahr	0	1	0,5	
Nutpapier einlegen	76		250000 Einheiten/Jahr	0	2,5	3,8	
Draht wickeln	183		100000 Einheiten/Jahr	0	11	9,15	
Spulen zum Einziehen bereitstellen	60		100000 Einheiten/Jahr	0	15	3	
Einbringung vorgefertigter Spulen	295		100000 Einheiten/Jahr	1	4	14,75	
Wickelkopfformner	140		100000 Einheiten/Jahr	0	7	7	[364]
Absolieren der Schaltenden	40		100000 Einheiten/Jahr	0	11,7	2	
Zwischenprüfen	60		100000 Einheiten/Jahr	0	5	3	
Stator vakuumprägnieren	50		100000 Einheiten/Jahr	0	10	2,5	
Aushärten im Ofen	50		100000 Einheiten/Jahr	0	20	2,5	
Förderband	10		250000 Einheiten/Jahr	0	1	1	
Montage Rotorwelle und Rotornabe	35,462		100000 Einheiten/Jahr	0	10	1,7732	
Magnete positionieren und kleben	250		100000 Einheiten/Jahr	0	5	12,5	
Magnetisierung prüfen	60		250000 Einheiten/Jahr	0	1	3	
Test und Messung	60		250000 Einheiten/Jahr	0	1	3	
Auswuchten	80		100000 Einheiten/Jahr	0	0,8	4	
Montage Lager, Lagerschild und Rotor	60		250000 Einheiten/Jahr	1	15	3	
Sensorintegration und Funktionstest	40		250000 Einheiten/Jahr	1	1	2	
Elektrischer Abschlussstest	60		250000 Einheiten/Jahr	0	1	3	
Bleche stapeln	5 – 10	30 – 60		0,25		15 – 20 [€/h]	
Magnete befestigen	10 – 20	240 – 960		0,25		15 – 25 [€/h]	[460]
Magnetisierung	200 – 500	60 – 110		0,75		15 – 25 [€/h]	
Rotormontage	5 – 15	90 – 150		0,75		15 – 30 [€/h]	
Auswuchten	7,5 – 12,7	120 – 240		1		25 – 30 [€/h]	
Aluminium-Rotor gießen	37,5 pro Tool		Toolhaltbarkeit ca. 40000 Schuss			Leistungsbedarf abhängig von Volumen pro Schuss und Materialwahl	[464]
Kupfer-Rotor gießen	83,33 pro Tool		Toolhaltbarkeit ca. 200000 Schuss				
Hydraulische Presse	700 – 900	4 – 6					[26]
Mechanische Presse	3500 – 4000	1					





Anhang C

Weitere Messabgleiche

In diesem Abschnitt sind weitere Messabgleiche zur Modellvalidierung der unterschiedlichen Teil- und Gesamtmodelle dargestellt sowie eine Übersicht aller verwendeten Messaufbauten zusammengetragen.

C.1 Übersicht der vermessenen Getriebe, E-Maschinen und Antriebseinheiten

Nachfolgend sind die verschiedenen zur Modellvalidierung genutzten Getriebe, Öle, E-Maschinen und Antriebseinheiten als Übersicht aufgelistet. Die Nomenklatur der Maximalleistung bezieht sich auf die mechanische Maximalleistung der E-Maschine bzw. Getriebeeingangsleistung (Tab. C.1). Die zur Modellvalidierung verwendeten Aufbauten sind in den nachfolgenden Tabellen aufgelistet: Getriebe (Tab. C.2), Öle (Tab. C.3) und E-Maschinen bzw. Antriebseinheiten (Tab. C.4).

Tab. C.1: Nomenklatur der verwendeten Leistungsklassen (analog [371])

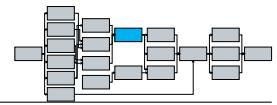
Leistungsklasse	#1	#2	#3	#4	#5
$P_{max,Antrieb}/kW$	< 60	60 – 100	100 – 140	140 – 180	> 180

Tab. C.2: Übersicht der einzeln vermessenen Getriebe

Getriebenummer	#1	#2	#3	#4	#5	#6
Leistungsklasse		#4		#1		#5
Getriebebauart		Achsparallel		Koaxial	Achsparallel	
Unterschiede		Andere Übersetzung Andere Verzahnung			Andere Übersetzung	

Tab. C.3: Übersicht der verwendeten Öle

Öl-Nummer	#1	#2	#3	#4	#5
Dichte @ 15°C [kg/m ³]	845	834	814	815	-
Kinematische Viskosität @ 40°C [mm ² /s]	27,6	18,8	11,7	11,8	12
Kinematische Viskosität @ 100°C [mm ² /s]	6,1	4,2	3,1	3,1	3,2
Thermische Leitfähigkeit @ 40°C [W/(m · K)]	0,13	0,14	0,15	0,15	-



Tab. C.4: Übersicht der E-Maschinen bzw. zugehörigen Antriebseinheiten (teilweise Übernahme aus [371])

E-Maschinen- bzw. eAE-Nummer	#1	#2	#3	#4	#5	#6
Leistungsklasse	#4	#2	#2	#2	#5	#5
Art der E-Maschine	PMSM	ASM	ASM	PMSM	PMSM	PMSM
Kühlung(en)	KM	KM	KM RStK	KM RWK RBKK rRBSK	KM RWK rRWSK	StBK RWK rRWSK
Wickelkopfdesign	HPW	EZW			HPW	
Weitere Komponenten als Antriebseinheit						
Verwendetes Öl	#1	#2	-		#2	
Verwendetes Getriebe (wenn Einzeln vermessen)	#1 & #2	#4	-	-	#5 & #6	
Schleppverlustmessungen		Ja		-		Ja

C.2 Weitere Messabgleiche des thermischen E-Maschinenmodells

In der nachfolgenden Abbildungen (Abb. C.1-C.6) sind die Drehzahl-Drehmoment der zwei Fahrzyklen aus Abschnitt 4.2.2 sowie weitere transiente Zyklen dieser E-Maschine #4 dargestellt.

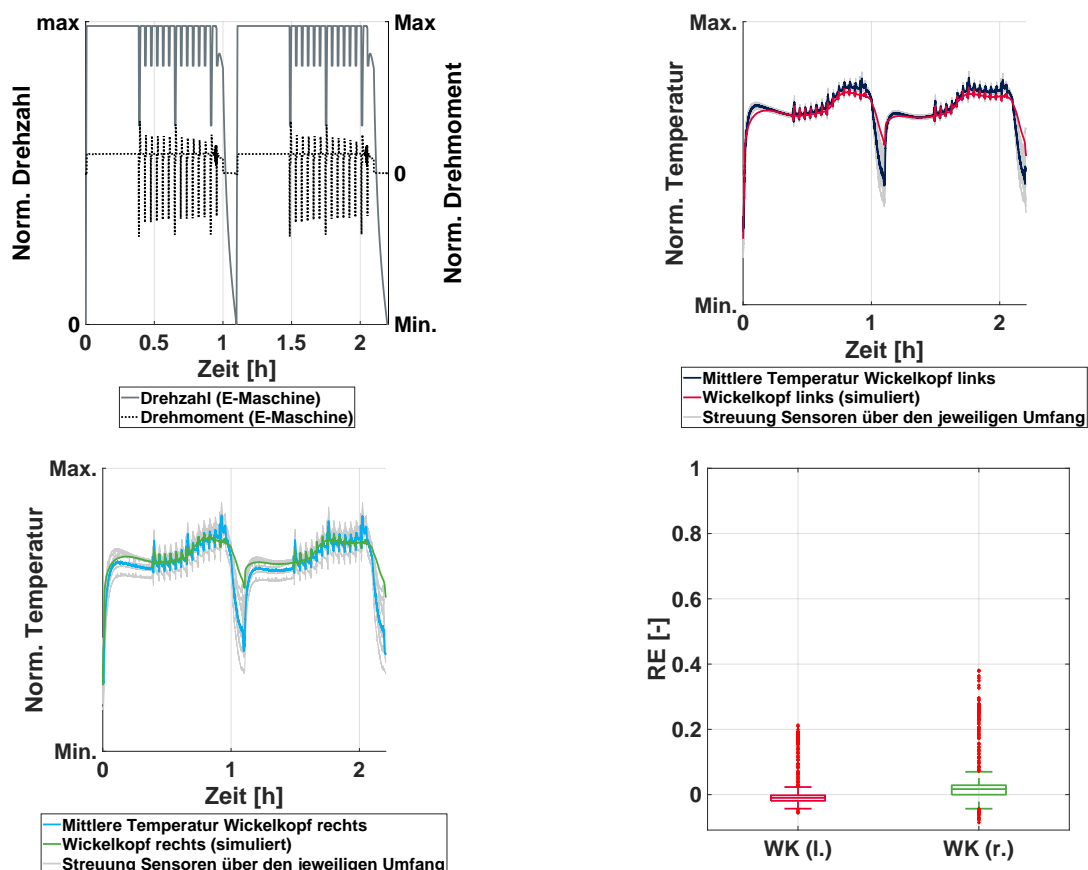
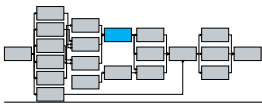


Abb. C.1: E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#1)



C.2. WEITERE MESSABGLEICHE DES THERMISCHEN E-MASCHINENMODELLS

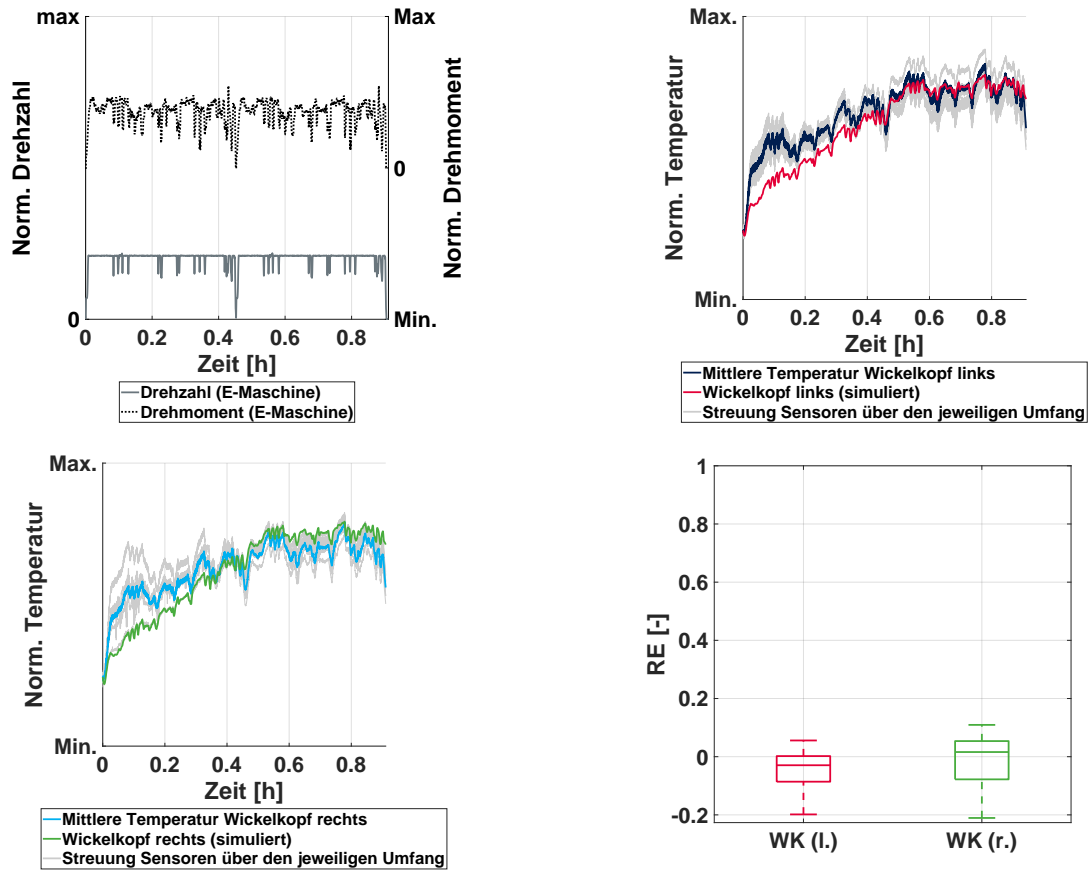


Abb. C.2: E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#2)

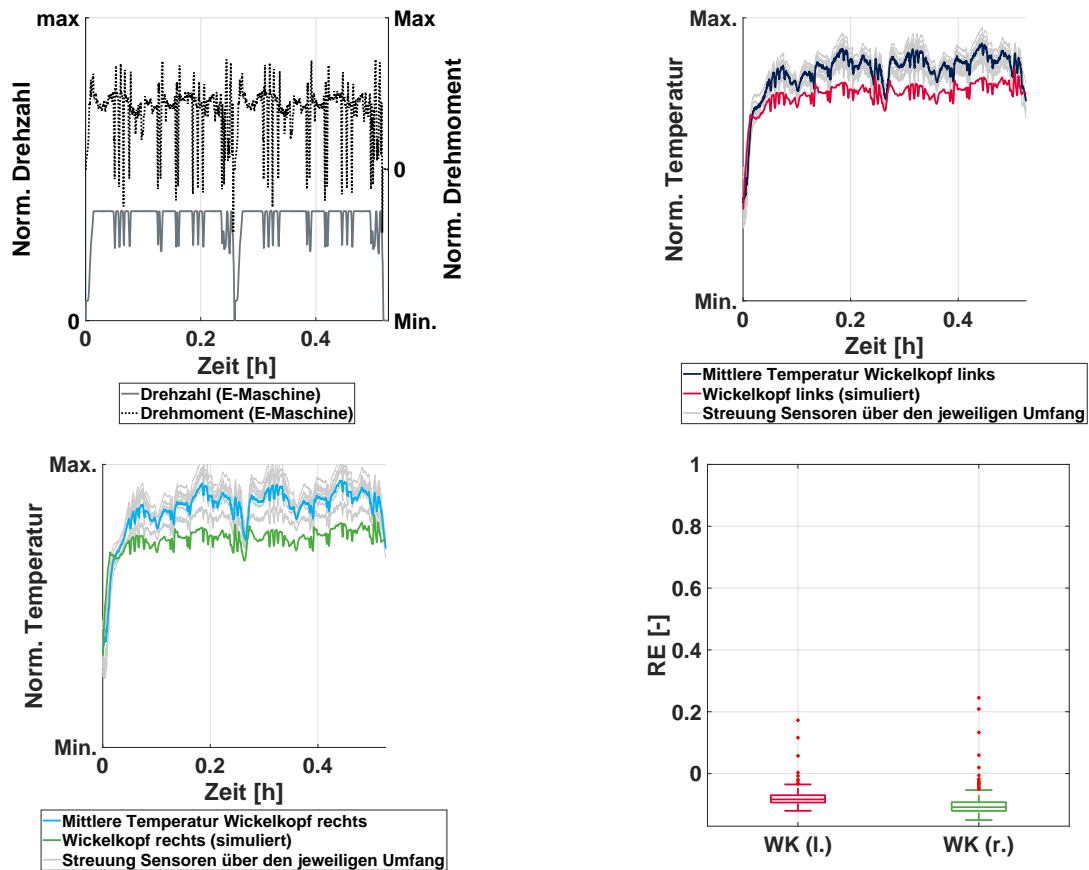


Abb. C.3: E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#3)

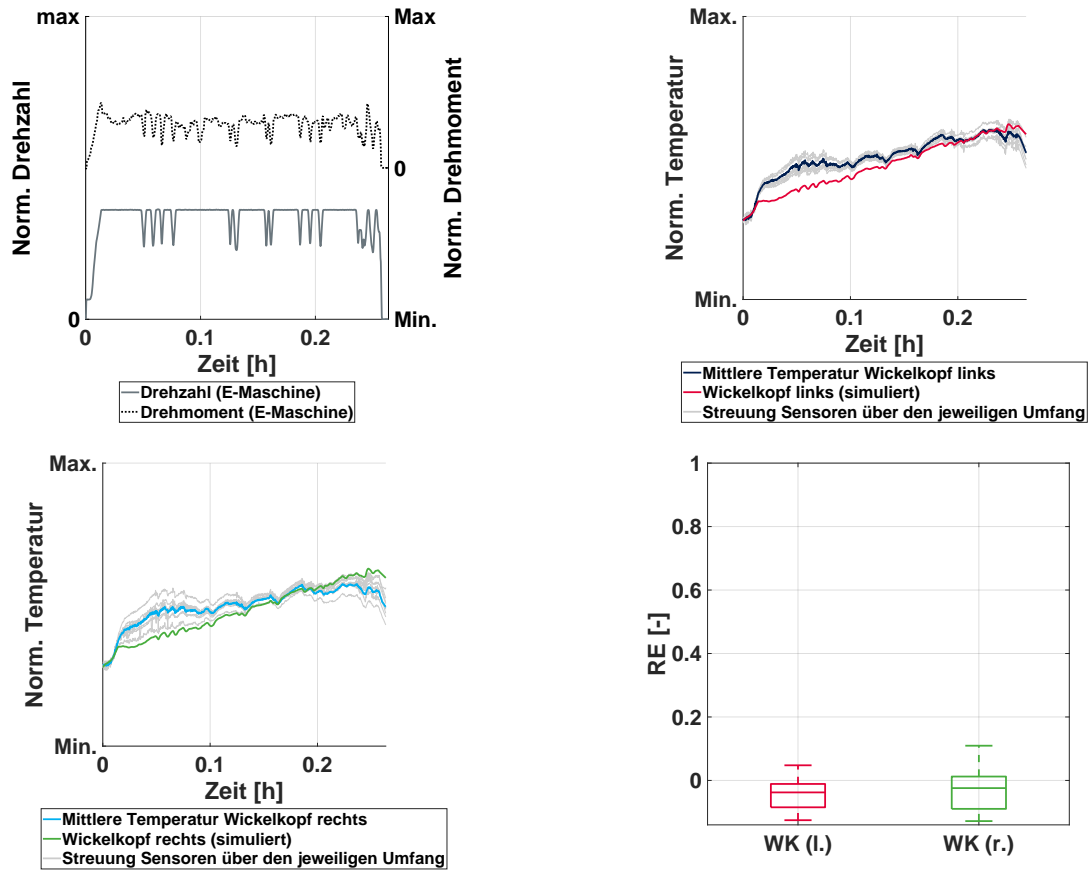
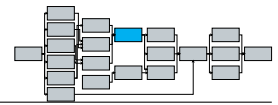


Abb. C.4: E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#4)

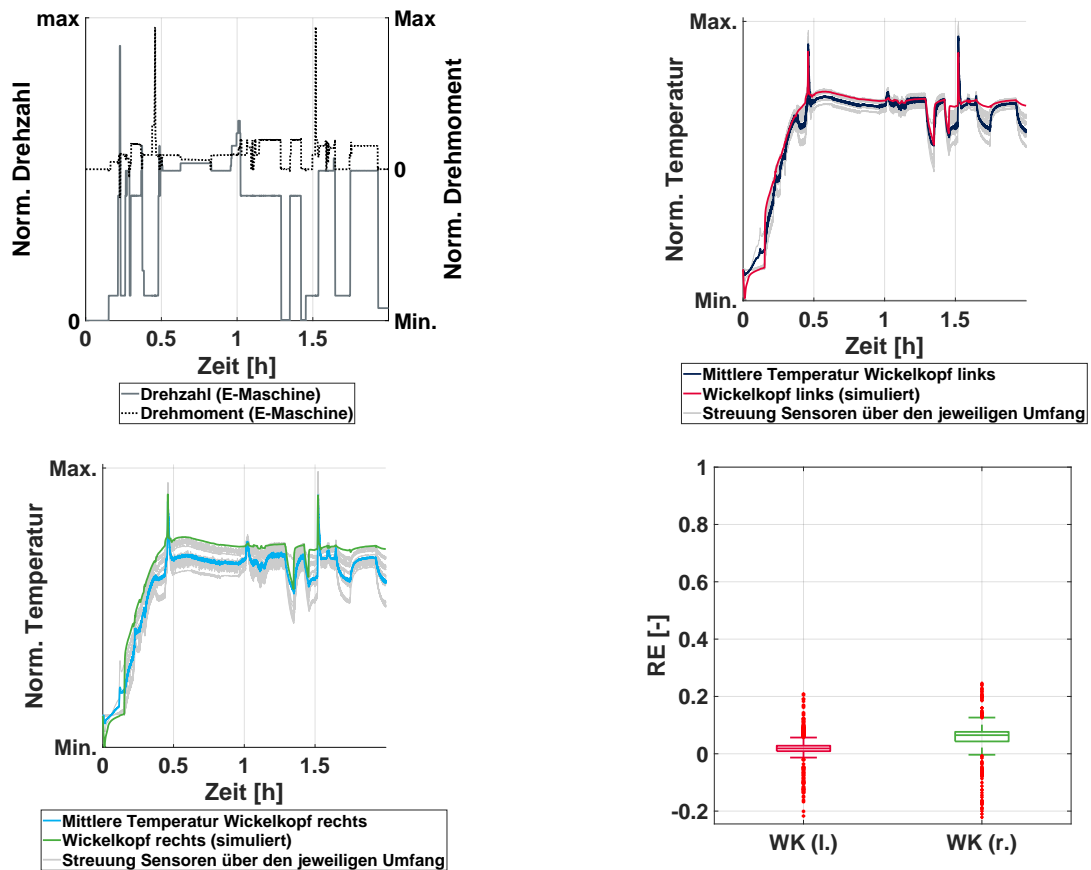


Abb. C.5: E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#5)

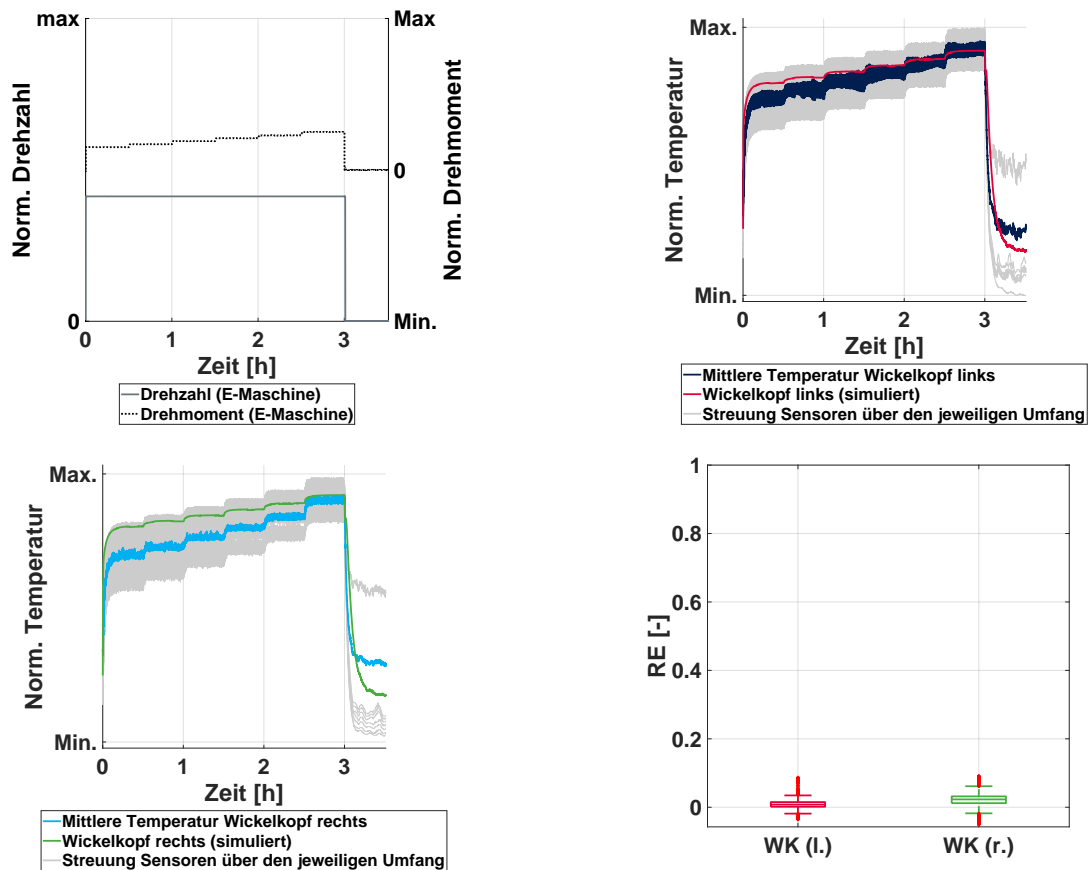
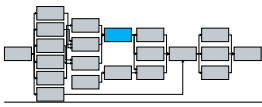


Abb. C.6: E-Maschine #4 in einem Fahrzyklus (#6)

C.3 Weitere Messabgleiche der Getriebeverluste und der thermischen Getriebe-Simulation

Auf den nachfolgenden Seiten sind weitere Messabgleiche der Getriebeölsumpftemperaturen (Abb. C.7 bis Abb. C.9) sowie Verlustkennfeldabgleiche weiterer Getriebe (Abb. C.10 bis Abb. C.14) dargestellt.

Messabgleich Thermische Fahrzyklus-Simulation (Messung #1):
Getriebe #1 mit Öl #1

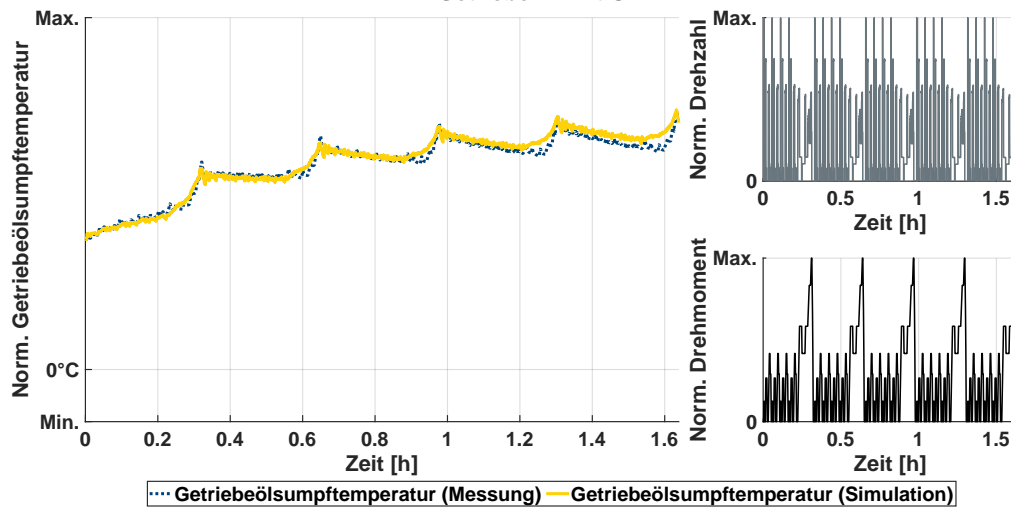
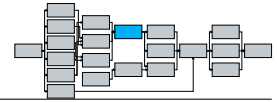
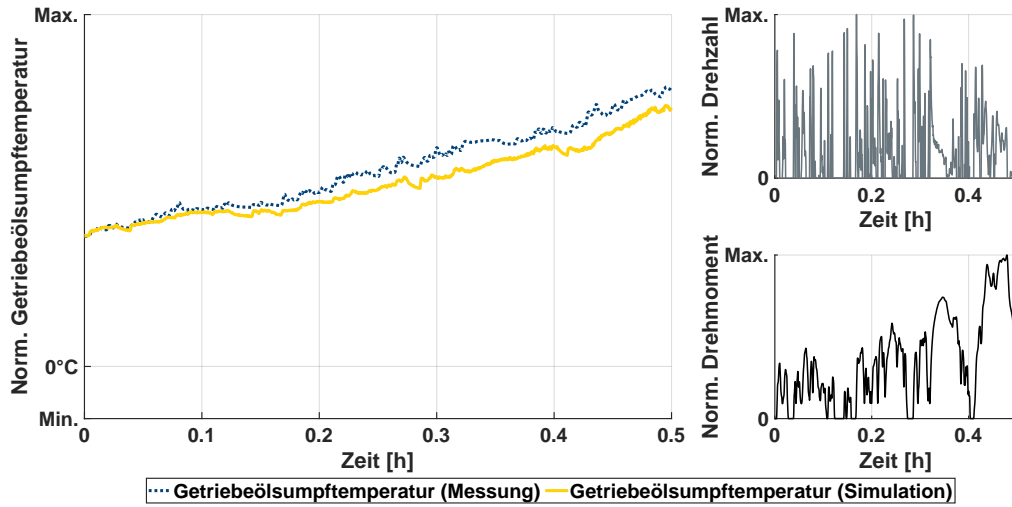


Abb. C.7: Thermische Getriebe-Simulation des Fahrzyklus (#1)

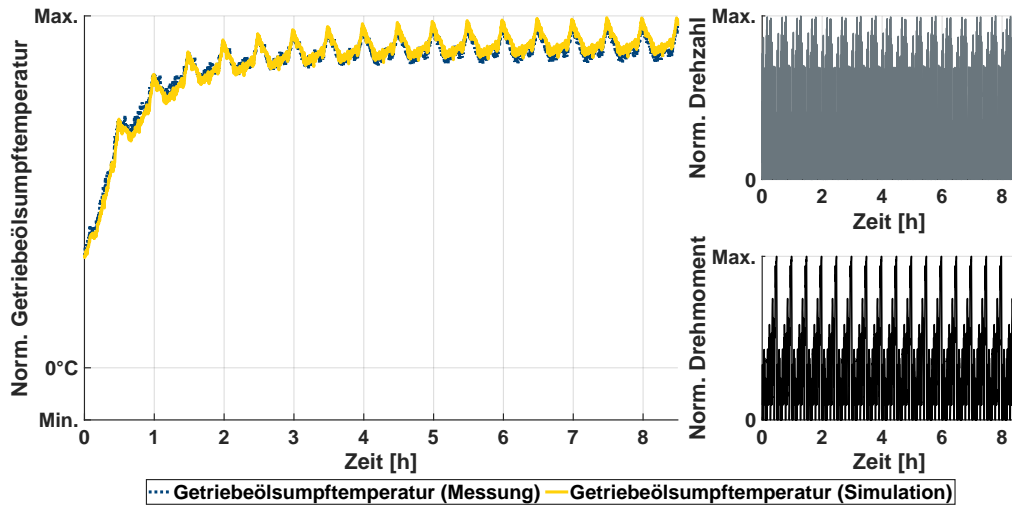


Messabgleich Thermische Fahrzyklus-Simulation (Messung #2):
Getriebe #1 mit Öl #2



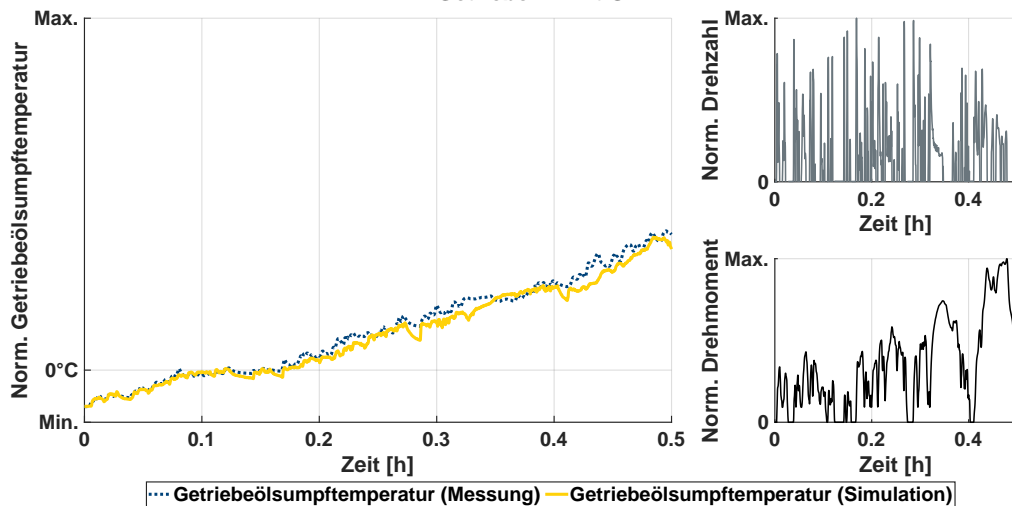
(a) Thermische Getriebe-Simulation des Fahrzyklus (#2)

Messabgleich Thermische Fahrzyklus-Simulation (Messung #3):
Getriebe #1 mit Öl #2



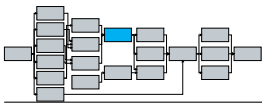
(b) Thermische Getriebe-Simulation des Fahrzyklus (#3)

Messabgleich Thermische Fahrzyklus-Simulation (Messung #4):
Getriebe #1 mit Öl #1

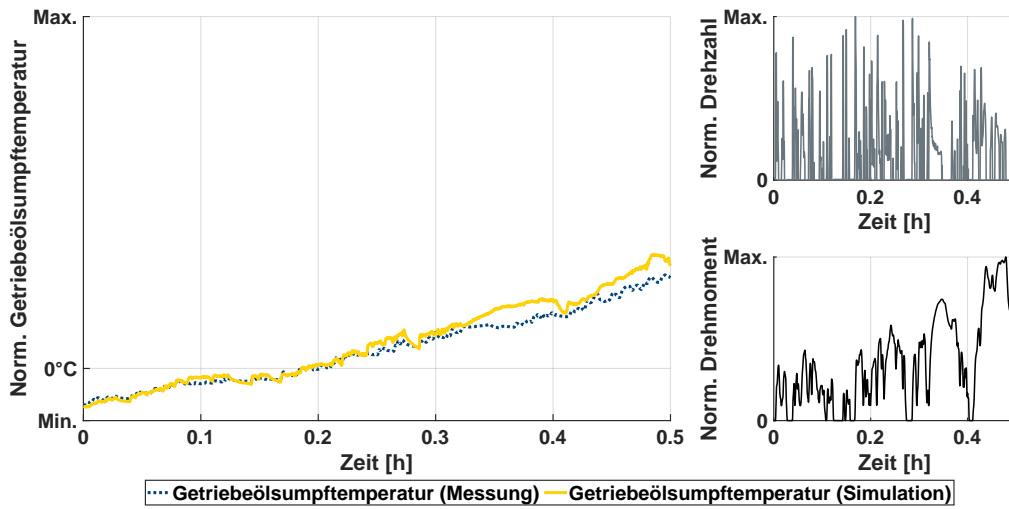


(c) Thermische Getriebe-Simulation des Fahrzyklus (#4)

Abb. C.8: Thermische Getriebe-Simulation mehrerer Fahrzyklen (#2-#4)

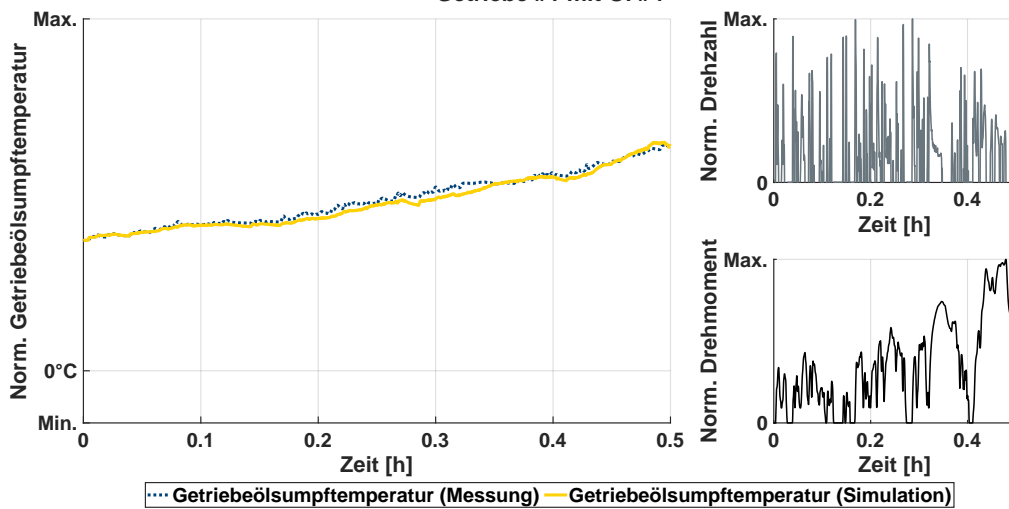


Messabgleich Thermische Fahrzyklus-Simulation (Messung #6):
Getriebe #1 mit Öl #3



