

Verteilung von Kühlelementen in flüssiggekühlten elektrischen Maschinen für den Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
angenommene

DISSERTATION

von

Ellenrieder Christoph, M.Sc.

Tag der mündlichen Prüfung: 24. Juli 2025

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Benedikt Reick

Kurzfassung

Die Elektrifizierung mobiler Arbeitsmaschinen erfordert elektrische Maschinen mit kompakter Bauform und hoher thermischer Belastbarkeit. Konventionelle Kühlkonzepte wie spiralförmige Wassermäntel führen jedoch zu ungleichmäßigen Temperaturverteilungen und lokalen Hotspots an der Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel, die die Leistungsfähigkeit begrenzen.

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer analytisch gestützten Methode zur gezielten Verteilung diskreter Kühlelemente (Pin-Fins) innerhalb des Kühlkanals. Grundlage bildet ein thermisches Mehrknotenmodell (LPTM) mit axialer Segmentierung, das auf Basis von orts- und zeitaufgelösten Verlustprofilen die Wärmeströme an der thermischen Schnittstelle detailliert beschreibt. Diese werden aus typischen Betriebspunkten zweier exemplarischer mobiler Anwendungen – eines hybridisierten Baggers und eines elektrifizierten Mehrzwecktransporters – gewonnen.

Die berechneten Wärmeströme dienen als Basis zur Bestimmung einer bedarfsgerechten Dichteverteilung der Kühlelemente entlang der axialen Richtung. Die resultierenden Kühlelementverteilungen werden im Vergleich zu einem konventionellen Kühlspiraldesign ($\Delta T = 20,2 \text{ K}$, $T_{max} = 80,2 \text{ °C}$) mittels CFD validiert. Dabei zeigt sich, dass sich die maximale Schnittstellentemperatur um bis zu 18 K reduzieren lässt und der Temperaturgradient um bis zu 9,6 K. Der dabei entstehende Druckverlust bleibt mit 600 bis 800 Pa vergleichbar zum Referenzdesign.

Die vorgeschlagene Methode erlaubt somit eine effektive und rechenzeiteffiziente thermische Optimierung von EM für den mobilen Einsatz – ohne den Aufwand generativer Topologieoptimierungen. Sie liefert einen systematischen Beitrag zur Steigerung der thermischen Ausnutzung und der realisierbaren Leistungsdichte elektrischer Maschinen in mobilen Arbeitsmaschinen.

Abstract

The electrification of mobile machines requires electrical machines (EM) with a compact design and high thermal load capacity. However, conventional cooling concepts such as spiral water jackets lead to uneven temperature distributions and local hotspots at the interface between the stator and the cooling jacket, which limit performance.

The aim of this work is to develop an analytically supported method for the targeted distribution of discrete cooling structures (pin fins) within the cooling channel. The basis is a lumped parameter thermal model (LPTM) with axial segmentation, which describes the heat flows at the thermal interface in detail on the basis of spatially and time-resolved loss profiles. These are obtained from typical operating points of two exemplary mobile applications - a hybridized excavator and an electrified multi-purpose transporter.

The calculated heat flows serve as the basis for determining a demand-oriented density distribution of the cooling structures along the axial direction. The resulting cooling structure distributions are validated using CFD in comparison to a conventional cooling spiral design ($\Delta T = 20,2 \text{ K}$, $T_{max} = 80,2 \text{ }^\circ\text{C}$). This shows that the maximum interface temperature can be reduced by up to 18 K and the temperature gradient by up to 9,6 K. The resulting pressure loss remains comparable to the reference design at 600 bis 800 Pa.

The proposed method thus allows an effective and computationally efficient thermal optimization of EM for mobile use - without the effort of generative topology optimizations. It makes a systematic contribution to increasing the thermal utilization and the achievable power density of electrical machines in mobile machines.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit am Institut für Elektromobilität (IEM) der Hochschule Ravensburg-Weingarten sowie am Institut für Fahrzeugsystemtechnik – Teilinstitut für Mobile Arbeitsmaschinen – des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Mein besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer vom KIT für die Möglichkeit zur Promotion sowie für die stets konstruktiven Anmerkungen und inspirierenden Impulse, die mich auf neue Wege geführt und meine Arbeit bereichert haben.

Prof. Dr.-Ing. Benedikt Reick vom Institut für Elektromobilität der Hochschule Ravensburg-Weingarten danke ich herzlich,–,nicht nur für die intensiven fachlichen Diskussionen zu den Kernaspekten dieser Arbeit, sondern vor allem für seine Initiative und kontinuierliche Unterstützung, die mir den Weg zur Promotion überhaupt erst eröffnet haben: durch die Verbindung zum KIT, die Stelle an der RWU sowie das exzellente und motivierende Arbeitsumfeld, das er geschaffen hat.

Prof. Dr.-Ing. André Kaufmann danke ich für die fachliche Begleitung bei den thermischen Materialuntersuchungen sowie für zahlreiche wertvolle Impulse zur Thermodynamik – insbesondere im Kontext der thermischen Modellierung.

Ein herzliches Dankeschön geht an alle Kolleginnen und Kollegen des IEM, mit denen ich nicht nur eine tolle und intensive Zeit erleben durfte und von denen ich vieles lernen konnte – in euch habe ich Freunde gefunden. Besonders Marius Miller danke ich für die Freundschaft, die sich in dieser Zeit entwickelt hat, und für den offenen, vertrauensvollen Austausch – sowohl in fachlichen Fragen als auch im Privaten.

Meinen Eltern und ihren Partnern danke ich für ihre seelische, moralische und finanzielle Unterstützung – ohne euch wäre dieser Weg so nicht möglich gewesen.

Zu guter Letzt danke ich der wichtigsten Person in meinem Leben – Sarah Weiß. Ohne dich hätte ich diesen Weg vermutlich nie eingeschlagen, und ohne dich wäre ich ihn sicher nicht so weit gegangen. Danke für all deine Unterstützung, fürs Mitgehen, Mittragen und Dasein – auf diesem schönen, vor allem zum Ende hin auch anstrengenden gemeinsamen Weg.

„Excellence is not the absence of errors, but constant improvement.“

Thomas Zurbuchen

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungs- und Formelverzeichnis	ix
1 Einleitung	1
1.1 Elektrische Antriebe in mobilen Arbeitsmaschinen	1
1.2 Motivation und Zielsetzung	3
1.3 Aufbau der Arbeit	4
2 Stand der Technik und Forschung	5
2.1 Elektrifizierung in mobilen Arbeitsmaschinen	5
2.1.1 Elektrifizierung in landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen	6
2.1.2 Elektrifizierung in Baumaschinen	7
2.1.3 Anforderungen elektrischer mobiler Arbeitsmaschinen an elektrische Maschinen	8
2.2 Grundlage elektrischer Maschinen für den mobilen Einsatz	11
2.2.1 Grundprinzip der elektromagnetischen Energiewandlung	12
2.2.2 Aufbau einer elektrischen Maschine	14
2.2.3 Verluste Elektrischer Maschinen	16
2.3 Kühlung elektrischer Maschinen	19
2.3.1 Thermische Modellierung von elektrischen Maschinen	19
2.3.2 Kühlung durch erzwungene Konvektion im Kühlmantel	25
2.3.3 Flüssigkühlung in Industrie und Forschung	28
2.4 Diskrete Kühlelemente zur Nutzung in Kühlkanälen	32
3 Problemstellung und Forschungsfragen	35
4 Modelle zur Nutzung in der Methode	37
4.1 Fahrzeugmodelle elektrifizierter Arbeitsmaschinen	37
4.1.1 Mehrzwecktransporter mit ECVT	38
4.1.2 Hybridisiertes Baggermodell	42
4.2 Elektromotormodellierung	44
4.3 CFD-Berechnung des Referenzwassermantels	48
5 Methode zur Verteilung von Kühlelementen in Kühlkanälen	53
5.1 Voruntersuchungen anhand eines planaren Prüfstandes	53
5.2 Methodisches Vorgehen zur Kühlelementverteilung	58
5.3 Definition der Gehäuse- und Kühlkanalgeometrie	60
5.4 Axial segmentiertes thermisches Lumped-Parameter Modell	63
5.5 Kühlelementverteilungsmodell	69
6 Anwendung und Untersuchung der Methode	73

6.1	Verifikation des LPTM	73
6.2	Anwendung der Methode	76
6.2.1	Kühlelementverteilung für statische Lastfälle	76
6.2.2	Untersuchung der Kühlelementverteilung am hybridisierten Mehrzwecktransporter	80
6.2.3	Untersuchung der Kühlelementverteilung am hybridisierten Baggermodell	84
6.3	Einflüsse auf die Methode zur Kühlelementverteilung	87
6.3.1	Segmentierung des LPTM	87
6.3.2	Gehäusemodellierung	90
6.3.3	Kühlmittelvolumenstrom	92
7	Bewertung der Methode	95
7.1	Validierung mittels CFD-Berechnungen	95
7.1.1	Referenzfälle	95
7.1.2	Validierung der methodischen Kühlelementverteilung	97
7.2	Bewertung der Methode	99
7.2.1	Fahrzeugmodellierung	99
7.2.2	Elektromotormodell	100
7.2.3	Thermisches Lumped-Parameter-Modell	100
7.2.4	Kühlelementverteilungsmodell	102
7.2.5	Generatives Design-Modell	104
7.3	Bewertung und Ausblick	104
8	Zusammenfassung	107
	Literaturverzeichnis	117
A	Materialwerte für EOS CX und AL7075	133
B	Geometrische Parameter der E-Maschinenauslegung	135
C	Drehzahl- und Drehmomentprofile der elektrischen Maschine des Mehrzweck-transportermodell mit eCVT	137
D	Drehzahl- und Drehmomentprofile der elektrischen Maschine des hybridisierten Bagger-Modells	139

Abkürzungs- und Formelverzeichnis

Allgemeine Abkürzungen

ASM	Asynchronmaschine
AC	Alternating Current - Wechselstrom
CVT	Continuously Variable Transmission
COG	Center of Gravity - Schwerpunkt
DC	Direct Current - Gleichstrom
EM	Elektrische Maschine
FEM	Finite Elemente Methode
DLG	Deutsche Landwirtschafts Gesellschaft
JCMA	Japan Construction Mechanization Association
Mobima	Mobile Arbeitsmaschine
NRMM	Non Road Mobile Machinery
VM	Verbrennungsmotor
ROI	Return on Invest
rPSM	Reluktanzbehafete Permanenterregte Synchronmaschine
PSM	Permanenterregte Synchronmaschine
DUT	Device Under Test - Prüfling
PG	Planetengetriebe
PTO	Power Take Off - Zapfwellenantrieb

Zusätzliche Abkürzungen in Indizes

A	Oberfläche
Fe	Eisen
G	Gehäuse
Ges	Gesamt
int	Interface - Schnittstelle
K	Kühlung
KS	Kühlstruktur
R	Rotor
S	Stator
WK	Wickelkopf
max, min	Maximum, Minimum
nenn	Nennpunkt
V	Verlust
Vg	Verguss

Formelzeichen

x, X	Skalar	\tilde{x}, \tilde{X}	normiert	\bar{x}, \bar{X}	gemittelt
Zeichen	Bedeutung				Einheit
a_θ	Abstandsparameter der Pin-Fins in radialer Richtung				m
a_z	Abstandsparameter der Pin-Fins in z -Richtung				m
A	Strombelag				A/m
A	Oberfläche				m ²
a	Temperaturleitfähigkeit / Diffusivität				m ² /s
AKE	Anzahl der Kühlelemente in einem Segment				1
b	Breite				m
B	Magnetische Flussdichte				T
B_r	Magnetische Remanenz				T
C	Esson'sche Leistungsziffer				V _{Amin} /m ³
C_X	Wärmekapazität von Knoten oder Material X				J/K
c_p	Spezifische Wärmekapazität				kJ/(kgK)
$d_{R,a}$	Außendurchmesser Rotor				m
$d_{S,a}$	Außendurchmesser Stator				m
$d_{S,i}$	Innendurchmesser Stator				m
d_i	Innendurchmesser / Luftspaltdurchmesser				m
d_H	hydraulischer Durchmesser				m
DKE	Dichte der Kühlelemente				1/m ²
De	Dean-Zahl				–
f	Frequenz				Hz
f_R	Reibungskoeffizient				–
f_{De}	Dean Reibungskoeffizient				–
F	Kraft				N
H	Magnetfeld				A/m
I	Strom				A
k	Anzahl an Windungen				–
l	Länge				m
l_{Fe}	Aktive Eisenlänge				m
M	Drehmoment				Nm
m	Masse				kg
n	Drehzahl				1/s
Nu	Nusselt-Zahl				–
p	Druck				Pa
P	Leistung				W
P_V	Verlustleistung				W
Pr	Prandtl-Zahl				–
$P_{V,X}$	Verluste der Komponente X				kW
R	Widerstand (elektrisch)				Ω
R	Widerstand (thermisch)				K/W
R_{K1-K2}	Thermischer Widerstand zwischen Knoten1 und Knoten2				K/W

Zeichen	Bedeutung	Einheit
r	Radius	m
Re	Reynolds-Zahl	–
s_n	Drehzahlspreizung	–
s	Spaltabstand/Kanalhöhe	m
t	Zeit	s
T	Temperatur	°C
U	Spannung	V
$v_{R,max}$	Maximale Umfangsgeschwindigkeit Rotor	m/s
v	Geschwindigkeit	m/s
w	Kanalbreite	m
V_X	Volumen des Körpers X	m ³
z_C	Leiteranzahl	–
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s