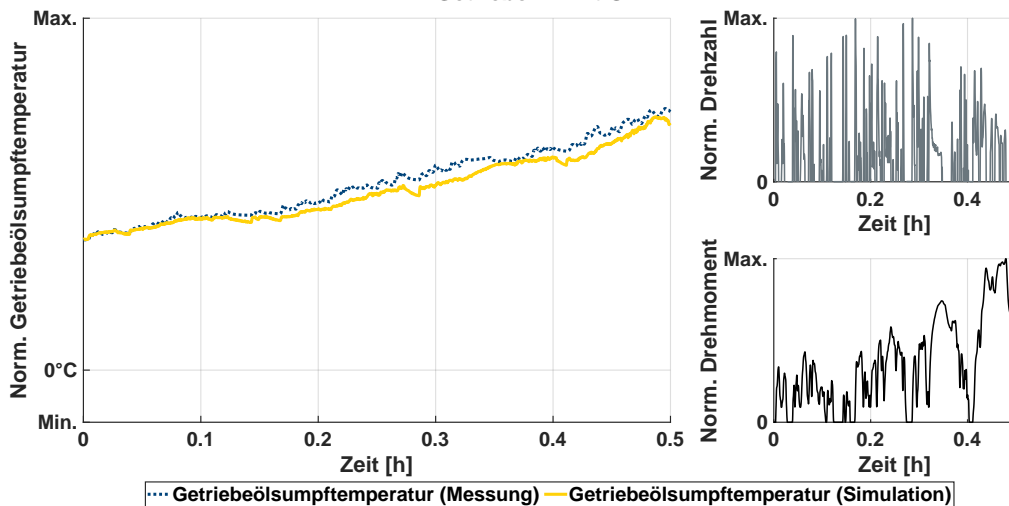
(a) Thermische Getriebe-Simulation des Fahrzyklus (#6)

Messabgleich Thermische Fahrzyklus-Simulation (Messung #7):
Getriebe #1 mit Öl #4



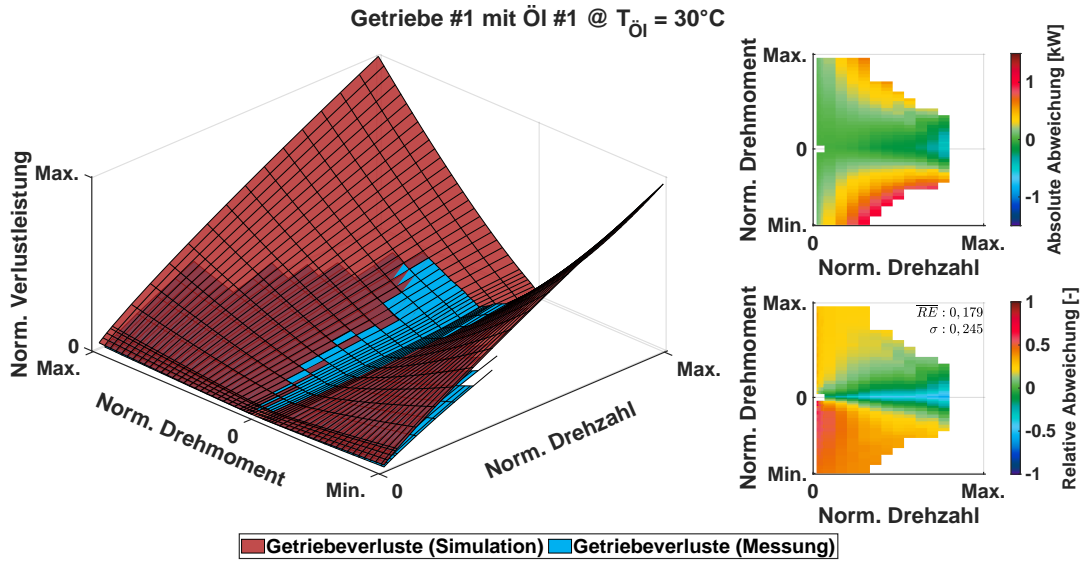
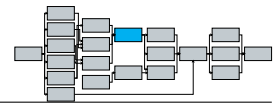
(b) Thermische Getriebe-Simulation des Fahrzyklus (#7)

Messabgleich Thermische Fahrzyklus-Simulation (Messung #8):
Getriebe #1 mit Öl #1

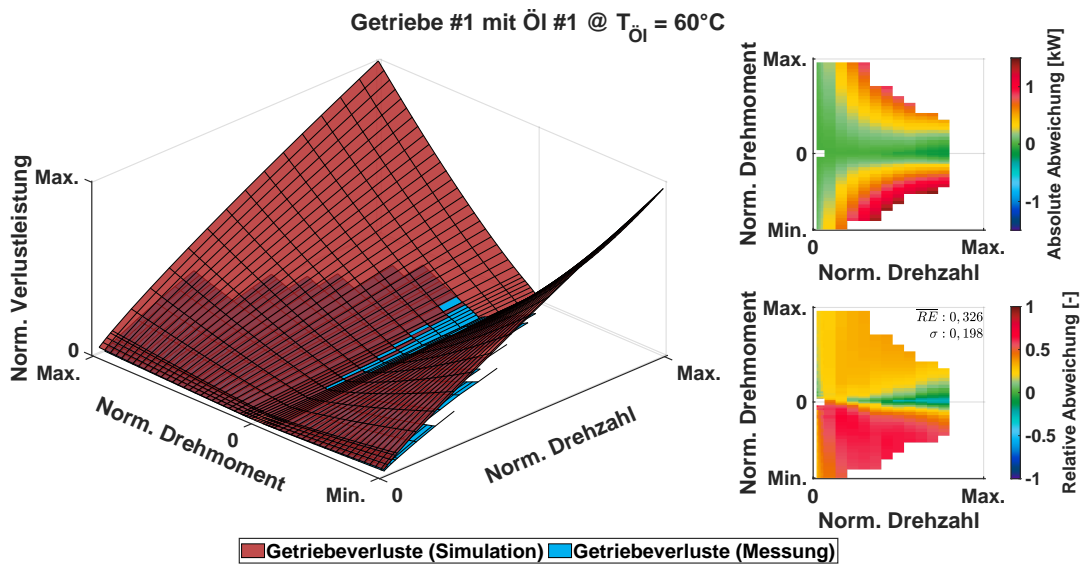


(c) Thermische Getriebe-Simulation des Fahrzyklus (#8)

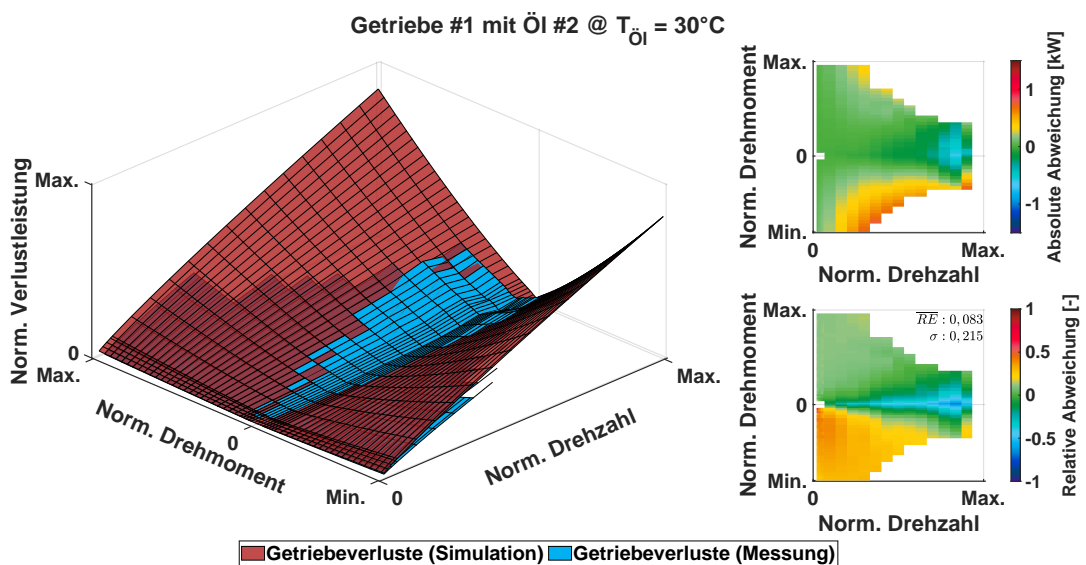
Abb. C.9: Thermische Getriebe-Simulation mehrerer Fahrzyklen (#6-#8)



(a) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #1 mit Öl #1 @ $\vartheta_{\text{Öl}} = 30^{\circ}\text{C}$

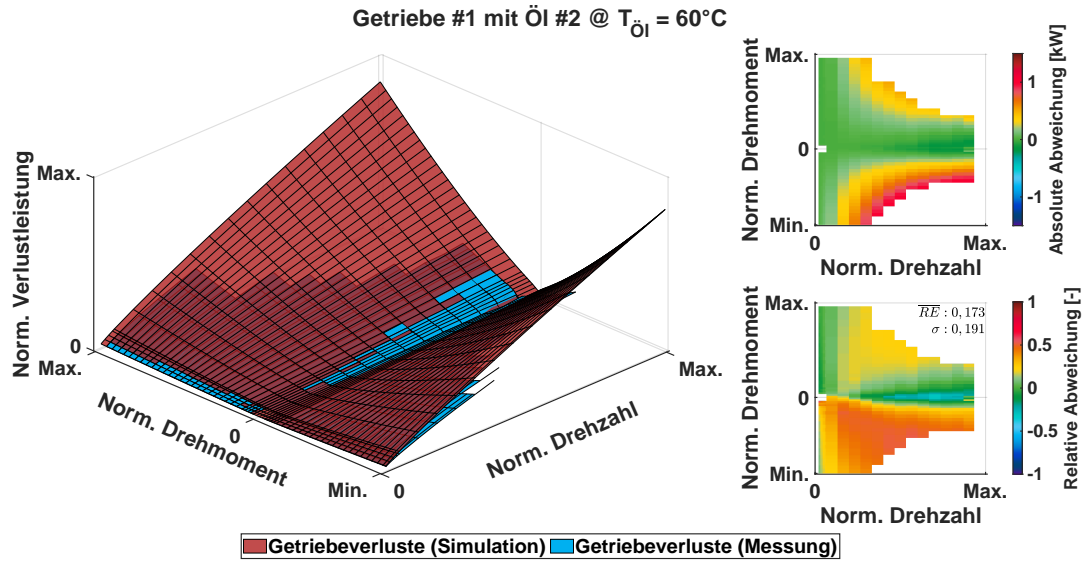
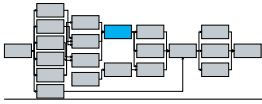


(b) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #1 mit Öl #1 @ $\vartheta_{\text{Öl}} = 60^{\circ}\text{C}$

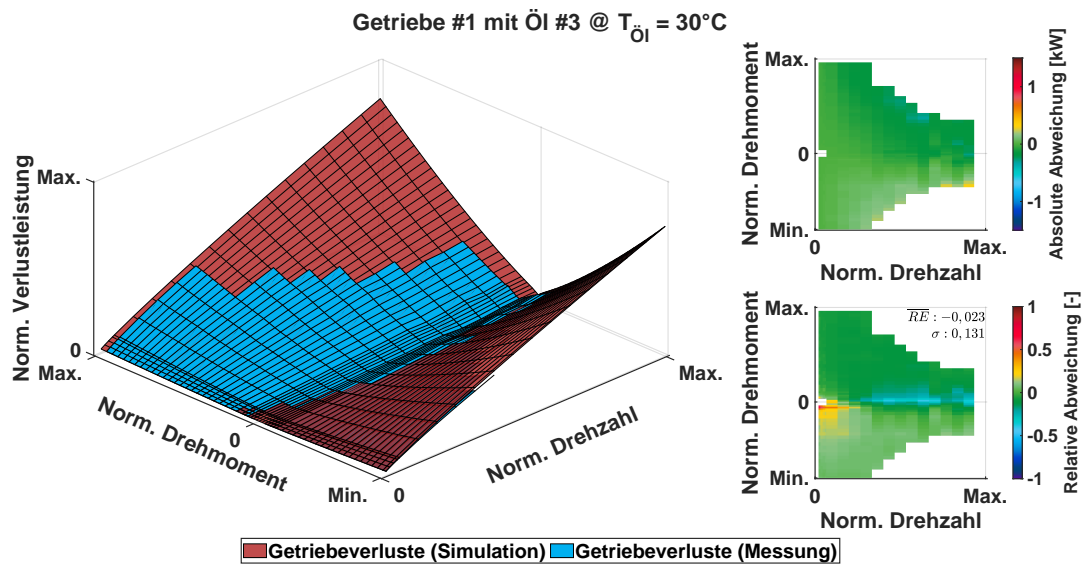


(c) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #1 mit Öl #2 @ $\vartheta_{\text{Öl}} = 30^{\circ}\text{C}$

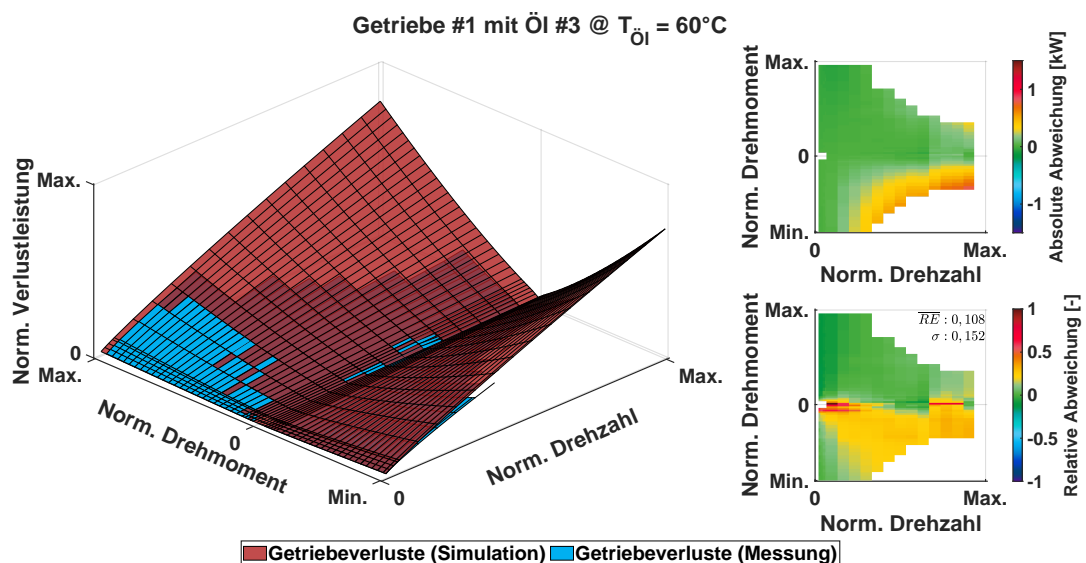
Abb. C.10: Getriebeverlustberechnungsmessabgleiche: Vers. Getriebe und Öle (#1)



(a) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #1 mit Öl #2 @ $\vartheta_{\dot{O}l} = 60^{\circ}\text{C}$

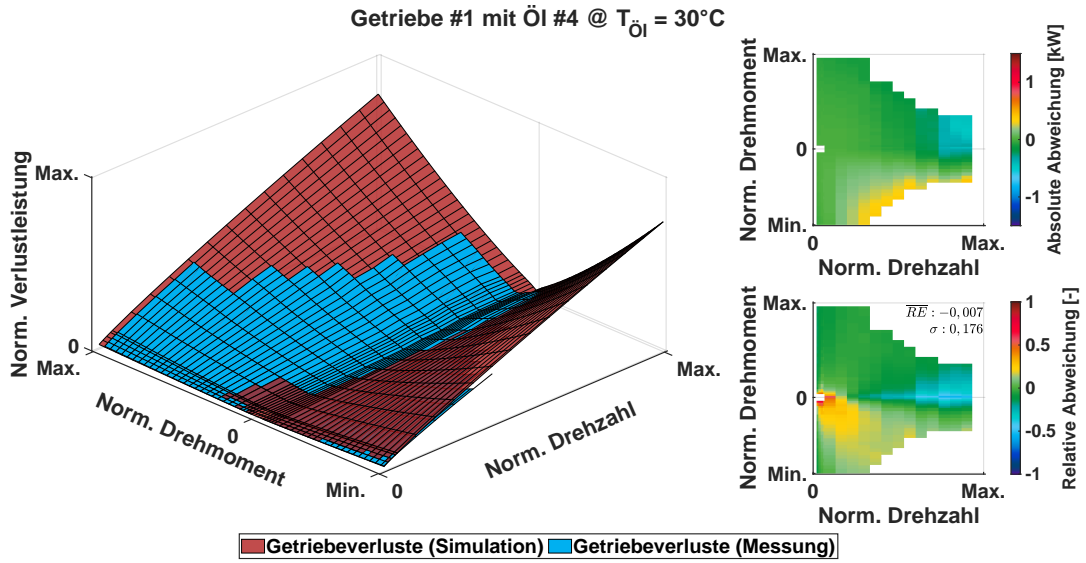
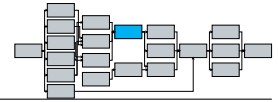


(b) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #1 mit Öl #3 @ $\vartheta_{\dot{O}l} = 30^{\circ}\text{C}$

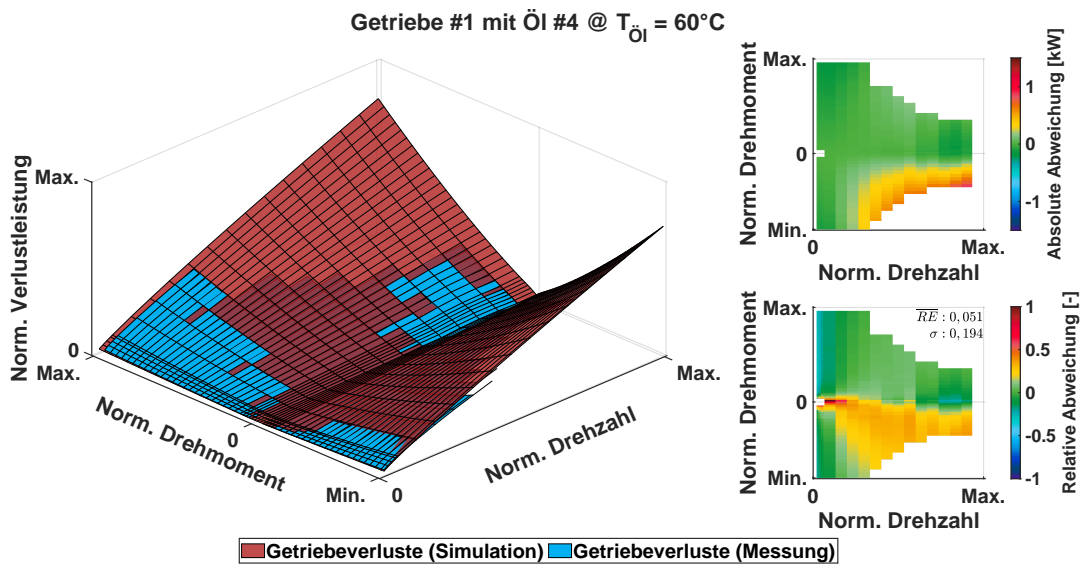


(c) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #1 mit Öl #3 @ $\vartheta_{\dot{O}l} = 60^{\circ}\text{C}$

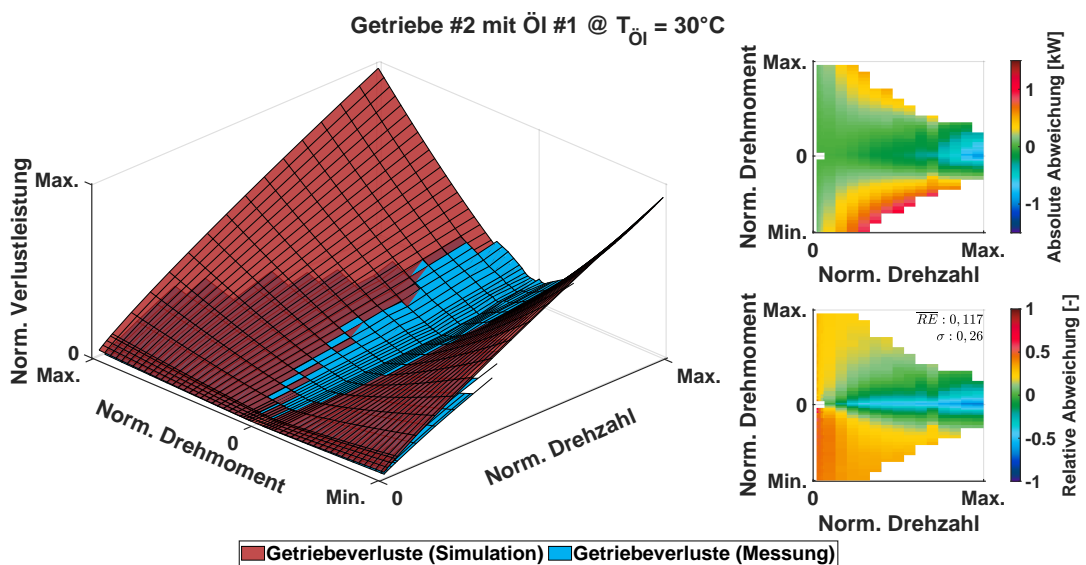
Abb. C.11: Getriebeverlustberechnungsmessabgleiche: Vers. Getriebe und Öle (#2)



(a) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #1 mit Öl #4 @ $\vartheta_{\text{Öl}} = 30^{\circ}\text{C}$

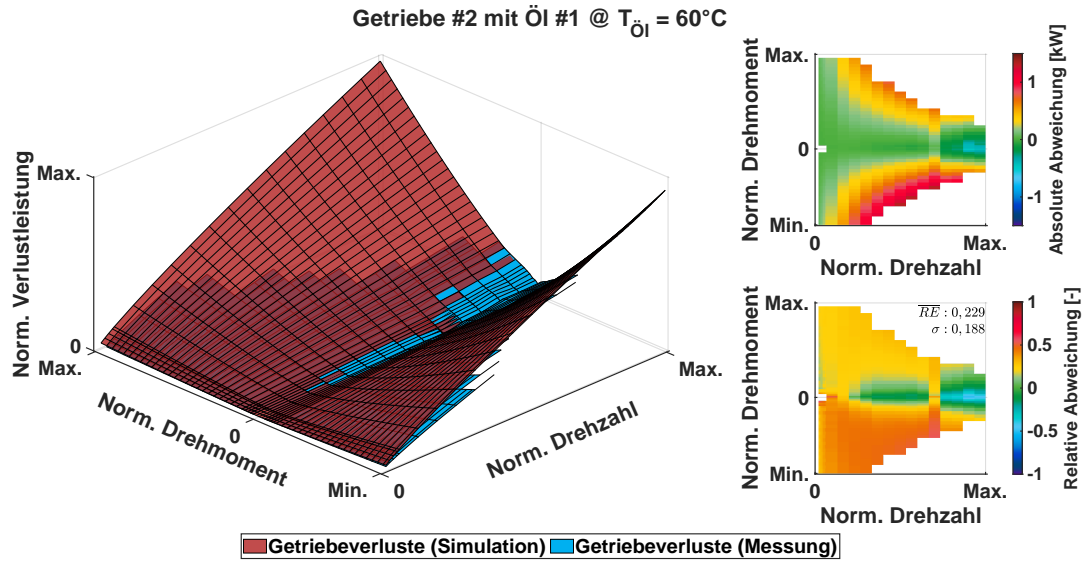
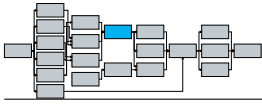


(b) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #1 mit Öl #4 @ $\vartheta_{\text{Öl}} = 60^{\circ}\text{C}$

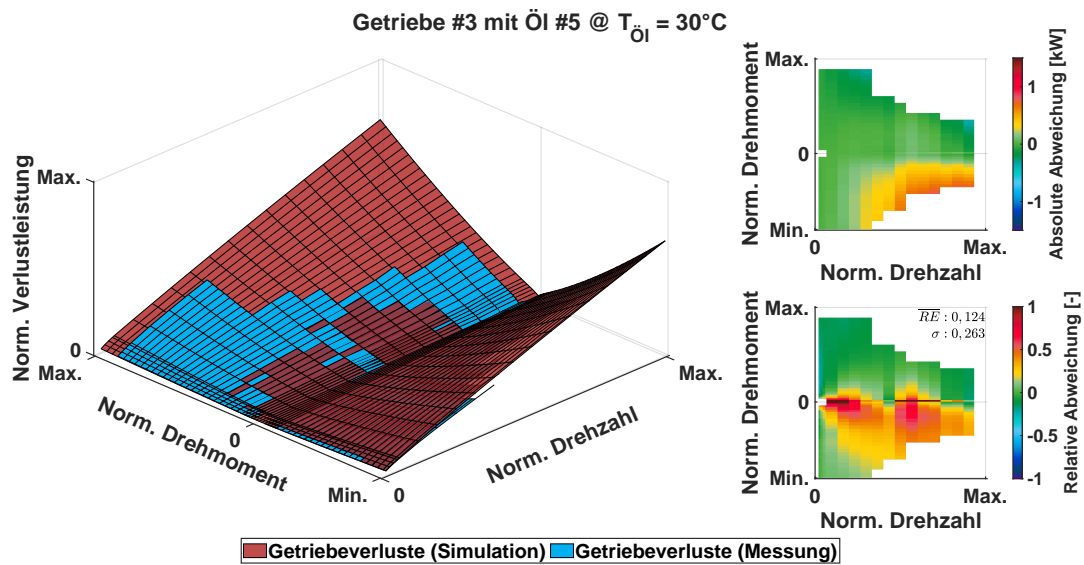


(c) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #2 mit Öl #1 @ $\vartheta_{\text{Öl}} = 30^{\circ}\text{C}$

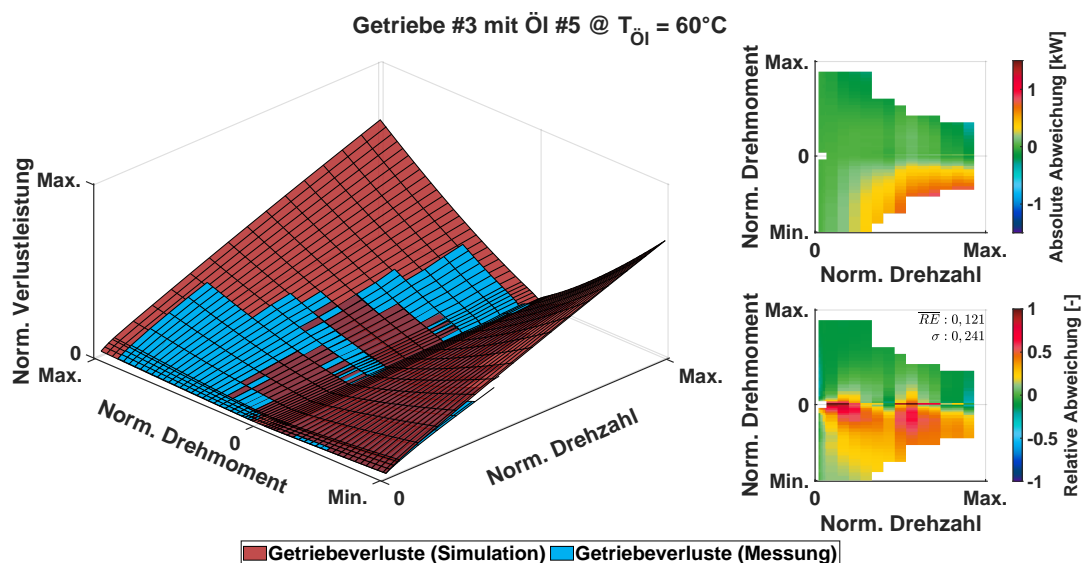
Abb. C.12: Getriebeverlustberechnungsmessabgleiche: Vers. Getriebe und Öle (#3)



(a) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #2 mit Öl #1 @ $\vartheta_{\dot{O}l} = 60^{\circ}\text{C}$

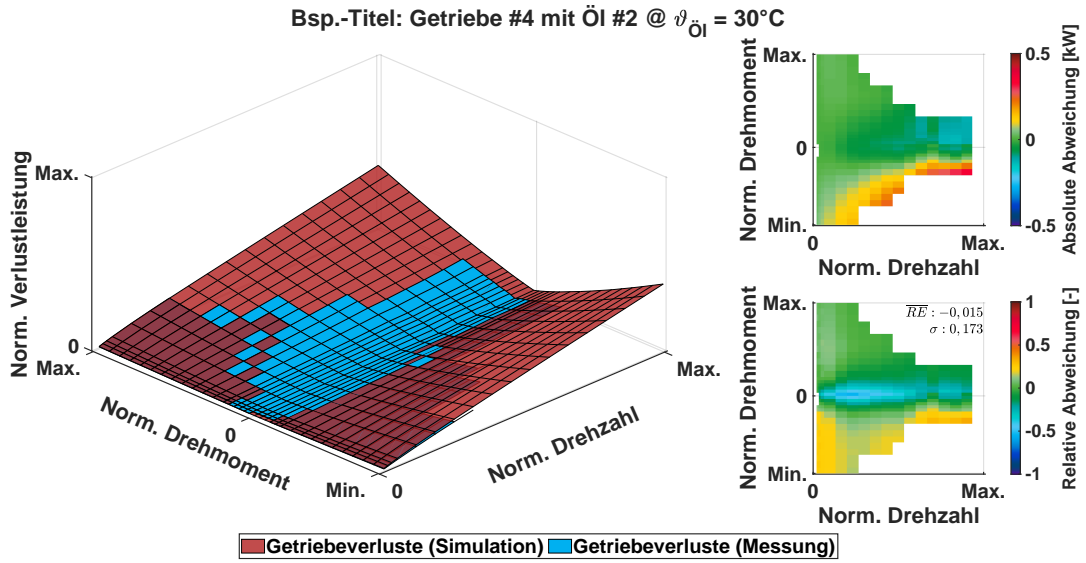
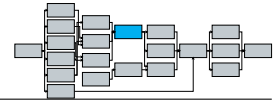


(b) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #3 mit Öl #5 @ $\vartheta_{\dot{O}l} = 30^{\circ}\text{C}$

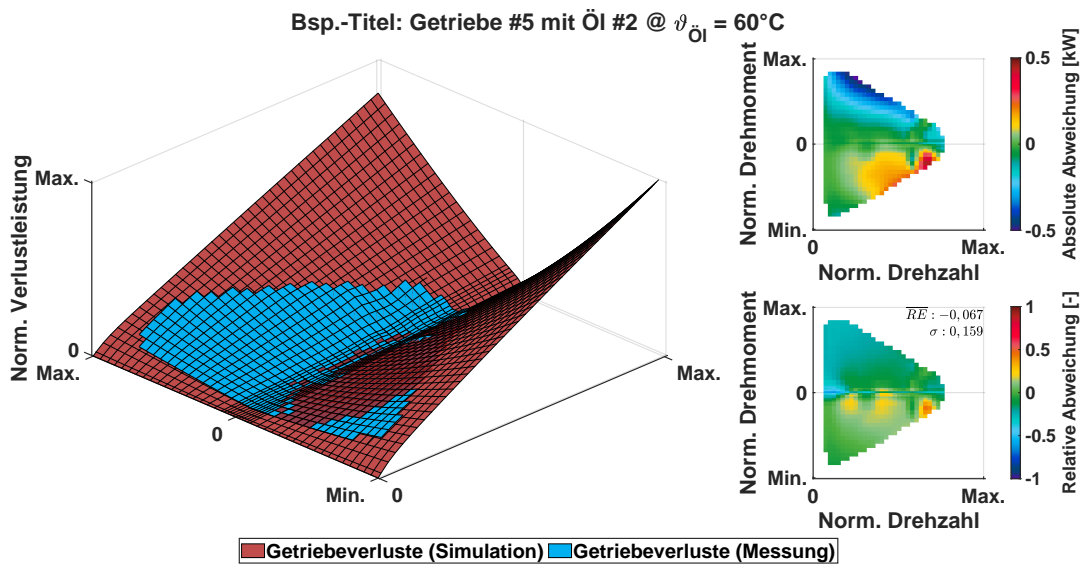


(c) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #3 mit Öl #5 @ $\vartheta_{\dot{O}l} = 60^{\circ}\text{C}$

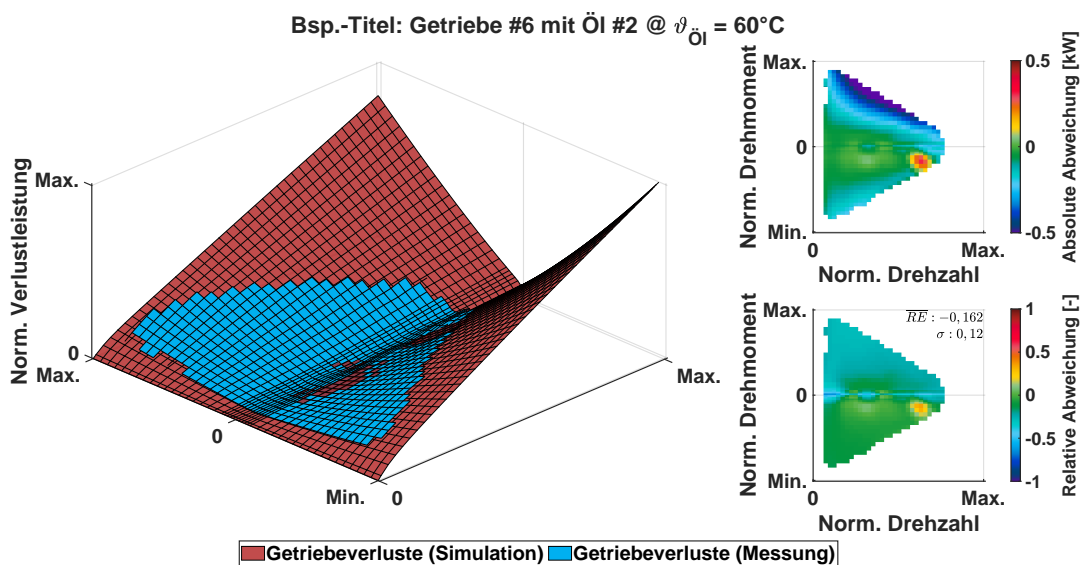
Abb. C.13: Getriebeverlustberechnungsmessabgleiche: Vers. Getriebe und Öle (#4)



(a) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #4 mit Öl #2 @ $\vartheta_{\text{Öl}} = 30^{\circ}\text{C}$

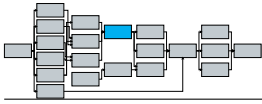


(b) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #6 mit Öl #2 @ $\vartheta_{\text{Öl}} = 30^{\circ}\text{C}$



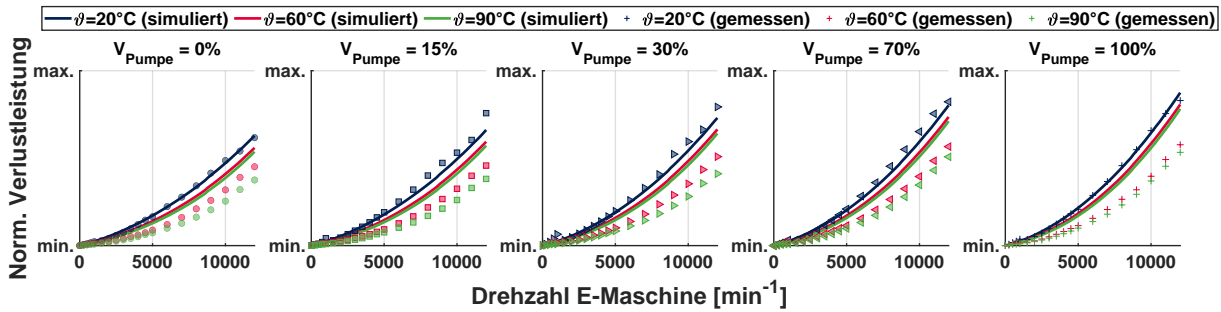
(c) Messabgleich Getriebeverlustberechnung: Getriebe #6 mit Öl #2 @ $\vartheta_{\text{Öl}} = 60^{\circ}\text{C}$

Abb. C.14: Getriebeverlustberechnungsmessabgleiche: Vers. Getriebe und Öle (#5)

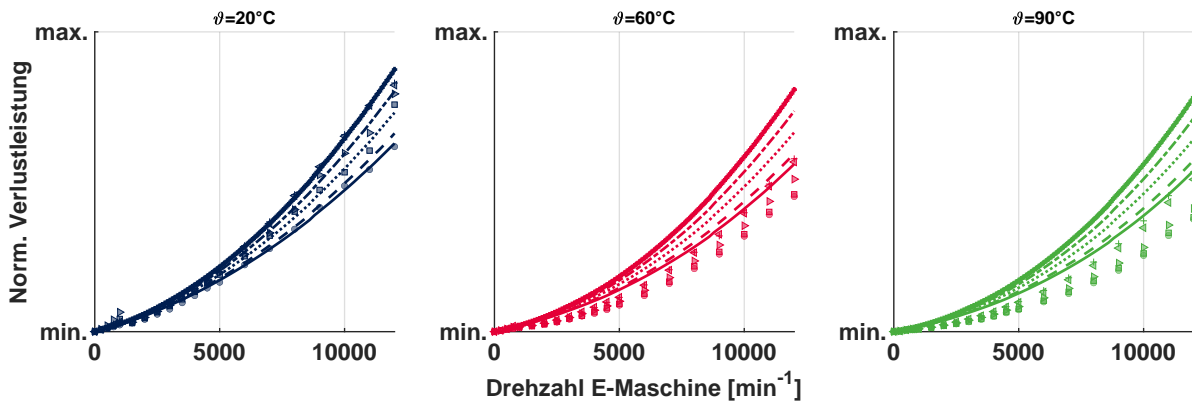


C.4 Weitere Messabgleiche des thermischen Antriebsmodells

In diesem Unterabschnitt sind weitere thermische Messabgleiche der Antriebseinheiten eAE #1, eAE #2, eAE #4 sowie weitere Schleppverlustabgleiche dargestellt. Die dargestellten Schleppverluste sind an der eAE #6 mit einer anderen Getriebeübersetzung gemessen worden (Abb. C.15). Bei der niedrigen Temperatur ($\vartheta = 20^\circ\text{C}$) liegen die mittleren relativen Fehler bei $-7\% < \overline{RE} < 7\%$, bei höheren Temperaturen sind die relativen Fehler größer ($30\% < \overline{RE} < 70\%$).