Griechische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² K)
η	Wirkungsgrad	–
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
ρ	Dichte	kg/(m ³)
ϑ_X	Temperaturreandbedingung an der Stelle X	K
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m · K)
ν	Kinematische Viskosität	m ² /s
ω	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
Φ	Magnetischer Fluss	Wb
φ	Verhältnisparameter der Pin-Fins	–
σ	Drehschub	kN/m ²

1 Einleitung

Mobile Arbeitsmaschinen sind zentrale Maschinen in der modernen Land- und Bauwirtschaft. Sie zeichnen sich dadurch aus, dass sie spezifische Arbeitsaufgaben ausführen, über einen Fahrtrieb zur Fortbewegung verfügen und einen erheblichen Anteil der verfügbaren Energie für die Arbeitsfunktionen nutzen [Gei20]. Diese Merkmale gelten unabhängig von der jeweiligen Antriebsart. Wichtige Punkte für Arbeitsmaschinen sind dabei, dass diese die Arbeitsaufgaben mit

- **hoher Produktivität** und Effizienz erfüllen. Ermöglicht ein Antrieb eine höhere Produktivität, ist auch eine geringere Energieeffizienz hinnehmbar, wenn diese dafür sorgt, dass die
- **Wirtschaftlichkeit** gegeben ist, also die Arbeitskosten wettbewerbsfähig sind und die Maschine wirtschaftlich betreibbar ist. Ein weiterer Punkt ist die
- **Wartbarkeit**, als auch die **Zuverlässigkeit**, die gegeben sein muss, um eine hohe Verfügbarkeit zu gewährleisten. Dies zeigt sich insbesondere bei Landmaschinen während der Erntephase, in welcher ein Maschinenausfall einem teilweisen oder kompletten Ernteausfall gleich kommen kann. Ein weiterer aber nicht zu vernachlässigender Faktor ist zudem die
- **Einhaltung von Normen und Gesetzen**, die z.B. Lärm- und Emissionsgrenzwerte regulieren. Strengere Vorgaben können den Einsatz erheblich einschränken, etwa durch die geplante Ausweitung der NO_x und HC-Werte der Stufe V auf Motoren ab 19 kW nach der EU-Verordnung 1628/2016 für *Non Road Mobile Machinery* (NRMM) [HHK⁺23].

Ein vielversprechender Ansatz zur Erfüllung dieser Anforderungen ist die Elektrifizierung von Arbeitsmaschinen, welche mit dem Leitmotiv „Der Weg zur Null-Emission“ der *bauma 2022*¹ im Einklang steht [Pat22]. Wie in [Gei20] beschrieben, gehört die Elektrifizierung im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen derzeit zu den zentralen Entwicklungen. Fortschritte in der Batterietechnologie sowie die verbesserte Integration elektrischer Antriebe in bestehende Maschinenarchitekturen ermöglichen höhere Energieeffizienz, eine Reduktion der Lärmemissionen und eine präzisere Steuerung einzelner Antriebs-einheiten [Sti19, OGS11, BOWG13, Ber15, WHB19].

1.1 Elektrische Antriebe in mobilen Arbeitsmaschinen

Die Elektrifizierung in mobilen Arbeitsmaschinen ist oft systemisch getrieben [OLdS23]. Anforderungen werden auf Basis bestehender Fahrzeugkonzepte definiert und häufig auf wenige Hauptparameter wie maximale Leistung P_{max} , Maximalmoment M_{max} und Drehzahlspannung s_n beschränkt. Eine systematische Untersuchung der eingesetzten elektrischen Maschinen ist daher essenziell [RWGB16].

Herausforderungen ergeben sich aus dem begrenzten Einbauraum und der hohen Leistungsdichte derzeitig verwendeter hydraulischer Komponenten, sodass ein einfacher Austausch gegen elektrische Antriebe oft nicht möglich ist [Hec15]. Zudem entstehen bei der elektrischen Energieumwandlung Verluste,

¹ Weltleitmesse für Baumaschinen, Baustoffmaschinen, Bergbaumaschinen, Baufahrzeuge und Baugeräte

die – anders als bei hydraulischen Komponenten – nicht durch die Hydraulikflüssigkeit abgeführt werden können. Daher erfordert die Integration elektrischer Antriebe eine Betrachtung der Einbausituation und Umgebungsbedingungen, um eine effektive Kühlung zu gewährleisten [ERG21].

Abbildung 1.1 veranschaulicht die möglichen Einbauszenarien elektrischer Antriebe in einem Traktor. Dazu gehören der direkte Einsatz im Antriebsstrang (1), die Versorgung von Nebenaggregaten (2) sowie die Nutzung als Zapfwellenantrieb (PTO) (3), um externe Arbeitsgeräte mit Energie zu versorgen. Darüber hinaus können elektrische Antriebe für spezifische Arbeitsfunktionen (4) direkt im Fahrzeug integriert, über Schnittstellen zur Versorgung von Front- (5) und Heckanbaugeräten (6) genutzt oder in diesen verbaut sein.

Aufgrund der geringen Fahrgeschwindigkeiten in mobilen Arbeitsmaschinen ist die resultierende Anströmgeschwindigkeit v_{Luft} eine zentrale Randbedingung für die Kühlung elektrischer Komponenten. Diese geringe Relativgeschwindigkeit führt zu einer reduzierten Wärmeabfuhr durch natürliche Konvektion. Zusätzlich treten insbesondere im unteren Fahrzeugbereich erhebliche Verschmutzungen auf, die den Luftstrom behindern und dadurch die Kühlleistung weiter verringern. Luftkühlungen – auch bei Einsatz aktiver Lüfter – sind daher in der Praxis oft ineffizient und wartungsintensiv [Fei13]. Tabelle 1.1 zeigt eine vereinfachte Nutzwertanalyse verschiedener Kühlkonzepte nach [Eps20] und verdeutlicht die Einschränkungen von Luftkühlungen sowie die Vorteile gekapselter und flüssiggekühlter Maschinen im mobilen Einsatz.

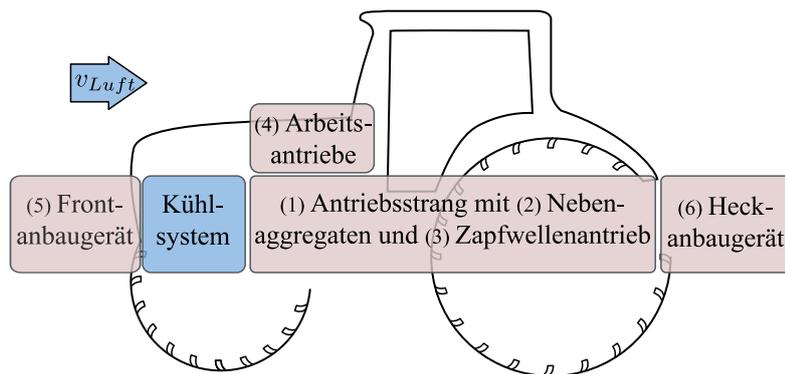


Abbildung 1.1: Einbausituation von Antrieben am Beispiel eines Traktors

Moderne Kühlvarianten, wie die Direktkühlung in der Wicklung oder die Sprühnebelkühlung mit Öl, ermöglichen eine deutlich höhere thermische Leistungsfähigkeit [LKW⁺20]. Allerdings sind diese Systeme sowohl in der Entwicklung als auch in der praktischen Umsetzung mit hohen Kosten verbunden und erfordern eine aufwendige Systemintegration [Dre20].

Ein bewährter Kompromiss zwischen Leistungsdichte, Verschmutzungsresistenz und Kosten ist die Wassermantelkühlung. Diese erlaubt eine effiziente Wärmeableitung und kann in bestehende Auslegungen elektrischer Maschinen integriert werden, ohne dass umfangreiche konstruktive Anpassungen erforderlich sind. Daher werden in mobilen Arbeitsmaschinen oftmals wassergekühlte elektrische Maschinen eingesetzt [Zhi19, ERG21].

Tabelle 1.1: Vergleich der Kühlkonfigurationen nach verschiedenen Kriterien in Anlehnung an [Eps20]

Kühlart	Ver- schmutzung	Leistungs- dichte	Entwicklungs- aufwand	Nutzung mit bestehender EM	Kosten	Wartungs- aufwand
Passive Luftkühlung	--	--	++	++	++	++
Aktive Luftkühlung	--	-	+	-	+	+
Wasser- mantelkühlung	+	o	+	++	o	+
Direktkühlung	+	++	--	--	--	+
Sprühnebel- kühlung	o	+	--	-	-	o

1.2 Motivation und Zielsetzung

Während die Elektrifizierung von mobilen Arbeitsmaschinen zahlreiche Vorteile hinsichtlich Energieeffizienz und Emissionen bietet, stellt die gezielte Abfuhr der entstehenden Wärme aus elektrischen Maschinen eine zentrale Herausforderung dar. Im Fokus dieser Arbeit steht insbesondere die thermische Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel, da sich dort kritische Temperaturüberhöhungen ausbilden können, welche die thermische Belastbarkeit und damit die Leistungsfähigkeit der elektrischen Maschine begrenzen [Stö16].

Eine typische Umsetzung einer Wasserkühlung ist die in Abbildung 1.2 a) dargestellte Kühlschleife. Das Kühlmedium tritt mit einer Temperatur T_{Ein} auf der linken Seite in den Kühlmantel ein, umströmt die elektrische Maschine radial entlang der Kühlkanäle und verlässt diesen auf der rechten Seite mit der Temperatur T_{Aus} . Dabei nimmt es die durch die Verluste der elektrischen Maschine erzeugte Wärme auf und erwärmt sich kontinuierlich entlang des Strömungsweges.

Dies führt zu einer ungleichmäßigen Wärmeabfuhr, insbesondere an der thermischen Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel, die in dieser Arbeit als zentrale Referenzgröße betrachtet wird. Die in Abbildung 1.2 b) dargestellte Temperaturverteilung zeigt eine maximale Temperaturdifferenz von 20 K entlang der gesamten Länge dieser Kontaktfläche.

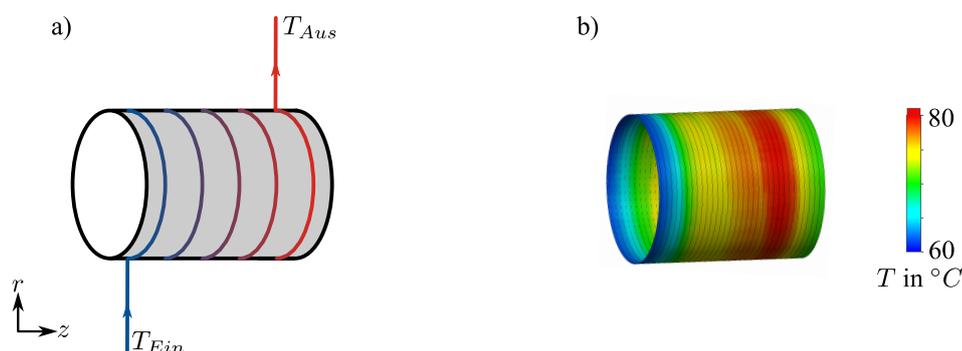


Abbildung 1.2: Beispiel zur Temperaturverteilung eines gängigen Kühlmanteldesigns. a) Kühlschleife mit unidirektionalem Kühlmittelstrom. b) Temperaturverteilung an der thermischen Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel (Kontaktfläche), mit deutlich erkennbaren Hotspots infolge axialer Temperaturzunahme.

Diese lokal ausgeprägten Hotspots an der Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel werden ebenfalls in [Küh18] und [HPNE13] beschrieben. Konventionelle Kühlsysteme, wie einfache Wassermantelkühlungen, können diese Temperaturspitzen nicht gezielt reduzieren, da sie auf einen unidirektionalen Kühlmittelstrom ausgelegt sind und über den gesamten Kanalverlauf eine gleichmäßige Geometrie aufweisen [AWG⁺19].

Im Rahmen dieser Arbeit wird daher untersucht, wie durch die gezielte Platzierung von Kühlelementen innerhalb eines Kühlkanals die Temperaturverteilung – und damit insbesondere die Schnittstellentemperatur – verbessert werden kann. Hierzu wird eine Methode entwickelt, die auf Basis von Last- und Arbeitszyklen orts aufgelöste Wärmestromprofile $\dot{Q}(r, \theta, z, t)$ generiert, um Kühlelemente bedarfsgerecht zu platzieren. Diese Methode wird an zwei exemplarischen mobilen Arbeitsmaschinen untersucht und die resultierenden Kühlelementverteilungen mittels CFD-Simulationen validiert.

1.3 Aufbau der Arbeit

Zunächst werden in Kapitel 2 die Grundlagen der Elektrifizierung in mobilen Arbeitsmaschinen sowie relevante Aspekte zu elektrischen Maschinen und deren Kühlung behandelt. Hierbei werden verfügbare Kühltechnologien sowie spezifische Herausforderungen, insbesondere im Hinblick auf thermische Randbedingungen, betrachtet.

Auf diesen Erkenntnissen aufbauend wird in Kapitel 3 die Problemstellung formuliert und die Forschungsfragen definiert, welche den Rahmen dieser Arbeit vorgeben. Ein besonderer Fokus liegt dabei auf der Verteilung der Kühlelemente und deren Einfluss auf die thermische Performance von elektrischen Maschinen.

Im Anschluss erfolgt in Kapitel 4 die Modellierung zweier mobilen Arbeitsmaschinen, die als Basis für die methodische Entwicklung dienen. Diese Fahrzeugmodelle ermöglichen die Ableitung praxisnaher Lastprofile für die thermische Analyse von elektrischen Maschinen.

Die Entwicklung einer Methode zur gezielten Platzierung von Kühlelementen wird in Kapitel 5 beschrieben. Es wird ein axial segmentiertes thermisches Mehrknotenmodell (LPTM) entwickelt, um Wärmeströme innerhalb der elektrischen Maschine detailliert abzubilden. Anschließend wird eine Berechnungsvorschrift zur Kühlelementverteilung implementiert, welche auf ortsabhängigen Wärmeströmen basiert.

Die Untersuchung der Kühlelementverteilung erfolgt in Kapitel 6. Zunächst wird die Methode in Kapitel 6.2.1 für orts aufgelöste Wärmeströme anhand des Dauerleistungspunktes einer elektrischen Maschine analysiert. Anschließend wird in den Kapiteln 6.2.2 und 6.2.3 eine Erweiterung auf kombinierte Orts- und Zeitaufösungen vorgenommen. Ergänzend werden in Kapitel 6.3 verschiedene Einflussgrößen auf die Kühlelementverteilung untersucht.

Abschließend erfolgt in Kapitel 7 eine Validierung der Ergebnisse mittels CFD-Berechnungen. Diese dienen der Bewertung der entwickelten Methode hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit und Wirksamkeit zur Optimierung der thermischen Betriebsbedingungen in flüssig gekühlten elektrischen Maschinen.

2 Stand der Technik und Forschung

In diesem Kapitel erfolgt ein Einblick in die Elektrifizierung von mobilen Arbeitsmaschinen (Mobima). Hierzu wird in Kapitel 2.1 die Elektrifizierung von Mobima mit besonderem Fokus auf die batterieelektrische Primärenergieversorgung behandelt. Anhand ausgewählter am Markt verfügbarer Mobimas werden die spezifischen Anforderungen an elektrische Maschinen (EM) für den mobilen Einsatz analysiert und abgeleitet.

Die Grundlagen zu den eingesetzten EM werden in Kapitel 2.2 beschrieben. Dies umfasst das Grundprinzip, sowie deren Aufbau. Die für die thermische Modellierung erforderlichen Verluste der EM werden detailliert betrachtet, um ihre Abhängigkeit vom Betriebspunkt aufzuzeigen. Diese Grundlagen sind essenziell für die spätere Modellierung des thermischen Verhaltens.

Die Kühlung von EM behandelt Kapitel 2.3. Hierbei liegt der Fokus auf Hochleistungsantrieben im mobilen Einsatz. Da in Mobima oft durch kleine Luftanströmgeschwindigkeiten v_{Luft} keine ausreichende natürliche Konvektion vorhanden ist, liegt der Schwerpunkt auf der Kühlung durch erzwungene Konvektion mit Wasser. Verschiedene Kühlmethoden werden hinsichtlich ihrer Komplexität und technologischen Umsetzung verglichen.

Abschließend erfolgt in Kapitel 2.4 eine Analyse zur Auswahl geeigneter Kühlelemente, die in Kühlkanälen platziert werden können. Dabei werden thermische Anforderungen und strömungsmechanische Aspekte berücksichtigt, um eine möglichst effiziente Wärmeabfuhr sicherzustellen.

2.1 Elektrifizierung in mobilen Arbeitsmaschinen

Die Elektrifizierung von Mobima bietet zahlreiche Vorteile, ist jedoch weiterhin mit Herausforderungen verbunden. Nach [OLdS23] stellen insbesondere die mangelnde Ladeinfrastruktur sowie die hohen Investitionskosten infolge teurer Energiespeicher wesentliche Hemmnisse für den Einsatz elektrischer mobiler Arbeitsmaschinen dar. Darüber hinaus ergibt sich aufgrund der Vielzahl an Anwendungen, Chassisdesigns und Antriebsstrangkonfigurationen eine hohe Variantenvielfalt, die durch rein manuelle Entwicklungsprozesse nicht effizient abgebildet werden können. Dies erschwert die Auswahl und Integration geeigneter Komponenten für den elektrischen Antriebsstrang.

Zur Unterstützung dieser komplexen Auswahlprozesse existieren Programme wie das *Neugart Calculation Program* [Neu25] oder *Faulhaber Drive Selection* [Fri25]. Diese Softwarelösungen ermöglichen die gezielte Auswahl von EM, Wechselrichtern und Getrieben, beruhen jedoch auf manuellen Eingaben und vereinfachten Modellannahmen. In der Praxis bleibt daher die Elektrifizierung häufig auf einzelne Antriebsstränge beschränkt, während konventionelle Hydrauliksysteme weiterhin aus Kosten- und Verfügbarkeitsgründen genutzt werden [Pei23]. Dies limitiert das Potenzial zur Energieeinsparung und erfordert Fortschritte im Systemdesign sowie in der Effizienz mobiler elektrischer Antriebe.

Ein wesentlicher Vorteil elektrischer Antriebsstränge liegt in der Reduktion von Verlusten. In konventionellen Baggern entfallen erhebliche Energieverluste auf den Verbrennungsmotor (63,2 % der Nutzenergie), die Nebenantriebe (11,7 %) sowie die Hydraulik (12,9 %). Elektrische Antriebe ermöglichen eine Verringerung dieser Verlustquellen, da sie eine höhere Effizienz und eine bessere Anpassung an den tatsächlichen Leistungsbedarf bieten [VLM17].

Typischerweise erfolgt die Erstausslegung von Systemen auf Basis statischer Lastpunkte, bei denen Eckwerte für Drehmoment und Drehzahl festgelegt werden. Dynamische Arbeitszyklen sowie die daraus resultierenden lastabhängigen Verluste und thermischen Profile bleiben hierbei unberücksichtigt.

Eine typische Umsetzung von Mobima folgt der in Abbildung 2.1 dargestellten Struktur. Die Energie für die Fahr- und Arbeitsaufgabe wird durch eine Kombination aus Primärenergiequelle und Energiewandler bereitgestellt. In konventionellen Mobima erfolgt dies typischerweise durch einen Kraftstofftank als Primärenergiequelle in Verbindung mit einem Verbrennungsmotor (VM) als Energiewandler.

Bei einer Elektrifizierung, wie sie für einen Großteil der in Tabelle 2.1 aufgeführten Mobima umgesetzt ist, werden diese beiden Elemente durch einen elektrischen Energiespeicher als Primärenergiequelle und eine EM als Energiewandler ersetzt – mit Ausnahme der diesel-elektrischen Beispiele. Eine Elektrifizierung der Arbeitsausrüstung erfolgt in den dort aufgeführten Fällen jedoch nur in begrenztem Umfang. So ist beispielsweise beim Liebherr L-507E [Lie25a] keine zusätzliche EM zur Speisung der Hydraulikpumpe verbaut.



Abbildung 2.1: Energieversorgung und -wandlung in einer mobilen Arbeitsmaschine

Verschiedene Unternehmen bieten Lösungen zur Elektrifizierung von Mobima an. *Bosch Rexroth* stellt mit dem *eLION*-Portfolio elektrische Antriebssysteme für Leistungsbereiche von 20 W bis 250 kW bereit [MG23]. Auch *Baumüller* entwickelt EM für mobile Anwendungen, wobei insbesondere wassergekühlte Varianten aufgrund ihrer um rund 37 % geringeren Baugröße gegenüber luftgekühlten Systemen relevant sind [Bau24]. Zudem wird in [HP21] der Einsatz von *Danfoss*-Komponenten in einem elektrifizierten Radlader untersucht.

2.1.1 Elektrifizierung in landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen

Bereits heute existieren sowohl funktionsfähige Prototypen als auch serientaugliche Fahrzeuge, wie der *Fendt E-100* [Fri23]. *John Deere* demonstriert mit dem *Sesam2* einen autonomen, elektrischen Traktor der Leistungsklasse 500 kW [Lan03, Lan25]. *New Holland* präsentierte auf der Agritechnica 2023 den *T4 Electric* mit einer Dauerleistung von 88 kW [CNH23].

Ein aktuelles Beispiel für die fortschreitende Elektrifizierung ist der autonome Diesel-elektrische Traktor von *Krone*, bei dem die Arbeitsantriebe entkoppelt werden, um Schleppverluste zu reduzieren [MG23]. Im Rahmen des Forschungsprojekts *HELIOS* arbeitet der Landmaschinenhersteller *AGCO* an einem *E100*-Modell mit Wasserstoffantrieb [Bre23]. Zudem entwickeln herstellerübergreifende Standards, wie jene der Agricultural Industry Electronics Foundation (AEF), elektrische Schnittstellen für Anbaugeräte [ISO22]. Auch *ZF* verfolgt mit seinem *eTRAC*-Antriebssystem, das auf eine Wasserkühlung setzt einen wegweisenden Ansatz, um Anbaugeräte elektrisch zu versorgen [ZF 25b, ZF 25c]. Weitere Umsetzungen elektrischer Antriebe der *ZF* sind das ECVT-Getriebe *eCVT* und der Vorderachsantrieb *eFAD* [ZF 25a].

Diese Beispiele verdeutlichen, dass eine Elektrifizierung der Primärenergieversorgung auch im Agrarsektor technisch realisierbar ist. Die Elektrifizierung eröffnet zudem Potenziale für die Entwicklung neuartiger Anbaugeräte, die eine flexiblere und energieeffizientere Steuerung der jeweiligen Arbeitsprozesse erlauben, dies wird in [WHB19] gezeigt.

Elektrische Antriebe kommen dabei nicht nur im Hauptantriebsstrang, sondern auch für die Prozessregelung auf dem Fahrzeug sowie der Nebenaggregate zum Einsatz. So ermöglicht der elektrische Futtermischwagen von *Siloking* [SIL25] ein lokal emissionsfreies Arbeiten mit reduziertem Energieverbrauch. Ebenso entkoppelt das Mähwerk von *Rousseau* die Zapfwellendrehzahl durch einen Generator von der Drehzahl der Mähtrömmeln. Dadurch wird eine präzisere Drehzahl- und Leistungsregelung ermöglicht [ALA25].

Trotz dieser Fortschritte sind noch verschiedene Hürden in der Elektrifizierung von Mobima zu bewältigen. Zum einen liegen die Kosten für Komponenten und die notwendige Infrastruktur derzeit deutlich über denen konventioneller Lösungen, was ihre Marktdurchdringung erschwert. Zum anderen ist die Verfügbarkeit passender Komponenten noch begrenzt [REP⁺20]. Hinzu kommt, dass Batteriesysteme weiterhin zu niedrige Energiedichten aufweisen, was in Anbetracht der hohen Leistungsanforderungen im landwirtschaftlichen Einsatz ein kritischer Faktor ist [Fei13, Sti20b]. Je nach gewähltem Konzept kann darüber hinaus eine grundlegende Neugestaltung der Maschinenarchitektur erforderlich sein, um alle Vorteile der Elektrifizierung nutzen zu können [Sti20b].

2.1.2 Elektrifizierung in Baumaschinen

Auch im Bereich der Baumaschinen gibt es eine Vielzahl an Umsetzungen, die vorwiegend im Kleinsegment angesiedelt sind. Dies ist in Tabelle 2.1 anhand der Kompaktrader und Minibagger zu sehen [Bob25, Wac25, Vol25a, Kom25, YAN25]. Diese setzen EM mit Dauerleistungen ≤ 25 kW ein, zudem wird in vielen der Anwendungen eine 48 V-Architektur genutzt.

Im Leistungsbereich von 25 bis 80 kW sind elektrische Baumaschinen bislang nur vereinzelt am Markt verfügbar. Dies ist auf technische Herausforderungen zurückzuführen, da sich mit 48 V-Systemen die hierfür erforderlichen Ströme von über 500 A nur schwer realisieren lassen. Wird die Spannungslage erhöht, gilt dies nach DGUV 209-093 [Deu21] als Hochvoltsystem. Dadurch sind zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen sowohl bei der Umsetzung als auch bei der Wartung erforderlich, was mit erhöhten Kosten verbunden ist [RBM⁺19].

Einige Umsetzungen elektrischer Bagger gibt es auch im Bereich von ca. 80 bis 100 kW, wie der *Komatsu PC210E-11* [Kom25] oder der *Volvo EC230* [Vol25c]. Neben klassischen Erdbewegungsmaschinen existieren zudem vollelektrische Lösungen für Spezialanwendungen, wie der Betonmischer *iONTRON eMischer* von *Putzmeister* [Put25]. Dieser ermöglicht einen lokal emissionsfreien Mischbetrieb und reduziert die Lärmbelastung auf Baustellen.

Hybridisierte Konzepte sind ebenfalls im Einsatz, insbesondere bei größeren Maschinen. So setzt der Umschlagbagger *735GED* von *Sennebogen* ein seriell-hybrides Antriebssystem ein, bei dem die Leistung des Verbrennungsmotors reduziert ist (Downsizing). Dadurch sinkt der Kraftstoffverbrauch im Vergleich zu einer konventionellen Ausführung um etwa 30 % [MG23].

weitere elektrische Sondermaschinen

Ein weiteres Beispiel für eine elektrische Mobima ist die vollelektrische Pistenraupe *Pistenbully 100E* sowie die größere Variante *600E* mit einem dieselelektrischen Antriebsstrang der Firma *Kässbohrer*, welche aufgrund des Einsatzes in den Bergen ein hohes Potenzial zur Energierückgewinnung aufweisen. Durch die häufigen Fahrmanöver in Gefällestrecken sowie das hohe Fahrzeuggewicht kann ein signifikanter Anteil der kinetischen Energie zurückgewonnen und in das Bordnetz eingespeist werden [Kae25].