(a) Variation des Pumpenvolumenstroms



(b) Variation der Temperatur

Abb. C.15: Messabgleich der Schleppverluste einer eAE mit nasslaufender PMSM

Die Messabgleiche in den Abbildungen C.16-C.19 gehören zur eAE #1. Analog zu den gezeigten Messungen in Unterabschnitt 4.4.2 ist die Trägheit des thermischen Verhaltens der simulierten Rotormagnettemperatur zu erkennen.

Die Messabgleiche der Abbildungen C.20-C.27 gehören zur eAE #4. Analog zu den gezeigten Messungen in Unterabschnitt 4.4.2 wird das transiente Verhalten der ölgekühlten PMSM und der Getriebeölsumpftemperatur gut abgebildet. Die mittleren relativen Fehler für die Simulation der Wickelköpfe und des Öls liegen unter $\overline{RE} \leq \pm 10\%$. Die Fehler der Lager sind, wie zuvor erläutert, teilweise größer und liegen im Bereich von $\overline{RE} \leq \pm 30\%$.

Die Abbildungen C.28-C.35 dargestellten Messabgleiche gehören zur eAE #2. Analog zu den gezeigten Messungen in Unterabschnitt 4.4.2 weisen die Lager größere relative Fehler als die anderen Komponenten. Die relativen Fehler liegen in denselben Genauigkeitsbereichen.

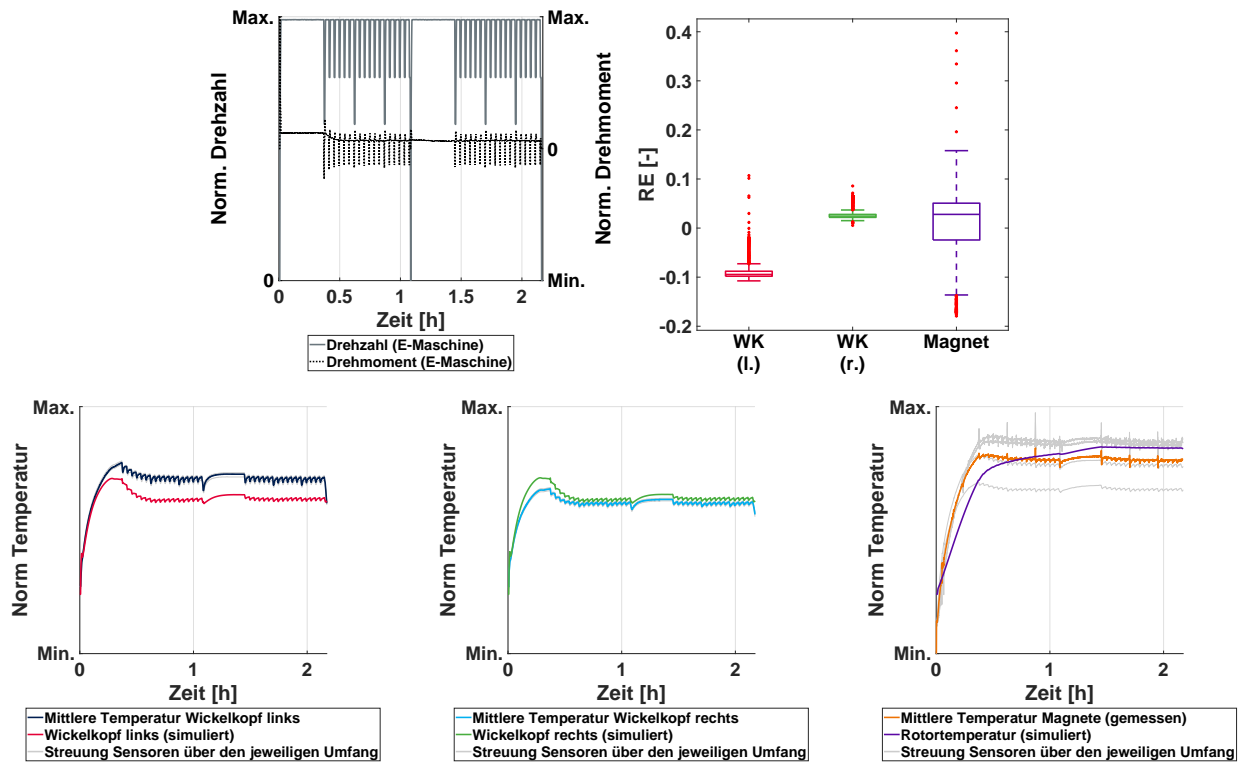
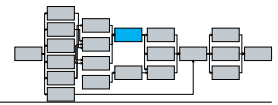


Abb. C.16: eAE #1 in einem Fahrzyklus (#1)

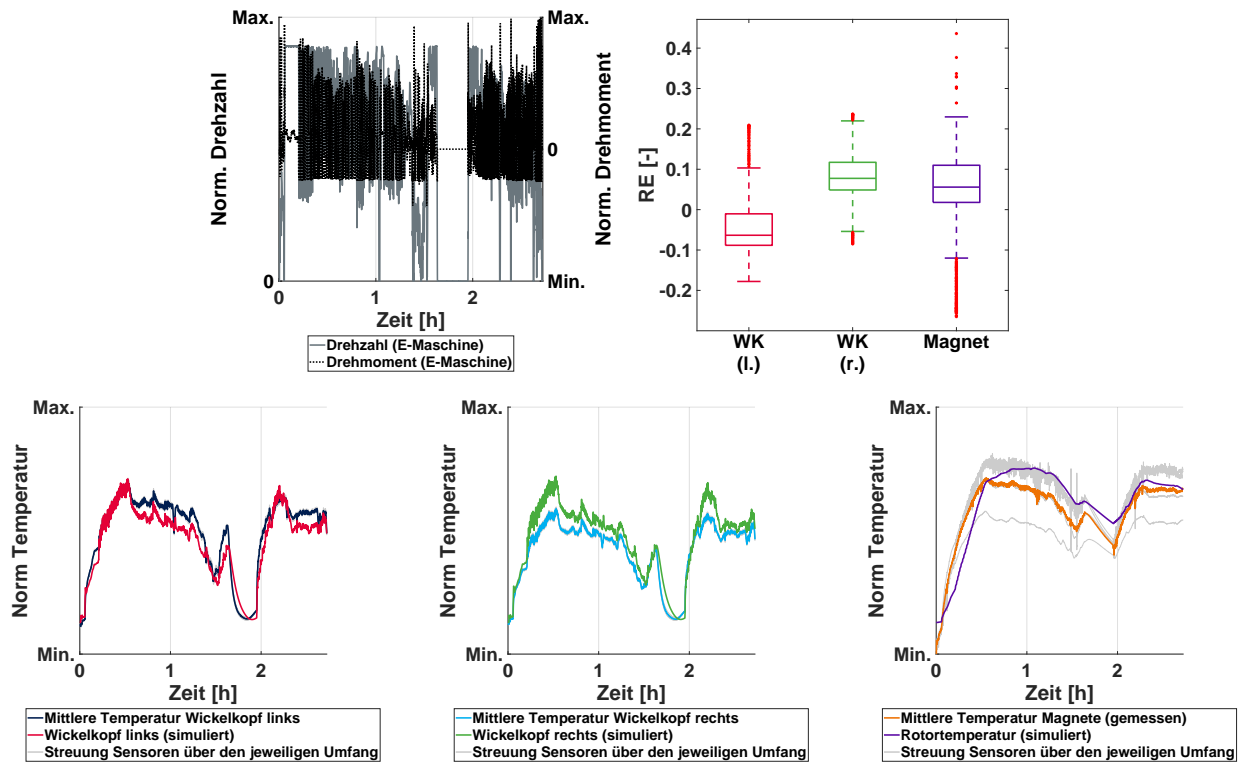
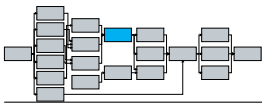


Abb. C.17: eAE #1 in einem Fahrzyklus (#2)



C.4. WEITERE MESSABGLEICHE DES THERMISCHEN ANTRIEBSMODELLS

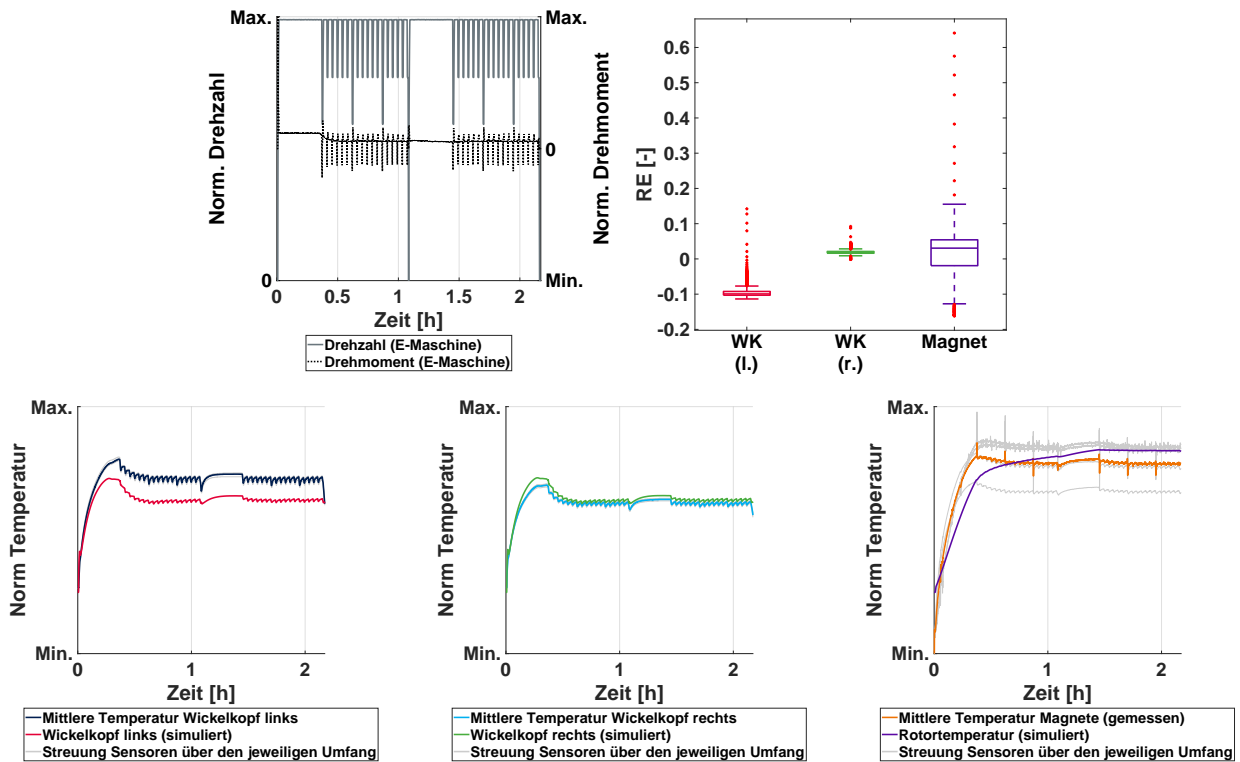


Abb. C.18: eAE #1 in einem Fahrzyklus (#3)

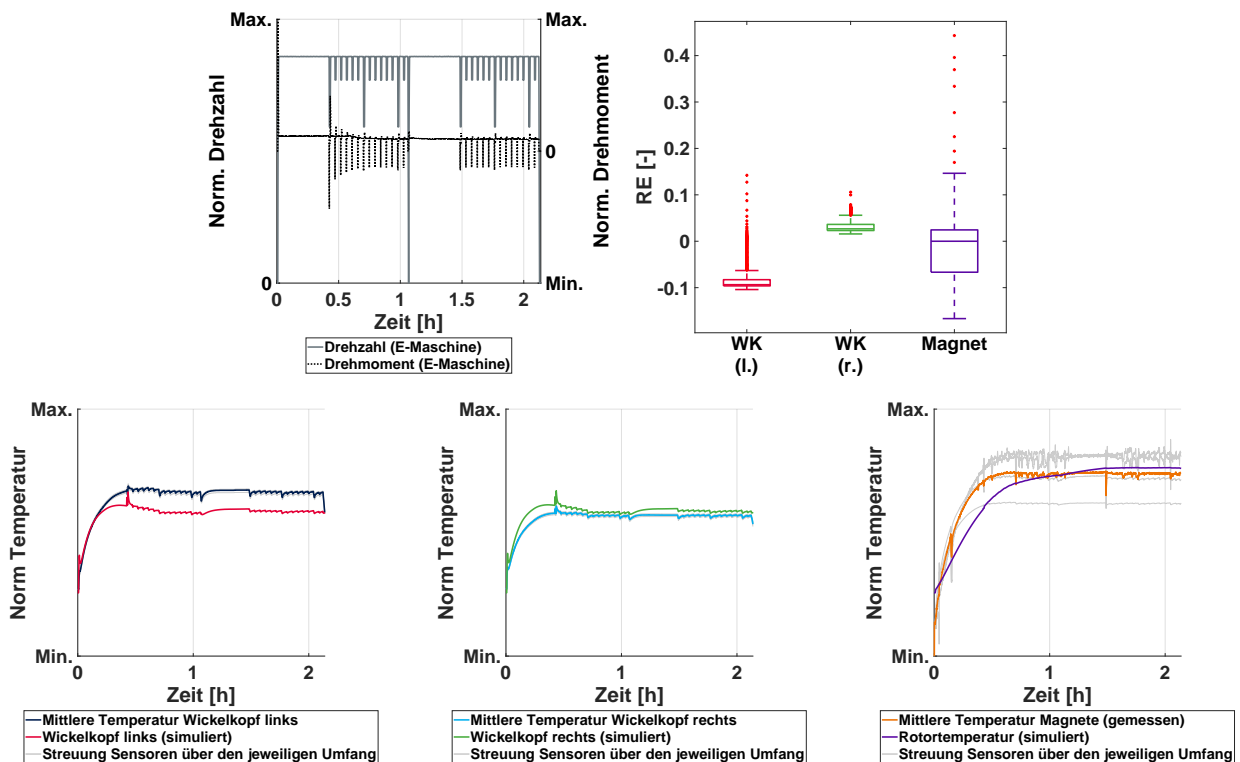


Abb. C.19: eAE #1 in einem Fahrzyklus (#4)

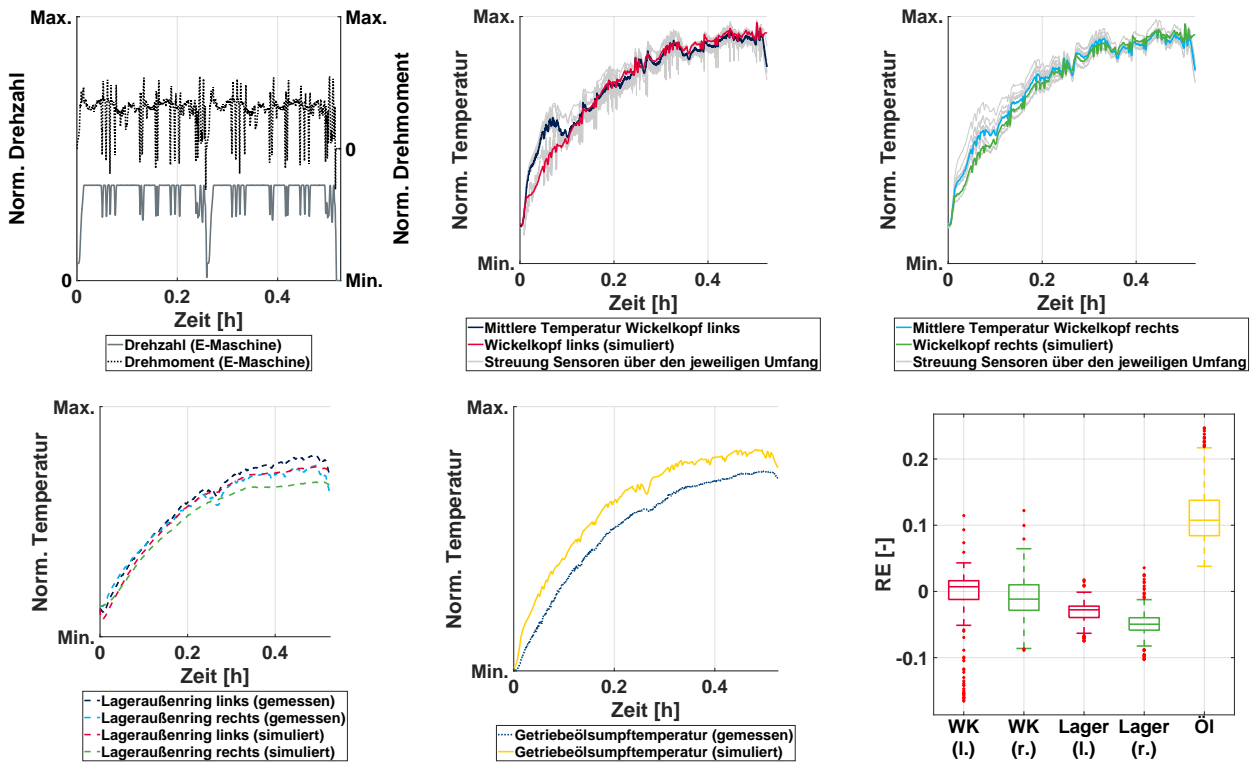
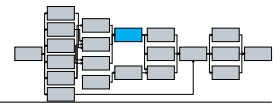


Abb. C.20: eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #1)

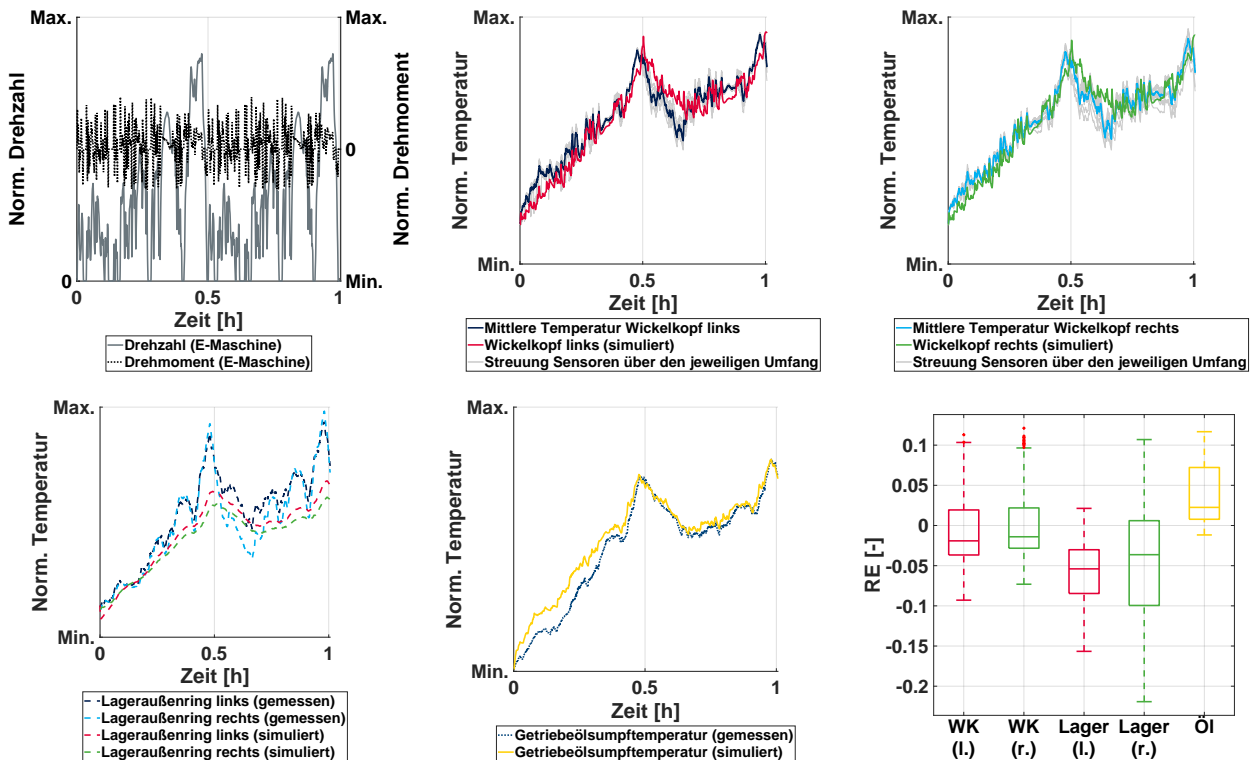
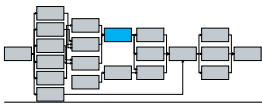


Abb. C.21: eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #2)



C.4. WEITERE MESSABGLEICHE DES THERMISCHEN ANTRIEBSMODELLS

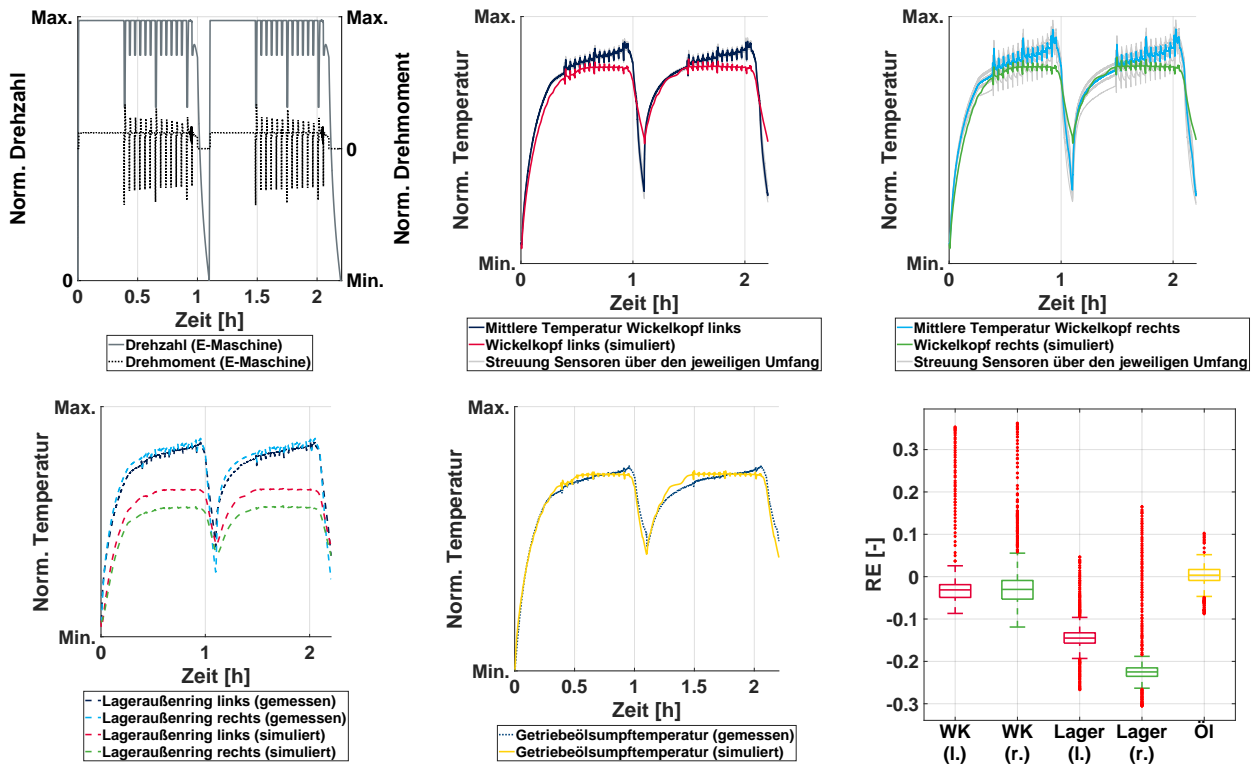


Abb. C.22: eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #3)

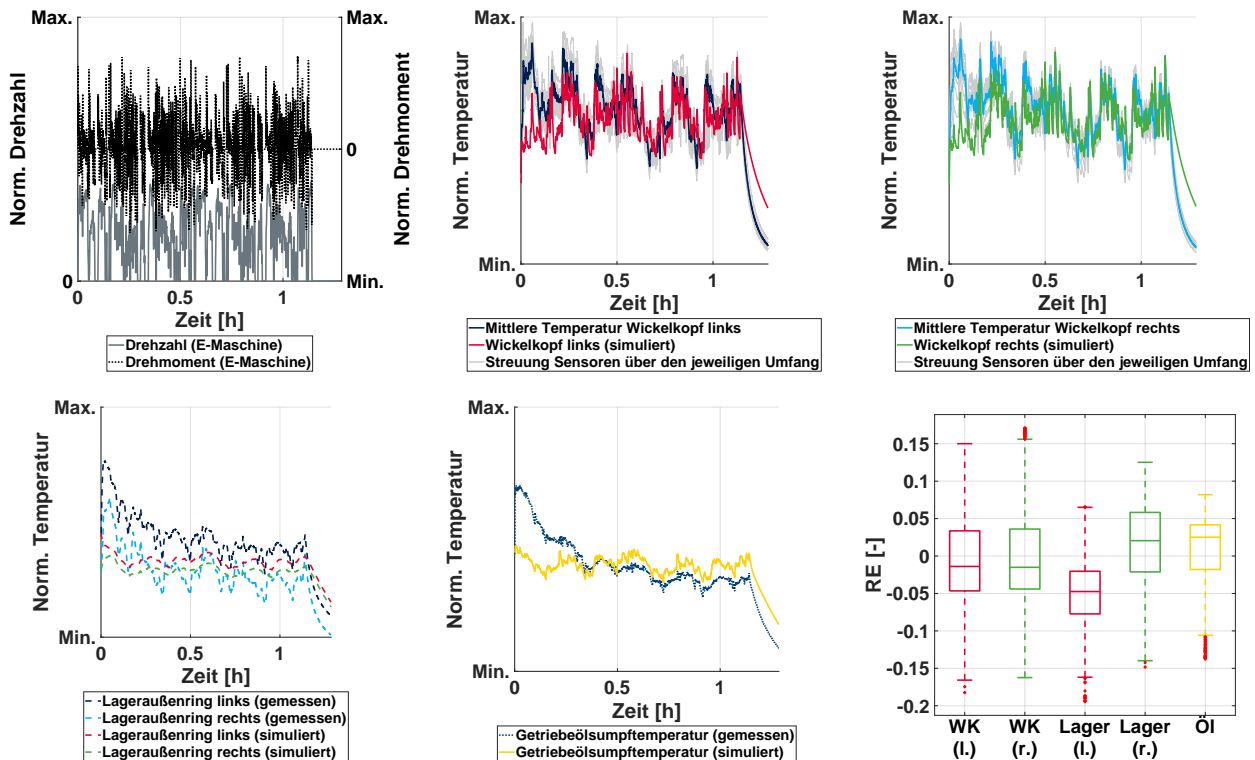


Abb. C.23: eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #4)

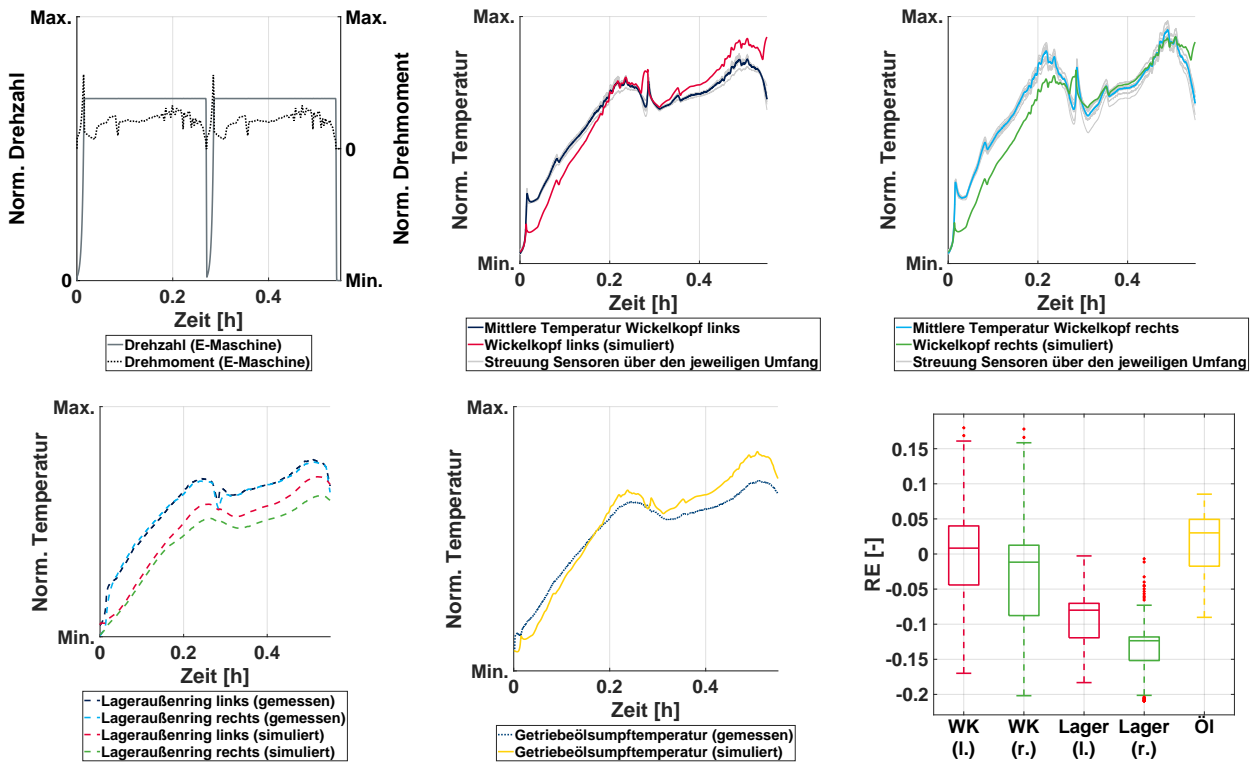
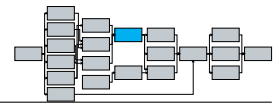


Abb. C.24: eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #5)

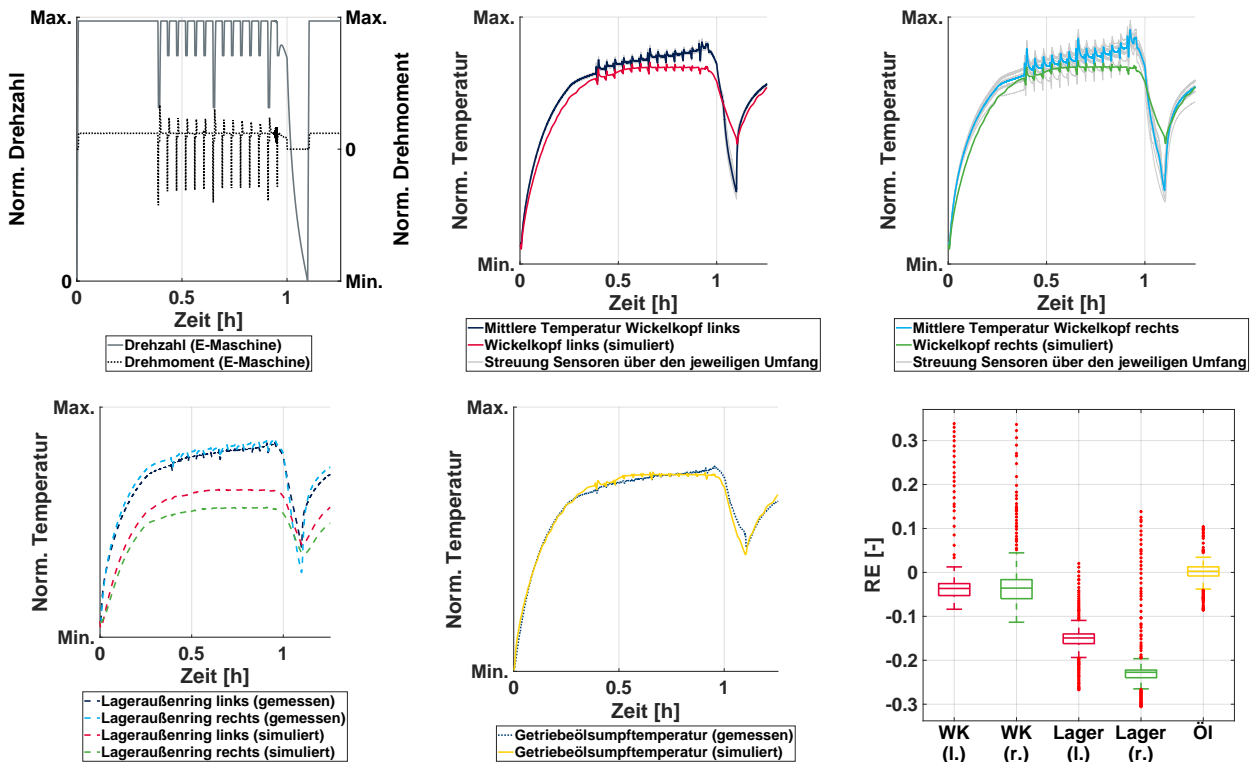
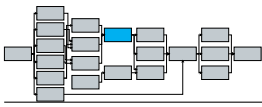


Abb. C.25: eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #6)



C.4. WEITERE MESSABGLEICHE DES THERMISCHEN ANTRIEBSMODELLS

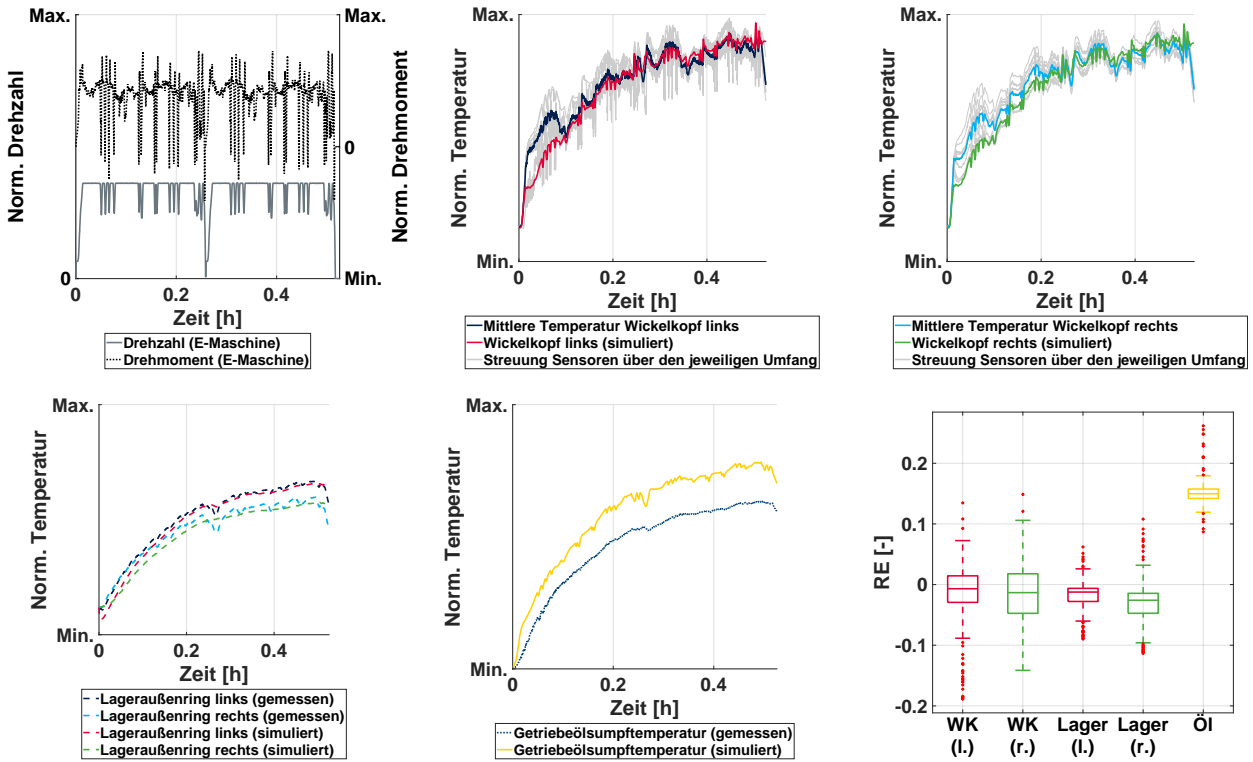


Abb. C.26: eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #7)

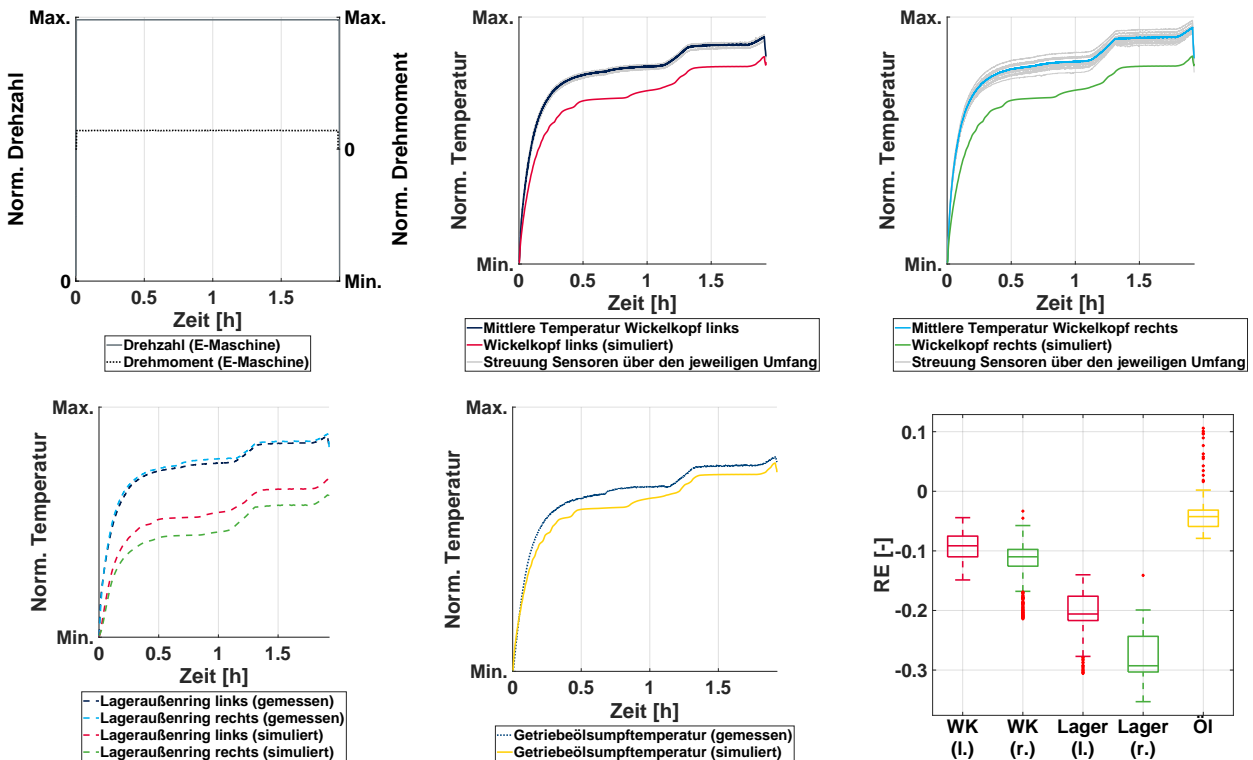


Abb. C.27: eAE #4 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #8)

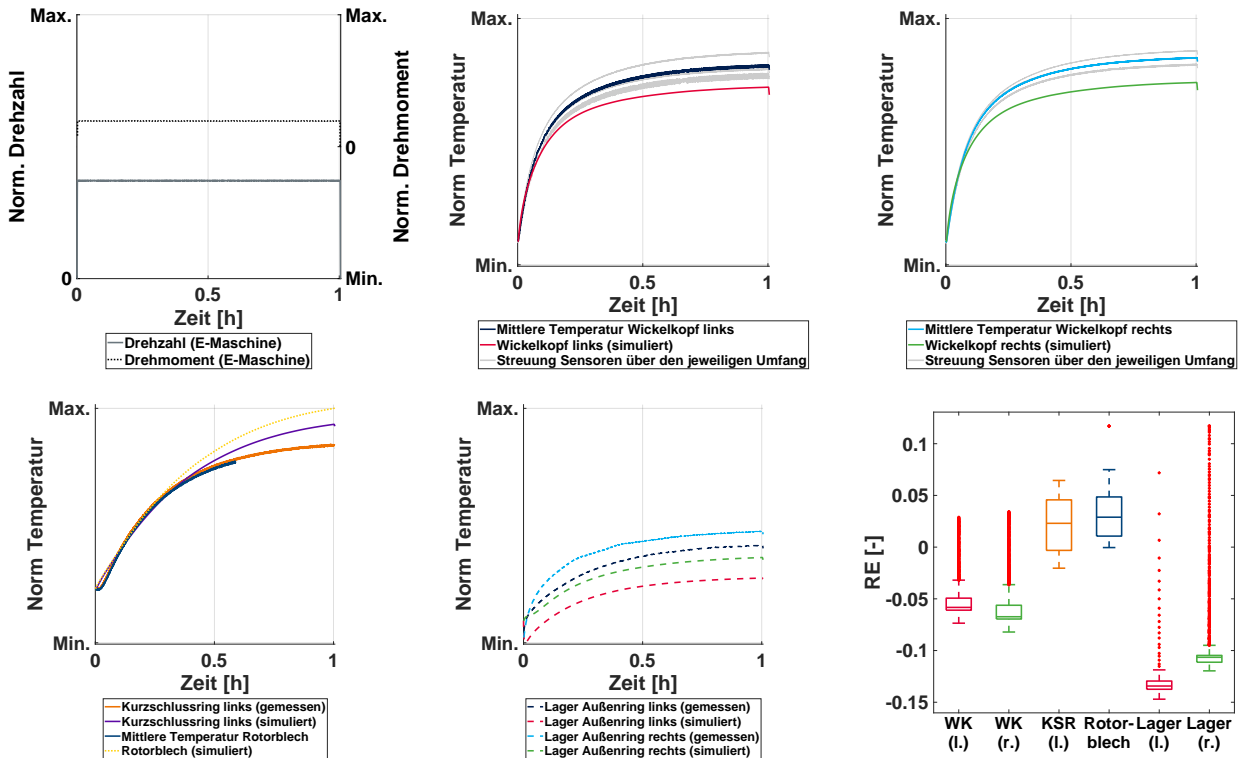
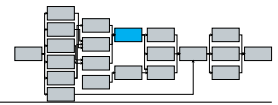


Abb. C.28: eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #1)

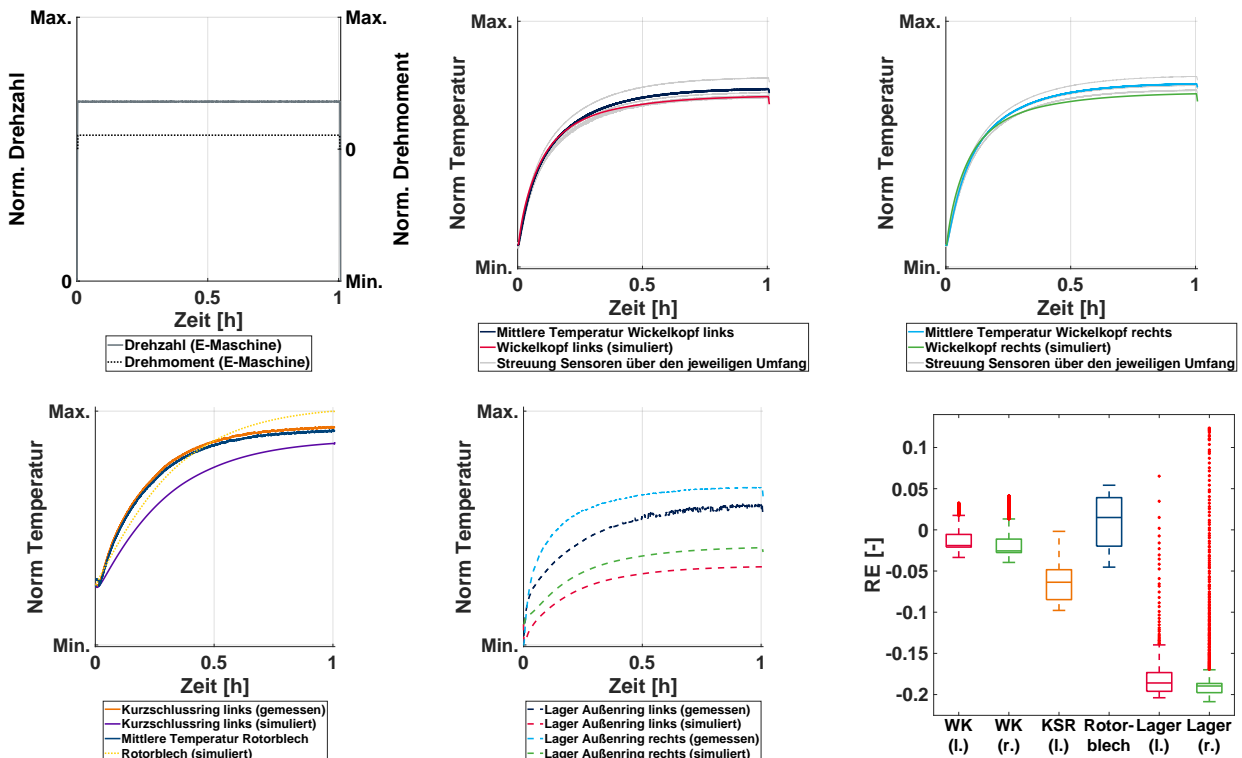
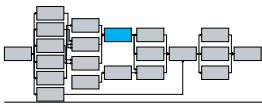


Abb. C.29: eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #2)



C.4. WEITERE MESSABGLEICHE DES THERMISCHEN ANTRIEBSMODELLS

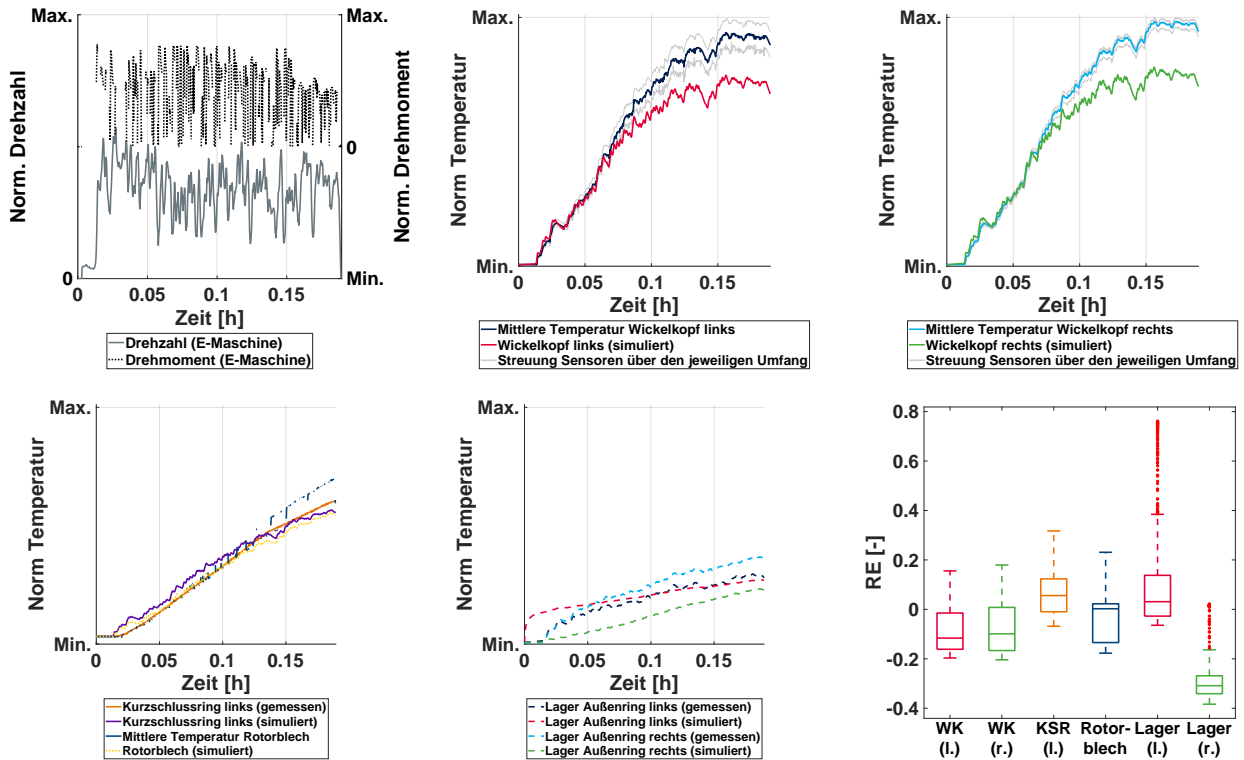


Abb. C.30: eAE #2 in einem Fahrzyklus (Fahrzyklus #1)

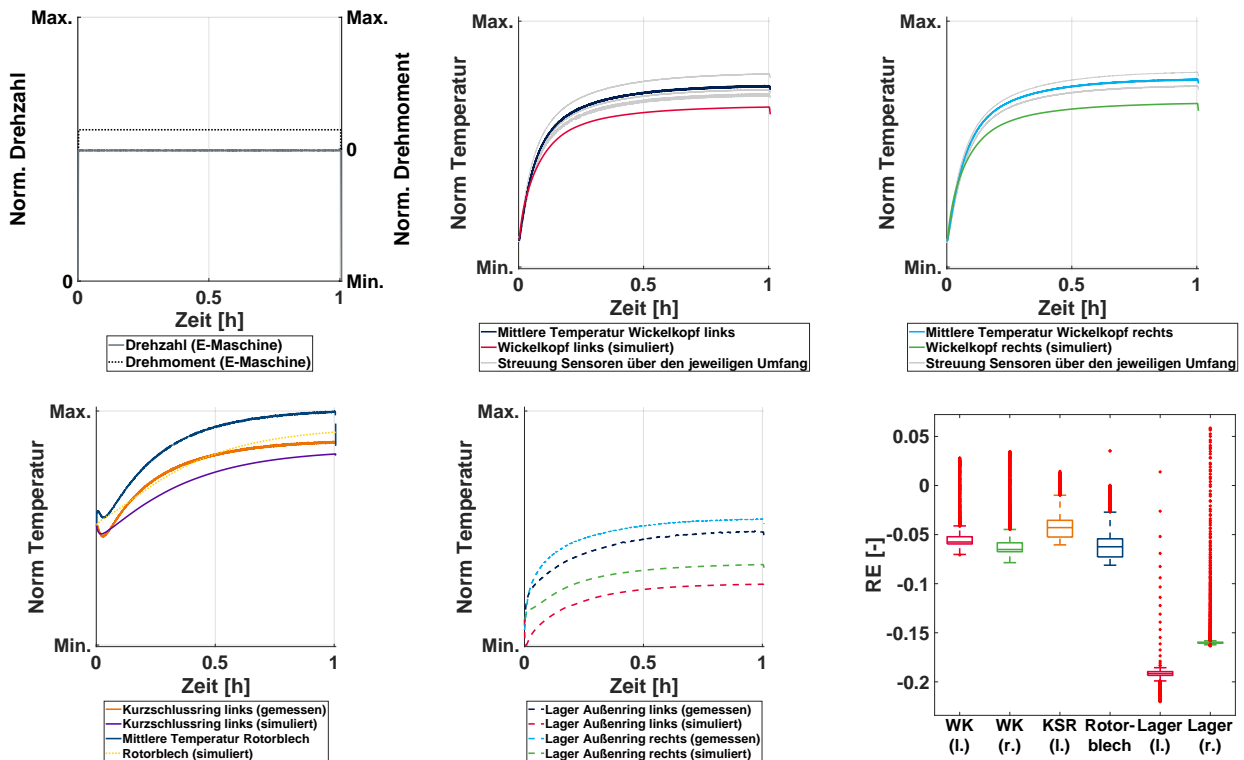


Abb. C.31: eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #3)

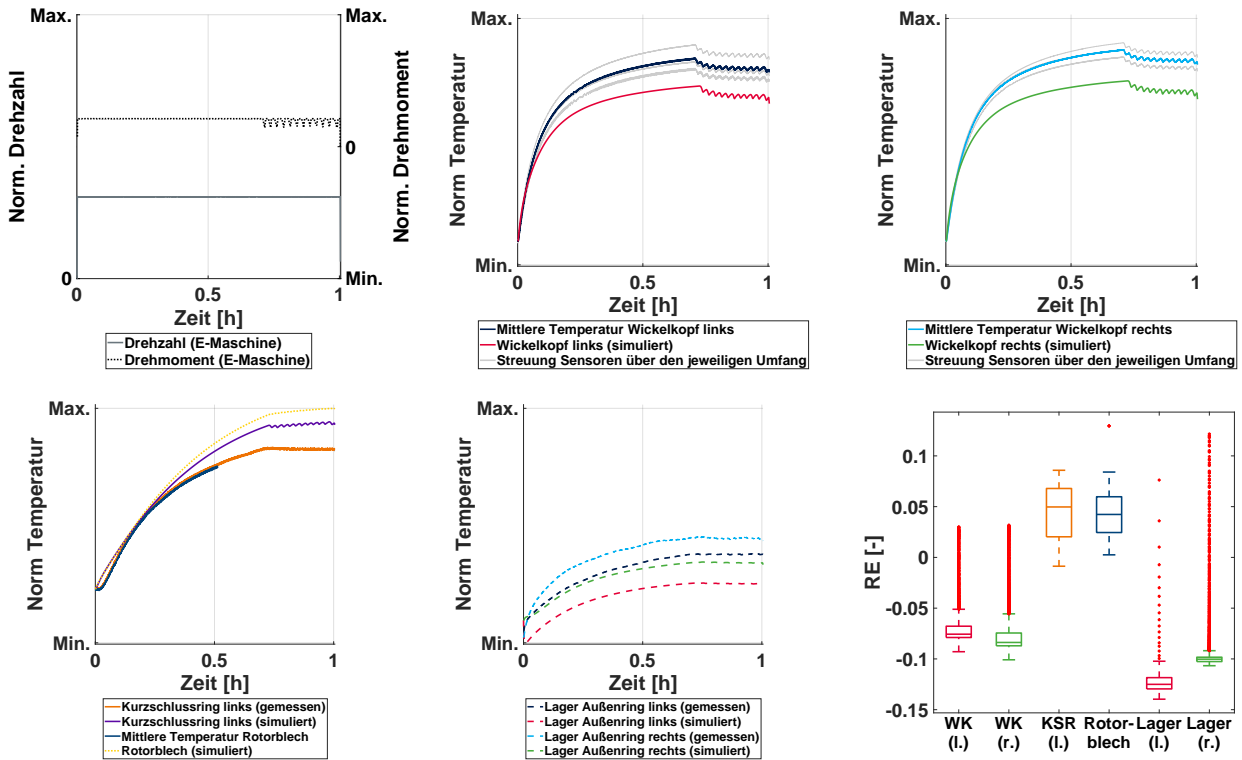
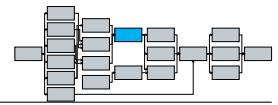


Abb. C.32: eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #4)

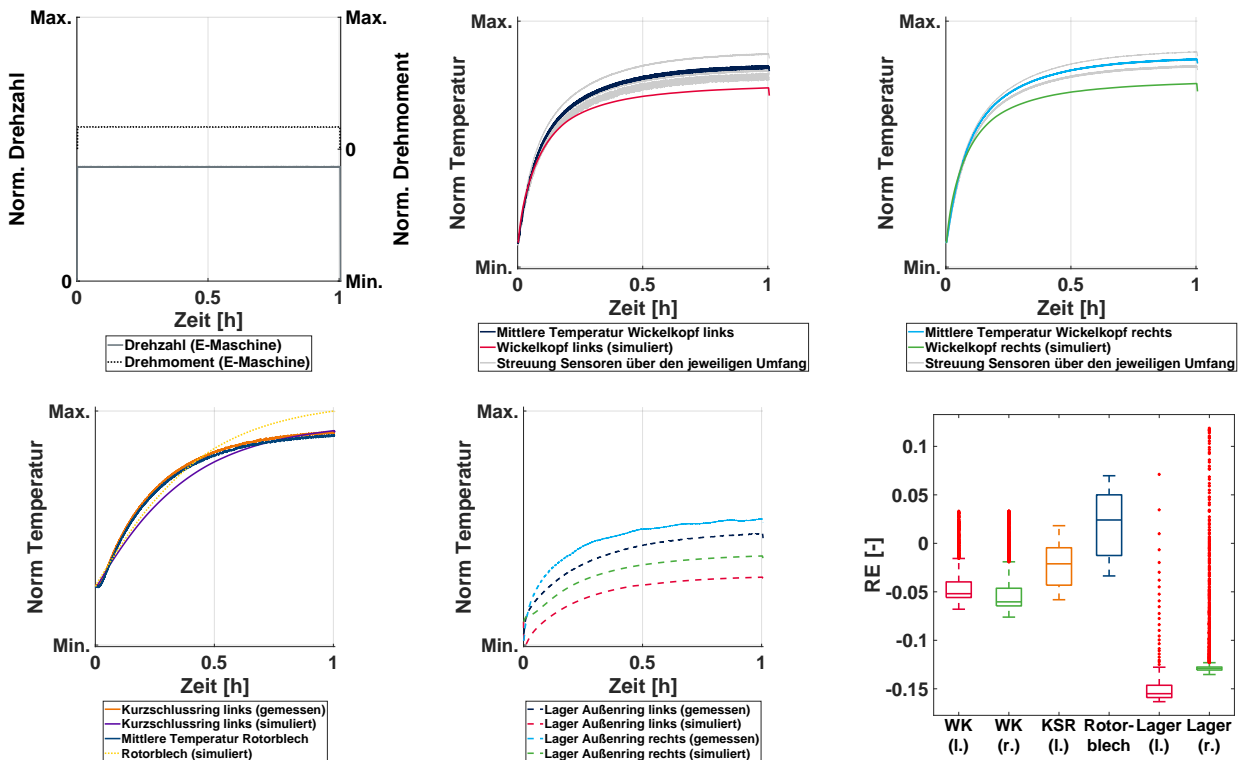
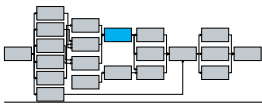


Abb. C.33: eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #5)



C.4. WEITERE MESSABGLEICHE DES THERMISCHEN ANTRIEBSMODELLS

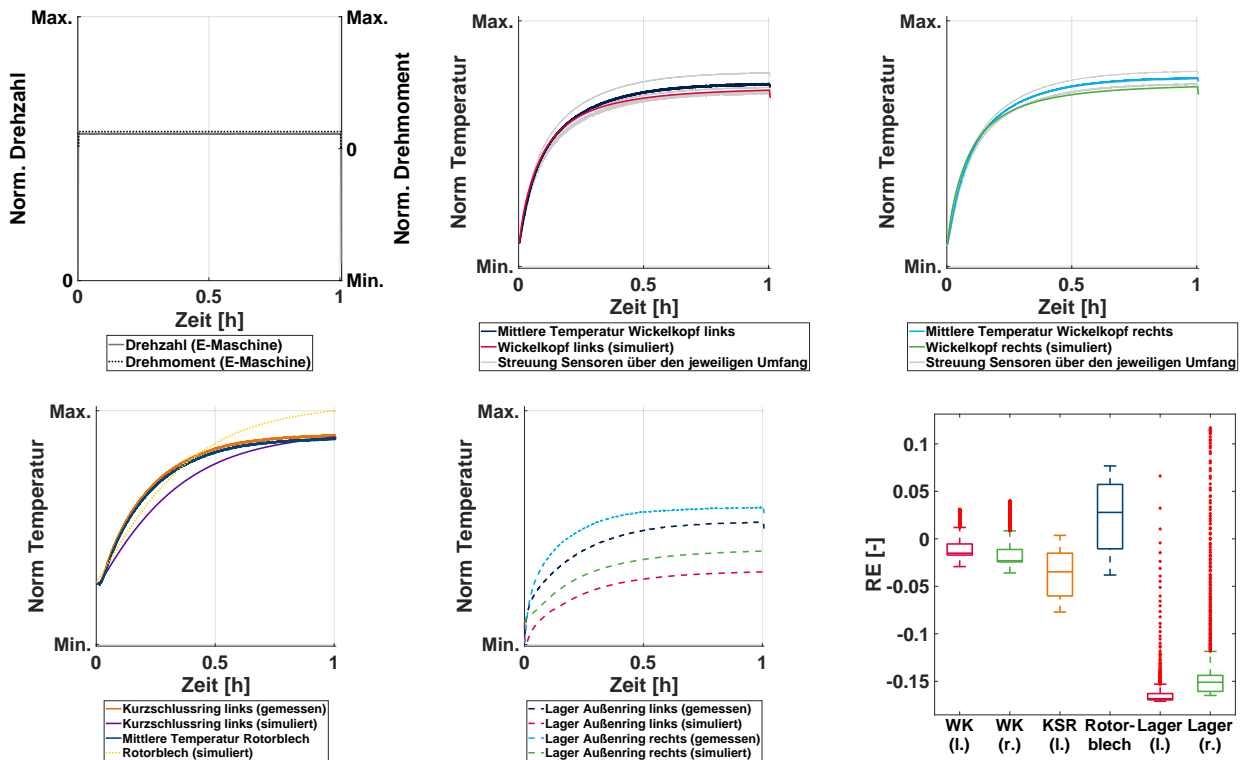


Abb. C.34: eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #6)

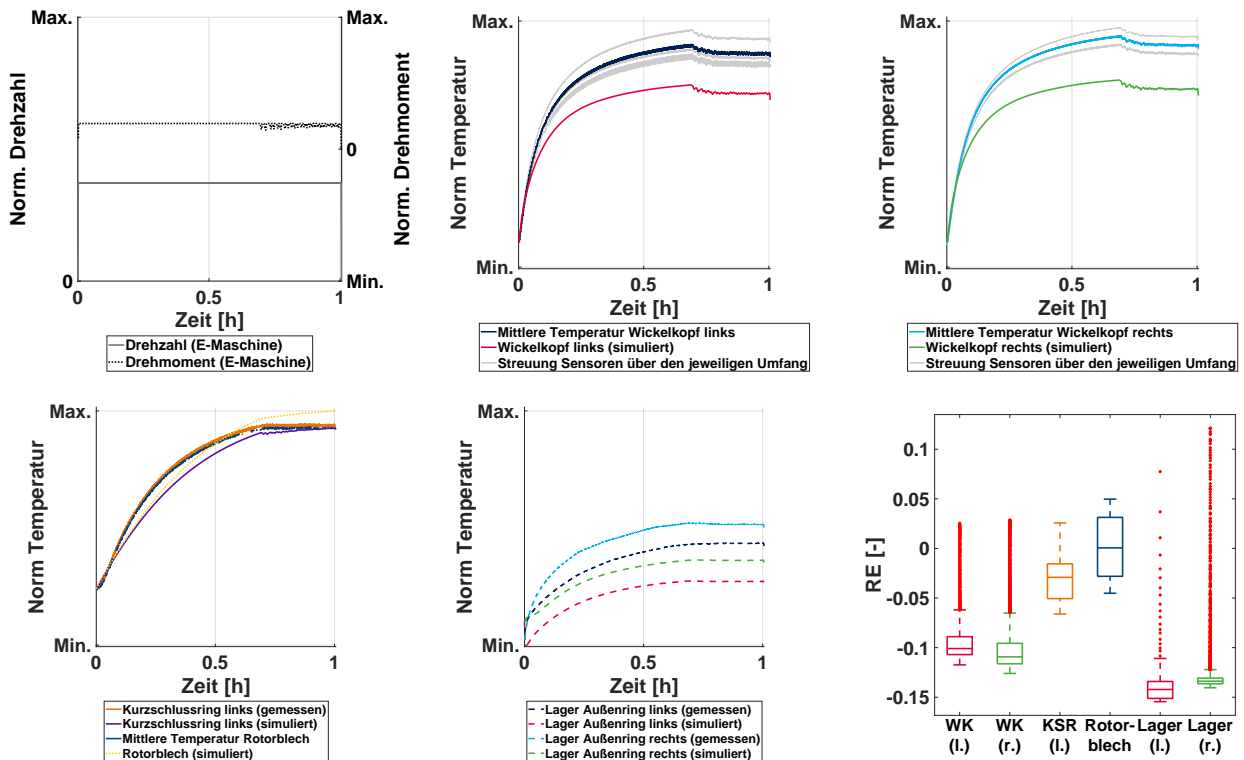
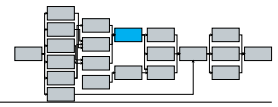
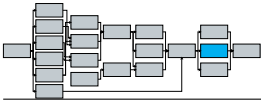


Abb. C.35: eAE #2 in einem Fahrzyklus (Stationär #7)





Anhang D

Kühlkonzepte in den Parameterstudien

In der Abbildung D.1 sind die in Kapitel 6 und 7 verwendeten Kühlkonzepte graphisch dargestellt.

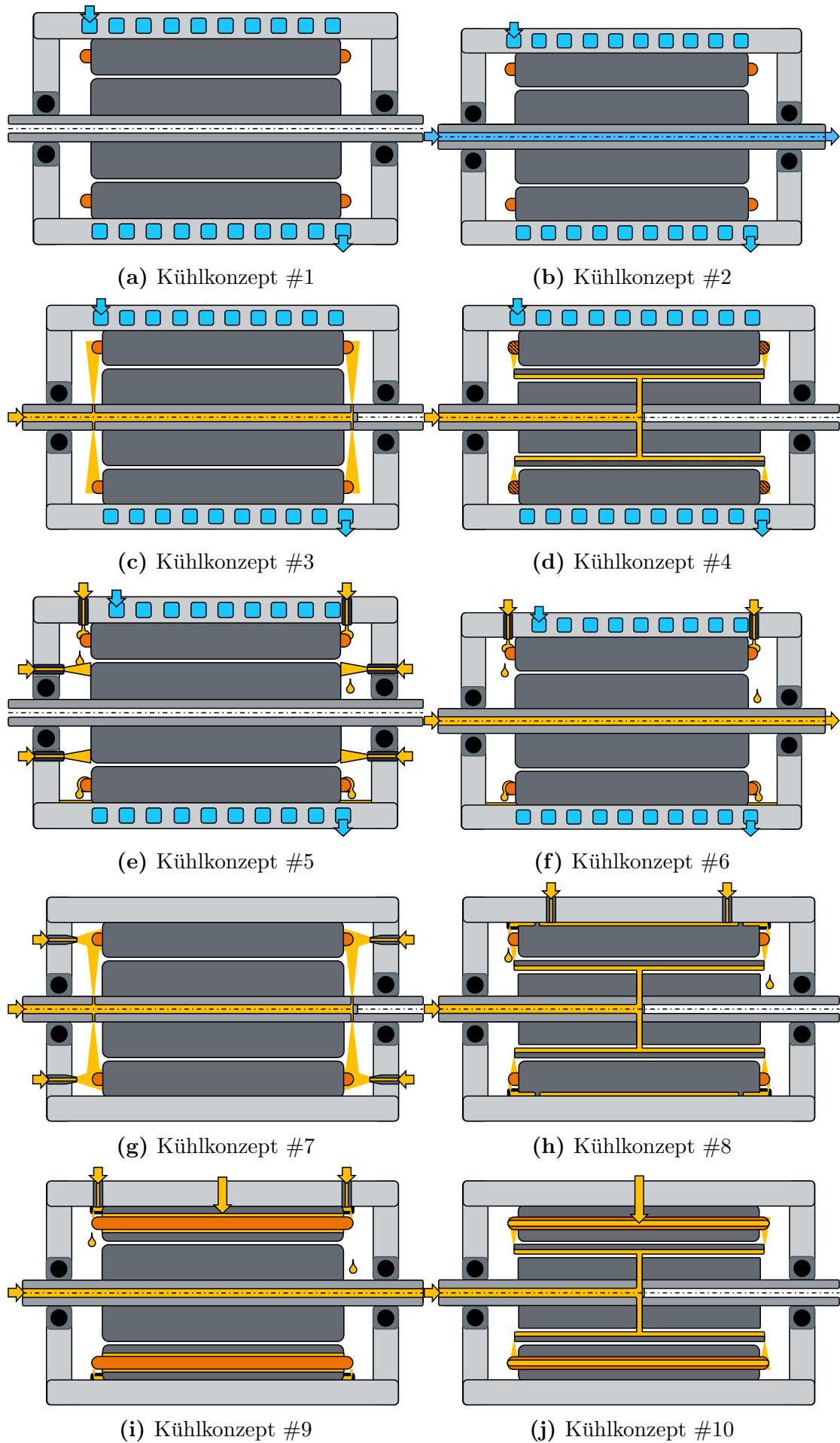
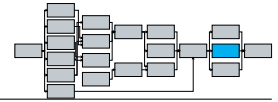
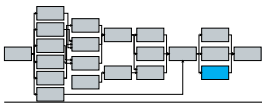


Abb. D.1: Kühlkonzepte der Parameterstudien



Anhang E

Weitere Simulationsergebnisse

In diesem Abschnitt sind die weiteren Simulationsergebnisse zu Kapitel 6 und 7 dargestellt.

E.1 Vergleich der unterschiedlichen Getriebearten

Es wird das 1-Gang-Getriebe mit einem einfachen und einem doppelten PRS-Getriebe verglichen (Abb. E.1).

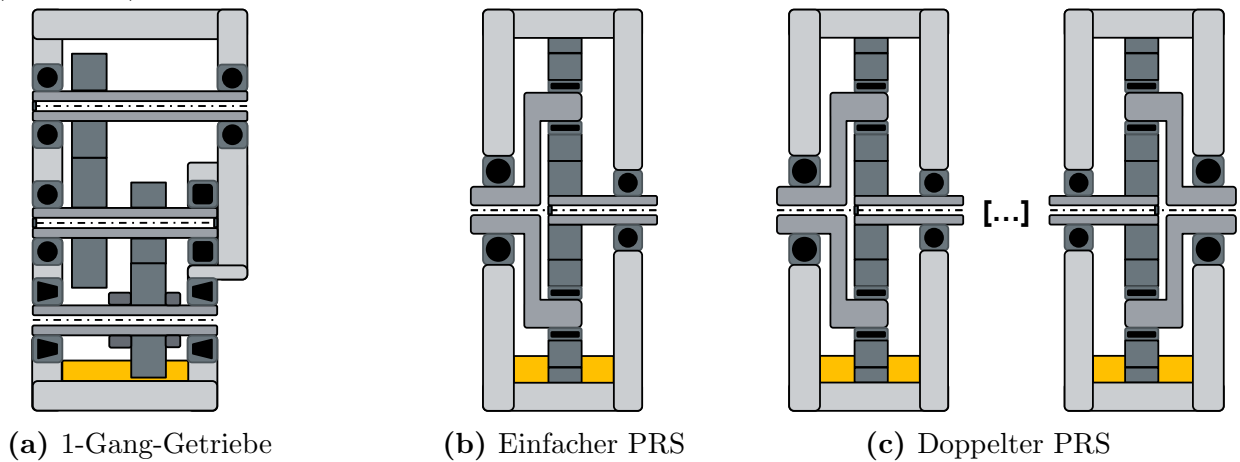
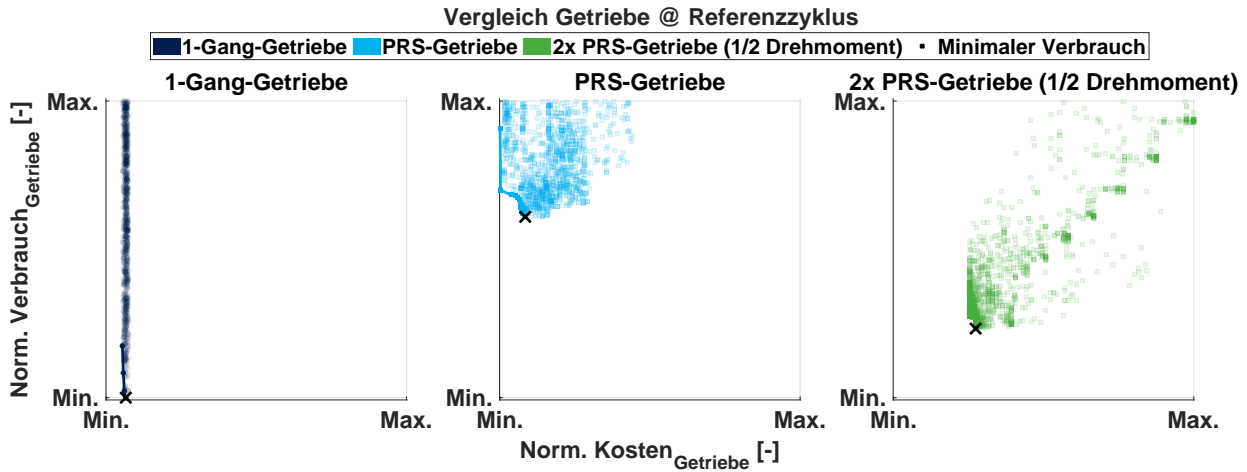
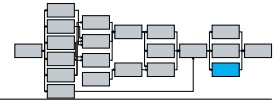
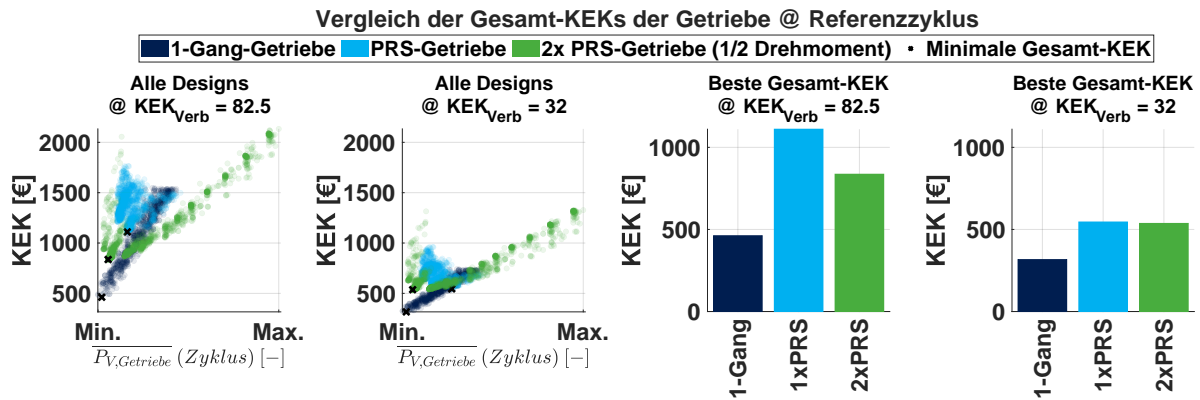


Abb. E.1: Schematische Darstellung der unterschiedlichen Getriebe

Die Optimierungsergebnisse beider PRS-Getriebe-Konfigurationen weisen deutlich höhere Kosten, Verbräuche sowie KEKs gegenüber dem optimierten 1-Gang-Getriebe auf (Abb. E.2). Die Ergebnisse zeigen, dass in beiden verbrauchsspezifischen Kostenszenarien (KEK_{Verb}) die PRS-Getriebe nachteilig sind. Auffällig ist, dass das doppelte PRS-Getriebe systemisch besser ist als der einfache PRS. Dies lässt sich durch die Halbierung des Drehmoments erklären, sodass die Verluste in einem PRS geringer ausfallen und somit auch ein kleinerer PRS die Lebensdauer- und Festigkeitsanforderungen erfüllen kann. In Kombination mit den besten Designs der E-Maschinen-Optimierung ist dennoch das 1-Gang-Getriebe systemisch die bessere Wahl.