Der Harvester *12H GTE Hybrid* der Firma *Logset* setzt ein diesel-elektrisches Konzept um, wodurch nicht nur Kraftstoff eingespart wird, sondern auch die Produktivität erhöht wird [Mal19].

Mit der vollelektrischen Horizontalbohrmaschine *ACSI30e* zeigt *Tracto* auch eine leistungsfähige Lösung für grabenlose Verlegeverfahren, die eine emissionsfreie und geräuscharme Alternative zu konventionellen Maschinen darstellt [Tra25].

2.1.3 Anforderungen elektrischer mobiler Arbeitsmaschinen an elektrische Maschinen

Die im vorigen Kapitel aufgeführten Anwendungen der Mobima zeigen die vielfältigen Einsatzzwecke von EM in Mobima. Ergänzend ist in Tabelle 2.1 ein Auszug marktverfügbarer elektrifizierter Mobima dargestellt. Die Maschinen sind nach ihrer Dauerleistung sortiert, um einen besseren Überblick über verfügbare Leistungsklassen zu geben. Die vorliegende Recherche und der Auszug elektrischer Mobima zeigt, dass batterie-elektrische Maschinen in erster Linie im Leistungsbereich ≤ 100 kW verfügbar sind, während oberhalb dieses Bereichs häufig diesel-elektrische Antriebe dominieren [Sti20b].

Anhand des Verhältnisses der installierten Dauer- zu Spitzenleistung ist zu sehen, dass diese nahe beieinander liegen. Mobima mit einer Nennleistung von bis zu 80 kW, für die eine Spitzenleistung angegeben ist, weisen ein Verhältnis von $P_{max}/P_{nenn} \leq 1,2$ auf. Dies zeigt, dass in diesen Anwendungen die Dauerleistung ein maßgeblich begrenzender Faktor ist.

Die Fähigkeit der EM, kurzzeitig hohe Spitzenleistungen deutlich oberhalb der Dauerleistung abzurufen [FN22], wird bei den in Tabelle 2.1 betrachteten Maschinen kaum genutzt. Dabei wäre eine solche Überlastfähigkeit grundsätzlich möglich, wie die Auslegung der EM in Kapitel 4.2 zeigt, bei der ein Verhältnis von $P_{max}/P_{nenn} = 1,61$ bei konventioneller Wassermantelkühlung erreicht wird.

Ein weiteres Detail ist die häufige Verwendung von permanenterregten Synchronmaschinen (PSM) in einer Vielzahl der Anwendungen. Diese werden aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte bevorzugt eingesetzt [FN22], um den Herausforderungen des begrenzten Bauraums in Mobima zu begegnen [Hec15].

Bestimmung von EM-Betriebspunkten in landwirtschaftlichen Mobima

Zur Bestimmung der Anforderungen an die EM in elektrischen Mobima müssen diese anhand realitätsnaher Anwendungsszenarien untersucht werden [RHV15]. Eine Möglichkeit zur Bewertung von landwirtschaftlich genutzten Mobima ist der *Power-Mix* der *Deutschen Landwirtschafts Gesellschaft* (DLG) [DLG24]. Der *Power-Mix* bildet unterschiedliche typische landwirtschaftliche Arbeiten ab und ist in Abbildung 2.2 zusammenhängend dargestellt. In a) ist das Geschwindigkeitsprofil in $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ über der Zeit in s für alle Zyklen visualisiert, während in b) die zugehörige PTO-Leistung P_{PTO} in % der Gesamtfahrzeugleistung aufgeführt ist.

¹ Diesel-Elektrisch

Tabelle 2.1: Elektrifizierte mobile Arbeitsmaschinen sortiert nach Dauerleistung P_{nenn}

Art	Hersteller	Typ	Motorart	P_{nenn} in kW	P_{max} in kW	Quelle
Kompaktrader	Norcar	a60e1	PSM	9,9	-	[Nor24]
Minibagger	Bobcat	E19e	ASM	10	-	[Bob25]
Minibagger	Volvo	ECR25	PSM	14,8	18	[Vol25c]
Minibagger	Wacker Neuson	EZ17e	RSM	16,5	-	[Wac25]
Minibagger	Komatsu	PC33E-6	PSM	17,4	-	[Kom25]
Kompaktrader	CASE	12EV	-	22	-	[CNH25b]
Kompaktrader	Volvo	L20 / L25	ASM	22	-	[Vol25a]
Teleskoplader	Kramer	KT144e / 1445e	-	23,2	25,2	[Kra25b]
Kompaktrader	Kramer	5065e	-	23,2	25,2	[Kra25a]
Radlader	Liebherr	L-507E	PSM	30 / 15	- / 30	[Lie25a]
Mähwerk	Rousseau	E-Fulgor	-	33	-	[ALA25]
Traktor	Fendt	E100	-	50	-	[Fri23]
Mähwerk	Rousseau	E-Kondor	-	61	-	[ALA25]
Bagger	Komatsu	PC138E-11	-	72,5	-	[Kom25]
Baggerlader	CASE	-	-	80	95	[CNH25a]
Futtermischwagen	Siloking	eTruck 2012-12	-	80	-	[SIL25]
Traktor	Tadus	-	-	90	120	[TAD25]
Umschlagbagger ¹	Sennebogen	821E	-	90	-	[SEN25]
Bagger	Volvo	EC230	PSM	105	160	[Vol25b]
Bagger	Komatsu	PC210E-11	-	123	175	[Kom25]
Harvester ¹	Logset	12H GTE Hybrid	-	125	175	[Mal19]

Die Zyklen des DLG-Powermix können in drei Bereiche unterteilt werden:

1. **Bereich 1** (0 bis 1.170 s): Konstant niedrige Geschwindigkeiten von maximal $12 \frac{\text{km}}{\text{h}}$, wie sie beispielsweise bei Arbeiten wie Walzen, Pflügen oder Grubbern auftreten. Die für die Arbeitsaufgabe erforderlichen Kräfte werden als zusätzliche Zugkraft aufgeprägt.
2. **Bereich 2** (1.170 bis 3.740 s): Niedrige Fahrgeschwindigkeiten von bis zu $16 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ mit PTO- und Hydraulikleistungen in einer Größenordnung von bis zu 100 % der primären Leistungsquelle. Exemplarisch hierfür sind Arbeiten wie Mähen oder Heuaufnahme.
3. **Bereich 3** (3.740 bis 4.370 s): Abbildung von Fahrprofilen für Transportarbeiten unterschiedlicher Ausführung. In diesem Bereich wird keine PTO- und Hydraulikleistung gefordert.

Dieser Zyklus wird genutzt, um Fahrzeugmodelle hinsichtlich ihres Verbrauchs oder Systemverhaltens zu bewerten, wie dies später in Kapitel 4.1.1 für eine elektrifizierte Modellvariante des Mehrzwecktransporters erfolgt. Abbildung 2.3 zeigt dazu vorab beispielhafte Ergebnisse aus den eigenen Simulationen, bei denen ein Teil des Transportzyklus (T13-TUH) genutzt wurde, um die Betriebspunkte $(n(t), M(T))$ der im System eingesetzten EM zu bestimmen.

Es sind die Drehzahlen $n(t)$ und die Drehmomente $M(t)$ der im ECVT verbauten EM dargestellt. EM1 (blau) zeigt in der Drehzahl und im Drehmoment einen nahezu konstanten Verlauf auf. EM2 hingegen bewegt sich in allen Betriebsbereichen einer EM und weist einen deutlich dynamischeren Verlauf auf. Eine nähere Erläuterung hierzu folgt in Kapitel 4.1.1.

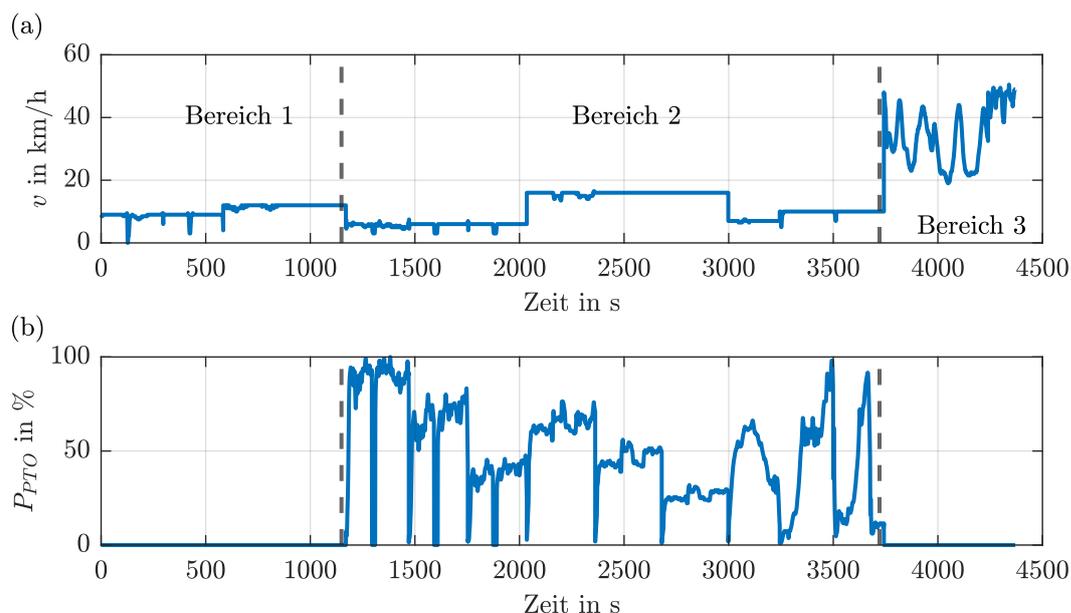


Abbildung 2.2: a) Geschwindigkeitsprofil und b) Zapfwellenleistung des DLG-Zyklus

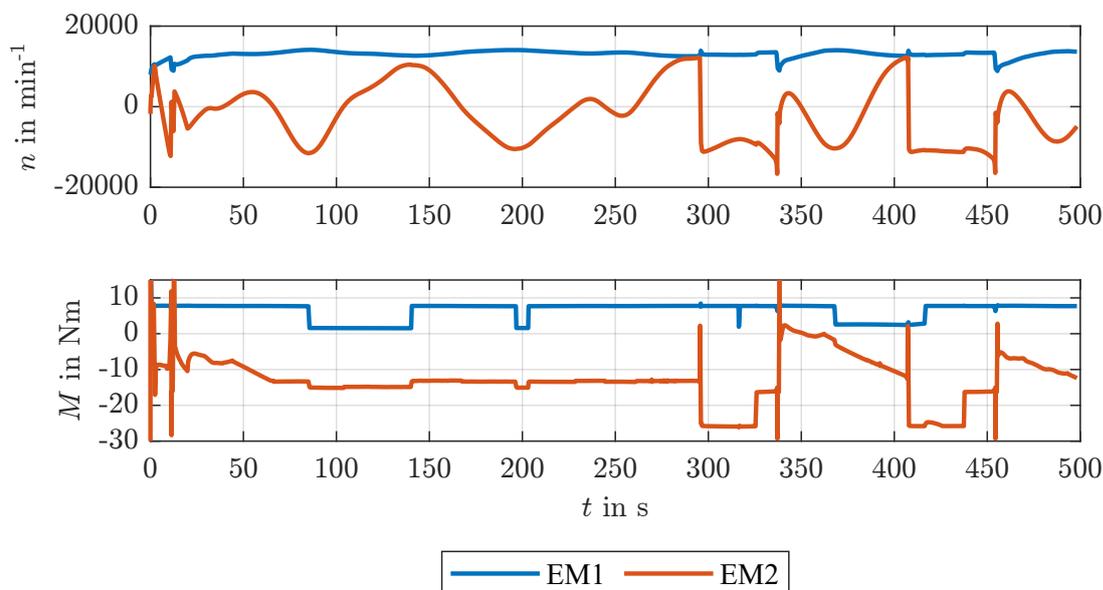


Abbildung 2.3: Drehzahl und Drehmoment der EM eines beispielhaften ECVT im Transportzyklus T13-TUH

Bestimmung von EM-Betriebspunkten in Baumaschinen

In Baumaschinen werden ebenfalls standardisierte Zyklen eingesetzt, um das Systemverhalten sowie den Energieverbrauch unter realitätsnahen Betriebsbedingungen zu bewerten. Diese Testzyklen variieren je nach Maschinentyp, spezifischer Arbeitsaufgabe und den damit verbundenen Betriebsprozessen, da unterschiedliche Maschinenklassen und Einsatzszenarien jeweils eigene Anforderungen an die Leistungs- und Verbrauchsanalyse stellen.

Ein etabliertes Verfahren zur Untersuchung des Energieverbrauchs und des Systemverhaltens von Radladern stellt der *Liebherr Normtest* dar. In diesem Test durchläuft der Radlader einen standardisierten Y-Zyklus, der so lange wiederholt wird, bis ein definierter Dieserverbrauch von 5 l erreicht ist [Lie25b]. Zur Evaluierung elektrischer Mobima kann dieser Testzyklus methodisch angepasst werden, indem anstelle des Kraftstoffverbrauchs das äquivalente Energiependant in kWh als Bewertungsgröße herangezogen

gen wird. Dieser Zyklus ist auch als *kleines Arbeitsspiel* bekannt, wohingegen im *großen Arbeitsspiel* längere Fahrstrecken betrachtet werden [Fec18].