(a) Vergleich Kosten und Verbrauch



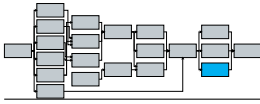
(b) Vergleich der KEKs

Abb. E.2: Vergleich der Kosten, Verbräuche und KEKs der unterschiedlichen Getriebe

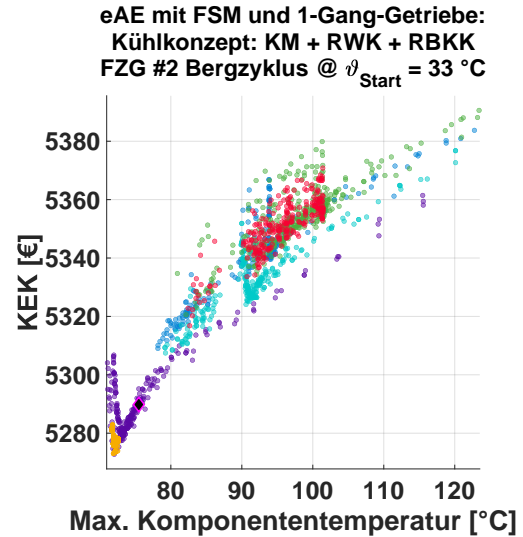
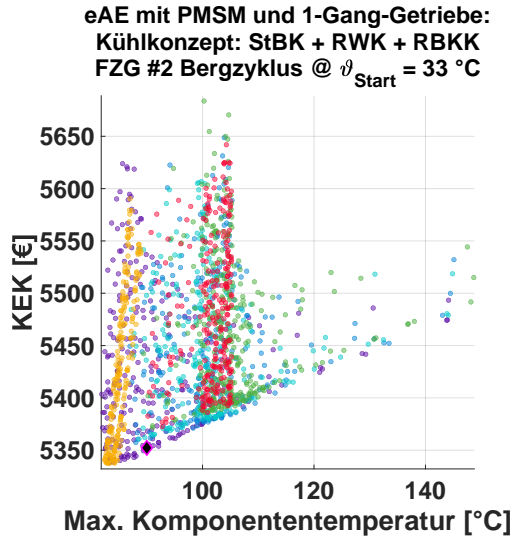
E.2 Optimierung der Bypass-Ventile im Berg- und Autobahnzyklus

In Abbildung E.3 werden die zwei weiteren Antriebseinheiten (FSM mit Kühlkonzept #4 und PMSM mit Kühlkonzept #8) im Bergzyklus miteinander verglichen.

In Abbildung E.4 und E.5 werden die vier Antriebseinheiten (FSM und PMSM mit Ölkühlung sowie FSM und PMSM mit kombinierter Wasser- und Ölkühlung) in einem Hochlast-Autobahnzyklus miteinander verglichen. Bei den ölgekühlten eAEs fällt auf, dass einige der Datenpunkte die maximalen Bauteiltemperaturen überschreiten und daher keine zulässigen Ergebnisse darstellen (Abb. E.5a und Abb. E.5b, „rote Flächen“). Bei der kombinierten Kühlung (Abb. E.4a und E.4b) liegt das allgemeine Temperaturniveau niedriger. Insgesamt ist das beste Design eine eAE mit FSM und kombinierter Wasser- und Ölkühlung.

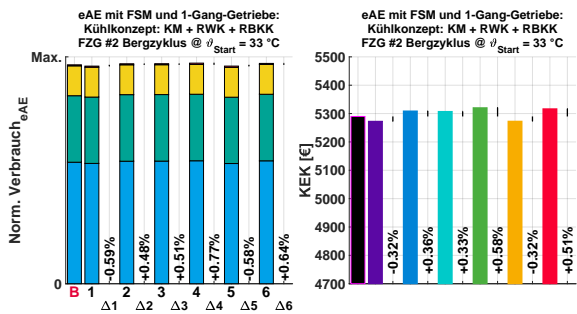
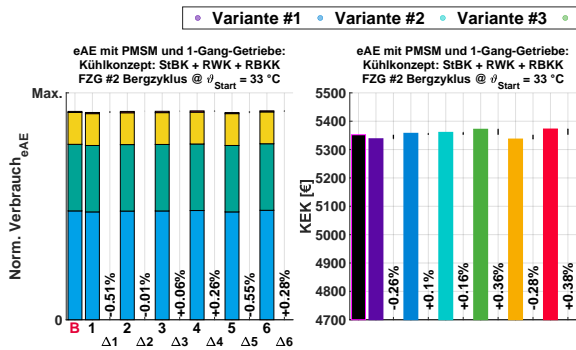


E.2. OPTIMIERUNG DER BYPASS-VENTILE IM BERG- UND AUTOBAHNZYKLUS



(a) Bergzyklus-Optimierung der eAE mit ölgekühlter PMSM

(b) Bergzyklus-Optimierung der eAE mit FSM mit komb. Öl- und Wasserkühlung

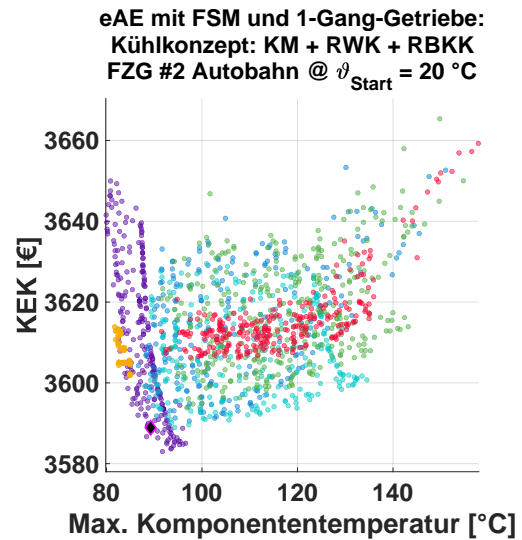
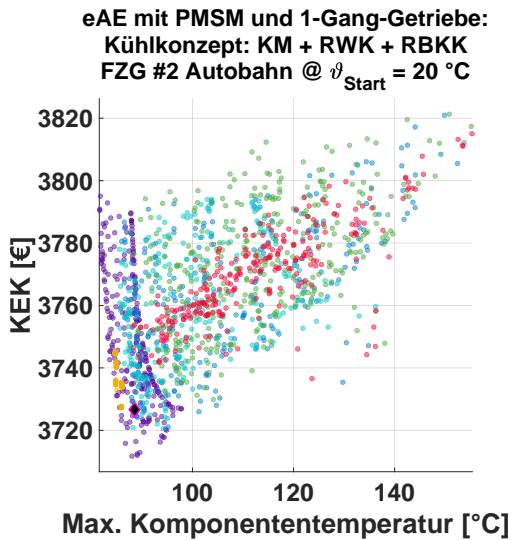
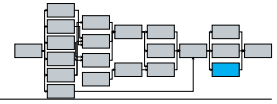


(c) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit ölgekühlter PMSM @ Bergzyklus

(d) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit FSM mit komb. Öl- und Wasserkühlung @ Bergzyklus

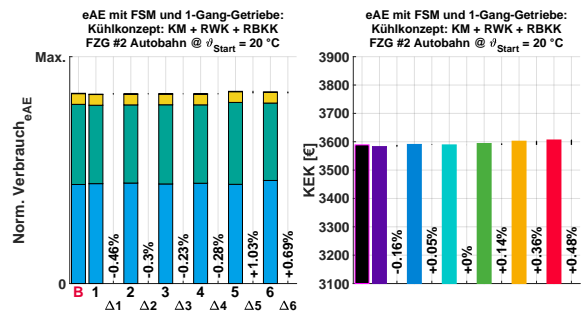
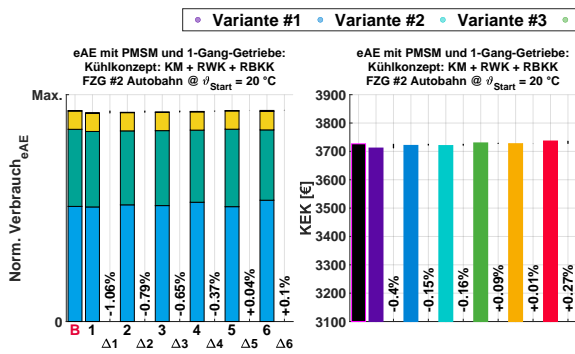


Abb. E.3: Bergzyklus-Optimierung zweier eAEs mit FZG #1 @ Starttemperatur $\vartheta_{Start} = 33^\circ\text{C}$



(a) Autobahnzyklus-Optimierung der eAE PMSM mit komb. Öl- und Wasserkühlung

(b) Autobahnzyklus-Optimierung der eAE FSM mit komb. Öl- und Wasserkühlung

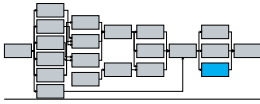


(c) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit PMSM mit komb. Öl- und Wasserkühlung @ Autobahnzyklus

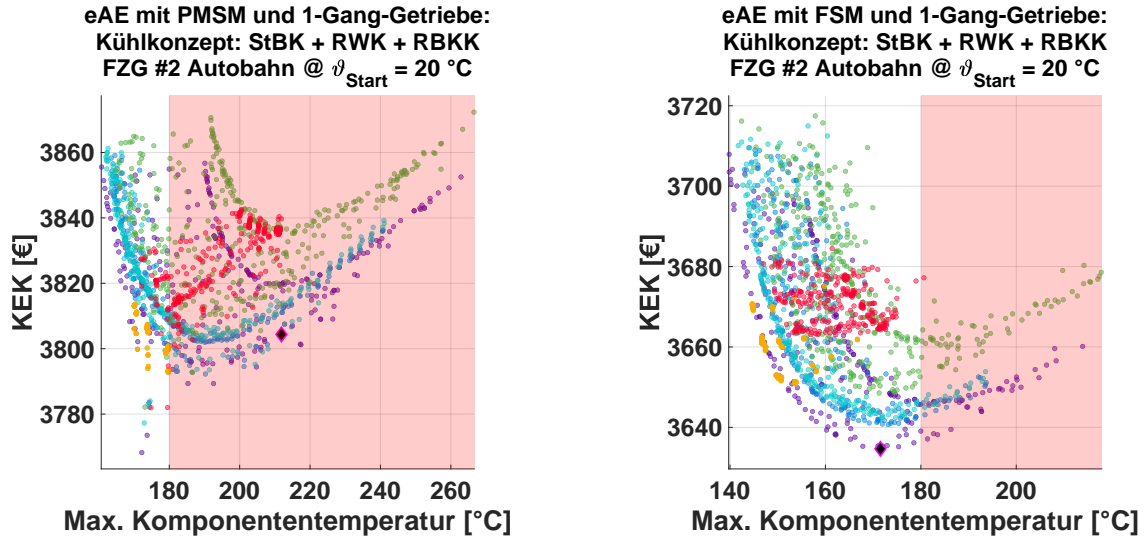
(d) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit FSM mit komb. Öl- und Wasserkühlung @ Autobahnzyklus



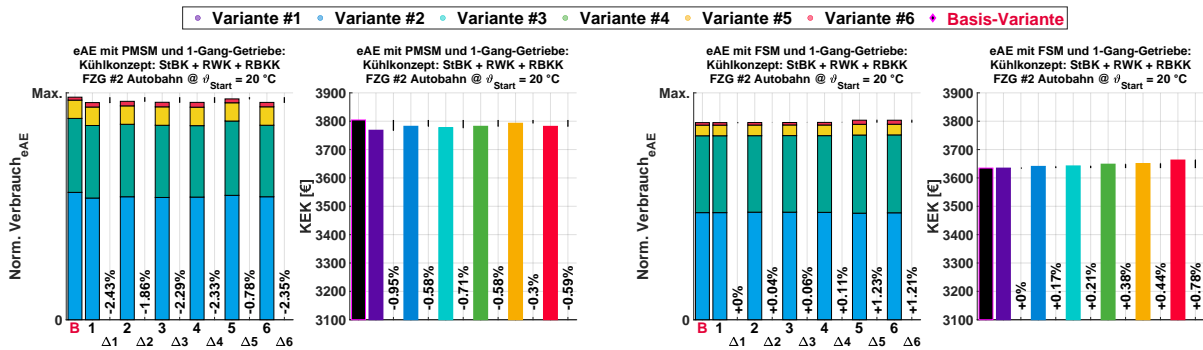
Abb. E.4: Autobahnzyklus-Optimierung zweier eAEs mit komb. Öl- und Wasserkühlung mit FZG #1 @ Starttemperatur $\vartheta_{Start} = 20^\circ\text{C}$



E.2. OPTIMIERUNG DER BYPASS-VENTILE IM BERG- UND AUTOBAHNZYKLUS



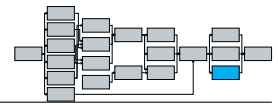
(a) Autobahnzyklus-Optimierung der eAE mit ölgekühlter PMSM (b) Autobahnzyklus-Optimierung der eAE mit ölgekühlter FSM



(c) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit ölgekühlter PMSM @ Autobahnzyklus (d) Min. Verbräuche und KEKs der eAE mit ölgekühlter FSM @ Autobahnzyklus



Abb. E.5: Autobahnzyklus-Optimierung zweier ölgekühlter eAEs mit FZG #1 @ Starttemperatur $\vartheta_{\text{Start}} = 20^\circ\text{C}$



Literaturverzeichnis

- [1] United Nations Framework Convention on Climate Change. The Paris Agreement. Link: <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement/the-paris-agreement>. [Zugegriffen am: 02.01.2022].
- [2] Europäisches Parlament. CO2-Emissionen von Autos: Zahlen und Fakten (Infografik), 22.03.2019. Link: <https://www.europarl.europa.eu/news/de/headlines/society/20190313STO31218/co2-emissionen-von-autos-zahlen-und-fakten-infografik>. [Zugegriffen am: 02.01.2022].
- [3] Statista.de. Verteilung der energiebedingten CO2-Emissionen weltweit nach Sektor im Jahr 2018, 08.09.2021. Link: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/167957/umfrage/verteilung-der-co-emissionen-weltweit-nach-bereich/>. [Zugegriffen am: 02.01.2022].
- [4] Umweltbundesamt. Emissionsquellen, 05.07.2021. Link: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/treibhausgas-emissionen/emissionsquellen>. [Zugegriffen am: 02.01.2022].
- [5] International Energy Agency. World Energy Outlook 2021, . Link: <https://iea.blob.core.windows.net/assets/4ed140c1-c3f3-4fd9-acae-789a4e14a23c/WorldEnergyOutlook2021.pdf>. [Zugegriffen am: 16.10.2022].
- [6] Energiewende Outlook: Transportation sector, 2015. Link: <https://www.pwc.de/de/energiewende/assets/energiewende-outlook-transportation-2015.pdf>. [Zugegriffen am: 16.10.2022].
- [7] N. Carey und C. Steitz. EU proposes effective ban for new fossil-fuel cars from 2035, 14.07.2021. Link: <https://www.reuters.com/business/retail-consumer/eu-proposes-effective-ban-new-fossil-fuel-car-sales-2035-2021-07-14/>. [Zugegriffen am: 20.12.2021].
- [8] S. Wappelhorst. Update on government targets for phasing out new sales of internal combustion engine passenger cars. Link: <https://theicct.org/publications/update-govt-targets-ice-phaseouts-jun2021>. [Zugegriffen am: 20.12.2021].
- [9] International Energy Agency. Global Electric Vehicle Outlook 2022: Securing supplies for an electric future, . Link: <https://iea.blob.core.windows.net/assets/ad8fb04c-4f75-42fc-973a-6e54c8a4449a/GlobalElectricVehicleOutlook2022.pdf>. [Zugegriffen am: 14.10.2022].
- [10] N. Wassiliadis, M. Steinsträter, M. Schreiber, P. Rosner, L. Nicoletti, F. Schmid, M. Ank, O. Teichert, L. Wildfeuer, J. Schneider, A. Koch, A. König, A. Glatz, J. Gandlgruber, T. Kröger, X. Lin, und M. Lienkamp. Quantifying the state of the art of electric powertrains in battery electric vehicles: Range, efficiency, and lifetime from component to system level of the Volkswagen ID.3. *eTransportation*, Seite: 100167, 2022. ISSN: 2590-1168. doi: 10.1016/j.etrans.2022.100167.
- [11] T. Burress. Benchmarking State-of-the-Art Technologies, 14.05.2013, 2013 U.S. DOE Hydrogen and Fuel Cells Program and Vehicle Technologies Program Annual Merit Review and Peer Evaluation Meeting. Link: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f13/ape006_burress_2013_o.pdf. [Zugegriffen am: 16.10.2022].
- [12] S. A. Miller. E-Axle Modular Design for Tomorrows Mobility, 09.06.2018, 2018 Schaeffler Symposium. Link: https://www.schaeffler.us/remotemedien/media/_shared_media_rwd/03_worldwide_1/websites_worldwide/usa_4/schaeffler_symposium_usa_2018/schaeffler_symposium_usa_2018_e-axle.pdf. [Zugegriffen am: 25.10.2022].
- [13] F. Momen, K. Rahman, Y. Son, und P. Savagian. Electrical propulsion system design of Chevrolet Bolt battery electric vehicle. In *2016 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, Seiten: 1–8, 2016. doi: 10.1109/ECCE.2016.7855076.
- [14] A. Tibor. illamteszt: Volkswagen ID. 3 - also resz, 29.07.2020. Link: <https://villanyautosok.hu/2020/07/29/villamteszt-volkswagen-id-3-also-resz/>. [Zugegriffen am: 26.09.2022].

- [15] S. Corby. Acceleration of EVs means speed isn't everything, I think. . . , 21.03.2021. Link: <https://evcentral.com.au/acceleration-of-evs-means-speed-isnt-everything-i-think/>. [Zugegriffen am: 22.12.2021].
- [16] S. Haustein und A. F. Jensen. Factors of electric vehicle adoption: A comparison of conventional and electric car users based on an extended theory of planned behavior. *null*, 12(7):484–496, 2018. ISSN: 1556-8318. doi: 10.1080/15568318.2017.1398790.
- [17] W. Li, R. Long, H. Chen, und J. Geng. A review of factors influencing consumer intentions to adopt battery electric vehicles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78:318–328, 2017. ISSN: 13640321. doi: 10.1016/j.rser.2017.04.076.
- [18] B. K. Sovacool, J. Kester, L. Noel, und G. Z. de Rubens. The demographics of decarbonizing transport: The influence of gender, education, occupation, age, and household size on electric mobility preferences in the Nordic region. *Global Environmental Change*, 52:86–100, 2018. ISSN: 0959-3780. doi: 10.1016/j.gloenvcha.2018.06.008.
- [19] K. Kirk. Electrifying transportation reduces emissions AND saves massive amounts of energy, 2022. Link: <https://yaleclimateconnections.org/2022/08/electrifying-transportation-reduces-emissions-and-saves-massive-amounts-of-energy/>. [Zugegriffen am: 26.09.2022].
- [20] N. Holjevac, F. Cheli, und M. Gobbi. A simulation-based concept design approach for combustion engine and battery electric vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 233(7):1950–1967, 2018. ISSN: 0954-4070. doi: 10.1177/0954407018777350.
- [21] H. Jung, R. Silva, und M. Han. Scaling Trends of Electric Vehicle Performance: Driving Range, Fuel Economy, Peak Power Output, and Temperature Effect. *World Electric Vehicle Journal*, 9(4):46, 2018. ISSN: 2032-6653. doi: 10.3390/wevj9040046.
- [22] D. Berjoza und I. Jurgena. Influence of batteries weight on electric automobile performance. *Eng. Rural Dev*, 16:1388–1394, 2017. doi: 10.22616/ERDev2017.16.N316.
- [23] P.-O. Gronwald und T. A. Kern. Traction Motor Cooling Systems: A Literature Review and Comparative Study. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 7(4):2892–2913, 2021. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2021.3075844.
- [24] M. Hombitzer, D. Franck, G. von Pfingsten, und K. Hameyer. Permanentmagnetenerregter Traktionsantrieb für ein Elektrofahrzeug: Bauraum, Wirkungsgrad und Kosten - das Auslegungsdreieck. *Elektrische Antriebstechnologie für Hybrid-und Elektrofahrzeuge*, 2014. ISSN: 3816984835.
- [25] A. König, L. Nicoletti, D. Schröder, S. Wolff, A. Waclaw, und M. Lienkamp. An Overview of Parameter and Cost for Battery Electric Vehicles. *World Electric Vehicle Journal*, 12(1):21, 2021. ISSN: 2032-6653. doi: 10.3390/wevj12010021.
- [26] A. Kampker. *Elektromobilproduktion*. Springer Vieweg Berlin, Heidelberg, 1. Auflage, 2014. ISBN: 978-3-642-42021-4. doi: 10.1007/978-3-642-42022-1. Link: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-42022-1>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [27] T. Epskamp. *Steigerung der Leistungsdichte von Traktionsantrieben und Aufbau einer hochdrehenden Asynchronmaschine*. Dissertation, Karlsruher Instituts für Technologie, Karlsruhe, 2020. Link: <https://doi.org/10.5445/IR/1000117913>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [28] F. Markus und D. Martin. 2022 Lucid Air: Take a Deep Dive Into the Stunning EV's Powertrain Tech: This new electric car's mass, size, and manufacturing efficiencies will electrify the masses. online, 15.11.2021. Link: <https://www.motortrend.com/features/2022-lucid-air-powertrain-tech-deep-dive/>. [Zugegriffen am: 22.12.2021].
- [29] VDI/VDE. Entwicklung mechatronischer und cyber-physischer Systeme. Link: <https://www.beuth.de/de/technische-regel/vdi-vde-2206/342674320>. [Zugegriffen am: 28.12.2021].
- [30] T. Duffy. A Complete Guide to Every Car Brand's Electric Vehicle Platforms: Electric cars have more in common than you might realize. online, 22.03.2021. Link: <https://www.gearpatrol.com/cars/g35832149/electric-vehicle-platforms/>. [Zugegriffen am: 28.12.2021].
- [31] P. Els. Automotive IQ Guides: Electric Vehicle platforms: What does the future of mass-market cars look like once the majority are powered by electricity? online, 10.07.2019. Link: <https://www.automotive-iq.com/electrics-electronics/articles/automotive-iq-guides-electric-vehicle-platforms>. [Zugegriffen am: 28.12.2021].

- [32] D. Lechleitner, M. Hofstetter, und M. Hirz. Cost Reduction of Electric Powertrains by Platform-Based Design Optimization. In *2020 IEEE Transportation Electrification Conference & Expo (ITEC)*, Seiten: 139–146, 2020. doi: 10.1109/ITEC48692.2020.9161468.
- [33] D. Oreizi. Overview of Electric Vehicle Platforms in 2021. online, 09.02.2021. Link: <https://www.chargedfuture.com/electric-vehicle-platforms-in-2021/>. [Zugegriffen am: 28.12.2021].
- [34] H. Hick, K. Küpper, und H. Sorger, Editoren. *Systems Engineering for Automotive Powertrain Development*. Powertrain. Springer, Cham, 1. Auflage, 2021. ISBN: 978-3-319-99629-5. doi: 10.1007/978-3-319-99629-5.
- [35] R. S. Hutcheson, D. A. McAdams, R. B. Stone, und I. Y. Tumer. Function-based systems engineering (FUSE). In J.-C. Bocquet, Editor, *DS 42: Proceedings of ICED 2007, the 16th International Conference on Engineering Design, Paris, France, 28.-31.07. 2007*, ICED, Seiten: 715–716, 2007. ISBN: 1-904670-01-6. Link: <https://www.designsociety.org/download-publication/25715/Function-Based+Systems+Engineering+%28FUSE%29>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [36] P. Fietkau, B. Kistner, und J. Munier. Virtual powertrain development. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Seite: 0954407020936797, 2020. ISSN: 0954-4070. doi: 10.1177/0954407020936797.
- [37] P. Roy, M. Towhidi, F. Ahmed, S. Mukundan, H. Dhulipati, und N. Kar. A Novel Hybrid Technique for Thermal Analysis of Permanent Magnet Synchronous Motor Used in Electric Vehicle Application. In *WCX SAE World Congress Experience*. SAE International, 2020. ISBN: 0148-7191. doi: 10.4271/2020-01-0464.
- [38] D. Liang, Z. Q. Zhu, Y. Zhang, J. Feng, S. Guo, Y. Li, J. Wu, und A. Zhao. A Hybrid Lumped-Parameter and 2-D Analytical Thermal Model for Electrical Machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Seite: 1, 2020. ISSN: 1939-9367. doi: 10.1109/TIA.2020.3029997.
- [39] J. Edmondson und Wyatt, David, Gear, Luke. Electric Motors for Electric Vehicles 2022-2032: Global market for electric vehicle motors. Motor technology, axial flux, in-wheel and benchmarking. Granular regional forecasts. Cars, two-wheelers, buses, vans and trucks, 2021. Link: <https://www.idtechex.com/en/research-report/electric-motors-for-electric-vehicles-2022-2032/842>. [Zugegriffen am: 21.12.2021].
- [40] E. Agamloh, A. von Jouanne, und A. Yokochi. An Overview of Electric Machine Trends in Modern Electric Vehicles. *Machines*, 8(2):20, 2020. ISSN: 2075-1702. doi: 10.3390/machines8020020.
- [41] D. G. Barroso, Y. Yang, F. Machado, und A. Emadi. Electrified Automotive Propulsion Systems: State-of-the-Art Review. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Seite: 1, 2021. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2021.3131917.
- [42] Y. Gai, M. Kimiabeigi, Y. C. Chong, J. D. Widmer, X. Deng, M. Popescu, J. Goss, D. A. Staton, und A. Steven. Cooling of Automotive Traction Motors: Schemes, Examples, and Computation Methods. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 66(3):1681–1692, 2019. ISSN: 1557-9948. doi: 10.1109/TIE.2018.2835397.
- [43] B. Li, H. Kuo, X. Wang, Y. Chen, Y. Wang, D. Gerada, S. Worall, I. Stone, und Y. Yan. Thermal Management of Electrified Propulsion System for Low-Carbon Vehicles. *Automotive Innovation*, 3(4):299–316, 2020. ISSN: 2522-8765. doi: 10.1007/s42154-020-00124-y.
- [44] C. Palmer. The Drive for Electric Motor Innovation. *Engineering*, 8:9–11, 2022. ISSN: 2095-8099. doi: 10.1016/j.eng.2021.11.007.
- [45] P. Andrada. *SRM Drives for Electric Traction*. QPPrint, Barcelona, 2020. ISBN: 78-84-9880-817-9. Link: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/2117/187821/6/9788498808179.pdf>. [Zugegriffen am: 11.01.2023].
- [46] N. Carey und G. Piovaccari. Electric supercars need to lose weight, power up and cool down, 28.09.2021. Link: <https://www.reuters.com/business/autos-transportation/electric-supercars-need-lose-weight-power-up-cool-down-2021-09-27/>. [Zugegriffen am: 21.12.2021].
- [47] K. Blumenröder, K. Bennewitz, P. Lück, J. Tausen, und M. Estorf. Der neue Modulare E-Antriebs-Baukasten von Volkswagen: Volkswagen’s new modular e-drive kit. In B. Gerlinger und P. Lenz, Editoren, *40. Internationales Wiener Motorensymposium*, VDI-Fortschrittsberichte, 2019. ISBN: 978-3-18-381112-0. doi: 10.51202/9783186811127.

- [48] G. Mühlberg, W. Hackmann, und K. Buzziol. Highly Integrated Electric Powertrain. *ATZelektronik worldwide*, 12(4):42–45, 2017. ISSN: 2192-9092. doi: 10.1007/s38314-017-0048-8.
- [49] H. Jelden, P. Lück, G. Kruse, und J. Tausen. The Electric Powertrain Matrix from Volkswagen. *MTZ worldwide*, 75(2):4–9, 2014. doi: 10.1007/s38313-014-0015-1.
- [50] T. M. Jahns und H. Dai. The past, present, and future of power electronics integration technology in motor drives. *CPSS Transactions on Power Electronics and Applications*, 2(3):197–216, 2017. ISSN: 2475-742X. doi: 10.24295/CPSSSTPEA.2017.00019.
- [51] J. Reimers, L. Dorn-Gomba, C. Mak, und A. Emadi. Automotive Traction Inverters: Current Status and Future Trends. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 68(4):3337–3350, 2019. ISSN: 1939-9359. doi: 10.1109/TVT.2019.2897899.
- [52] R. Abebe, G. Vakil, G. Lo Calzo, T. Cox, S. Lambert, M. Johnson, C. Gerada, und B. Mecrow. Integrated motor drives: state of the art and future trends. *IET Electric Power Applications*, 10(8):757–771, 2016. ISSN: 1751-8660. doi: 10.1049/iet-epa.2015.0506.
- [53] D. Bauer. *Verlustanalyse bei elektrischen Maschinen für Elektro- und Hybridfahrzeuge zur Weiterverarbeitung in thermischen Netzwerkmodellen*. Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2018. Link: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-24272-5>. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [54] S. Oechslen. *Thermische Modellierung elektrischer Hochleistungsantriebe*. Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. ISBN: 978-3-658-22632-9. doi: 10.1007/978-3-658-22632-9. Link: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-22632-9>. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [55] G. Niemann und H. Winter. *Maschinenelemente Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe*. Springer Berlin Heidelberg, 2. Auflage, 2003. ISBN: 978-3-662-11874-0. doi: 10.1007/978-3-662-11873-3.
- [56] SKF. Wälzlager. online, 2021, Nummer: PUB BU/P1 17000/1 DE. Link: https://www.skf.com/binaries/pub41/Images/0901d1968035fe76-Rolling-bearings---17000_1-DE_tcm_41-121486.pdf. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [57] S. Chowdhury, E. Gurpinar, G.-J. Su, T. Raminosa, T. A. Burress, und B. Ozpineci. Enabling Technologies for Compact Integrated Electric Drives for Automotive Traction Applications. In *2019 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*, Seiten: 1–8, 2019. doi: 10.1109/ITEC.2019.8790594.
- [58] W. Lee, S. Li, D. Han, B. Sarlioglu, T. A. Minav, und M. Pietola. A Review of Integrated Motor Drive and Wide-Bandgap Power Electronics for High-Performance Electro-Hydrostatic Actuators. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 4(3):684–693, 2018. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2018.2853994.
- [59] A. M. Bubert. *Optimierung des elektrischen Antriebsstrangs von Elektrofahrzeugen mit Betrachtung parasitärer Ströme innerhalb der elektrischen Maschine*. Dissertation, RWTH Aachen, Aachen, 2020. Link: <https://doi.org/10.18154/RWTH-2020-09556>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [60] F. He, G. Xie, und J. Luo. Electrical bearing failures in electric vehicles. *Friction*, 8(1):4–28, 2020. ISSN: 2223-7704. doi: 10.1007/s40544-019-0356-5.
- [61] T. Klenk, F. Colineau, und S. Morgenstern. Conductive Simmerrings help prevent electrical discharge machining in modern electrical powertrains. *Bearing World Journal*, (4):7–13, 2019. Link: https://www.vdma-verlag.com/home/download_ECD1.html. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [62] S. Morgenstern, F. Colineau, M. Bantz, und E. Bock. Avoiding Gear and Bearing Damage with Electrically Conductive Shaft Seals in Electric Powertrain: Vermeidung von Getriebe- und Lagerschäden in elektrischen Antriebssträngen durch elektrisch leitende Wellendichtungen. *42nd International Vienna Motor Symposium*, 42(2021-50):1–12, 2021.
- [63] E. A. Grunditz. *Design and assesment of battery electric vehicle powertrain, with respect to performance, energy consumption and electric motor thermal capability*. Dissertation, Chalmers University of Technology, Gothenburg, 2016. Link: <https://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/236616/236616.pdf>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [64] S. Kalt. *Automatisierte Auslegung elektrischer Antriebsmaschinen zur anwendungsspezifischen Optimierung*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2021. Link: <https://>

- nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20211109-1593960-1-0*. [Zugegriffen am: 05.01.2022].
- [65] U.S. Environmental Protection Agency. Dynamometer Drive Schedules, 09.11.2021. Link: <https://www.epa.gov/vehicle-and-fuel-emissions-testing/dynamometer-drive-schedules>. [Zugegriffen am: 05.01.2022].
- [66] United Nations Economic Commission for Europe. UN Regulation No. 154 - Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP), 02.04.2021. Link: <https://unece.org/transport/documents/2021/02/standards/un-regulation-no-154-worldwide-harmonized-light-vehicles-test>. [Zugegriffen am: 05.01.2022].
- [67] J. Teigelkötter. *Energieeffiziente elektrische Antriebe: Grundlagen, Leistungselektronik, Betriebsverhalten und Regelung von Drehstrommotoren*. Springer-Verlag, 2012. ISBN: 3834823309. doi: 10.1007/978-3-8348-2330-4. Link: <https://doi.org/10.1007/978-3-8348-2330-4>. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [68] M. Stöck. *Steigerung der Leistungsdichte und der Wirtschaftlichkeit von Elektromotoren für atomotive Fahrtriebe*. Dissertation, ETH Zürich, Zürich, 2016. Link: <https://doi.org/10.3929/ethz-a-010619048>. [Zugegriffen am: 14.10.2022].
- [69] S. Fang, H. Liu, H. Wang, H. Yang, und H. Lin. High Power Density PMSM With Lightweight Structure and High-Performance Soft Magnetic Alloy Core. *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, 29(2):1–5, 2019. ISSN: 1558-2515. doi: 10.1109/TASC.2019.2891630.
- [70] A. Kampker, H. H. Heimes, S. Kawollek, P. Treichel, A. Kraus, A. Raßmann, und T. Hitzel. *Produktionsprozess eines Hairpin-Stators*. PEM der RWTH Aachen und VDMA Eigendruck, Frankfurt am Main, 2., Auflage, 2020. ISBN: 978-3-947920-09-9. doi: 10.13140/RG.2.2.26518.09285. Link: <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.26518.09285>. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [71] B. Poudel, E. Amiri, P. Rastgoufard, und B. Mirafzal. Toward Less Rare-Earth Permanent Magnet in Electric Machines: A Review. *IEEE Transactions on Magnetics*, 57(9):1–19, 2021. ISSN: 1941-0069. doi: 10.1109/TMAG.2021.3095615.
- [72] H. Tahanian, M. Aliahmadi, und J. Faiz. Ferrite Permanent Magnets in Electrical Machines: Opportunities and Challenges of a Non-Rare-Earth Alternative. *IEEE Transactions on Magnetics*, Seite: 1, 2020. ISSN: 1941-0069. doi: 10.1109/TMAG.2019.2957468.
- [73] S. Zhang, J. Xu, J. Junak, D. Fiederling, G. Sawczuk, M. Koch, A. Schalja, M. Podack, und J. Baumgartner. Permanent magnet technology for electric motors in automotive applications. In *2012 2nd International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, Seiten: 1–11, 2012. doi: 10.1109/EDPC.2012.6425118.
- [74] Q. Ma, A. El Refaie, und B. Lequesne. Low-Cost Interior Permanent Magnet Machine with Multiple Magnet Types. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Seite: 1, 2020. ISSN: 1939-9367. doi: 10.1109/TIA.2020.2966458.
- [75] G. Doninger. *Entmagnetisieren von NdFeB Magneten des Keimbildungs-Typ*. Masterarbeit, Montanuniversität Leoben, 2016. Link: <https://pure.unileoben.ac.at/portal/files/4222226/AC13222168n01.pdf>. [Zugegriffen am: 04.01.2022].
- [76] V. Madonna, P. Giangrande, und M. Galea. Influence of Thermal Aging on the Winding Thermal Conductivity in Low Voltage Electrical Machines. In *2020 23rd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Seiten: 123–128, 2020. doi: 10.23919/ICEMS50442.2020.9291167.
- [77] V. Madonna, C. Spagnolo, P. Giangrande, und M. Galea. Improving Performance and Extending Lifetime of PMSMs via Advanced End-Winding Cooling. In *2020 IEEE 29th International Symposium on Industrial Electronics (ISIE)*, Seiten: 319–325, 2020. doi: 10.1109/ISIE45063.2020.9152243.
- [78] V. Madonna, P. Giangrande, L. Lusuardi, A. Cavallini, und M. Galea. Impact of thermal overload on the insulation aging in short duty cycle motors for aerospace. In *2018 IEEE International Conference on Electrical Systems for Aircraft, Railway, Ship Propulsion and Road Vehicles & International Transportation Electrification Conference (ESARS-ITEC)*, Seiten: 1–6, 2018. doi: 10.1109/ESARS-ITEC.2018.8607539.
- [79] V. Madonna, P. Giangrande, L. Lusuardi, A. Cavallini, C. Gerada, und M. Galea. Thermal

- Overload and Insulation Aging of Short Duty Cycle, Aerospace Motors. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 67(4):2618–2629, 2020. ISSN: 1557-9948. doi: 10.1109/TIE.2019.2914630.
- [80] R. Rothe und K. Hameyer. Life expectancy calculation for electric vehicle traction motors regarding dynamic temperature and driving cycles. In *2011 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, Seiten: 1306–1309, 2011. doi: 10.1109/IEMDC.2011.5994793.
- [81] F. C. Mushid und D. G. Dorrell. Review of axial flux induction motor for automotive applications. In *2017 IEEE Workshop on Electrical Machines Design, Control and Diagnosis (WEMDCD)*, Seiten: 146–151, 2017. doi: 10.1109/WEMDCD.2017.7947738.
- [82] S. T. Vigneshwar und N. C. Lenin. Comparison of Radial Flux PMSM and Axial Flux PMSM for Hybrid Electric Tracked Vehicles. In V. Kamaraj, J. Ravishankar, und S. Jeevananthan, Editoren, *Emerging Solutions for e-Mobility and Smart Grids*, Seiten: 69–78, Singapore, 2021. Springer Singapore. ISBN: 978-981-16-0719-6. doi: 10.1007/978-981-16-0719-6_7.
- [83] L. Shao, R. Navaratne, M. Popescu, und G. Liu. Design and Construction of Axial-Flux Permanent Magnet Motors for Electric Propulsion Applications - A Review. *IEEE Access*, 9: 158998–159017, 2021. ISSN: 2169-3536. doi: 10.1109/ACCESS.2021.3131000.
- [84] B. Zhang, T. Epskamp, M. Doppelbauer, und M. Gregor. A comparison of the transverse, axial and radial flux PM synchronous motors for electric vehicle. In *2014 IEEE International Electric Vehicle Conference (IEVC)*, Seiten: 1–6, 2014. doi: 10.1109/IEVC.2014.7056197.
- [85] M. Jaensch, D. Grosch, und V. Escamilla. 6 Axial Flux Machines: Suitable Traction Motors for Electrified Drivetrains? In H. Schäfer, Editor, *Elektrische Antriebstechnologie für Hybrid- und Elektrofahrzeuge*, Haus der Technik Fachbuch, Seiten: 70–88. expert verlag GmbH, Würzburg, 2019. ISBN: 978-3-8169-8483-2.
- [86] Q. Chen, C. Liao, A. Ouyang, X. Li, und Q. Xiao. Research and development of in-wheel motor driving technology for electric vehicles. *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*, 8(3):242–254, 2016. ISSN: 1751-4088. doi: 10.1504/IJEHV.2016.080024.
- [87] J. Li, J. Liu, C. Sun, und F. Sun. Research Progress for Electric Vehicle Hub Motor Driving Technology [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology (New Series)*, 27(03):74–91, 2020.
- [88] E. Roshandel, A. Mahmoudi, S. Kahourzade, A. Tahir, und N. Fernando. Propulsion System of Electric Vehicles: Review. In *2021 31st Australasian Universities Power Engineering Conference (AUPEC)*, Seiten: 1–6, 2021. doi: 10.1109/AUPEC52110.2021.9597828.
- [89] ELAPHE LTD. Lordstown "Endurance" - The World's First All-Electric Commercial Pickup Truck, 03.03.2021. Link: <https://in-wheel.com/de/news/lordstown-endurance-the-worlds-first-all-electric-commercial-pickup-truck/>. [Zugegriffen am: 03.01.2022].
- [90] Lordstown Motors. All-Electric In-Wheel Drive System Built For Work. Link: <https://www.lordstownmotors.com/pages/tech>. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [91] P. Ramesh und N. C. Lenin. High Power Density Electrical Machines for Electric Vehicles- Comprehensive Review Based on Material Technology. *IEEE Transactions on Magnetics*, 55(11):1–21, 2019. ISSN: 1941-0069. doi: 10.1109/TMAG.2019.2929145.
- [92] M. Fasil, N. Mijatovic, B. B. Jensen, und J. Holboll. Performance Variation of Ferrite Magnet PMSM Motor With Temperature. *IEEE Transactions on Magnetics*, 51(12):1–6, 2015. ISSN: 1941-0069. doi: 10.1109/TMAG.2015.2456854.
- [93] G. Müller, K. Vogt, und B. Ponick. *Berechnung elektrischer Maschinen*. WILEY-VCH, Berlin, 6. Auflage, 2007. ISBN: 9783527405251. doi: 10.1002/9783527625079.
- [94] D. Bauer, H. C. Reuss, und E. Nolle. Einfluss von Stromverdrängung bei elektrischen Maschinen für Hybrid-und Elektrofahrzeuge. *Tag des kooperativen Promotionskolleg HYBRID*, 11, 2014. Link: <https://docplayer.org/47471308-Einfluss-von-stromverdraengung-bei-elektrischen-maschinen-fuer-hybrid-und-elektrofahrzeuge.html>. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [95] C. Du-Bar, A. Mann, O. Wallmark, und M. Werke. Comparison of Performance and Manufacturing Aspects of an Insert Winding and a Hairpin Winding for an Automotive Machine Application. In *2018 8th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, Seiten: 1–8, 2018. doi: 10.1109/EDPC.2018.8658331.
- [96] S. Xue, J. Feng, S. Guo, J. Peng, W. Q. Chu, und Z. Q. Zhu. A New Iron Loss Model for Temperature Dependencies of Hysteresis and Eddy Current Losses in Electrical Machines. *IEEE Tran-*

- sactions on Magnetism*, 54(1):1–10, 2018. ISSN: 1941-0069. doi: 10.1109/TMAG.2017.2755593.
- [97] Z. Zhu, S. Xue, W. Chu, J. Feng, S. Guo, Z. Chen, und J. Peng. Evaluation of Iron Loss Models in Electrical Machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 55(2):1461–1472, 2019. ISSN: 1939-9367. doi: 10.1109/TIA.2018.2880674.
- [98] G. Berardi, S. Nategh, N. Bianchi, und Y. Thioliere. A Comparison Between Random and Hairpin Winding in E-mobility Applications. In *IECON 2020 The 46th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Seiten: 815–820, 2020. doi: 10.1109/IECON43393.2020.9255269.
- [99] A. Eilenberger, R. Hintringer, M. Primorac, und D. Scherrer. High efficient electric motors with bar windings for serial production. In B. Gerlinger und P. Lenz, Editoren, *39. Internationales Wiener Motoren-symposium*, Jahrgang: Reihe 12, Nr. 807 von *Fortschritt-Berichte VDI*, 2018. ISBN: 978-3-18-680712-0. doi: 10.51202/9783186807120.
- [100] M. Halwas, F. Sell-Le Blanc, B. Jux, M. Doppelbauer, F. Wirth, L. Hausmann, J. Hofmann, und J. Fleischer. Coherences Between Production Technology and Performance of Electric Traction Drives. In *2019 9th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, Seiten: 1–9, 2019. doi: 10.1109/EDPC48408.2019.9011889.
- [101] M. S. Islam, I. Husain, A. Ahmed, und A. Sathyan. Asymmetric Bar Winding for High-Speed Traction Electric Machines. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 6(1):3–15, 2020. doi: 10.1109/TTE.2019.2962329.
- [102] E. Preci, S. Nuzzo, G. Valente, D. Gerada, D. Barater, M. Degano, G. Buticchi, und C. Gerada. Segmented Hairpin Topology for Reduced Losses at High-Frequency Operations. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 8(1):688–698, 2022. doi: 10.1109/TTE.2021.3103821.
- [103] T. Dimier, M. Cossale, und T. Wellerdieck. Comparison of Stator Winding Technologies for High-Speed Motors in Electric Propulsion Systems. In *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Jahrgang: 1, Seiten: 2406–2412, 2020. doi: 10.1109/ICEM49940.2020.9270943.
- [104] S. Li, Y. Li, W. Choi, und B. Sarlioglu. High-Speed Electric Machines: Challenges and Design Considerations. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 2(1):2–13, 2016. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2016.2523879.
- [105] B. Vogel. Elektrisches Kraftpaket mit hohem Wirkungsgrad, 2018. Link: <https://energieaplus.com/2019/02/14/elektrisches-kraftpaket-mit-hohem-wirkungsgrad/>. [Zugegriffen am: 10.01.2022].
- [106] B. Groschup, F. Pauli, und K. Hameyer. Influence of the Preformed Coil Design on the Thermal Behavior of Electric Traction Machines. *Energies*, 14(4):959, 2021. ISSN: 1996-1073. doi: 10.3390/en14040959.
- [107] K. Hameyer. FlexiCoil: Entwicklung einer großserienfähigen und wirtschaftlichen Produktionstechnologie für umformtechnisch hergestellte Formspulen elektrischer Antriebe: Abschlussbericht, 2021, Nummer: 42 in Aachener Schriftenreihe zur Elektromagnetischen Energiewandlung. Link: <https://doi.org/10.2370/9783844080230>. [Zugegriffen am: 02.02.2022].
- [108] J. Jung, A. Helm, und J. Liebold. Improved Efficiency of Electric Drives with Additively Manufactured Roebel Bar Windings. *MTZ worldwide*, 82(4):54–58, 2021. doi: 10.1007/s38313-021-0634-2.
- [109] D. Pertrell, G. Hirt, St. Börzel, W. Schäfer, und J. Kattner. Einzelzahnspulen für leistungsstarke Motoren, 01.11.2021. Link: <https://www.ingenieur.de/fachmedien/wt-werkstattstechnik/bmbf-produktionsforschung-wt-werkstattstechnik/einzelzahnspulen-fuer-leistungsstarke-motoren/>. [Zugegriffen am: 10.01.2022].
- [110] D. Barth, B. Klaus, und T. Leibfried. Litz wire design for wireless power transfer in electric vehicles. In *2017 IEEE Wireless Power Transfer Conference (WPTC)*, Seiten: 1–4, 2017. doi: 10.1109/WPT.2017.7953819.
- [111] S. Mukundan, H. Dhulipati, L. Chauvin, B. D. Silva Guruwatta Vidanalage, A. Edrissy, J. Tjong, und N. C. Kar. Comparative Performance Analysis of Copper and Aluminum Wound Fractional-Slot PMSMs for High-Speed Traction Application. In *2019 22nd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Seiten: 1–6, 2019. doi:

- 10.1109/ICEMS.2019.8922075.
- [112] G. Volpe, M. Popescu, I. Foley, and J. Goss. Winding Material Effect on High Speed Brushless Permanent Magnet Machines. In *2019 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, Seiten: 3144–3149, 2019. doi: 10.1109/ECCE.2019.8912616.
- [113] N. Leuning, M. Jaeger, B. Schauerte, A. Stöcker, R. Kawalla, X. Wei, G. Hirt, M. Heller, S. Korte-Kerzel, L. Böhm, W. Volk, and K. Hameyer. Material Design for Low-Loss Non-Oriented Electrical Steel for Energy Efficient Drives. *Materials (Basel, Switzerland)*, 14(21), 2021. ISSN: 1996-1944. doi: 10.3390/ma14216588.
- [114] N. Leuning, S. Elfgen, H. A. Weiss, W. Volk, and K. Hameyer. Der Einfluss des Schneidens von Elektrolechlamellen und die geeignete numerische Modellierung. *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik*, 136(2):184–194, 2019. ISSN: 0932-383X. doi: 10.1007/s00502-019-0722-z.
- [115] C. Beck, C. Krüger, and J. Schorr. Numerische Analyse einer nasslaufenden permanentenerregten Synchronmaschine. *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik*, 2021. ISSN: 1613-7620. doi: 10.1007/s00502-021-00904-2.
- [116] Ş. Bayraktar und Y. Turgut. Effects of different cutting methods for electrical steel sheets on performance of induction motors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 232(7):1287–1294, 2016. ISSN: 0954-4054. doi: 10.1177/0954405416666899.
- [117] J. Füzér, S. Dobák, I. Petryshynets, P. Kollár, F. Kováč, and J. Slota. Correlation between Cutting Clearance, Deformation Texture, and Magnetic Loss Prediction in Non-Oriented Electrical Steels. *Materials (Basel, Switzerland)*, 14(22), 2021. ISSN: 1996-1944. doi: 10.3390/ma14226893.
- [118] R. Siebert, J. Schneider, and E. Beyer. Laser Cutting and Mechanical Cutting of Electrical Steels and its Effect on the Magnetic Properties. *IEEE Transactions on Magnetics*, 50(4):1–4, 2014. ISSN: 0018-9464. doi: 10.1109/TMAG.2013.2285256.
- [119] G. Paltanea, V. M. Paltanea, E. Helerea, I.-V. Nemoianu, and M. D. Calin. Cutting Technologies Influence on Magnetic Properties of Electrical Steels used in High-Efficiency Motors Manufacturing. In *2019 International Aegean Conference on Electrical Machines and Power Electronics (ACEMP) & 2019 International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment (OPTIM)*, Seiten: 166–171, 2019. doi: 10.1109/ACEMP-OPTIM44294.2019.9007184.
- [120] F. Chang, O. Ilina, M. Lienkamp, and L. Voss. Improving the Overall Efficiency of Automotive Inverters Using a Multilevel Converter Composed of Low Voltage Si mosfets. *IEEE Transactions on Power Electronics*, 34(4):3586–3602, 2019. ISSN: 1941-0107. doi: 10.1109/TPEL.2018.2854756.
- [121] D. T. Warner, S. Ramarmurthy, J. Schug, S. Fosso, P. Bubna, M. Karwa, and N. Zaklan. Advanced Strong Hybrid and Plug-In Hybrid Engineering Evaluation and Cost Analysis: CARB Agreement 15CAR018, 2017. Link: https://ww2.arb.ca.gov/sites/default/files/2020-04/advanced_strong_hybrid_and_plug_in_hybrid_engineering_evaluation_and_cost_analysis_ac.pdf. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [122] I. Koch. Vergleich von Si- und SiC-Halbleitern, 2007. Link: <https://docplayer.org/10118572-Vergleich-von-si-und-sic-halbleitern.html>. [Zugegriffen am: 09.01.2022].
- [123] S. Amirpour, T. Thiringer, und D. Hagstedt. Energy Loss Analysis in a SiC/IGBT Propulsion Inverter over Drive Cycles Considering Blanking time, MOSFET’s Reverse Conduction and the Effect of Thermal Feedback. In *2020 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, Seiten: 1505–1511, 2020. doi: 10.1109/ECCE44975.2020.9236168.
- [124] P. Brockerhoff. HV Architecture Solutions for High Efficiency Inverter. In J. Liebl, Editor, *Der Antrieb von morgen 2020*, Seiten: 27–41, Wiesbaden, 2021. Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-35294-3.
- [125] J. Liu. GaN Semiconductors Driving More Efficient Automotive Traction Inverters [Expert View]. *IEEE Power Electronics Magazine*, 8(4):48–53, 2021. ISSN: 2329-9215. doi: 10.1109/MPEL.2021.3124113.
- [126] ALL EV Canada. Tesla Model 3 Motor Tear Down - ALL EV. online, 16.06.2020. Link: <https://www.youtube.com/watch?v=oVge8I6kxPY>. [Zugegriffen am: 08.01.2022].
- [127] Hyundai Motor Group. Hyundai Motor Group entwickelt neue Elektrofahrzeug-Plattform

- E-GMP. online, 02.12.2020. Link: <https://www.hyundai.news/de/articles/press-releases/hyundai-motor-group-entwickelt-neue-elektrofahrfahrzeug-plattform-e-gmp.html>. [Zugegriffen am: 09.01.2022].
- [128] H. Mahlfeld, T. Schuhmann, R. Döbler, und B. Cebulski. Impact of overmodulation methods on inverter and machine losses in voltage-fed induction motor drives. In *2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Seiten: 1064–1070, 2016. doi: 10.1109/ICELMACH.2016.7732657.
- [129] R. Menon, N. A. Azeez, A. H. Kadam, und S. S. Williamson. Energy loss analysis of traction inverter drive for different PWM techniques and drive cycles. In *2018 IEEE International Conference on Industrial Electronics for Sustainable Energy Systems (IESES)*, Seiten: 201–205, 2018. doi: 10.1109/IESES.2018.8349874.
- [130] T. Velic, M. Barkow, D. Bauer, P. Fuchs, J. Wende, T. Hubert, M. Reinlein, J. Nägelkrämer, und N. Parspour. Efficiency Optimization of Electric Drives with Full Variable Switching Frequency and Optimal Modulation Methods. In *2021 17th Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA)*, Seiten: 1–6, 2021. doi: 10.1109/ELMA52514.2021.9503056.
- [131] A. Poorfakhraei, M. Narimani, und A. Emadi. A Review of Modulation and Control Techniques for Multilevel Inverters in Traction Applications. *IEEE Access*, 9:24187–24204, 2021. ISSN: 2169-3536. doi: 10.1109/ACCESS.2021.3056612.
- [132] E. Robles, M. Fernandez, J. Andreu, E. Ibarra, und U. Ugalde. Advanced power inverter topologies and modulation techniques for common-mode voltage elimination in electric motor drive systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 140:110746, 2021. ISSN: 13640321. doi: 10.1016/j.rser.2021.110746.
- [133] T. He, Z. Zhu, F. Eastham, Y. Wang, H. Bin, D. Wu, L. Gong, und J. Chen. Permanent Magnet Machines for High-Speed Applications. *World Electric Vehicle Journal*, 2022(1):18, 13. ISSN: 2032-6653. doi: 10.3390/wevj13010018.
- [134] P. Beck. EV motor shaft bearings: One of the few moving parts, 2019, Nummer: 46. Link: <https://chargedevs.com/issues/issue-46-november-december-2019/>. [Zugegriffen am: 09.01.2022].
- [135] CeramicSpeed Bearings A/S. Saving operating costs by optimising with bearings. Link: https://www.ceramicspeed.com/media/2612/product-catalog_uk.pdf. [Zugegriffen am: 09.01.2022].
- [136] U. Koch und U. Wallner. ElroSeal-e - A New Standard for Electric Drives. *MTZ worldwide*, 80(10):60–63, 2019. doi: 10.1007/s38313-019-0106-0.
- [137] U. Koch und U. Wallner. Testing Rotary Shaft Seals for Extreme Sealing Requirements. *MTZ worldwide*, 82(12):48–53, 2021. doi: 10.1007/s38313-021-0730-3.
- [138] H. Linke. *Stirnradverzahnung: Berechnung - Werkstoffe - Fertigung*. Carl Hanser Verlag, 2. Auflage, 2010. ISBN: 978-3-446-41464-8. doi: 10.3139/9783446433724.
- [139] Y. Chen, S. Jha, A. Raut, W. Zhang, und H. Liang. Performance Characteristics of Lubricants in Electric and Hybrid Vehicles: A Review of Current and Future Needs. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 6:82, 2020. ISSN: 2297-3079. doi: 10.3389/fmech.2020.571464.
- [140] H. Liu, H. Liu, C. Zhu, und R. G. Parker. Effects of lubrication on gear performance: A review. *Mechanism and Machine Theory*, 145:103701, 2020. ISSN: 0094114X. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103701.
- [141] R. Shah, B. Gashi, S. González-Poggini, M. Colet-Lagrille, und A. Rosenkranz. Recent trends in batteries and lubricants for electric vehicles. *Advances in Mechanical Engineering*, 13(5):16878140211021730, 2021. ISSN: 1687-8140. doi: 10.1177/16878140211021730.
- [142] S. C. Tung, M. Woydt, und R. Shah. Global Insights on Future Trends of Hybrid/EV Driveline Lubrication and Thermal Management. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 6:74, 2020. ISSN: 2297-3079. doi: 10.3389/fmech.2020.571786.
- [143] M. Sedlmair, T. Lohner, und K. Stahl. Wirkungsgradsteigerung in BEV-Getrieben durch wasserhaltige Getriebefluide. In J. Liebl, Editor, *Experten-Forum Powertrain: Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2020*, Seiten: 209–214, Berlin, Heidelberg, 2021. Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-662-63608-4. doi: 10.1007/978-3-662-63608-4_13.
- [144] R. Luther und L. Voraussentwicklung. Mehr Kühlen beim Schmierem: Wasserhaltige Getriebefluide für den elektrifizierten Antriebsstrang. In J. Liebl, Editor, *Experten-Forum Powertrain:*

- Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2020*, Seiten: 203–208, Berlin, Heidelberg, 2021. Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-662-63608-4. doi: 10.1007/978-3-662-63608-4_12.
- [145] K. Narita und D. Takekawa. Lubricants Technology Applied to Transmissions in Hybrid Electric Vehicles and Electric Vehicles. In SAE International, Editor, *2019 JSAE/SAE Powertrains, Fuels and Lubricants*. SAE International, 2019. ISBN: 0148-7191. doi: 10.4271/2019-01-2338.
- [146] B. Magyar und R. Freise. Schmierstoffentwicklung für E-Antriebe: Der Teufel steckt im Detail. In J. Liebl, Editor, *Experten-Forum Powertrain: Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2019*, Seiten: 78–88, Wiesbaden, 2020. Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-28711-5. doi: 10.1007/978-3-658-28711-5_8.
- [147] Y. Kwak, C. Cleveland, A. Adhvaryu, X. Fang, S. Hurley, und T. Adachi. Understanding Base Oils and Lubricants for Electric Drivetrain Applications. In SAE International, Editor, *2019 JSAE/SAE Powertrains, Fuels and Lubricants*. SAE International, 2019. ISBN: 0148-7191. doi: 10.4271/2019-01-2337.
- [148] R. Shah, S. Tung, R. Chen, und R. Miller. Grease Performance Requirements and Future Perspectives for Electric and Hybrid Vehicle Applications. *Lubricants*, 9(4):40, 2021. ISSN: 2075-4442. doi: 10.3390/lubricants9040040.
- [149] C. Helbing, K. Bennewitz, P. Lück, J. Tausen, und J. Peter. The powertrain of the ID.CROZZ - Volkswagen expands the portfolio of the MEB. In B. Gerlinger und P. Lenz, Editoren, *41. Internationales Wiener Motorensymposium*, VDI-Fortschrittsberichte, 2020. ISBN: 978-3-18-681312-1. doi: 10.51202/9783186813121.
- [150] M. Özbek, J. Trommer, A. Kazunari, und Yosuke Y. Nidec Next Generation Electric Traction Motor. In VDI Wissensforum GmbH, Editor, *2019 VDI International Conference EDrive: VDI-Berichte Nr. 2354*, Seiten: 77–84, Düsseldorf, 2019. VDI Verlag GmbH. ISBN: 978-3-18-092354-3. doi: 10.51202/9783181023549.
- [151] S. Pint, N. Ardey, G. Mendl, G. Fröhlich, R. Straßer, T. Laudenbach, und J. Doerr. Das neue vollelektrische Antriebssystem von Audi. In B. Gerlinger und P. Lenz, Editoren, *39. Internationales Wiener Motorensymposium*, Jahrgang: Reihe 12, Nr. 807 von *Fortschritt-Berichte VDI*, 2018. ISBN: 978-3-18-680712-0. doi: 10.51202/9783186807120.
- [152] W. Graf. Optionen des Verzahnungswälzschleifens zur gezielten Beeinflussung von Werkstückoberflächen. In H.-W. Hoffmeister und B. Denkera, Editoren, *Schleifen, Honen, Läppen und Polieren: Optionen des Verzahnungswälzschleifens zur gezielten Beeinflussung von Werkstückoberflächen*, Jahrgang: 68 von *Jahrbuch*, Seiten: 2–3. Vulkan-Verlag GmbH, 2019. ISBN: 978-3-8027-3092-4.
- [153] A. Rosenkranz, P. G. Grützmaier, C. Gachot, und H. L. Costa. Surface Texturing in Machine Elements – A Critical Discussion for Rolling and Sliding Contacts. *Advanced Engineering Materials*, 21(8):1900194, 2019. ISSN: 1438-1656. doi: 10.1002/adem.201900194.
- [154] R. D. Britton, C. D. Elcoate, M. P. Alanou, H. P. Evans, und R. W. Snidle. Effect of Surface Finish on Gear Tooth Friction. *Journal of Tribology*, 122(1):354–360, 1999. ISSN: 0742-4787. doi: 10.1115/1.555367.
- [155] G. J. Sroka und L. Winkleman. Superfinishing gears-the state of the art. *Gear Technology*, 20(6):28–33, 2003. ISSN: 0743-6858. Link: <https://www.geartechnology.com/articles/20056-superfinishing-gears-the-state-of-the-art>. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [156] K. Bobzin, T. Brögelmann, K. Stahl, K. Michaelis, J. Mayer, und M. Hinterstößer. Friction reduction of highly-loaded rolling-sliding contacts by surface modifications under elasto-hydrodynamic lubrication. *Wear*, 328-329:217–228, 2015. ISSN: 00431648. doi: 10.1016/j.wear.2015.02.033.
- [157] T. Lohner, M. Ebner, A. Ziegltrum, K. Stahl, K. Bobzin, T. Brögelmann, C. Kalscheuer, und M. Thiex. Reduzierung der Flüssigkeitsreibung durch DLC-Beschichtungen. In J. Liebl, Editor, *Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2018*, Seiten: 141–156, Wiesbaden, 2019. Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-25302-8. doi: 10.1007/978-3-658-25302-8_9.
- [158] M. Badtke. *Simulation der Getriebe mehrgängiger E-Triebstränge mit einem Getriebeverlustmodell*. Masterarbeit, TU Braunschweig, Braunschweig, 2020.
- [159] B. Gao, Q. Liang, Y. Xiang, L. Guo, und H. Chen. Gear ratio optimization and shift control

- of 2-speed I-AMT in electric vehicle. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 50-51:615–631, 2015. ISSN: 0888-3270. doi: 10.1016/j.ymsp.2014.05.045.
- [160] B. Krüger, G. Keinprecht, G. Filomeno, D. Dennin, und P. Tenberge. Design and optimisation of single motor electric powertrains considering different transmission topologies. *Mechanism and Machine Theory*, 168(1):104578, 2022. ISSN: 0094114X. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2021.104578.
- [161] M. Vaillant. *Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge*. Dissertation, Karlsruher Instituts für Technologie, Karlsruhe, 2015. Link: <https://doi.org/10.5445/KSP/1000050618>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [162] M. Wienkötter. Der Antrieb: Performance pur, 04.09.2019. Link: <https://newsroom.porsche.com/de/produkte/taycan/antrieb-18543.html>. [Zugegriffen am: 08.01.2022].
- [163] F. A. Machado, P. J. Kollmeyer, D. G. Barroso, und A. Emadi. Multi-Speed Gearboxes for Battery Electric Vehicles: Current Status and Future Trends. *IEEE Open Journal of Vehicular Technology*, 2:419–435, 2021. ISSN: 2644-1330. doi: 10.1109/OJVT.2021.3124411.
- [164] H. El Bahi. A Comprehensive Approach of the Lubrication for the Electric Powertrain Based on an Innovative Multi-purpose Fluid. In *CTI Symposium 2019*, Seiten: 80–92, Berlin, Heidelberg, 2021. Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-662-61515-7.
- [165] J. Zschippig und T. Litters. Auswirkungen effizienter Schmierfette auf die BEV-Reichweite. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 123(12):56–60, 2021. ISSN: 2192-8800. doi: 10.1007/s35148-021-0777-0.
- [166] R. Wrobel. A Technology Overview of Thermal Management of Integrated Motor Drives - Electrical Machines. *Thermal Science and Engineering Progress*, Seite: 101222, 2022. ISSN: 24519049. doi: 10.1016/j.tsep.2022.101222.
- [167] Porsche Engineering Group GmbH. Thermal management in vehicles with electric drive system: Transforming the drive train into an electric drive sets new and exciting challenges for the thermodynamics specialists at Porsche Engineering., Porsche Engineering Magazine. Link: <https://de.scribd.com/document/190401313/Porsche-Engineering-Magazine-2011-1-Jubilaumsausgabe>. [Zugegriffen am: 22.11.2021].
- [168] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. Raumlufttechnik - Teil 3: Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen, 2006-07, Nummer: 1946-3. Link: <https://www.beuth.de/de/norm/din-1946-3/87022434>. [Zugegriffen am: 31.01.2022].
- [169] S. Ma, M. Jiang, P. Tao, C. Song, J. Wu, J. Wang, T. Deng, und W. Shang. Temperature effect and thermal impact in lithium-ion batteries: A review. *Progress in Natural Science: Materials International*, 28(6):653–666, 2018. ISSN: 1002-0071. doi: 10.1016/j.pnsc.2018.11.002.
- [170] J. Wang, Q. Zheng, M. Fang, S. Ko, Y. Yamada, und A. Yamada. Concentrated Electrolytes Widen the Operating Temperature Range of Lithium-Ion Batteries. *Advanced Science*, 8(18): 2101646, 2021. ISSN: 2198-3844. doi: 10.1002/advs.202101646.
- [171] T. A. Weustenfeld. *Heiz- und Kühlkonzept für ein batterieelektrisches Fahrzeug basierend auf Sekundärkreisläufen*. Dissertation, TU Braunschweig, Braunschweig, 2016. Link: <https://doi.org/10.24355/dbbs.084-201801090902>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [172] G. Bower. Tesla Model Y Heat Pump Details Infrequently Discussed By The Media, 2020. Link: <https://insideevs.com/news/452464/tesla-model-y-heat-pump-system-details/>. [Zugegriffen am: 22.11.2021].
- [173] Hyundai Motor Group. HYUNDAI WIA develops nation’s first thermal management system for electric vehicle, ‘Integrated Coolant Distribution Supply Module’. online, 13.01.2021. Link: <https://news.hyundaimotorgroup.com/MediaCenter/?p=144724>. [Zugegriffen am: 31.01.2022].
- [174] evflux.pro. ID3. Heating and Cooling systems., 23.08.2020. Link: <https://evflux.pro/id3-cooling-and-heating/>. [Zugegriffen am: 31.01.2022].
- [175] Hyundai Motor Group. Heat Pump System Explained - How Heating and Cooling Works — IONIQ 5, 28.05.2021. Link: <https://tech.hyundaimotorgroup.com/video/heat-pump-system-explained-how-heating-and-cooling-works-ioniq-5/>. [Zugegriffen am: 31.02.2022].
- [176] KmanAuto. Tesla Thermal Management EXPLAINED W/Diagnostic Screens, 22.12.2018. Link: https://www.youtube.com/watch?v=0MOU-TfwN_s. [Zugegriffen am: 31.01.2022].

- [177] C. Gillies. Algorithm with foresight, 20.05.2020. Link: <https://newsroom.porsche.com/en/2020/innovation/porsche-engineering-thermal-management-batteries-22494.html>. [Zugegriffen am: 31.01.2022].
- [178] D. Li, C. Zhang, R. Fan, L. Xu, Y. Wang, W. Guo, J. Chen, und M. Ni. An innovative thermal management method for cooling loop of electric driving system for durable and high efficiency electric vehicle. *Applied Thermal Engineering*, Seite: 117176, 2021. ISSN: 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117176.
- [179] S. Lombardi, M. Villani, D. Chiappini, und L. Tribioli. Cooling System Energy Consumption Reduction through a Novel All-Electric Powertrain Traction Module and Control Optimization. *Energies*, 14(1):33, 2021. ISSN: 1996-1073. doi: 10.3390/en14010033.
- [180] B. Yang, M. Yao, X. Li, M. Wang, D. Wei, und G. Li. Impact of Thermal Architecture on Electric Vehicle Energy Consumption/Range: A Study with Full Vehicle Simulation. *SAE WCX Digital Summit*, 2021. doi: 10.4271/2021-01-0207.
- [181] S. Schaut, E. Arnold, und O. Sawodny. Predictive Thermal Management for an Electric Vehicle Powertrain. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, Seite: 1, 2021. ISSN: 2379-8904. doi: 10.1109/TIV.2021.3131944.
- [182] Z. Tian, W. Gan, X. Zhang, B. Gu, und L. Yang. Investigation on an integrated thermal management system with battery cooling and motor waste heat recovery for electric vehicle. *Applied Thermal Engineering*, 136:16–27, 2018. ISSN: 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.02.093.
- [183] A. Vespa, J. Lustbader, J. Rugh, G. Titov, J. J. Meyer, und N. Agathocleous. Range Extension Opportunities While Heating a Battery Electric Vehicle. In *WCX World Congress Experience*. SAE International, 2018. ISBN: 0148-7191. doi: 10.4271/2018-01-0066.
- [184] S. Chowdhury, L. Leitzel, M. Zima, M. Santacesaria, G. Titov, J. Lustbader, J. Rugh, J. Winkler, A. Khawaja, und M. Govindarajalu. Total Thermal management of battery electric vehicles (BEVs). In *CO2 Reduction for Transportation Systems Conference*. SAE International, 2018. doi: 10.4271/2018-37-0026.
- [185] A. Wahl, C. Wellmann, B. Krautwig, P. Manns, B. Chen, C. Schernus, und J. Andert. Efficiency Increase through Model Predictive Thermal Control of Electric Vehicle Powertrains. *Energies*, 15(4):1476, 2022. ISSN: 1996-1073. doi: 10.3390/en15041476.
- [186] C. Dong, Y. Qian, Y. Zhang, und W. Zhuge. A Review of Thermal Designs for Improving Power Density in Electrical Machines. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Seite: 1, 2020. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2020.3003194.
- [187] E. Gundabattini, R. Kuppan, D. G. Solomon, A. Kalam, D. P. Kothari, und R. Abu Bakar. A review on methods of finding losses and cooling methods to increase efficiency of electric machines. *Ain Shams Engineering Journal*, 12(1):497–505, 2021. ISSN: 2090-4479. doi: 10.1016/j.asej.2020.08.014.
- [188] Y. C. Chong, D. Staton, Y. Gai, H. Adam, und M. Popescu. Review of Advanced Cooling Systems of Modern Electric Machines for EMobility Application. In *2021 IEEE Workshop on Electrical Machines Design, Control and Diagnosis (WEMDCD)*, Seiten: 149–154, 2021. doi: 10.1109/WEMDCD51469.2021.9425675.
- [189] R. Wrobel. Thermal management of electrical machines for propulsion - challenges and future trends. *Archives of Electrical Engineering*, 71(1):175–187, 2022. doi: 10.24425/ae.2022.140204.
- [190] A. J. Bourgault, P. Roy, E. Ghosh, und N. C. Kar. A Survey of Different Cooling Methods for Traction Motor Application. *2019 IEEE Canadian Conference of Electrical and Computer Engineering (CCECE)*, Seiten: 1–4, 2019. doi: 10.1109/CCECE.2019.8861611.
- [191] X. Wang, B. Li, D. Gerada, K. Huang, I. Stone, S. Worrall, und Y. Yan. A critical review on thermal management technologies for motors in electric cars. *Applied Thermal Engineering*, 201: 117758, 2022. ISSN: 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117758.
- [192] M. Liu, Y. Li, H. Ding, und B. Sarlioglu. Thermal management and cooling of windings in electrical machines for electric vehicle and traction application. In *2017 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*, Seiten: 668–673, 2017. doi: 10.1109/ITEC.2017.7993349.
- [193] F. J. Feikus, P. Bernsteiner, R. F. Gutiérrez, und M. Łuszczak. Weiterentwicklungen bei

- Gehäusen von Elektromotoren. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 81(3):42–47, 2020. ISSN: 2192-8843. doi: 10.1007/s35146-019-0180-5.
- [194] A. Huber, M. Pfitzner, T. Nguyen-Xuan, und F. Eckstein. Effiziente Strömungsführung im Wassermantel elektrischer Antriebsmaschinen. *ATZelektronik*, 8(6):478–485, 2013. ISSN: 2192-8878. doi: 10.1365/s35658-013-0370-8.
- [195] N. Karras. *Optimierung der Wärmeabfuhr eines Fahrzeug-Elektromotors und Auswirkungen auf den Gesamtkühlkreislauf*. Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. ISBN: 978-3-658-17804-8. doi: 10.1007/978-3-658-17804-8.
- [196] A. Deriszadeh und F. de Monte. On Heat Transfer Performance of Cooling Systems Using Nanofluid for Electric Motor Applications. *Entropy*, 22(1):99, 2020. ISSN: 1099-4300. doi: 10.3390/e22010099.
- [197] A. Deriszadeh, F. de Monte, M. Villani, und L. Di Leonardo. Hydrothermal Performance of Ethylene Glycol and Water Mixture in a Spiral Channel for Electric Motor Cooling. In *2019 21st European Conference on Power Electronics and Applications (EPE '19 ECCE Europe)*, Seiten: 1–10, 2019. doi: 10.23919/EPE.2019.8914967.
- [198] S. S. Borges, C. A. Cezario, und T. T. Kunz. Design of water cooled electric motors using CFD and thermography techniques. In *2008 18th International Conference on Electrical Machines*, Seiten: 1–6, 2008. doi: 10.1109/ICELMACH.2008.4800078.
- [199] Z. Rehman und K. Seong. Three-D Numerical Thermal Analysis of Electric Motor with Cooling Jacket. *Energies*, 11(1):92, 2018. ISSN: 1996-1073. doi: 10.3390/en11010092.
- [200] X. Yang, A. Fatemi, T. W. Nehl, L. Hao, W. Zeng, und S. Parrish. Comparative Study of Three Stator Cooling Jackets for Electric Machine of Mild Hybrid Vehicle. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Seite: 1, 2020. ISSN: 0093-9994. doi: 10.1109/TIA.2020.3046195.
- [201] S. Tidblad, E. A. Grunditz, und M. Alatalo. 2-way model of Electric Motor-cooling duct design. Link: <http://emobilitycentre.se/wp-content/uploads/2019/09/2-way-model-of-Electric-Motor-cooling-duct-design-25-juni-2019.pdf>. [Zugegriffen am: 19.11.2019].
- [202] S. K. Thangaraju, S. Rajoo, und K. M. Munisamy. Numerical Analysis of Oil Cooled Pmsm Jacket with Horizontal Strips Design. In *2021 4th Asia Conference on Energy and Electrical Engineering (ACEEE)*, Seiten: 127–130, 2021. doi: 10.1109/ACEEE51855.2021.9575055.
- [203] C.-B. Park. A Study on the Thermal Characteristics of the 210 kW-class IPMSM for Urban Railway Vehicles with the Water-Cooling Jacket Shape. *Journal of Electrical Engineering & Technology*, 14(2):677–684, 2019. ISSN: 1975-0102. doi: 10.1007/s42835-018-00067-9.
- [204] J. H. Page, M. de Gennaro, A. Müller, M. Kerschbaumer, und T. Wellerdieck. Three-Dimensional Design and Optimization of the Liquid Cooling System for the FITGEN E-Axle. In *SAE WCX Digital Summit*. SAE International, 2021. doi: 10.4271/2021-01-0985.
- [205] T. Mueller, G. Blazek, und F. Henning. Design concept of a lightweight electric motor casing with support from thermomechanical simulations. *International Journal of Automotive Composites*, 2:167, 2016. doi: 10.1504/IJAUTO.2016.10002973.
- [206] E. A. Grunditz, S. T. Lundmark, und M. Alatalo. Evaluation of Three Cooling Concepts for an Electric Vehicle Motor - Lumped Parameter Models. In *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Jahrgang: 1, Seiten: 860–866, 2020. doi: 10.1109/ICEM49940.2020.9271015.
- [207] F. Zhang, D. Gerada, Z. Xu, H. Zhang, und C. Gerada. Equivalent Slot Thermal Conductivity and Back-iron Extension Effects on Machine Cooling. In *2019 22nd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Seiten: 1–5, 2019. doi: 10.1109/ICEMS.2019.8921725.
- [208] F. Zhang, D. Gerada, Z. Xu, C. Tighe, H. Zhang, L. Yan, und C. Gerada. Electrical Machine Slot Thermal Condition Effects on Back-Iron Extension Thermal Benefits. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 7(4):2927–2938, 2021. doi: 10.1109/TTE.2021.3085822.
- [209] J. C. Bae, H. R. Cho, S. Yadav, und S. C. Kim. Cooling Effect of Water Channel with Vortex Generators on In-Wheel Driving Motors in Electric Vehicles. *Energies*, 15(3):722, 2022. ISSN: 1996-1073. doi: 10.3390/en15030722.