Neben dem speziell für Radlader entwickelten *Liebherr-Normtest* existieren weitere standardisierte Testverfahren für verschiedene Typen von Baumaschinen. Die *Japan Construction Mechanization Association* (JCMA) definiert Testspezifikationen zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs von Baumaschinen wie Baggern, Radladern und Planierdrauen. Für die Untersuchung eines Baggers sind der 90°-Zyklus, das Ziehen eines Planums, eine Transportfahrt sowie der Leerlauf als standardisierte Testabläufe vorgesehen. Allerdings erfolgen sämtliche Bewegungsabläufe unbelastet, da alle Arbeitsschritte ausschließlich als Leerbewegungen ausgeführt werden. Aufgrund der fehlenden Berücksichtigung realer Belastungen ist dieser Testzyklus jedoch nicht repräsentativ für den praktischen Einsatz [Stu15].

Daher wurde am *Institut für Mobima* des *KIT* für die Bestimmung der Elektrifizierungspotenziale von Baggern im Rahmen eines Forschungsprojektes in Umschlagarbeiten und im Deponiebetrieb ein 90°-Zyklus anhand zahlreicher Messungen definiert [GBS22]. Der Arbeitszyklus kann genutzt werden um die Leistungsanforderungen und die Energieflüsse innerhalb des Systems zu bestimmen. Er hat eine Dauer von 14,5 s und kann durch mehrmaliges Wiederholen ein realistisches Abbild einer Anwendung des Baggers, wie bspw. in einer Deponie, darstellen. Die vier wesentliche Arbeitsschritte des Zyklus sind:

1. Befüllen des Löffels mit Schüttgut (0 bis 4,5 s)
2. Anheben des Löffels und Drehen des Oberwagens um 90° (4,5 bis 10 s)
3. Entleeren des Schaufelinhalts in den LKW (10 bis 12,5 s)
4. Rückschwenken (12,5 bis 14,5 s)

Dieser Zyklus ermöglicht die Analyse relevanter Betriebspunkte der EM in den Modellvarianten des hybridisierten Baggermodells in Kapitel 4.1.2. Die Anforderungen an Leistung und Betriebspunkte verdeutlichen die Vielfalt der Einsatzbedingungen, unter denen EM in Mobima betrieben werden.

Um eine fundierte Bewertung des thermischen Verhaltens von EM in diesen Anwendungen zu ermöglichen, werden im folgenden Kapitel deren Grundlagen betrachtet. Dazu zählen der Aufbau, die Verlustmechanismen einschließlich ihrer Betriebspunktabhängigkeiten sowie verschiedene Kühlkonzepte, die insbesondere im mobilen Einsatz von Bedeutung sind.

2.2 Grundlage elektrischer Maschinen für den mobilen Einsatz

Typischerweise werden für den mobilen und drehzahlvariablen Einsatz, wie in Kapitel 2.1 beschrieben, Wechselstrommotoren verwendet. Diese werden über Frequenzumrichter oder Wechselrichter angesteuert, um Drehzahl oder Drehmoment bedarfsgerecht einzustellen. Der Einsatz von DC-Motoren als Hauptantrieb gilt hingegen als nicht mehr zeitgemäß [Dop20, S.199].

Drehstrom- oder Wechselstrommotoren lassen sich nach Abbildung 2.4 in Asynchron- und Synchronmotoren unterteilen. Die Unterscheidung beruht auf dem Verhältnis der Rotordrehzahl zur Geschwindigkeit des umlaufenden Drehfeldes. Bei Asynchronmaschinen ist die Rotordrehzahl geringer als die Drehfeldgeschwindigkeit und wird durch den Schlupf s beschrieben. Synchronmaschinen hingegen weisen keinen Schlupf auf, da das Drehfeld synchron zur Rotordrehzahl verläuft.

Bei Asynchronmaschinen (grün) unterscheidet man zwischen Schleifringläufern und Kurzschlussläufern. Schleifringläufer ermöglichen eine gezielte Regelung von Anlaufstrom und Drehmoment und eignen sich daher besonders für Anwendungen mit variablen Betriebsbedingungen. Kurzschlussläufer zeichnen sich durch eine robuste und konstruktiv einfache Bauweise aus und werden deshalb häufig in mobilen Anwendungen eingesetzt.

Synchronmotoren (blau) lassen sich in fremderregte Synchronmotoren, permanenterregte Synchronmotoren und Reluktanzmotoren unterteilen. Fremderregte Synchronmotoren erzeugen das Rotor-Magnetfeld durch eine externe Stromversorgung, während permanenterregte Synchronmotoren dies mit Permanentmagneten realisieren. Der Reluktanzmotor nutzt hingegen die magnetische Reluktanz zur Erzeugung des Drehmoments. Ergänzend existiert der reluktanzbehaftete permanenterregte Synchronmotor (rPSM), welcher Magnetmaterialien mit Reluktanzeffekten kombiniert, um eine hohe Effizienz sowie eine gesteigerte Leistungsdichte zu erreichen.

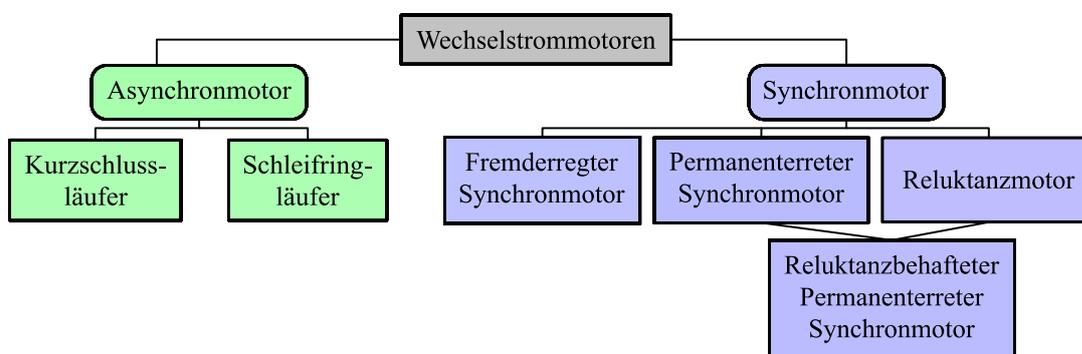


Abbildung 2.4: Elektrische Wechselstrommaschinen nach Art

In dieser Arbeit liegt der Fokus auf der Analyse einer rPSM. Diese Maschinenart zeichnet sich durch den Einsatz von Magnetmaterialien aus, wodurch eine hohe Leistungsdichte erreicht wird, was sie insbesondere für mobile Anwendungen vorteilhaft macht. Die Wahl eines geeigneten Motortyps muss stets anwendungsspezifisch erfolgen, da Faktoren wie Kosten, Betriebsbedingungen und Baugrößenanforderungen variieren können [FN22, Bol18, MP09, MVP11].

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Methode ist unabhängig vom gewählten Maschinentyp einsetzbar, sofern eine geeignete Verlustmodellierung (vgl. Kapitel 4.2) sowie ein entsprechendes thermisches Modell (vgl. Kapitel 5.4) vorliegen.

Im Folgenden wird in Kapitel 2.2.1 zunächst die prinzipielle Funktionsweise permanenterreter Energiewandler erläutert. Darauf aufbauend erfolgt in Kapitel 2.2.2 eine detaillierte Beschreibung des Aufbaus einer EM. Anschließend werden in Kapitel 2.2.3 die grundlegenden Verlustmechanismen analysiert. Diese Betrachtungen bilden die Grundlage für die weiterführenden Untersuchungen in Kapitel 2.3.

2.2.1 Grundprinzip der elektromagnetischen Energiewandlung

Zur Umwandlung elektrischer Leistung $P(U, I)$ in mechanische Leistung $P(n, M)$ werden elektromagnetische Energiewandler benötigt. Die Grundelemente solcher Maschinen bestehen aus stromdurchflossenen Wicklungen und einem Rotor, der in einem magnetischen Feld platziert ist.

In Abbildung 2.5 ist dieser Aufbau zu sehen. In Kupferfarben ist eine Wicklung dargestellt, in der ein Permanentmagnet rotatorisch gelagert ist. Durch die elektrische Spule fließt ein zeitabhängiger Strom

$I(t)$ und erzeugt somit ein Magnetfeld $H(t)$. Die Stärke des Magnetfeldes hängt von der Anzahl der Windungen k und der Stromstärke $I(t)$ nach Gleichung 2.1 ab.

$$H(t) = k \cdot I(t) \tag{2.1}$$

Das Magnetfeld $H(t)$ wiederum ruft den magnetischen Fluss $\Phi_W(t)$ hervor. Der rotatorisch gelagerte Permanentmagnet erfährt hierdurch, eine Kraft \vec{F} . Diese entsteht durch die Wechselwirkung zwischen dem Magnetfeld des Permanentmagneten Φ_{PM} und dem Feld der stromdurchflossenen Wicklungen. Als Folge dieser Kraft beginnt der Rotor, sich zu drehen. Das resultierende Drehmoment M lässt sich mithilfe des Hebelgesetzes berechnen. Unter der Voraussetzung, dass der Kraftvektor \vec{F} senkrecht zum Hebelarm \vec{r} steht ($\vec{r} \perp \vec{F}$), ergibt sich das Drehmoment nach Gleichung 2.2b.

$$M = F \cdot r \tag{2.2a}$$

$$\text{mit } \vec{r} \perp \vec{F} \tag{2.2b}$$

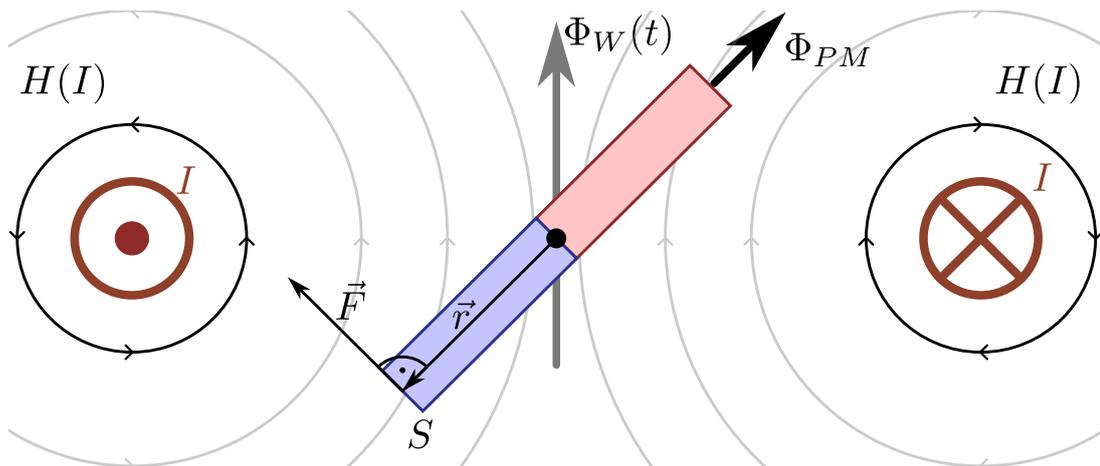


Abbildung 2.5: Resultierende Kraft auf einen Permanentmagnet in einem aufgeprägtem Magnetfeld

Aus diesen Überlegungen lässt sich ableiten, dass das erzeugte Drehmoment in einer EM analog zu Gleichung 2.3 sowohl von geometrischen Parametern als auch von elektrischen bzw. elektromagnetischen Parametern abhängig ist.

Zu den geometrischen Größen zählen insbesondere der Bohrungsdurchmesser $d = 2 \cdot r$, der den Angriffspunkt der wirkenden Kraft darstellt, und die Länge l der Maschine. Das Drehmoment ist dabei proportional zur Länge l der Maschine und zum Quadrat des Bohrungsdurchmessers d^2 , da der Durchmesser sowohl die Fläche der Wicklungen als auch den Hebelarm beeinflusst. Darüber hinaus hängt das Drehmoment von der magnetischen Flussdichte B und dem Strombelag A ab, welcher die Summe des Stroms durch die Leiter auf den Rotorumfang beschreibt. Diese Grundkomponenten werden im folgenden Kapitel beschrieben und eingeordnet.

$$M \sim d^2 \cdot l \cdot A \cdot B \tag{2.3}$$

2.2.2 Aufbau einer elektrischen Maschine

Der prinzipielle Aufbau einer EM in Form eines Innenläufers ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Die Grundelemente der EM bestehen aus dem Stator, der fest im Gehäuse verankert ist, und dem Rotor, der über eine Welle mit der anzutreibenden Last gekoppelt ist. Die Länge des Blechpaketes, welches für Stator und Rotor i.d.R. gleich ist, wird als aktive Eisenlänge l_{Fe} bezeichnet.

Im Fall eines Innenläufers befindet sich der Rotor mit Außendurchmesser $d_{R,a}$ in einer Bohrung im Stator mit Innendurchmesser $d_{S,i}$. Der Unterschied dieser beiden Durchmesser ergibt sich durch den Luftspalt s , der sie voneinander trennt. Der mittlere Durchmesser des Luftspalts d_i ist insbesondere für die elektromagnetischen Berechnungen mittels Finite-Elemente-Methode (FEM) von Bedeutung.