- [210] R. Camilleri, D. Howey, und M. McCulloch. Experimental investigation of the thermal contact resistance in shrink fit assemblies with relevance to electrical machines. In *7th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2014)*, Seiten: 1–9, 2014. doi: 10.1049/cp.2014.0472.
- [211] J. E. Cousineau, K. Bennion, V. Chieduko, R. Lall, und A. Gilbert. Experimental Characterization and Modeling of Thermal Contact Resistance of Electric Machine Stator-to-Cooling Jacket Interface Under Interference Fit Loading. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 10(4), 2018. ISSN: 1948-5085. doi: 10.1115/1.4039459.
- [212] J. E. Cousineau, K. Bennion, D. DeVoto, und S. Narumanchi. Experimental characterization and modeling of thermal resistance of electric machine lamination stacks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 129:152–159, 2019. ISSN: 00179310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.051.
- [213] D. P. Kulkarni, G. Rupertus, und E. Chen. Experimental Investigation of Contact Resistance for Water Cooled Jacket for Electric Motors and Generators. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 27(1):204–210, 2012. ISSN: 0885-8969. doi: 10.1109/TEC.2011.2177465.
- [214] O. Meksi, M. A. H. Rasid, A. Ospina, und V. Lanfranchi. Determination of Thermal Contact Resistances for Small TENV Electrical Machine. *Sensors and Transducers*, 198(3):44–54, 2016. Link: https://www.sensorsportal.com/HTML/DIGEST/P_2808.htm. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [215] N. Simpson, T. Duggan, P. H. Mellor, und J. D. Booker. Measurement of the thermal characteristics of a stator-housing interface. In *2017 IEEE 11th International Symposium on Diagnostics for Electrical Machines, Power Electronics and Drives (SDEMPED)*, Seiten: 557–564, 2017. doi: 10.1109/DEMPED.2017.8062410.
- [216] N. Simpson, R. Wrobel, J. D. Booker, und P. H. Mellor. Multi-physics experimental investigation into stator-housing contact interface. In *8th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2016)*, Seiten: 1–6, 2016. doi: 10.1049/cp.2016.0129.
- [217] A. Gudi, A. Singh, und B. Agarwal. Electric machine stator thermal sensitivity analysis using CFD. In *2017 IEEE Transportation Electrification Conference (ITEC-India)*, Seiten: 1–6, 2017. doi: 10.1109/ITEC-India.2017.8333860.
- [218] Z. Huang, S. Nategh, V. Lassila, M. Alaküla, und J. Yuan. Direct oil cooling of traction motors in hybrid drives. In *2012 IEEE International Electric Vehicle Conference*, Seiten: 1–8, 2012. doi: 10.1109/IEVC.2012.6183163.
- [219] J. Larsson und M. Lindström. *Development and Evaluation of Internal PMSM Cooling for Electrified Vehicles*. Masterarbeit, Chalmers University of Technology, Gothenburg, 2019. Link: <https://hdl.handle.net/20.500.12380/300117>. [Zugegriffen am: 11.01.2023].
- [220] S. Nategh. *Thermal Analysis and Management of High-Performance Electrical Machines*. Dissertation, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, 2013. Link: <http://kth.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A623376>. [Zugegriffen am: 11.01.2023].
- [221] R. Andersson. *On the Design of Electric Traction Machines : Design and Analysis of an Interior Permanent Magnet Synchronous Machine for Heavy Commercial Vehicles*. Dissertation, Lund University, Lund, Sweden, 2019. Link: https://lup.lub.lu.se/search/files/55630852/On_the_Design_of_Electric_Traction_Machines.pdf. [Zugegriffen am: 17.12.2019].
- [222] T. Ha, N. G. Han, M. S. Kim, K. H. Rho, und D. K. Kim. Experimental Study on Behavior of Coolants, Particularly the Oil-Cooling Method, in Electric Vehicle Motors Using Hairpin Winding. *Energies*, 14(4):956, 2021. ISSN: 1996-1073. doi: 10.3390/en14040956.
- [223] T. Ha, Y. Kang, N. S. Kim, S. H. Park, S. H. Lee, D. K. Kim, und H. S. Ryou. Cooling effect of oil cooling method on electric vehicle motors with hairpin winding. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2021. ISSN: 1976-3824. doi: 10.1007/s12206-020-1240-y.
- [224] M. Matišić. *Analiza hladenja pogonskog elektromotora računalnom simulacijom: Cooling analysis of the electric drive by computer simulation*. Masterarbeit, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 2022. Link: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:039961>. [Zugegriffen am: 19.07.2022].
- [225] Munro Live. Model Y E16: Electric Motor Comparison MY-M3, Industry review of Electric Motors, Table for Sale!, 10.04.2020. Link: <https://www.youtube.com/watch?v=V72cmDjuKHA>.

- [Zugegriffen am: 15.01.2022].
- [226] Hyundai Motor Group. Electric Vehicle: The Crux of Mobility's Sustainable Future. Link: <https://tech.hyundaimotorgroup.com/electrification/evs/>. [Zugegriffen am: 15.01.2022].
- [227] O. Beik. Operational Envelope of an Electric Transmission Auxiliary System. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 35(3):1513–1521, 2020. doi: 10.1109/TEC.2020.2976629.
- [228] Y. Yin, H. Li, und X. Xiang. Oil Friction Loss Evaluation of Oil-Immersed Cooling In-Wheel Motor Based on Improved Analytical Method and VOF Model. *World Electric Vehicle Journal*, 12(4):164, 2021. ISSN: 2032-6653. doi: 10.3390/wevj12040164.
- [229] F. Zhang, D. Gerada, Z. Xu, X. Zhang, H. Zhang, C. Gerada, M. Zhu, L. Xia, W. Zhang, und M. Degano. Improved Thermal Modelling and Experimental Validation of Oil-Flooded High Performance Machines with Slot-Channel Cooling. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Seite: 1, 2021. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2021.3106819.
- [230] A. La Rocca, Z. Xu, P. Arumugam, S. J. Pickering, C. N. Eastwick, C. Gerada, und S. Bozhko. Thermal management of a high speed permanent magnet machine for an aeroengine. In *2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Seiten: 2732–2737, 2016. doi: 10.1109/ICELMACH.2016.7732908.
- [231] Z. Xu, A. La Rocca, S. J. Pickering, C. Eastwick, C. Gerada, und S. Bozhko. Mechanical and thermal design of an aeroengine starter/generator. In *2015 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, Seiten: 1607–1613, 2015. doi: 10.1109/IEMDC.2015.7409278.
- [232] Z. Xu, A. L. Rocca, P. Arumugam, S. J. Pickering, C. Gerada, S. Bozhko, D. Gerada, und H. Zhang. A semi-flooded cooling for a high speed machine: Concept, design and practice of an oil sleeve. In *IECON 2017 - 43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Seiten: 8557–8562, 2017. doi: 10.1109/IECON.2017.8217503.
- [233] L. Ye, F. Tao, S. Wei, L. Qi, und W. Xuhui. Experimental research on the oil cooling of the end winding of the motor. In *2016 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, Seiten: 1–4, 2016. doi: 10.1109/ECCE.2016.7855097.
- [234] F. Guo und C. Zhang. Oil-Cooling Method of the Permanent Magnet Synchronous Motor for Electric Vehicle. *Energies*, 12(15):2984, 2019. ISSN: 1996-1073. doi: 10.3390/en12152984.
- [235] S. Sequeira. *Increasing Electric Machine Power Density With a New End-winding Cooling System*. Dissertation, Georgia Institute of Technology, Georgia, 2021. Link: <http://hdl.handle.net/1853/64687>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [236] N. Ashgriz. *Handbook of Atomization and Sprays: Theory and Applications*. Springer US, 2011. ISBN: 978-1-4419-7264-4. doi: 10.1007/978-1-4419-7264-4.
- [237] A. H. Lefebvre und V. G. McDonell. *Atomization and Sprays*. CRC Press, Boca Raton, 2. Auflage, 2017. ISBN: 9781315120911. doi: 10.1201/9781315120911.
- [238] G. Liang und I. Mudawar. Review of spray cooling - Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115:1174–1205, 2017. ISSN: 00179310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.06.029.
- [239] B. W. Webb und C.-F. Ma. Single-phase liquid jet impingement heat transfer. In J. P. Hartnett und T. F. Irvine, Editoren, *Advances in heat transfer*, Jahrgang: 26, Seiten: 105–217. Elsevier, 1995. ISBN: 0065-2717. doi: 10.1016/S0065-2717(08)70296-X.
- [240] T. Ha und D. K. Kim. Study of Injection Method for Maximizing Oil-Cooling Performance of Electric Vehicle Motor with Hairpin Winding. *Energies*, 14(3):747, 2021. ISSN: 1996-1073. doi: 10.3390/en14030747.
- [241] S. Kapatral, O. Iqbal, und P. Modi. Numerical Modeling of Direct-Oil-Cooled Electric Motor for Effective Thermal Management. In *WCX SAE World Congress Experience*. SAE International, 2020. ISBN: 0148-7191. doi: 10.4271/2020-01-1387.
- [242] C. Srinivasan, X. Yang, J. Schlautman, D. Wang, und S. Gangaraj. Conjugate Heat Transfer CFD Analysis of an Oil Cooled Automotive Electrical Motor. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 2(4):1741–1753, 2020. ISSN: 2641-9637. doi: 10.4271/2020-01-0168.
- [243] P. H. Connor, A. La Rocca, C. Xu, C. N. Eastwick, S. J. Pickering, und C. Gerada. Numerical investigations of convective phenomena of oil impingement on end-windings. *The Journal of*

- Engineering*, 2019(17):4022–4026, 2019. ISSN: 2051-3305. doi: 10.1049/joe.2018.8027.
- [244] T. Davin, J. Pellé, S. Harmand, und R. Yu. Experimental study of oil cooling systems for electric motors. *Applied Thermal Engineering*, 75:1–13, 2015. ISSN: 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.10.060.
- [245] T. Davin, J. Pellé, S. Harmand, und R. Yu. Motor Cooling Modeling: An Inverse Method for the Identification of Convection Coefficients. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 9(4), 2017. ISSN: 1948-5085. doi: 10.1115/1.4036303.
- [246] P. S. Ghahfarokhi, A. Podgornovs, A. Kallaste, T. Vaimann, A. Belahcen, und A. J. M. Cardoso. Oil Spray Cooling with Hairpin Windings in High-Performance Electric Vehicle Motors. In *2021 28th International Workshop on Electric Drives: Improving Reliability of Electric Drives (IWED)*, Seiten: 1–5, 2021. doi: 10.1109/IWED52055.2021.9376390.
- [247] P. S. Ghahfarokhi, A. Podgornovs, A. Kallaste, A. J. Marques Cardoso, A. Belahcen, und T. Vaimann. The Oil Spray Cooling System of Automotive Traction Motors: The State of the Art. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Seite: 1, 2022. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2022.3189596.
- [248] C. Liu, Z. Xu, D. Gerada, J. Li, C. Gerada, Y. C. Chong, M. Popescu, J. Goss, D. A. Statton, und H. Zhang. Experimental Investigation on Oil Spray Cooling with Hairpin Windings. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Seite: 1, 2019. ISSN: 1557-9948. doi: 10.1109/TIE.2019.2942563.
- [249] R. Sindjui, G. Zito, und S. Zhang. Experimental study of systems and oils for direct cooling of electrical machine. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, Seiten: 1–36, 2021. ISSN: 1948-5085. doi: 10.1115/1.4051934.
- [250] C. Liu, Y. C. Chong, M. Michon, J. Goss, D. Gerada, Z. Xu, C. Gerada, und H. Zhang. Model Calibration of Oil Jet and Oil Spray Cooling in Electrical Machines with Hairpin Windings. In *2021 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, Seiten: 3813–3820, 2021. doi: 10.1109/ECCE47101.2021.9595071.
- [251] C. Liu, D. Gerada, Z. Xu, Y. C. Chong, M. Michon, J. Goss, J. Li, C. Gerada, und H. Zhang. Estimation of Oil Spray Cooling Heat Transfer Coefficients on Hairpin Windings with Reduced-parameter Models. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Seite: 1, 2020. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2020.3031373.
- [252] F. Zhang, D. Gerada, Z. Xu, C. Liu, H. Zhang, T. Zou, Y. C. Chong, und C. Gerada. A Thermal Modelling Approach and Experimental Validation for an Oil Spray-Cooled Hairpin Winding Machine. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Seite: 1, 2021. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2021.3067601.
- [253] Y. C. Chong, J. Goss, M. Popescu, D. Statton, C. Liu, D. Gerada, Z. Xu, und C. Gerada. Experimental characterisation of radial oil spray cooling on a stator with hairpin windings. In *The 10th International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2020)*, Jahrgang: 2020, Seiten: 879–884. IET, 2020. doi: 10.1049/icp.2021.1124.
- [254] X. Wang, B. Li, K. Huang, Y. Yan, I. Stone, und S. Worrall. Experimental investigation on end winding thermal management with oil spray in electric vehicles. *Case Studies in Thermal Engineering*, 35:102082, 2022. ISSN: 2214-157X. doi: 10.1016/j.csite.2022.102082.
- [255] X. Wang, B. Li, und Y. Yan. The Simulation of the Motor Temperature Distribution with Spray Cooling. In C. Wen und Y. Yan, Editoren, *Advances in Heat Transfer and Thermal Engineering*, Seiten: 493–496, Singapore, 2021. Springer Singapore. ISBN: 978-981-33-4765-6. doi: 10.1007/978-981-33-4765-6-85.
- [256] L. Ye, F. Tao, L. Qi, und W. Xuhui. Experimental investigation on heat transfer of directly-oil-cooled permanent magnet motor. In *2016 19th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Seiten: 1–4, 2016. ISBN: 978-4-88686-098-9.
- [257] A. La Rocca, T. Zou, M. Moslemin, D. Gerada, C. Gerada, und A. Cairns. Thermal Modelling of a Liquid Cooled Traction Machine with 8-layer Hairpin Windings. In *IECON 2021 - 47th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Seiten: 1–6, 2021. doi: 10.1109/IECON48115.2021.9589672.
- [258] A. La Rocca, A. Fregni, S. La Rocca, und C. Gerada. Numerical Thermal Modelling of Multi-

- phase Spray Cooling of Hairpin Windings. In *2020 International Conference on Electrotechnical Complexes and Systems (ICOECS)*, Seiten: 1–5, 2020. doi: 10.1109/ICOECS50468.2020.9278458.
- [259] C. Liu, Z. Xu, D. Gerada, F. Zhang, Y. C. Chong, M. Michon, J. Goss, C. Gerada, und H. Zhang. Experimental Investigation of Oil Jet Cooling in Electrical Machines with Hairpin Windings. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Seite: 1, 2022. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2022.3186947.
- [260] J. Winklinger. Developing the Electric Drivetrain of Tomorrow - How Numerical Tools can Support Cooling and Lubrication System Development, 2018. Link: <https://www.altair.com/resource/developing-the-electric-drivetrain-of-tomorrow-how-numerical-tools-can-support-cooling-and-lubrication-system-development>. [Zugegriffen am: 17.01.2022].
- [261] C. Beck. *Numerische Analyse der Zweiphasenströmung und Kühlwirkung in naslauenden Elektromotoren*. Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2020. Link: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-32607-4>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [262] C. Beck, J. Schorr, H. Echte, J. Verhagen, A. Jooss, C. Krüger, und M. Bargende. Numerical and experimental investigation of flow phenomena in rotating step-holes for direct-spray-cooled electric motors. *International Journal of Engine Research*, Seite: 1468087420918046, 2020. ISSN: 1468-0874. doi: 10.1177/1468087420918046.
- [263] R. Lehmann, A. Petuchow, M. Moullion, M. Künzler, C. Windel, und F. Gauterin. Fluid Choice Based on Thermal Model and Performance Testing for Direct Cooled Electric Drive. *Energies*, 13(22):5867, 2020. ISSN: 1996-1073. doi: 10.3390/en13225867.
- [264] Q. Lu, R. Muthukumar, H. Ge, und S. Parameswaran. Numerical study of a rotating liquid jet impingement cooling system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 163:120446, 2020. ISSN: 00179310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120446.
- [265] Q. Lu, S. Parameswaran, und B. Ren. Heat Transfer by a Rotating Liquid Jet Impingement Cooling System. In *ASME 2018 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Nov. 09 - 15, 2018. doi: 10.1115/IMECE2018-88377.
- [266] P. Janssen, G. Hellenbroich, und H.-P. Lahey. Hochintegrierte elektrische Antriebsachse für Pkw. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 80(4):66–70, 2019. ISSN: 2192-8843. doi: 10.1007/s35146-019-0012-7.
- [267] A. Saleem, M. Hyeon Park, T. Ambreen, und S. Chul Kim. Optimization of oil flow distribution inside the in-wheel motor assembly of electric vehicles for improved thermal performance. *Applied Thermal Engineering*, 201(13):117753, 2022. ISSN: 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117753.
- [268] M. H. Park und S. C. Kim. Thermal characteristics and effects of oil spray cooling on in-wheel motors in electric vehicles. *Applied Thermal Engineering*, 152:582–593, 2019. ISSN: 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.119.
- [269] Nidec Corporation. EV Traction Motor System E-Axle: Future Technologies. Link: https://www.nidec.com/en/technology/new_field/e-axle/. [Zugegriffen am: 18.01.2022].
- [270] D. H. Lim und S. C. Kim. Thermal performance of oil spray cooling system for in-wheel motor in electric vehicles. *Applied Thermal Engineering*, 63(2):577–587, 2014. ISSN: 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.11.057.
- [271] H. Eckhardt. Mission R: Innovative e-motors, high-end battery and 900 volts, 06.09.2021. Link: <https://newsroom.porsche.com/en/2021/motorsports/porsche-concept-study-motorsports-mission-r-all-electric-gt-racing-car-drive-world-premiere-iaa-mobility-25603.html>. [Zugegriffen am: 15.01.2022].
- [272] S. Reuter, L. F. Berg, und M. Doppelbauer. Performance evaluation of a high-performance motor with thermoset molded internal cooling. In *2021 11th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, Seiten: 1–5, 2021. doi: 10.1109/EDPC53547.2021.9684222.
- [273] S. Reuter, T. Sorg, J. Liebertseder, und M. Doppelbauer. Design and Evaluation of a Houseless High-Performance Machine with Thermoset Molded Internal Cooling. In *2021 11th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, Seiten: 1–6, 2021. doi: 10.1109/EDPC53547.2021.9684226.

- [274] A. Acquaviva. *High Performance Cooling of Traction Brushless Machines*. Dissertation, Chalmers University of Technology, Gothenburg, 2021. Link: https://research.chalmers.se/publication/521984/file/521984_Fulltext.pdf. [Zugegriffen am: 22.08.2022].
- [275] A. Acquaviva, S. Skoog, und T. Thiringer. Design and Verification of In-slot Oil-Cooled Tooth Coil Winding PM Machine for Traction Application. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Seite: 1, 2020. ISSN: 1557-9948. doi: 10.1109/TIE.2020.2985009.
- [276] C. Di, I. Petrov, und J. Pyrhönen. Estimation of Continuous Power of a Permanent Magnet Synchronous Machine Equipped with Direct-Liquid-Cooling Winding for Propulsion Applications by EFA. In *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Jahrgang: 1, Seiten: 854–859, 2020. doi: 10.1109/ICEM49940.2020.9271032.
- [277] F. R. Ismagilov, V. Y. Vavilov, V. I. Bekuzin, V. V. Ayguzina, und D. Y. Permin. Analysis of Stator Cooling Methods of Fault-Tolerant Electric Machines. In *2020 Fifteenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*, Seiten: 1–6, 2020. doi: 10.1109/EVER48776.2020.9243120.
- [278] J. Nonneman, S. Schlimpert, und M. de Paepe. Experimental Study of a Switched Reluctance Motor Stator Tooth with Slot and End Winding Cooling. *Proceedings of ECOS 2020 - The 33rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, 33:2425–2435, 2020. Link: <http://hdl.handle.net/1854/LU-8672091>. [Zugegriffen am: 24.08.2020].
- [279] B. Silwal, A. H. Mohamed, J. Nonneman, M. de Paepe, und P. Sergeant. Assessment of Different Cooling Techniques for Reduced Mechanical Stress in the Windings of Electrical Machines. *Energies*, 12(10):1967, 2019. ISSN: 1996-1073. doi: 10.3390/en12101967.
- [280] A. Acquaviva, S. Skoog, und T. Thiringer. Manufacturing of tooth coil winding PM machines with in-slot oil cooling. In *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Jahrgang: 1, Seiten: 2314–2320, 2020. doi: 10.1109/ICEM49940.2020.9270747.
- [281] T. Engelhardt, J. Lange, S. Oechslen, und A. Heitmann. 2 Maximierung der Leistungsdichte elektrischer Maschinen durch elektromagnetische und thermische Maßnahmen. In H. Schäfer, Editor, *Elektrische Antriebstechnologie für Hybrid- und Elektrofahrzeuge*, Haus der Technik Fachbuch, Seiten: 13–24. expert verlag GmbH, Würzburg, 2019. ISBN: 978-3-8169-8483-2.
- [282] H. Schäfer, Editor. *Elektrische Antriebstechnologie für Hybrid- und Elektrofahrzeuge*, Jahrgang: 149 von *Haus der Technik Fachbuch*. expert verlag GmbH, Würzburg, 2019. ISBN: 978-3-8169-8483-2.
- [283] I. T’Jollyn, J. Nonneman, und M. D. Paepe. Thermohydraulic Modelling of Microchannel Winding Cooling for Electric Machines. In *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Jahrgang: 1, Seiten: 1004–1010, 2020. doi: 10.1109/ICEM49940.2020.9270729.
- [284] T. Winter, M. Schier, und Z. Liu. Direct Coil Cooling of a High Performance Switched Reluctance Machine (SRM) for EV/HEV Applications. *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, 4(1):162–169, 2015. ISSN: 2167-4205. doi: 10.4271/2015-01-1209.
- [285] Y. Xie, L. Chen, X. Wang, J. Zhang, F. Leonardi, B. M. Sung, A. R. Munoz, und M. W. Degner. In-slot Direct Cooling Design and Optimization for Electric Machines. In *2021 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, Seiten: 1–8, 2021. doi: 10.1109/IEMDC47953.2021.9449598.
- [286] S. Haller, J. Persson, P. Cheng, und K. Bertilsson. Multi-Phase Winding with In-Conductor Direct Cooling Capability for a 48V Traction Drive Design. In *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Jahrgang: 1, Seiten: 2118–2124, 2020. doi: 10.1109/ICEM49940.2020.9270717.
- [287] M. Hartong. Direkte Kühltechnik für Elektromotoren, 29.10.2021, Motor Summit 2021. Link: <https://youtu.be/U7bzQY9snhA>. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [288] E. Nitsche und M. Naderer. Innengekühlte Hohldrähte Verdopplung der Leistungsdichte von E-Motoren. *ATZelektronik*, 12(3):44–49, 2017. ISSN: 2192-8878. doi: 10.1007/s35658-017-0035-0.
- [289] A. Reinap, M. Gabassi, M. Alaküla, und M. Andersson. Assessment of cooling integration with direct cooled windings. In *2018 IEEE International Conference on Electrical Systems for Aircraft, Railway, Ship Propulsion and Road Vehicles & International Transportation Electrification*

- Conference (ESARS-ITEC)*, Seiten: 1–6, 2018. doi: 10.1109/ESARS-ITEC.2018.8607655.
- [290] C. Wohlers, P. Juris, S. Kabelac, und B. Ponick. Design and direct liquid cooling of tooth-coil windings. *Electrical Engineering*, 100(4):2299–2308, 2018. ISSN: 0948-7921. doi: 10.1007/s00202-018-0704-x.
- [291] R. Wang, X. Fan, D. Li, R. Qu, Z. Liu, und L. Li. Comparison of Heat Transfer Characteristics of the Hollow-Shaft Oil Cooling System for High Speed Permanent Magnet Synchronous Machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, Seiten: 1–12, 2022. ISSN: 1939-9367. doi: 10.1109/TIA.2022.3182312.
- [292] S.-C. Tzeng, W.-P. Ma, C.-W. Lin, W.-Y. Jywe, C.-H. Liu, und Y.-C. Wang. Experimental investigation of lubrication and cooling effects of high-speed rotating machines. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 35(3-4):394–399, 2007. ISSN: 0268-3768. doi: 10.1007/s00170-007-1175-9.
- [293] Y. Gai, J. Widmer, A. Steven, Y. C. Chong, M. Kimiabeigi, J. Goss, und M. Popescu. Numerical and Experimental Calculation of CHTC in an Oil-Based Shaft Cooling System for a High Speed High Power PMSM. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Seite: 1, 2019. ISSN: 0278-0046. doi: 10.1109/TIE.2019.2922938.
- [294] J. Doerr, G. Fröhlich, A. Stroh, und M. Baur. Das elektrische Antriebssystem mit Drei-Motor-Layout im Audi E-tron S. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 81(7):18–27, 2020. ISSN: 2192-8843. doi: 10.1007/s35146-020-0262-4.
- [295] Y. Gai, Y. C. Chong, H. Adam, X. Deng, M. Popescu, und J. Goss. Thermal Analysis of an Oil-Cooled Shaft for a 30 000 r/min Automotive Traction Motor. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 56(6):6053–6061, 2020. doi: 10.1109/TIA.2020.3025745.
- [296] Y. Gai, Y. C. Chong, H. Adam, J. Goss, und M. Popescu. Power Losses and Thermal Analysis of a Hollow-Shaft Rotor Cooling System. In *2019 22nd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Seiten: 1–6, 2019. doi: 10.1109/ICEMS.2019.8922026.
- [297] Y. Gai, C. Ma, Y. Xu, und Y. C. Chong. Numerical prediction and measurement of pressure drop and heat transfer in a water-cooled hollow-shaft rotor for a traction motor application. *IET Electric Power Applications*, n/a(n/a), 2021. ISSN: 1751-8660. doi: 10.1049/elp.2.12042.
- [298] K.-H. Lee, H.-R. Cha, und Y.-B. Kim. Development of an interior permanent magnet motor through rotor cooling for electric vehicles. *Applied Thermal Engineering*, 95:348–356, 2016. ISSN: 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.022.
- [299] R. Wang, X. Fan, D. Li, und R. Qu. Comparison of Two Hollow-Shaft Liquid Cooling Methods for High Speed Permanent Magnet Synchronous Machines. In *2020 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, Seiten: 3511–3517, 2020. doi: 10.1109/ECCE44975.2020.9235871.
- [300] B. Assaad, K. Mikati, T. Tran, und E. Negre. Experimental Study of Oil Cooled Induction Motor for Hybrid and Electric Vehicles. In *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Seiten: 1195–1200, 2018. doi: 10.1109/ICELMACH.2018.8507058.
- [301] J. Fröb und O. Lykartsis. *Advanced Cooling of Rotor in Electrical Motor*. Masterarbeit, Luleå University of Technology, Luleå, Sweden, 2014. Link: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1031197/FULLTEXT02.pdf>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [302] Y. Ito, T. Aoki, T. Naito, und T. Hiranishi. Development of Motor with Heavy Rare Earth-Free Magnet for Two-Motor Hybrid System. In *WCX SAE World Congress Experience*, SAE Technical Paper Series, Warrendale (PA), 2019. SAE International. doi: 10.4271/2019-01-0600.
- [303] L. Lambourg. Systeme und Verfahren zur Bereitstellung einer direkten Spritzkühlung in einem elektrischen Motor. Patent-Nr.: DE 10 2021 105 084 A1, 2021.
- [304] S. Wakui. Rotor of rotary electric machine. Patent-Nr.: US 2019/0379250 A1, 2019.
- [305] J.-N. Weber, T. Budde, M. Menzel, und P.-O. Gronwald. Rotor, Elektromaschine und Kraftfahrzeug. Patent-Nr.: DE102019217510A1, 2021.
- [306] J.-N. Weber, T. Budde, M. Menzel, und P.-O. Gronwald. Elektromaschinensystem und Kraftfahrzeug. Patent-Nr.: DE102019217508A1, 2021.
- [307] Y. Yuan, C. Deng, J. Gong, und G. Du. Electric Motor Cooling With Rotor Having Cooling Pipe. Patent-Nr.: US 2020/0295626 A1, 2020.

- [308] H. Wang, X. Liu, M. Kang, L. Guo, und X. Li. Oil injection cooling design for the IPMSM applied in electric vehicles. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Seite: 1, 2022. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2022.3161064.
- [309] G. Volpe, Y. C. Chong, D. A. Staton, und M. Popescu. Thermal Management of a Racing E- Machine. In *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Seiten: 2689–2694, 2018. doi: 10.1109/ICELMACH.2018.8507097.
- [310] F. A. Kulacki, Editor. *Handbook of Thermal Science and Engineering*. Springer International Publishing, Cham, 2018. ISBN: 978-3-319-26694-7. doi: 10.1007/978-3-319-26695-4.
- [311] A. Tikadar, J. W. Kim, Y. Joshi, und S. Kumar. Flow Assisted Evaporative Cooling for Electric Motor. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Seite: 1, 2021. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2021.3107505.
- [312] A. Sarmadian. *Thermal Management of Heat-Generating Automotive Powertrain Hardware using Spray Evaporative Cooling*. Dissertation, University of Sussex, Sussex, 2021. Link: <http://sro.sussex.ac.uk/id/eprint/101898>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [313] H. Fujita, A. Itoh, und T. Urano. Newly Developed Motor Cooling Method Using Refrigerant. *World Electric Vehicle Journal*, 10(2):38, 2019. ISSN: 2032-6653. doi: 10.3390/wevj10020038.
- [314] S. Kim. *Study on the Thermal Management of Motor in Electric Vehicle using Flow Boiling Heat Transfer in Curved Channel*. Dissertation, Seoul National University, Seoul, 2019. Link: <http://hdl.handle.net/10371/161913>. [Zugegriffen am: 23.01.2022].
- [315] R. Wrobel und R. J. McGlen. Heat pipes in thermal management of electrical machines - A review. *Thermal Science and Engineering Progress*, 26(1):101053, 2021. ISSN: 24519049. doi: 10.1016/j.tsep.2021.101053.
- [316] C. Dong, Y. Qian, Y. Zhang, X. Hu, und W. Zhuge. Coupled Thermal-Electromagnetic Parametric Modeling of Permanent Magnet Machine Based on Flat Heat Pipe Cooling. In *2020 23rd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Seiten: 1689–1694, 2020. doi: 10.23919/ICEMS50442.2020.9291188.
- [317] C. Dong, X. Hu, Y. Qian, C. Wang, W. Zhuge, und Y. Zhang. Thermal Field Analysis of Electric Propulsion Drive Motors with Flat Heat Pipe Cooling. In *2021 24th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Seiten: 495–500, 2021. doi: 10.23919/ICEMS52562.2021.9634437.
- [318] W. Geng, T. Zhu, Q. Li, und Z. Zhang. Windings Indirect Liquid Cooling Method for a Compact Outer-Rotor PM Starter/Generator with Concentrated Windings. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Seite: 1, 2021. ISSN: 1558-0059. doi: 10.1109/TEC.2021.3084507.
- [319] Z. Wan, B. Sun, X. Wang, W. Wen, und Y. Tang. Improvement on the heat dissipation of permanent magnet synchronous motor using heat pipe. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 234(5):1249–1259, 2019. doi: 10.1177/0954407019880444.
- [320] J. Huang. *Hybrid Ground Vehicle Thermal Management System Using Heat Pipes - Model and Control*. Dissertation, Clemson University, Clemson, December 2019. Link: https://tigerprints.clemson.edu/all_dissertations/2496. [Zugegriffen am: 20.01.2020].
- [321] S. Nategh, D. Barber, D. Lindberg, A. Boglietti, und O. Aglen. Review and Trends in Traction Motor Design: Primary and Secondary Insulation Systems. In *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Seiten: 2607–2612, 2018. doi: 10.1109/ICELMACH.2018.8506858.
- [322] A. Steinacker, N. Bergemann, P. Braghero, F. Campanini, N. Cuminetti, J. D. Buck, und M. Ferraris. Hair Pin motors: possible impregnation and encapsulation techniques, materials and variables to be considered. In *2020 AEIT International Conference of Electrical and Electronic Technologies for Automotive (AEIT AUTOMOTIVE)*, Seiten: 1–6, 2020. doi: 10.23919/AEIT-AUTOMOTIVE50086.2020.9307391.
- [323] R. Hemmati, F. Wu, und A. El-Refai. Survey of Insulation Systems in Electrical Machines. In *2019 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, Seiten: 2069–2076, 2019. doi: 10.1109/IEMDC.2019.8785099.
- [324] S. Nategh, A. Boglietti, D. Barber, Y. Liu, und R. Brammer. Thermal and Manufacturing

- Aspects of Traction Motors Potting: A Deep Experimental Evaluation. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Seite: 1, 2020. ISSN: 1558-0059. doi: 10.1109/TEC.2020.2966606.
- [325] R. Gogoi und G. Manik. Development of thermally conductive and high-specific strength polypropylene composites for thermal management applications in automotive. *Polymer Composites*, 42(4):1945–1960, 2021. ISSN: 0272-8397. doi: 10.1002/pc.25947.
- [326] D. Liang, P. Ren, F. Ren, Y. Jin, J. Wang, C. Feng, und Q. Duan. Synergetic enhancement of thermal conductivity by constructing BN and AlN hybrid network in epoxy matrix. *Journal of Polymer Research*, 27(8):212, 2020. ISSN: 1572-8935. doi: 10.1007/s10965-020-02193-3.
- [327] Y. Liu, Z. Chen, Y. Qin, Y. Shen, Y. Zhou, D. Wang, J. Hu, und W. Feng. Silicone Resin-Based Composite Materials for High Thermal Stability and Thermal Conductivity. *Journal of Electronic Materials*, 2020. ISSN: 1543-186X. doi: 10.1007/s11664-020-08194-8.
- [328] S. Miersch, R. Schubert, T. Schuhmann, U. Schuffenhauer, M. Buddenbohm, M. Beyreuther, J. Kuhn, M. Lindner, B. Cebulski, und J. Jung. Ceramic-like Composite Systems for Winding Insulation of Electrical Machines. In *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Jahrgang: 1, Seiten: 1540–1546, 2020. doi: 10.1109/ICEM49940.2020.9270743.
- [329] A. Nakajima, A. Shoji, K. Yonemori, und N. Seo. Novel polymer composite having diamond particles and boron nitride platelets for thermal management of electric vehicle motors. *Japanese Journal of Applied Physics*, 55(2):027101, 2016. ISSN: 0021-4922. doi: 10.7567/JJAP.55.027101.
- [330] A. Szucs, Z. Kolondzovski, J. Westerlund, und J. Vahala. Diamond enriched lamination and winding insulation for electrical machines. *COMPEL - The international journal for computation and mathematics in electrical and electronic engineering*, 38(4):1245–1252, 2019. ISSN: 0332-1649. doi: 10.1108/COMPEL-10-2018-0397.
- [331] A. Kumar und S. Subudhi, Editoren. *Thermal Characteristics and Convection in Nanofluids*. Engineering. Springer, Singapore, Singapore, 2021. ISBN: 978-981-33-4248-4. doi: 10.1007/978-981-33-4248-4.
- [332] S. Jayakumar und M. Sreekanth. Numerical investigation of fluid flow and heat transfer in an electrical machine cooling system using nanofluids. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 573(1):012015, 2020. ISSN: 1755-1315. doi: 10.1088/1755-1315/573/1/012015.
- [333] K. Xiong, Y. Li, Y.-Z. Li, J.-X. Wang, und Y. Mao. Numerical Investigation on the Thermal Performance of Nanofluid-Based Cooling System for Synchronous Generators. *Entropy*, 21(4):420, 2019. ISSN: 1099-4300. doi: 10.3390/e21040420.
- [334] T. A. Huynh und M. Hsieh. Improvement of Traction Motor Performance for Electric Vehicles Using Conductors with Insulation of High Thermal Conductivity Considering Cooling Methods. *IEEE Transactions on Magnetics*, Seite: 1, 2020. ISSN: 1941-0069. doi: 10.1109/TMAG.2020.3021127.
- [335] S. Stipetic, D. Zarko, und M. Popescu. Ultra-fast axial and radial scaling of synchronous permanent magnet machines. *IET Electric Power Applications*, 10(7):658–666, 2016. ISSN: 1751-8660. doi: 10.1049/iet-epa.2016.0014.
- [336] S. Stipetic, D. Zarko, und M. Popescu. Scaling laws for synchronous permanent magnet machines. In *2015 Tenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*, Seiten: 1–7, 2015. doi: 10.1109/EVER.2015.7113006.
- [337] Z. Huang, J. Fang, X. Liu, und B. Han. Loss Calculation and Thermal Analysis of Rotors supported by Active Magnetic Bearings for High-speed Permanent Magnet Electrical Machines. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Seite: 1, 2015. ISSN: 0278-0046. doi: 10.1109/TIE.2015.2500188.
- [338] J. Saari. *Thermal analysis of high-speed induction machines*. Dissertation, Helsinki University of Technology, Helsinki, 1998. Link: <https://aaltodoc.aalto.fi/handle/123456789/2155>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [339] S. Sugimoto und D. Kori. Cooling Performance and Loss Evaluation for Water- and Oil-Cooled without Pump for Oil. In *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Seiten: 1136–1141, 2018. doi: 10.1109/ICELMACH.2018.8507169.
- [340] G. Tamai, S. Palaparthi, B. Wang, und R. Ilunga. Electrified Drive-Unit Parametric Mechanical-Loss Model Development and Calibration. *SAE International Journal of Advances and Current*

- Practices in Mobility*, 1(3), 2019. doi: 10.4271/2019-01-1298.
- [341] A. Tovar-Barranco, A. Lopez-de Heredia, I. Villar, und F. Briz. Modeling of End-Space Convection Heat-Transfer for Internal and External Rotor PMSMs with Fractional-Slot Concentrated Windings. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Seite: 1, 2020. ISSN: 1557-9948. doi: 10.1109/TIE.2020.2972471.
- [342] R. Boutarfa und S. Harmand. Local convective heat transfer for laminar and turbulent flow in a rotor-stator system. *Experiments in Fluids*, 38(2):209–221, 2005. ISSN: 1432-1114. doi: 10.1007/s00348-004-0900-5.
- [343] D. A. Staton und A. Cavagnino. Convection Heat Transfer and Flow Calculations Suitable for Electric Machines Thermal Models. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 55(10): 3509–3516, 2008. ISSN: 1557-9948. doi: 10.1109/TIE.2008.922604.
- [344] Y. Gai, M. Kimiabeigi, Y. C. Chong, J. D. Widmer, J. Goss, U. SanAndres, A. Steven, und D. A. Staton. On the Measurement and Modeling of the Heat Transfer Coefficient of a Hollow-Shaft Rotary Cooling System for a Traction Motor. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 54(6):5978–5987, 2018. ISSN: 1939-9367. doi: 10.1109/TIA.2018.2860558.
- [345] C. Changenet, X. Oviedo-Marlot, und P. Velez. Power Loss Predictions in Geared Transmissions Using Thermal Networks-Applications to a Six-Speed Manual Gearbox. *Journal of Mechanical Design*, 128(3):618–625, 2005. ISSN: 1050-0472. doi: 10.1115/1.2181601.
- [346] S. Laruelle. *Etude du comportement thermique d'un motoréducteur*. Theses, Université de Lyon, September 2017. Link: <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01974168>. [Zugegriffen am: 14.10.2022].
- [347] F. Hoffmann, D. Silys, und M. Doppelbauer. Transient Thermal Model for Ball Bearings in Electrical Machines. In *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Jahrgang: 1, Seiten: 1018–1024, 2020. doi: 10.1109/ICEM49940.2020.9270718.
- [348] S. Ai, W. Wang, Y. Wang, und Z. Zhao. Temperature rise of double-row tapered roller bearings analyzed with the thermal network method. *Tribology International*, 87(4):11–22, 2015. ISSN: 0301679X. doi: 10.1016/j.triboint.2015.02.011.
- [349] A. Neurouth, C. Changenet, F. Ville, und A. Arnaudon. Thermal modeling of a grease lubricated thrust ball bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 228(11):1266–1275, 2014. ISSN: 1350-6501. doi: 10.1177/1350650114526387.
- [350] T. Wang, Z. Wang, D. Song, W. Zhang, J. Li, und D. Chen. Effect of track irregularities of high-speed railways on the thermal characteristics of the traction motor bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 8: 095440972090235, 2020. ISSN: 0954-4097. doi: 10.1177/0954409720902359.
- [351] G. Kylander. *Thermal modelling of small cage induction motors*, Jahrgang: 265 von *Technical report / Chalmers University of Technology, School of Electrical and Computer Engineering*. Chalmers Univ. of Technology, Göteborg, 1995. ISBN: 9171970614. Link: <https://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/1335/1335.pdf>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [352] VDI Verein Deutscher Ingenieure, Editor. *VDI-Wärmeatlas*. VDI-Buch. Springer Vieweg, Berlin, 11. Auflage, 2013. ISBN: 9783642199806. doi: 10.1007/978-3-642-19981-3.
- [353] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *Zahnräder - Zylinderräder und Zylinderradpaare mit Evolventenverzahnung - Begriffe und Geometrie (ISO 21771:2007)*, August 2014. Link: <https://dx.doi.org/10.31030/2144663>. [Zugegriffen am: 22.05.2022].
- [354] Internationale Organisation für Normung. *Tragfähigkeitsberechnung von gerad- und schrägverzahnten Stirnrädern - Teil 1: Grundnorm, Einführung und allgemeine Einflussfaktoren*, November 2019. Link: <https://www.beuth.de/de/norm/iso-6336-1/317477243>. [Zugegriffen am: 20.05.2022].
- [355] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Einführung und allgemeine Einflussfaktoren*, Dezember 1987. Link: <https://dx.doi.org/10.31030/2069785>. [Zugegriffen am: 20.05.2022].
- [356] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch, und J. Voßiek. *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. Springer Vieweg Wiesbaden, Wiesbaden, 21. Auflage, 2013. ISBN:

- 978-3-658-02327-0. doi: 10.1007/978-3-658-02327-0.
- [357] Internationale Organisation für Normung. Wälzlager - Metrische Kegelrollenlager - Maße und Reihenbezeichnungen, Mai 2019. Link: <https://www.beuth.de/de/norm/iso-355/308791417>. [Zugegriffen am: 20.05.2022].
- [358] Internationale Organisation für Normung. Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer-Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager, Juni 2008. Link: <https://www.beuth.de/de/vornorm/iso-ts-16281/110001980>. [Zugegriffen am: 20.05.2022].
- [359] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer (ISO 281:2007), Oktober 2010. Link: <https://dx.doi.org/10.31030/1718715>. [Zugegriffen am: 20.05.2022].
- [360] J. J. Eckert, S. F. da Silva, F. M. Santiciolli, Á. C. de Carvalho, und F. G. Dedini. Multi-speed gearbox design and shifting control optimization to minimize fuel consumption, exhaust emissions and drivetrain mechanical losses. *Mechanism and Machine Theory*, 169:104644, 2022. ISSN: 0094114X. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2021.104644.
- [361] R. Hild. Automobilindustrie: Starkes Wachstum mit günstiger Perspektive. *ifo Schnelldienst*, 64(06):36–41, 2011. ISSN: 0018-974X. Link: https://www.ifo.de/DocDL/ifosd_2011_6_4.pdf. [Zugegriffen am: 13.01.2023].
- [362] S. Kinkel und G. Lay. Fertigungstiefe - Ballast oder Kapital ? Stand und Effekte von Out- und Inscouring im Verarbeiteten Gewerbe Deutschlands, 2003. Link: <https://www.isi.fraunhofer.de/content/dam/isi/dokumente/modernisierung-produktion/erhebung2001/pi30.pdf>. [Zugegriffen am: 12.05.2022].
- [363] C. A. Stroh. "Krawatten stehen wir heute sehr liberal gegenüber": Im Interview: Klaus Straub, CIO bei BMW, 16.07.2019. Link: <https://www.automotiveit.eu/interviews/krawatten-stehen-wir-heute-sehr-liberal-gegenueber-259.html>. [Zugegriffen am: 11.01.2023].
- [364] B. Propfe. *Marktpotentiale elektrifizierter Fahrzeugkonzepte unter Berücksichtigung von technischen, politischen und ökonomischen Randbedingungen*. Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2016. Link: <http://dx.doi.org/10.18419/opus-6897>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [365] C. Angerer, M. Felgenhauer, I. Eroglu, M. Zähringer, S. Kalt, und M. Lienkamp. Scalable Dimension-, Weight- and Cost-Modeling for Components of Electric Vehicle Powertrains. In *2018 21st International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Seiten: 966–973, 2018. doi: 10.23919/ICEMS.2018.8549460.
- [366] Eurostat, the statistical office of the European Union. Labour cost levels by NACE Rev. 2 activity. online, 29.03.2022. Link: https://ec.europa.eu/eurostat/databrowser/view/lc_lci_lev/default/table?lang=en. [Zugegriffen am: 12.05.2022].
- [367] Statista.com. Electricity prices for industries in the European Union in 2021, by country, 2021. Link: <https://www.statista.com/statistics/1046605/industry-electricity-prices-european-union-country/>. [Zugegriffen am: 12.05.2022].
- [368] K. Ehrlenspiel, A. Kiewert, U. Lindemann, und M. Mörtl, Editoren. *Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren: Kostenmanagement bei der integrierten Produktentwicklung*. Springer Vieweg, 8. Auflage, 2020. ISBN: 978-3-642-41959-1. doi: 10.1007/978-3-642-41959-1.
- [369] P.-O. Gronwald, N. Wiese, T. A. Kern, und M. Henke. Electric traction motor spray cooling - Empirical model development and experimental validation. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Seite: 1, 2022. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2022.3206031.
- [370] D. Ila. *Das Betriebsverhalten von Abgasturboladern unter Berücksichtigung des Wärmetransports*. Dissertation, TU Braunschweig, Braunschweig, 2020.
- [371] P.-O. Gronwald und T. A. Kern. Experimental Validation and Parameter Study of a 2D Geometry-Based, Flexible Designed Thermal Motor Model for Different Cooled Traction Motor Drives. *World Electric Vehicle Journal*, 12(2):76, 2021. ISSN: 2032-6653. doi: 10.3390/wevj12020076.
- [372] S. Manner. Manner als Partner für hochpräzise Spezial- und Standard-Drehmomentaufnehmer XTreMA mit DakKS Kalibrier-Service, 25.06.2019. Link: [LXXXI](https://www.sensor-test.de/assets/de/Aussteller/Aussteller-Aktionsprogramm/Fachforen/Manuskripte/EManner-</p></div><div data-bbox=)

- MannerSensortelemetrie.pdf*. [Zugegriffen am: 25.10.2022].
- [373] S. Manner. Automotive Messtechniklösungen vom Profi, 2020. Link: https://messweb-masters.de/wp-content/uploads/2020/10/Manner_Automotive_Messtechnikloesungen_vom_Profi.pdf. [Zugegriffen am: 20.06.2022].
- [374] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, und W. Novak. *Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application*. Springer Science & Business Media, 2010. ISBN: 978-3-642-16213-8. doi: 10.1007/978-3-642-16214-5.
- [375] M. A. Darmani, S. Vaschetto, und A. Cavagnino. Multiphysic Design and Modeling of Rotating Electrical Machines. In *IECON 2021 – 47th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Seiten: 1–6, 2021. doi: 10.1109/IECON48115.2021.9589145.
- [376] D. C. Montgomery. *Design and analysis of experiments*. John Wiley & Sons Inc, Hoboken NJ, 8. Auflage, 2013. ISBN: 9781118146927.
- [377] J. Peter. *Numerische Untersuchung und Optimierung des Laufrades einer Pkw-Abgasturboladerturbine*. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, Hannover, 2016. Link: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-14026-7>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [378] T. Most und J. Will. Sensitivity analysis using the Metamodel of Optimal Prognosis. *Weimar Optimization and Stochastic Days*, 8(0), 2011.
- [379] K. Siebertz, D. van Bebber, und T. Hochkirchen. *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*. VDI-Buch. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2. Auflage, 2017. ISBN: 978-3-662-55743-3. doi: 10.1007/978-3-662-55743-3.
- [380] R. Niemeier und M. Stokmaier. Optimierung von Wirkungsgrad-Kennfeldern bei elektrischen Motoren mit Metamodellen, 2018, TAE-Symposium 2018. Link: <https://docplayer.org/115301972-Optimierung-von-wirkungsgrad-kennfeldern-bei-elektrischen-motoren-mit-metamodellen-vortraege-r-niemeier-m-stokmaier.html>. [Zugegriffen am: 16.01.2023].
- [381] T. Most und J. Will. Recent advances in Meta-model of Optimal Prognosis. *Proceedings of the Weimarer Optimierungs-und Stochastiktage*, 7:21–22, 2010. doi: 10.13140/2.1.3374.0488.
- [382] T. Most und J. Will. Metamodel of Optimal Prognosis-an automatic approach for variable reduction and optimal metamodel selection. *Proc. Weimarer Optimierungs-und Stochastiktage*, 5:20–21, 2008. doi: 10.13140/2.1.2194.4007.
- [383] D. Münning. *Optimierung der Betriebsstrategie eines Dieselfullhybrids auf Basis einer thermischen Antriebsstrangsimulation*. Dissertation, TU Braunschweig, Braunschweig, 2014.
- [384] R. Abu Khurma, I. Aljarah, A. Sharieh, M. Abd Elaziz, R. Damaševićius, und T. Krilavičius. A Review of the Modification Strategies of the Nature Inspired Algorithms for Feature Selection Problem. *Mathematics*, 10(3):464, 2022. ISSN: 2227-7390. doi: 10.3390/math10030464.
- [385] D. Schneider, D. Ochsenfahrt, und S. Blum. Benchmark of Nature-inspired Optimization Algorithms in fields of single and multiobjective scopes. *Proceedings of the Weimar Optimization and Stochastic Days*, 7, 2010.
- [386] M. Dobmann. *Kostenoptimale Auslegung von thermischen Eigenschaften in Elektrofahrzeugen*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2018. Link: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-23849-0>. [Zugegriffen am: 11.01.2023].
- [387] A. U. Kayser. *Systematische Optimierung des Thermomanagements eines batterieelektrischen Sportwagen*. Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2018. Link: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-22149-2>. [Zugegriffen am: 11.01.2023].
- [388] D. Schweigert, M. E. Gerlach, A. Hoffmann, B. Morhard, A. Tripps, T. Lohner, M. Otto, B. Ponick, und K. Stahl. On the Impact of Maximum Speed on the Power Density of Electromechanical Powertrains. *Vehicles*, 2(2):365–397, 2020. ISSN: 2624-8921. doi: 10.3390/vehicles2020020.
- [389] P. Barrass, S. Stover, und D. Fulton. Development and Optimization of Electric Drivetrains. *MTZ worldwide*, 81(12):16–23, 2020. doi: 10.1007/s38313-020-0303-x.
- [390] E. A. Grunditz, T. Thiringer, und N. Saadat. Acceleration, Drive Cycle Efficiency, and Cost Tradeoffs for Scaled Electric Vehicle Drive System. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 56(3):3020–3033, 2020. ISSN: 1939-9367. doi: 10.1109/TIA.2020.2976861.
- [391] The MathWorks, Inc. Optimization Toolbox: Lineare, quadratische, konische, ganzzahlige und

- nicht lineare Optimierungsprobleme lösen. online, . Link: <https://de.mathworks.com/products/optimization.html>. [Zugegriffen am: 01.03.2022].
- [392] Dynardo GmbH. ChangeLog: ANSYS optiSLang. Link: <https://www.dynardo.de/en/software/optislang/changelog-ansys-optislang.html>. [Zugegriffen am: 01.03.2022].
- [393] S. Guo, H. Zhao, Y. Wang, X. Yin, H. Qi, P. Li, und Z. Lin. A Design Technique of Traction Motor for Efficiency Improvement Based on Multiobjective Optimization. *World Electric Vehicle Journal*, 12(4):260, 2021. ISSN: 2032-6653. doi: 10.3390/wevj12040260.
- [394] B. Zhu, X. Wang, L. Luo, N. Zhang, und X. Liu. Influence of Lubricant Supply on Thermal and Efficient Performances of a Gear Reducer for Electric Vehicles. *Journal of Tribology*, 144(1):629, 2022. doi: 10.1115/1.4052681.
- [395] N. Riviere, M. Villani, und M. Popescu. Optimisation of a High Speed Copper Rotor Induction Motor for a Traction Application. In *IECON 2019 - 45th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Jahrgang: 1, Seiten: 2720–2725, 2019. doi: 10.1109/IECON.2019.8927627.
- [396] J. Godbehere, M. Popescu, und M. Michon. Optimization of an IPM Traction Motor considering the Electric Drive Unit System Requirements. In *2021 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, Seiten: 3667–3674, 2021. doi: 10.1109/ECCE47101.2021.9595930.
- [397] H. C. Schmid, M. Schroedl, und M. van Heyden. Design Space Analysis including experimental Verification for an electrical Machine based on a parametric and functional IPMSM Model. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Seite: 1, 2020. ISSN: 1557-9948. doi: 10.1109/TIE.2020.3013757.
- [398] X. Xu, J. Chen, Z. Lin, Y. Qiao, X. Chen, Y. Zhang, Y. Xu, und Y. Li. Optimization Design for the Planetary Gear Train of an Electric Vehicle under Uncertainties. *Actuators*, 11(2):49, 2022. ISSN: 2076-0825. doi: 10.3390/act11020049.
- [399] W. Du, S. Zhao, L. Jin, J. Gao, und Z. Zheng. Optimization design and performance comparison of different powertrains of electric vehicles. *Mechanism and Machine Theory*, 156:104143, 2021. ISSN: 0094114X. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104143.
- [400] M. Hirz, M. Hofstetter, und D. Lechleitner. Electric Propulsion Systems Design Supported by Multi-Objective Optimization Strategies. *Science & Technique*, 18(6):461–470, 2019. ISSN: 2414-0392. doi: 10.21122/2227-1031-2019-18-6-461-470.
- [401] M. Hofstetter, M. Hirz, M. Gintzel, und A. Schmidhofer. Multi-Objective System Design Synthesis for Electric Powertrain Development. In *2018 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*, Seiten: 286–292, 2018. doi: 10.1109/ITEC.2018.8450113.
- [402] M. Hofstetter, D. Lechleitner, und M. Hirz. System Cost Reduction by Electric Powertrain Design Optimization. In *CTI Symposium 2019*, Seiten: 226–235, Berlin, Heidelberg, 2021. Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-662-61515-7. doi: 10.1007/978-3-662-61515-7_21.
- [403] M. Hofstetter, D. Lechleitner, M. Hirz, M. Gintzel, und A. Schmidhofer. Multi-objective gearbox design optimization for xEV-axle drives under consideration of package restrictions. *Forschung im Ingenieurwesen*, 82(4):361–370, 2018. ISSN: 0015-7899. doi: 10.1007/s10010-018-0278-9.
- [404] G. Domingues. *Modeling, Optimization and Analysis of Electromobility Systems*. Dissertation, Lund University, Lund, Sweden, 2018. Link: <https://portal.research.lu.se/en/publications/modeling-optimization-and-analysis-of-electromobility-systems>. [Zugegriffen am: 19.02.2021].
- [405] M. Orner. *Nutzungsorientierte Auslegung des Antriebsstrangs und der Reichweite von Elektrofahrzeugen*. Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2017. Link: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-21724-2>. [Zugegriffen am: 11.01.2023].
- [406] The MathWorks, Inc. kmeans: k-means clustering. online, . Link: <https://de.mathworks.com/help/stats/kmeans.html>. [Zugegriffen am: 04.06.2022].
- [407] F. Duffner, M. Wentker, M. Greenwood, und J. Leker. Battery cost modeling: A review and directions for future research. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 127:109872, 2020. ISSN: 13640321. doi: 10.1016/j.rser.2020.109872.
- [408] F. Duffner, L. Mauler, M. Wentker, J. Leker, und M. Winter. Large-scale automotive battery cell manufacturing: Analyzing strategic and operational effects on manufacturing costs. *International Journal of Production Economics*, 232:107982, 2021. ISSN: 0925-5273. doi:

- 10.1016/j.ijpe.2020.107982.
- [409] L. Mauler, F. Duffner, W. G. Zeier, und J. Leker. Battery cost forecasting: a review of methods and results with an outlook to 2050. *Energy Environ. Sci.*, 14(9):4712–4739, 2021. ISSN: 1754-5692. doi: 10.1039/D1EE01530C.
- [410] M. Weiss, K. C. Cloos, und E. Helmers. Energy efficiency trade-offs in small to large electric vehicles. *Environmental Sciences Europe*, 32(1):46, 2020. ISSN: 2190-4715. doi: 10.1186/s12302-020-00307-8.
- [411] J. Blume. Stress am Rohstoffmarkt - Preiseinbruch zeigt Furcht vor Rezession. Link: <https://www.handelsblatt.com/finanzen/maerkte/devisen-rohstoffe/kupfer-oel-und-co-stress-am-rohstoffmarkt-preiseinbruch-zeigt-furcht-vor-rezession/28507358.html>. [Zugegriffen am: 05.08.2022].
- [412] P. K. Ozili. Global Economic Consequence of Russian Invasion of Ukraine, 20.04.2022. Link: <http://dx.doi.org/10.2139/ssrn.4064770>. [Zugegriffen am: 05.08.2022].
- [413] B. van der Merwe. Weekly data: War in Ukraine will leave commodity prices high for years to come, 04.05.2022. Link: <https://www.investmentmonitor.ai/special-focus/ukraine-crisis/war-ukraine-commodity-prices-high-impact>. [Zugegriffen am: 05.08.2022].
- [414] AUDI AG. Audi e-tron: Aerodynamik. online, Mai 2018. Link: https://audimediacenter-a.akamaihd.net/system/production/uploaded_files/13465/file/be66926db937e749ee45a88220addf66038a683f/PresseInformation_Audi_e-tron_Aerodynamik.pdf?1544010563. [Zugegriffen am: 02.08.2022].
- [415] Allgemeiner Deutscher Automobil-Club e.V. VW ID.3: Das Volks-Elektroauto im ADAC Test. online, 03.09.2021. Link: <https://www.adac.de/rund-ums-fahrzeug/autokatalog/markenmodelle/vw/vw-id-3/>. [Zugegriffen am: 02.08.2022].
- [416] Allgemeiner Deutscher Automobil-Club e.V. Audi e-tron quattro: So gut ist der Elektro-SUV. online, 27.01.2022. Link: <https://www.adac.de/rund-ums-fahrzeug/autokatalog/markenmodelle/audi/audi-e-tron-quattro/>. [Zugegriffen am: 02.08.2022].
- [417] S. Leichsenring. VW ID.3 enthüllt: Da ist sie, die Serienversion: Neues Logo, Bienenwaben-Muster und Augapfel-Optik bei den Scheinwerfern. online, 09.09.2019. Link: <https://de.motor1.com/news/369580/vw-id3-enthullt-serienversion/>. [Zugegriffen am: 02.08.2022].
- [418] G. M. Rocklage, G. Riehl, und R. Vogt. Requirements on New Components for Future Cooling Systems. In *Vehicle Thermal Management Systems Conference & Exposition*. SAE International, 2001. ISBN: 0148-7191. doi: 10.4271/2001-01-1767.
- [419] F. P. Incropera, D. DeWitt, T. L. Bergman, und A. S. Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, Inc, United States of America, 6. Auflage, 2006. ISBN: 978-0-471-45728-2.
- [420] E. Hering, R. Martin, J. Gutekunst, und J. Kempkes, Editoren. *Elektrotechnik und Elektronik für Maschinenbauer*. VDI-Buch. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 4. Auflage, 2018. ISBN: 978-3-662-57579-6. doi: 10.1007/978-3-662-57580-2.
- [421] T. Pfund. Effiziente Industrialisierung innovativer Elektromotoren und Leistungselektronik, 2022, Schaeffler Kolloquium 2022. Link: https://www.schaeffler.com/de/news-media/dates_events/kolloquium/digital_conference_book_2022/edrive/edrive.jsp. [Zugegriffen am: 13.07.2022].
- [422] H. Guo, X. He, J. Xu, W. Tian, X. Ding, L. Ju, und D. Li. Design and analysis of a novel hybrid cooling method of high-speed high-power permanent magnet assisted synchronous reluctance starter/generator in aviation applications. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2022. ISSN: 1000-9361. doi: 10.1016/j.cja.2022.08.017.
- [423] M. Heizenröther. *Das Stirnraddifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelladdifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2005. Link: <https://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss20060113-1237524841>. [Zugegriffen am: 24.10.2022].
- [424] A. Doleschel, K. Michaelis, und B.-R. Hoehn. Einfluss verschiedener Grundöle auf Reibung und Verlustleistung in Zahnradgetrieben, 2001, DGMK-Forschungsbericht 526.
- [425] A. Doleschel. Wirkungsgradtest: Vergleichende Beurteilung des Einflusses von Schmierstoffen

- auf den Wirkungsgrad bei Zahnradgetrieben, 2002, FVA Forschungsvorhaben Nr. 345.
- [426] T. Jurkschat. Verlustleistung von Stirnradverzahnungen: Experimentelle Untersuchung der Verlustleistung von Stirnradverzahnungen, 2017, FVA-Heft 1223.
- [427] A. Díez Ibarbia. *Estudio de la eficiencia y fenómenos disipativos de engranajes con correcciones de tallado y modificaciones del perfil*. Dissertation, Universidad de Cantabria, 2016. Link: <http://hdl.handle.net/10803/399914>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [428] M. M. Klein. *Zur Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2012. Link: <https://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-10120718-1097987-0-7>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [429] O. Kreil. *Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2008. Link: <https://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20080911-673417-1-0>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [430] L. Schlenk. *Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnradern*. Dissertation, Technische Universität München, München, 1994.
- [431] Internationale Organisation für Normung. Zahnradgetriebe - Wärmehaushalt - Teil 1: Berechnung von Zahnradgetrieben bei 95C Ölsumpftemperatur, 2001-07. Link: <https://www.beuth.de/de/technische-regel/iso-tr-14179-1/45076075>. [Zugegriffen am: 19.10.2022].
- [432] Internationale Organisation für Normung. Zahnradgetriebe - Wärmehaushalt - Teil 2: Thermische übertragbare Getriebeleistung, 2001-08. Link: <https://www.beuth.de/de/technische-regel/iso-tr-14179-2/45076802>. [Zugegriffen am: 19.10.2022].
- [433] M. Hammami. *Efficiency And Wear In Automotive Gear Transmissions*. Dissertation, University of Sfax, Sfax, 2017. Link: <https://repositorio-aberto.up.pt/handle/10216/111956>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [434] A. Wimmer. Vergleich Wirkungsgradtest: Vergleich der Wirkungsgradmessmethode nach VW und FVA und die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf Praxisgetriebe, 2006, Forschungsvorhaben Nr. 345/Ib.
- [435] M. Hammami, M. S. Abbes, R. Martins, J. H. O. Seabra, und M. Haddar. Power Losses in a Gearbox Lubricated with Axle Gear Oils. In N. Aifaoui, Z. Affi, M. S. Abbes, L. Walha, M. Haddar, L. Romdhane, A. Benamara, M. Chouchane, und F. Chaari, Editoren, *Design and Modeling of Mechanical Systems - IV*, Seiten: 249–260, Cham, 2020. Springer International Publishing. ISBN: 978-3-030-27146-6. doi: 10.1007/978-3-030-27146-6_27.
- [436] T. Frühe. *Berechnung und Minimierung der Zahnfußspannung von Standard- und LowLoss-Verzahnungen*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2012. Link: <https://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20120601-1083583-1-4>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [437] C. Changenet, G. Leprince, F. Ville, und P. Velex. A Note on Flow Regimes and Churning Loss Modeling. *Journal of Mechanical Design*, 133(12), 2011. ISSN: 1050-0472. doi: 10.1115/1.4005330.
- [438] C. Changenet und P. Velex. Housing Influence on Churning Losses in Geared Transmissions. *Journal of Mechanical Design*, 130(6), 2008. ISSN: 1050-0472. doi: 10.1115/1.2900714.
- [439] W. Mauz. Zahnrad schmierung - Leerlaufverluste: Hydraulische Verluste bei Tauch- und Einspritzschmierung von Zahnradgetrieben, 1985, FVA Forschungsvorhaben Nr. 44/III.
- [440] J. Maurer. Ventilationsverluste: Leerlaufverluste schnelllaufender Stirnradgetriebe, 1994, FVA Forschungsvorhaben Nr. 44/VI.
- [441] J.-B. Boni, A. Neurouth, C. Changenet, und F. Ville. Experimental investigations on churning power losses generated in a planetary gear set. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 11(6), 2017. doi: 10.1299/jamdsm.2017jamdsm0079.
- [442] J.-B. Boni, C. Changenet, und F. Ville. A Model for Predicting Churning Losses in Planetary Gears, 2019. Link: <https://www.powertransmission.com/articles/1220-a-model-for-predicting-churning-losses-in-planetary-gears>. [Zugegriffen am: 11.01.2023].
- [443] J.-B. Boni. *Modélisation thermique d'un train épicycloïdal lubrifié par barbotage*. Dissertation, INSA de Lyon, Lyon, France, 2020. Link: <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-03078501>.

- [Zugegriffen am: 11.01.2023].
- [444] J.-B. Boni, C. Chagnenet, und F. Ville. Analysis of Flow Regimes and Associated Sources of Dissipation in Splash Lubricated Planetary Gear Sets. *Journal of Tribology*, 143(11), 2021. ISSN: 0742-4787. doi: 10.1115/1.4051389.
- [445] T. Engelke. *Reibverhalten von RWDR Einfluss der Elastomer-Schmierstoff-Kombination auf das Betriebsverhalten von Radialwellendichtringen*. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, Hannover, 2011. Link: <https://doi.org/10.15488/7613>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [446] G. Leprince. *Pertes mécaniques par frottement et lubrification dans une boîte de vitesses*. Dissertation, INSA de Lyon, Lyon, France, 2012. Link: <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00708752/>. [Zugegriffen am: 11.01.2023].
- [447] P. Walter. Grenzen der Tauchschmierung, Ölplanschverluste bei Tauchschmierung und Öleinspritzten in den Zahneingriff: Literaturrecherche und -auswertung, 1979, FVA Forschungsvorhaben Nr. 44.
- [448] T. A. Harris und M. N. Kotzalas. *Essential Concepts of Bearing Technology*. CRC Press, Boca Raton, 5. Auflage, 2006. ISBN: 9780429123351. doi: 10.1201/9781420006599.
- [449] T. A. Harris und M. N. Kotzalas. *Advanced Concepts of Bearing Technology: Rolling Bearing Analysis*. CRC Press, Boca Raton, 5. Auflage, 2006. ISBN: 9780429123344. doi: 10.1201/9781420006582.
- [450] C. M. d. C. G. Fernandes. *Power loss in rolling bearings and gears lubricated with wind turbine gear oils*. Dissertation, Universidade do Porto, Porto, 2015. Link: <https://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/78594/2/34674.pdf>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [451] Fernandes, Carlos M. C. G., P. M. Marques, R. C. Martins, und J. H. Seabra. Gearbox power loss. Part I: Losses in rolling bearings. *Tribology International*, 88(4):298–308, 2015. ISSN: 0301679X. doi: 10.1016/j.triboint.2014.11.017.
- [452] M. Hammami, R. Martins, C. Fernandes, J. Seabra, M. S. Abbes, und M. Haddar. Friction torque in rolling bearings lubricated with axle gear oils. *Tribology International*, 119(5):419–435, 2018. ISSN: 0301679X. doi: 10.1016/j.triboint.2017.11.018.
- [453] J. A. Cruz, P. M. Marques, J. H. Seabra, und R. C. Martins. Tandem tapered roller bearings no-load torque loss in a rear axle gear transmission. *Tribology International*, 157:106876, 2021. ISSN: 0301679X. doi: 10.1016/j.triboint.2021.106876.
- [454] Statista.de. Jährliche Entwicklung des Wechselkurses des Euro gegenüber dem US-Dollar von 1999 bis 2020: (in US-Dollar). Link: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/200194/umfrage/wechselkurs-des-euro-gegenueber-dem-us-dollar-seit-2001/>. [Zugegriffen am: 15.12.2021].
- [455] S. Kalt, J. Erhard, und M. Lienkamp. Electric Machine Design Tool for Permanent Magnet Synchronous Machines and Induction Machines. *Machines*, 8(1):15, 2020. ISSN: 2075-1702. doi: 10.3390/machines8010015.
- [456] B. Zhang, J. Deng, W. Wang, L. Li, Z. Wang, S. Wang, und G. Guidi. Multi-Objective Thermal Optimization Based on Improved Analytical Thermal Models of a 30 kW IPT System for EVs. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Seite: 1, 2022. ISSN: 2372-2088. doi: 10.1109/TTE.2022.3175806.
- [457] C. Buratti. Indoor Noise Reduction Index with an open window (Part II). *Applied Acoustics*, 67(5):383–401, 2006. ISSN: 0003-682X. doi: 10.1016/j.apacoust.2005.07.006.
- [458] S. Quoilin, S. Declaye, B. F. Tchanche, und V. Lemort. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 31(14):2885–2893, 2011. ISSN: 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.05.014.
- [459] Z. Tian, B. Gu, W. Gao, und Y. Zhang. Performance evaluation of an electric vehicle thermal management system with waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 169:114976, 2020. ISSN: 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.114976.
- [460] P. Fyhr. *Electromobility: Materials and Manufacturing Economics*. Dissertation, Lund University, Lund, Sweden, 2018. Link: <https://lup.lub.lu.se/search/files/43098500/electromobilityMaterialsAndManufacturingEcon.pdf>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [461] G. Boothroyd, Editor. *Product Design for Manufacture and Assembly*. Manufacturing Enginee-

ring and Materials Processing. CRC Press, Boca Raton, 3. Auflage, 2010. ISBN: 9780429142963. doi: 10.1201/9781420089288.

- [462] M. Kreuzer. Porsche Taycan VS Tesla ist wie Android VS Apple ?, 05.09.2019. Link: <https://markkreuzer.de/blog/porsche-taycan-vs-tesla-ist-wie-android-vs-apple/>. [Zugegriffen am: 15.12.2021].
- [463] J. H. Olsson und J. Lundborg. *Transmission Modeling for Optimization of Electric Powertrains*. Masterarbeit, Lund University, Lund, Sweden, 2021. Link: <https://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile&recordOID=9054193&fileOID=9054200>. [Zugegriffen am: 12.01.2023].
- [464] G. C. Mechler. *Manufacturing and Cost Analysis for Aluminum and Copper Die Cast Induction Motors for GM's Powertrain and R&D Divisions*. Masterarbeit, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 2009. Link: https://mssl.mit.edu/sites/default/files/pdf_docs/Mechler_GC-thesis.pdf. [Zugegriffen am: 12.01.2023].