Das elektromagnetische Feld im Stator wird durch die Wicklung erzeugt, die in Nuten im Stator eingelegt ist. Die Wicklung besteht üblicherweise aus Kupfer. Den Bereich der Leiter der an den Stirnseiten der elektrischen Maschine über den Stator hinaus ragt, wird als Wickelkopf bezeichnet. Zur mechanischen Stabilisierung und Verbesserung der thermischen Anbindung an das Gehäuse kann der Wickelkopf auch mit Vergussmassen (Abbildung 2.6, rechter Wickelkopf exemplarisch mit Verguss in gelb) umgeben werden.

Die Verluste in solch einer EM können in unterschiedlicher Art und Weise abgeführt werden. Exemplarisch sind in Abbildung 2.6 im unteren Teil ein Kühlmantel a) bzw. Kühlrippen b) dargestellt. Detailliertere Ausführungen zu Kühlmethoden für Antriebe mit hoher Leistungsdichte finden sich in Kapitel 2.3.3.

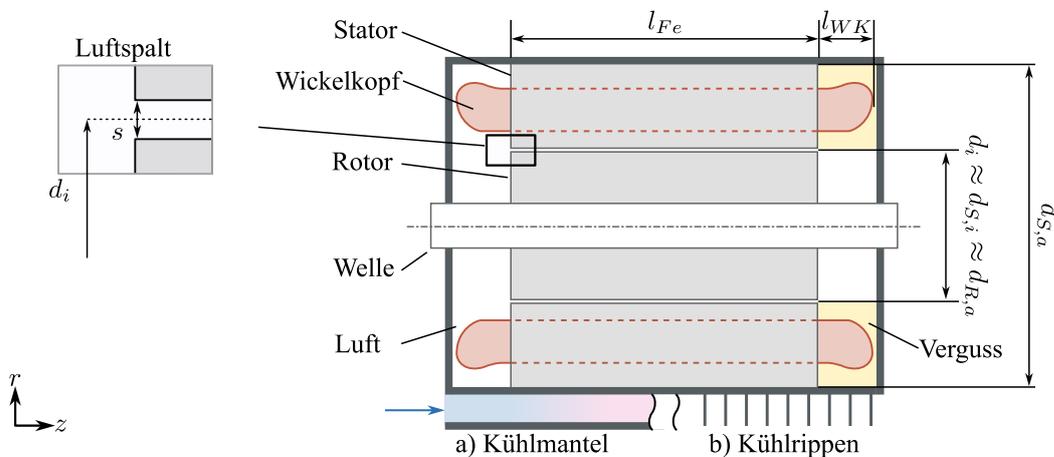


Abbildung 2.6: Aufbau und leistungsbestimmende Maße in E-Maschinen, mit optionalem Verguss (gelb) und verschiedener Darstellung zur Kühlung (a) Wassermantel b) Kühlrippen)

Anhand der im vorherigen Kapitel 2.2.1 aufgeführten elektromagnetischen Größen (Strombelag A , maximale Flussdichte B_{max}) und den geometrischen Größen (Luftspaltdurchmesser d_i , aktive Länge l_{Fe}) können erste Abschätzungen für die Leistungsfähigkeit einer EM durchgeführt werden. Die erste Auslegung einer EM erfolgt i.d.R. gemäß dem in Abbildung 2.7 gezeigten Schema und wird im Folgenden näher beschrieben.

Zunächst werden die Bauraum definierenden, maximalen Maße ermittelt und festgelegt. Anschließend kann mithilfe von Gleichung 2.4a sowie gängiger Werte für den Drehschub σ in kN/m^2 oder der esson'schen Leistungsziffer C in $\frac{kW \cdot \text{min}^{-1}}{m^3}$ eine Indikation für das erreichbare Drehmoment ermittelt werden [FN22, S.18 ff.]. Die esson'sche Leistungsziffer und der Drehschub können nach Gleichung 2.4b

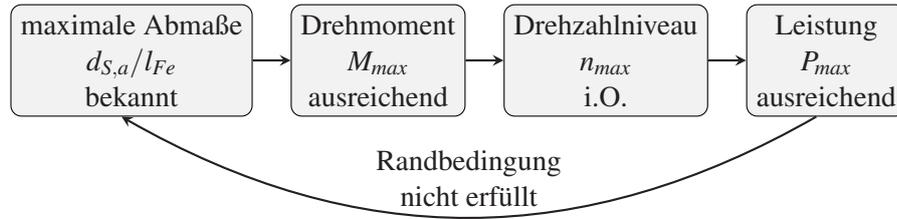


Abbildung 2.7: Vorgehen zur Grobauslegung von EM

ineinander umgerechnet werden und geben die Kraft pro Fläche bzw. Leistung pro Volumen, bezogen auf den Luftspaltdurchmesser d_i wieder.

Eine direkte Beeinflussung der Größe des Drehschubs σ ist nur im Rahmen von Gleichung 2.4c möglich. Der Strombelag A beschreibt den auf den Luftspaltdurchmesser d_i bezogenen Gesamtstrom, der sich aus der Anzahl der Leiter z_C und dem Strom I_C , der durch jeden einzelnen Leiter fließt, ergibt. Die maximale magnetische Flussdichte B im zweiten Teil der Formel ist nur begrenzt anpassbar, da diese ein Materialparameter des verwendeten Elektroblechs ist.

$$M = \frac{\pi}{2} \cdot \sigma \cdot d_i^2 \cdot l_{Fe} = \frac{1}{2\pi} \cdot C \cdot d_i^2 \cdot l_{Fe} \quad (2.4a)$$

$$\sigma = \pi^2 \cdot C \quad (2.4b)$$

$$\sigma = A \cdot B = \frac{z_C \cdot I_C}{\pi \cdot d_i} \cdot B \quad (2.4c)$$

Mit dem ermittelten Durchmesser lassen sich die maximale Drehzahl n_{\max} und die daraus resultierende Umfangsgeschwindigkeit $v_{R,\max}$ berechnen. Diese Größen ergeben sich aus den maximalen Fliehkräften, die von den verwendeten Materialien aufgenommen werden können, und definieren somit die mechanischen Grenzen. Dabei werden sowohl der Maschinentyp (z. B. PSM mit Oberflächenmagneten oder vergrabenen Magneten, ASM mit geschlossenen oder offenen Nuten im Läufer) als auch mögliche Modifikationen, wie Verstärkungen durch Glasfaser- oder Kohlefaserbandagen, berücksichtigt [FN22, S.365].

Zur Bewertung der Eignung einer EM für eine bestimmte Anwendung muss zudem geprüft werden, ob das erforderliche Leistungsniveau erreicht werden kann. Die Bestimmung erfolgt mithilfe von Gleichung (2.5) unter Verwendung des zuvor bestimmten maximalen Drehmoments M_{\max} und der Drehzahl n_{\max} .

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n = \frac{\sigma}{\pi^2} \cdot d_i^2 \cdot l_{Fe} \cdot n = C \cdot d_i^2 \cdot l_{Fe} \cdot n \quad (2.5)$$

Diese grobe Auslegung zielt maßgeblich darauf ab, eine erste Abschätzung für die Dimensionen einer EM zu erhalten. Verluste P_V werden dabei vorrangig in Form des Strombelags A oder indirekt über die Leistungsziffer C bzw. den Drehschub σ berücksichtigt. Für eine weiterführende thermische Analyse sind eine genauere Untersuchung der Verlustmechanismen sowie deren Lokalisierung notwendig.

2.2.3 Verluste Elektrischer Maschinen

EM unterliegen verschiedenen Begrenzungen, die sowohl elektromagnetische als auch thermische Ursachen haben. Während die elektromagnetische Auslegung die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie definiert, bestimmen thermische Limitierungen maßgeblich die maximale Betriebsfähigkeit. Diese thermischen Grenzen ergeben sich laut [Dop20] aus verschiedenen Randbedingungen, insbesondere den betriebspunktabhängigen Verlusten, welche in Wechselwirkung mit dem Kühlsystem eine spezifische Endtemperatur hervorrufen.

Aufgrund dieser Zusammenhänge ist es erforderlich, die Abhängigkeit der Verluste von den jeweiligen Betriebspunkten zu kennen. Die Gesamtverluste P_V in EM lassen sich allgemein durch Gleichung 2.6a beschreiben und sind in Abbildung 2.8 veranschaulicht. Dabei ist eine Unterteilung in verschiedene Verlustkomponenten sinnvoll, wobei zwischen Statorverlusten P_{VS} , Rotorverlusten P_{VR} , mechanischen Verlusten $P_{V,Mech}$ sowie Zusatzverlusten $P_{V,Zus}$ unterschieden wird. Die Statorverluste P_{VS} setzen sich für alle Maschinentypen aus ohmschen Verlusten in den Wicklungen, auch als Stromwärme- oder Kupferverluste $P_{VS,Cu}$ bezeichnet, sowie aus Eisenverlusten $P_{VS,Fe}$ zusammen.

Die Rotorverluste P_{VR} werden abhängig vom Maschinentyp unterschieden. In allen Typen treten dabei im Rotor Eisenverluste $P_{VR,Fe}$ auf. In EM mit Permanentmagneten (PSM oder rPSM) entstehen zusätzliche Magnetverluste $P_{VR,Mag}$. Dies ist mit Gleichung 2.6c beschrieben. In Asynchronmaschinen (ASM) sowie fremderregten synchron Maschinen (FSM) fallen hingegen zusätzlich ohmsche Verluste durch Ströme $P_{VR,Cu}$ an. Dies ist durch Gleichung 2.6d beschrieben [FN22, S.477 ff.].

Abhängig von Betriebspunkt und Fertigungstoleranzen müssen darüber hinaus noch Zusatzverluste $P_{V,Zus}$ berücksichtigt werden. Außerdem treten bei allen EM mechanische Verluste $P_{V,Mech}$ auf, bspw. durch Reibung in Lagern, Dichtungen, Lüfterverluste oder Luftreibung im Luftspalt.

Im Folgenden werden die einzelnen Verlustmechanismen sowie deren Ursachen kurz erläutert. Für weiterführende Informationen und eine detaillierte Beschreibung der Verlustarten wird auf [Bau19], sowie die einschlägige Fachliteratur [Bol18, MVP11, FN22, Dop20] verwiesen.

$$P_V = P_{VS} + P_{VR} + P_{V,Mech} + P_{V,Zus} \quad (2.6a)$$

$$P_{VS} = P_{VS,Cu} + P_{VS,Fe} \quad (2.6b)$$

$$\text{PSM: } P_{VR} = P_{VR,Fe} + P_{VR,Mag} \quad (2.6c)$$

$$\text{ASM/fremderregt: } P_{VR} = P_{VR,Fe} + P_{VR,Cu} \quad (2.6d)$$

Kupferverluste $P_{V,Cu}$

Kupferverluste treten durch ohmsche Verluste auf. In allen Maschinentypen fließt der Strom zunächst durch die Statorwicklungen. Bei Asynchronmaschinen oder fremderregten Synchronmaschinen tritt zusätzlich ein Stromfluss im Rotor auf. Die Verluste hängen dabei vom Widerstand des durchflossenen Leiter R_{Leiter} ab und nehmen gemäß

$$P_{V,Cu} = I^2 \cdot R_{Leiter} \quad (2.7)$$

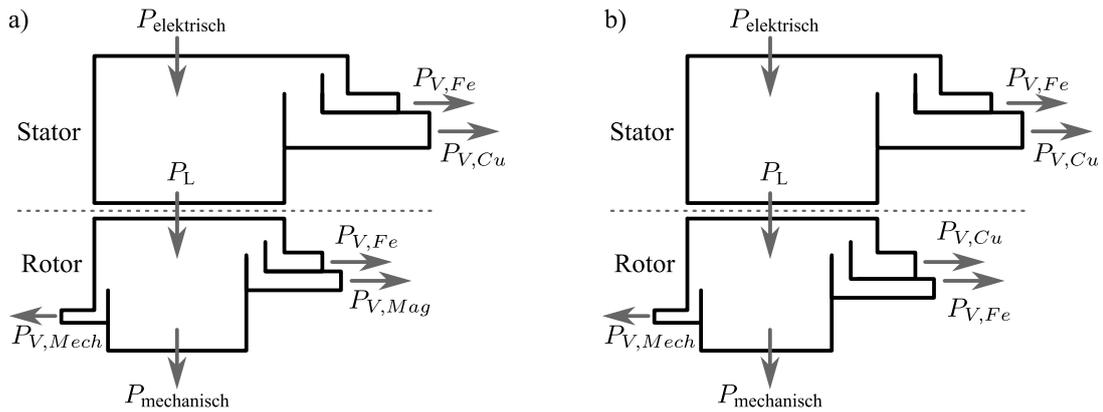


Abbildung 2.8: Visualisierung von Verlusten in a) Permanentenregten und b) Asynchronen EM im motorischen Betrieb

quadratisch mit dem Strom zu. Darüber hinaus beeinflusst auch die Materialwahl nach

$$R_{\text{Leiter}} = \rho_{\text{Material}} \cdot \frac{l_{\text{Leiter}}}{A_{\text{Leiter}}} \quad (2.8)$$

mit dem spezifischen Widerstand des Materials ρ_{Material} , der Länge des Leiters l_{Leiter} , sowie deren Querschnitt A_{Leiter} die Verluste. Höhere Temperaturen erhöhen zudem den Widerstand und damit auch die Verluste, während Effekte wie der Skin- und Proximity-Effekt² bei höheren Frequenzen den wirksamen Widerstand weiter erhöhen können [WMM12, WSG⁺14].

Je nach Ausführung der Wicklung können zudem Wirbelströme in den Leitern auftreten. Daher werden bei höheren Grundfrequenzen Litzendrähte verwendet. Eine angepasste Wicklungsgeometrie, geeignete Kühlsysteme oder der Einsatz hochwertigerer Materialien sind mögliche Maßnahmen, um die Kupferverluste zu reduzieren. Nach [AWG⁺19] kann der Anteil der Kupferverluste in den Wickelköpfen je nach Auslegung 20 % oder mehr der Gesamtverluste betragen.

Eisenverluste $P_{V,Fe}$ nach [FN22, S.25ff]

Die Eisenverluste in EM sind vorwiegend frequenzabhängig und setzen sich aus Hysterese- und Wirbelstromverlusten zusammen. Die Hystereseverluste entstehen durch die wiederholte Ummagnetisierung des Elektroblechs. Sie sind proportional zur Fläche der B-H-Hysteresekurve des verwendeten Materials und können nach Gleichung 2.9 als Verluste pro Masseneinheit angegeben werden. Hierbei fließt ein Verlustfaktor c_H , die Frequenz f des Wechselfeldes sowie die magnetische Flussdichte B mit dem Exponent x mit ein. Der Wert von x wird experimentell bestimmt; ist x nicht bekannt, wird typischerweise ein Wert von 2 angenommen. Die Gleichung ist auch als Jordan-Steinmetz-Gleichung bekannt [Jor24, KH05].

$$v_H = c_H \cdot f \cdot B^x \text{ mit } x = 1,6 - 2,4; \text{ typischerweise: } 2 \quad (2.9)$$

Wirbelstromverluste im Blechpaket hingegen werden durch induzierte Spannungen im Eisen infolge des Wechselfeldes hervorgerufen. Diese führen zu Kreisströmen im Blechpaket und somit zu ohmschen Verlusten, die nach Gleichung 2.10 quadratisch mit der Frequenz f und der Flussdichte B ansteigen. Zusätzlich gibt es den Faktor c_W , welcher im Versuch erfasst wird. Dies erfolgt i.d.R. durch den Hersteller des

² Effekte durch Stromverdrängung, näher ausgeführt in [Bau19]

Rohmaterials. Eingehende Untersuchungen und weitere Modellierungsansätze sind in [Lev14, S.25 ff.] und nach BERTOTTI in [Ber85a, BSMF85, Ber85b] zu finden.

$$v_W = c_W \cdot f^2 \cdot B^2 \quad (2.10)$$

Die Werte für v_H und v_W werden für die Bestimmung der Werte üblicherweise mit einem Epstein-Apparat nach DIN 60404-2 [Deu09] vermessen. Dabei werden definierte magnetische Flussdichten, von $B = 1\text{ T}$ oder $1,5\text{ T}$, sowie eine Frequenz f von 50 Hz genutzt. Je nach Anwendung können auch weitere Punkte vermessen werden, um eine genauere Modellierung der Verluste zu ermöglichen.

Die resultierenden Eisenverluste $P_{V,Fe}$ setzen sich somit aus den massebezogenen Einzelverlusten zusammen. Gleichung 2.11a zeigt die Kombination dieser Faktoren. Hier wird zusätzlich ein Frequenzfaktor k_f verwendet, um die unterschiedliche Frequenzabhängigkeit von Hysterese- und Wirbelstromverlusten zu berücksichtigen. Darüber hinaus fließt ein Bearbeitungsfaktor $k_B \approx 1,3$ in die Berechnung ein, um herstellungsbedingte Einflüsse auf das Blechmaterial abzubilden [FN22, S.25ff].

$$P_{V,Fe} = m_{Fe} \cdot v_{15} \cdot \left(\frac{B}{1,5\text{ T}} \right)^2 \cdot k_f \cdot k_B \quad (2.11a)$$

$$\text{mit Frequenzfaktor: } k_f = \left(\frac{f}{50\text{ Hz}} \right)^{1,5} \quad (2.11b)$$

Außerdem können sich zudem je nach Wicklungsart und Maschinentyp die Eisenverluste unterschiedlich stark ausgeprägen. So zeigt [YFS09], dass Maschinen mit konzentrierten Wicklungen tendenziell höhere Eisenverluste im Rotor aufweisen als solche mit verteilten Wicklungen. Im allgemeinen stellt die genaue Berechnung der Eisenverluste nach [Bau19] und [Küh18], trotz FEM-Berechnungen weiterhin ein ungelöstes Problem dar, welches bei hoher Präzisionsanforderung experimentell maschinenabhängig untersucht werden muss.

Magnetverluste $P_{V,Mag}$

In den Permanentmagneten einer EM entstehen durch Effekte wie Wirbelströme oder Stromüberschwingungen im Umrichterbetrieb ohmsche Verluste. Diese hängen maßgeblich von der Frequenz sowie der Amplitude der auftretenden Ströme ab. Um die Magnetverluste zu reduzieren, werden die Magnete i.d.R. segmentiert. Obwohl diese Verluste im Vergleich zu anderen Verlustarten meist gering sind, können sie unter ungünstigen Umständen nicht vernachlässigt werden, da eine zu hohe Magnettemperatur zur Entmagnetisierung führen kann [Bau19, S.137 ff.].

Untersuchungen von [YFS09] zeigen, dass Magnetverluste bei verteilten Wicklungen geringer ausfallen als bei Einzelzahnwicklungen. Zudem hat der Lastwinkel einen erheblichen Einfluss auf die Höhe der Magnetverluste. Weitere Analysen finden sich in [Chv22] und [HL19].

Mechanische Verluste $P_{V,Mech}$

Die mechanischen Verluste in einer EM (Annahme: Axialkraftfrei) resultieren im Wesentlichen aus drehzahlabhängigen Einflüssen. Dazu zählen zunächst die Reibungsverluste in den Lagern, die durch das

Reibmoment $M_{R,Lager}$ beschrieben werden und gemäß $M_{R,Lager} \sim n^{2/3} \cdot d^3$ mit der Drehzahl skalieren [Rei18, Gleichung 4.69]. Dabei bezeichnet d den mittleren Lagerdurchmesser. Darüber hinaus entstehen Lüftungsverluste, bei denen ein Luftwiderstandsmoment $M_{R,Luft}$ wirkt, das nach [Bau19, S.139] typischerweise kubisch mit der Drehzahl ansteigt $M_{R,Luft} \sim n^3$.

Zusatzverluste $P_{V,Zus}$

Zusatzverluste in EM werden von verschiedenen Faktoren beeinflusst und lassen sich daher weder universell beschreiben noch eindeutig festlegen. Laut DIN EN 60034-2-1 kann bei unbekanntem Zusatzverlusten, abhängig von der Maschinenleistung, ein pauschaler Wert von 2,5 % der elektrisch zugeführten Leistung $P_{elektrisch}$ angenommen werden, falls keine Messungen vorliegen [Deu08].

Diese Zusatzverluste entstehen bspw. durch:

- Stromüberschwingungen im Umrichterbetrieb, welche nicht expliziten Bereichen zugeordnet werden können,
- Stromverdrängungen in den Leitern, verursacht durch Skin- und Proximity-Effekte ,
- Fertigungsbedingte Verluste an Stanz- oder Laserschnittkanten der Elektrobleche,
- Wirbelströme in weiteren Komponenten wie Gehäuse, Welle oder anderen metallischen Bauteilen [PD13, Bau19].

2.3 Kühlung elektrischer Maschinen

Die durch den Betrieb von EM entstehenden Verluste führen zu einer Erwärmung der Maschine, die ohne geeignete Kühlmaßnahmen die thermischen Grenzwerte der eingesetzten Materialien überschreiten kann. Insbesondere in Anwendungen mit hohen Leistungsdichten, wie in mobilen Arbeitsmaschinen, stellt die effiziente Wärmeabfuhr folglich eine wesentliche Herausforderung dar.

Die Wahl des Kühlsystems hat direkten Einfluss auf die Leistungsfähigkeit, Lebensdauer und Zuverlässigkeit der EM. Während in kleineren Maschinen oder Systemen mit niedriger Leistungsdichte eine passive Luftkühlung ausreicht, sind bei höheren Leistungsanforderungen aktive Kühlsysteme notwendig. Diese umfassen unter anderem erzwungene Luftkonvektion und Flüssigkühlung. Aufgrund der besseren Wärmeübertragungseigenschaften und der kompakteren Bauweise wird in hochleistungsfähigen EM häufig die Flüssigkühlung eingesetzt [Eps20].

In diesem Kapitel werden zunächst die Grundlagen der thermischen Modellierung von EM vorgestellt. Anschließend werden verschiedene Kühlmethoden hinsichtlich ihrer Einsatzgebiete und technologischen Umsetzung diskutiert. Besonderes Augenmerk liegt auf der Flüssigkühlung, die aufgrund der in mobilen Anwendungen geforderten hohen Leistungsdichte bevorzugt eingesetzt wird.

2.3.1 Thermische Modellierung von elektrischen Maschinen

Die Temperatur in einer EM ergibt sich laut [FN22] aus der Bilanz der erzeugten, gespeicherten und abgegebenen Wärme. Die erzeugte Wärme entspricht dem Wärmestrom \dot{Q} , also den Verlusten P_V der EM aus Kapitel 2.2.3, in der Zeit Δt .

Die erzeugte Wärme wird teilweise gespeichert, wobei die thermische Masse durch die spezifische Wärmekapazität c_p und die Masse m charakterisiert wird. Gleichzeitig wird Wärme an das Kühlmittel abgegeben, was vom Wärmeübergangskoeffizienten α , der Oberfläche A und der bestehenden Temperaturdifferenz ΔT zur Wärmesenke abhängt. Dies kann mithilfe von

$$Q = \underbrace{P_V \cdot \Delta t}_{\text{Erzeugte Wärme}} = \underbrace{\alpha \cdot A \cdot \Delta T \cdot \Delta t}_{\text{abgegebene Wärme}} + \underbrace{c_p \cdot m \cdot \Delta T}_{\text{gespeicherte Wärme}} \quad (2.12)$$

beschrieben werden. Für $t \rightarrow \infty$ stellt sich eine stationäre Temperatur (Verharrungstemperatur) ein, die durch

$$\Delta T = \frac{P_V}{\alpha \cdot A} \quad (2.13)$$

beschrieben wird.

Vereinfacht stellt diese Gleichung die mittlere Endtemperatur \bar{T}_{max} für die EM dar. Diese ist jedoch für Aussagen zum realistischen Betriebsverhalten nicht ausreichend, da sie keine lokalen Temperaturspitzen berücksichtigt, die insbesondere an thermisch kritischen Bauteilen wie Wickelköpfen oder Magneten auftreten können. Deshalb müssen einzelne Bereiche der EM gesondert betrachtet werden. Die tatsächlich zulässige maximale Temperatur ist maßgeblich von den verwendeten Isolationsmaterialien und Magnetmaterialien limitiert. Nach [KLR⁺19] gelten für Permanentmagnete unterschiedliche Temperaturgrenzen: Magnete auf Neodym-Eisen-Bor-Basis (NdFeB) besitzen eine Temperaturgrenze von 150 °C, während Magnete aus Samarium-Cobalt (SmCo) Temperaturen von bis zu 300 °C standhalten können.

Die eingesetzten Isolationsmaterialien werden i.d.R. gemäß DIN EN 60085 in Temperaturklassen von Y bis R eingeteilt. Die für EM relevanten Isolationsklassen sind in Tabelle 2.2 aufgeführt. Die zulässigen Temperaturbereiche liegen dabei zwischen 120 °C und 180 °C. Typischerweise wird für EM Klasse F oder H genutzt. Ein Einsatz von Klasse N wird aufgrund der deutlich höheren Kosten meist nur in Spezialanwendungen in Erwägung gezogen.

Tabelle 2.2: Isolationsklassen E-N nach DIN EN 60085

Klasse	Temperatur in °C
E	120
B	130
F	155
H	180
N	200

Um diese Temperaturgrenzen einzuhalten, müssen die Temperaturen bereits in der Auslegungsphase berücksichtigt werden. Hierzu können die Temperaturverteilungen innerhalb eines Systems auf unterschiedliche Weisen analysiert werden. Eine analytische Beschreibung liefert prinzipiell genaue Lösungen, ist jedoch nur für einfache Strukturen (z. B. Platte-Platte-Anordnung, Wärmeleitung im Stab) mit vertretbarem Aufwand umsetzbar. Für komplexe Strukturen wie EM ist eine rein analytische Berechnung

hingegen nicht praktikabel, da Geometrie, Materialien und Randbedingungen zu viele Freiheitsgrade aufweisen. Nach BAUER [Bau19] gibt es zwei wesentliche Ansätze zur thermischen Modellierung von EM:

- **Finite-Elemente-Simulation (FEM) und Computational-Fluid-Dynamics (CFD):** Diese Methoden bieten eine sehr detaillierte Simulationstiefe und ermöglichen die exakte Berechnung von Temperaturverteilungen und Strömungsverhältnisse (Luft und Wasser) in EM-Gehäusen und deren Kühlmäntel. Sie sind besonders nützlich für die thermische Simulation komplexer Geometrien. Eine ausführliche Anwendung dieser Ansätze ist in [WN15, AWG⁺19], beschrieben.
- **Thermische Lumped-Parameter-Modelle (LPTM, engl.: Lumped Parameter Thermal Model):** Thermische Netzwerkmodelle, zeichnen sich hingegen durch geringeren Rechenaufwand und eine höhere Allgemeingültigkeit aus, weshalb sie für viele Anwendungen bevorzugt werden [BCS⁺09, KS08]. Hierzu gibt es eine Vielzahl an Veröffentlichungen, die in unterschiedlicher Detailtiefe verschiedene EM modellieren. Grundlagen oder einfache Modelle sind dabei in [MPD72, PK79, MRT91, CB10, Kip08, Mot16, PG15] dargelegt. Weiterführend wird von der Arbeitsgruppe um BOGLIETTI in [BCS04, BCPV06, BCS08a, BCS⁺08b, BCS⁺09] tiefgehende Untersuchungen zur Parametrierung und Modellierung durchgeführt.

Zusätzlich zur Simulation stehen experimentelle Methoden zur Verfügung, um Temperaturen und Verluste in EM zu bestimmen. Die Bestimmung von Verlusten sowie des Wirkungsgrades erfolgt nach der Norm DIN EN 60034-2-1.

Aufgrund der Möglichkeit zur einfachen und analytischen Berechnung der Kühlelementverteilung ist es sinnvoll LPTM zu nutzen um die angestrebte Methode zu untersuchen. Diese bieten die Möglichkeit der kurzen Rechenzeiten und der Lösung auf handelsüblichen Workstations. Die CFD-Berechnung wird lediglich zur Erstellung von Referenzfällen und Validierung der Methode genutzt.

Als zentrale LPTM wird in dieser Arbeit auf die Modelle nach HEMSEN [HE22] und KÜHBACHER [Küh18] zurückgegriffen. Zunächst werden die Grundlagen zum Aufbau eines LPTM beschrieben und anschließend die Modellierungsansätze der genannten Arbeiten vorgestellt.

Thermische Lumped-Parameter-Modelle

LPTM basieren maßgeblich darauf, thermische Vorgänge zwischen zwei Knoten mit einem elektrischen Ersatzschaltbild, wie in Abbildung 2.9 darzustellen. An den Knoten befinden sich thermische Kapazitäten $C_{th,K}$, welche die Speicherfähigkeit des Knotens abbilden. Diese Kapazität kann dabei nach

$$C_{th,K} = \rho_{Material} \cdot V_K \cdot c_{p,Material} = m_K \cdot c_{p,Material} \quad (2.14)$$

mit dem Volumen des Körpers V_K , der Dichte $\rho_{Material}$ und der spezifischen thermischen Kapazität des Materials $c_{p,Material}$ berechnet werden. Verlustquellen mit den Verlusten P_K werden in Form von Stromquellen implementiert und stellen einen eingebrachten Wärmestrom \dot{Q}_K dar. Die Verbindung zwischen zwei Knoten erfolgt über einen thermischen Widerstand R_{th} . Zur besseren Darstellung besteht die Indizierung der Komponenten aus den jeweiligen angrenzenden Knoten. Hier Knoten $K1$ und Knoten $K2$.

Jeder Knoten besitzt eine Temperatur, die mit T oder ϑ bezeichnet wird und sich aufgrund der Randbedingungen einstellt. In Abbildung 2.9 ist mit \dot{Q}_1 eine Neumann-Randbedingung (aufgeprägter Wärme-

strom) dargestellt, die zur Ausbildung einer Temperatur T_1 führt. Um Temperaturrandbedingungen im Weiteren besser sichtbar zu machen, werden diese mit ϑ bezeichnet. In der rechten Hälfte der Abbildung ist ϑ_{fix} als Dirichlet-Randbedingung (feste Temperatur) dargestellt [MN12, S.24].

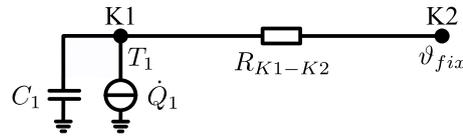


Abbildung 2.9: Einfaches LPTM mit thermischer Kapazität C_1 , Wärmequelle \dot{Q}_1 und thermischen Widerstand R_{K1-K2}

Die Berechnung des thermischen Widerstandes $R_{th,K}$ eines Materials mit der Fläche A , der Länge l und der thermischen Leitfähigkeit λ erfolgt nach Gleichung 2.15a [MN12, S.26].

Soll der thermische Widerstand zwischen zwei Knoten in einem LPTM bestimmt werden, muss ein Ersatzwiderstand nach Abbildung 2.10 ermittelt werden. Die Knoten werden – zumindest bei einfachen Modellen – i.d.R. in der Mitte eines Körpers platziert. Zwischen dem Knoten $K1$ und $K2$ befinden sich also die Teilwiderstände $0,5 \cdot R_{th,1}$, ein Kontaktwiderstand $R_{th,Kontakt}$, sowie ein Teilwiderstand $0,5 \cdot R_{th,2}$. Der Faktor von 0,5 ergibt sich durch die jeweils mittige Positionierung der Knoten. Der sich ergebende Widerstand R_{K1-K2} kann somit nach Gleichung 2.15b bestimmt werden.

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda \cdot A} \tag{2.15a}$$

$$R_{K1-K2} = 0,5 \cdot (R_{th,1} + R_{th,2}) + R_{th,Kontakt} \tag{2.15b}$$

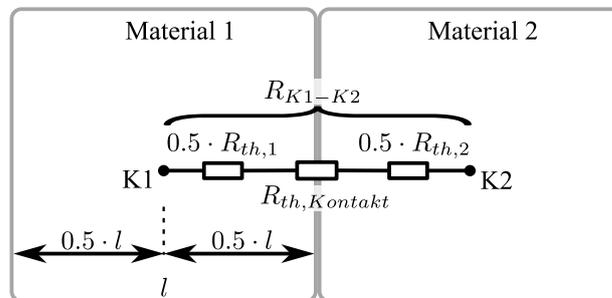


Abbildung 2.10: Bestimmung des thermischen Widerstandes zwischen Knoten $K1$ und $K2$ nach [Kyl95]

In der Literatur werden verschiedene LPTM zur thermischen Modellierung von EM beschrieben, die sich hinsichtlich ihrer Modellierungstiefe und ihres Detaillierungsgrads unterscheiden. Eine Übersicht über unterschiedliche Ansätze bietet Tabelle 2.3.

Das Modell von [Eps20] legt besonderen Fokus auf die detaillierte thermische Charakterisierung einer EM und enthält umfangreiche Informationen zur Parametrierung. Allerdings wird die genaue Anzahl der Knoten darin nicht spezifiziert. In [Küh18] wird neben einer umfassenden Parameterbestimmung ein Modell mit sieben axialen Segmenten vorgestellt, welches eine feinere Auflösung der Temperaturverteilung im Stator ermöglicht.

Das Modell nach [HE22] stellt einen ausgewogenen Kompromiss zwischen Modellkomplexität und Berechnungsgeschwindigkeit dar. Es berücksichtigt Parameter für eine EM, deren thermische Berechnung in Kapitel 4.2 erfolgt, und bietet eine solide Grundlage für die vorliegende Untersuchung.

Tabelle 2.3: Aufführung beispielhafter LPTM mit unterschiedlicher Tiefe und deren Fokus

Modell	[HE22]	[Küh18]	[Eps20]
Axiale Segmente Kühlkanal	1	7	nicht benannt
Fokus	Untersuchung unterschiedlicher Kühlmethode	Parametrierung eines LPTM auf Basis von Messungen und Ermittlung von Eisenverlusten	Erweiterte Modellierung thermischer Kopplungen

Einfaches LPTM einer PSM nach [HE22]

Das LPTM basiert auf dem Modell nach [HE22] und wurde für die in Kapitel 4.2 betrachtete EM erstellt. Es ist so ausgestaltet, dass eine Parametrierung für verschiedene Kühlmethode möglich ist und dadurch eine zuverlässige Bestimmung der Temperaturgrenzen ermöglicht wird.

Auf Basis der zuvor beschriebenen LPTM-Elemente lassen sich thermische Netzwerke aufbauen, die eine detaillierte Analyse der Wärmeverteilung erlauben. Ein Beispiel zeigt Abbildung 2.11, in der ein thermisches Mehrknotenmodell für eine Wassermantelkühlung dargestellt ist. Die Erläuterung des Modells erfolgt ausgehend vom Rotor.

Im Rotor des Modells entsteht Wärme durch die Eisenverluste $\dot{Q}_{R,Fe}$. Die thermische Kapazität $C_{R,Fe}$ wird durch das Rotorblechpaket bestimmt. Der Wärmestrom vom Rotor kann durch den thermischen Widerstand R_{R-G} über den Stirnraum der EM entweder zum Gehäuse abfließen oder in Richtung der Magnete über R_{R-Mag} . In den Magneten kommt zusätzlich der Verlustanteil der Magnete $\dot{Q}_{R,Mag}$ hinzu. Der gebündelte Wärmestrom fließt dann über den Luftspalt, abgebildet durch den Widerstand R_{Mag-S} , in das Statorblechpaket, in welchem die Eisenverluste $\dot{Q}_{S,Fe}$ anfallen.

An das Statorblechpaket ist über den Widerstand R_{Cu-S} die Kupferwicklung mit den Kupferverlusten $\dot{Q}_{S,Cu}$ angebunden. Links und rechts der Kupferwicklung im Stator befinden sich der linke, sowie der rechte Wickelkopf, welche über die Wärmeleitung in den Kupferdrähten angebunden sind, abgebildet durch den Widerstand R_{WK-Cu} . Die im Wickelkopf anteilig anfallenden Kupferverluste sind jeweils mit \dot{Q}_{WK} gegeben.

Die Anbindung der EM an das Gehäuse erfolgt an den Wickelköpfen über den thermischen Widerstand R_{WK-G} . In Abbildung 2.11 ist dies auf der linken Seite ohne Vergussmasse und auf der rechten Seite mit Vergussmasse dargestellt. Dies resultiert lediglich in unterschiedlichen Parametersätzen für R_{WK-G} , abhängig vom jeweiligen thermischen Kontakt. Die Anbindung des Stators an das Gehäuse erfolgt über den Widerstand R_{S-G} . Alle Verluste werden letztendlich über die Anbindung zum Kühlmedium abgeführt, die über den Widerstand R_{G-K} sowie die Temperaturrandbedingung ϑ_K modelliert ist.

Limitierungen bei der Modellierung von EM mit LPTM nach [Küh18]

Auch das Modell nach der Dissertation von KÜHBACHER [Küh18] ist für eine PSM mit Wassermantelkühlung ausgelegt und orientiert sich an realitätsnahen Betriebsbedingungen. Ein wichtiger Aspekt der dort durchgeführten Untersuchungen ist der Diskretisierungsfehler, welcher bei der räumlichen Konzentration von Temperaturen, Massen und Verlusten in LPTMs entsteht.

Dieser Fehler kann durch unterschiedliche Vorgehensweisen kompensiert oder reduziert werden. [Küh18] nutzt hierzu eine Untergliederung der Elemente in zwei Unterelemente mit einer Verschiebung in den

Der thermische Widerstand R_{Mag-s} , welcher den Wärmeübergang von Rotor auf Stator definiert, kann unter Berücksichtigung der Tylor-Couette-Strömung [HCH12, MRT91, Saa98, SBC05] und final nach [BK62] modelliert werden. Dieser ist allgemein maschinenabhängig, da die Statornutöffnung einen großen Einfluss hat.

Die Wärmeleitung über Welle und Lager in das Gehäuse ist nach [Mot16] vernachlässigbar, sofern keine explizite Betrachtung der Lagertemperaturen erforderlich ist.

Die Bestimmung der Parameter eines LPTM ist mit erheblichem Aufwand verbunden. Durch die Wahl einer bereits thermisch modellierten Maschine nach [HE22] kann dieser Parametrierungsaufwand in der vorliegenden Arbeit reduziert werden.

2.3.2 Kühlung durch erzwungene Konvektion im Kühlmantel

Die in Kapitel 2.2.3 beschriebenen Verluste werden in den LPTM-Modellen als Wärmeströme modelliert und überwiegend durch Wärmeleitung zum Kühlmantel übertragen, bevor sie durch erzwungene Konvektion an das Kühlmedium abgeführt werden. Diese Betrachtung ist insofern relevant, als sie die Basis für die Ableitung ortsabhängiger Wärmeströme bildet, die im Rahmen der Methode in Kapitel 5 zur bedarfsgerechten Kühlstrukturplatzierung verwendet werden. Dieser Wärmeübergang wird durch den thermischen Widerstand R_{G-K} aus dem vorherigen Kapitel beschrieben. Die theoretischen Grundlagen dieser Prozesse sind umfassend in [Bol18, S. 559 ff.], [FN22, S.480] sowie im VDI WÄRMEATLAS [Ing13] dargelegt.

In Abbildung 2.12 ist anhand der Konfiguration des *ebenen Spaltes* die erzwungene Konvektion schematisch dargestellt. Diese Konfiguration entspricht zugleich dem Aufbau des planaren Prüfstandes, der in Kapitel 5.1 zur Untersuchung verteilter Wärmeströme und Kühlelemente verwendet wird. Die dort durchgeführten experimentellen und CFD-basierten Analysen dienen als Voruntersuchung für die im weiteren Verlauf vorgestellte Methode. Der Kanal hat dabei einen Plattenabstand s und eine Länge L . Von der linken Seite tritt das Kühlmedium mit dem Volumenstrom \dot{V} in den Kühlkanal ein. Dabei bildet sich abhängig vom Querschnitt des Kanals ein charakteristisches Geschwindigkeitsprofil $\vec{\omega}$ aus, mit einer Geschwindigkeit $\vec{\omega} = 0$ an den Wänden sowie der höchsten Strömungsgeschwindigkeit in der Mitte. Von unten werden Verluste in Form eines Wärmestromes \dot{Q} aufgeprägt.

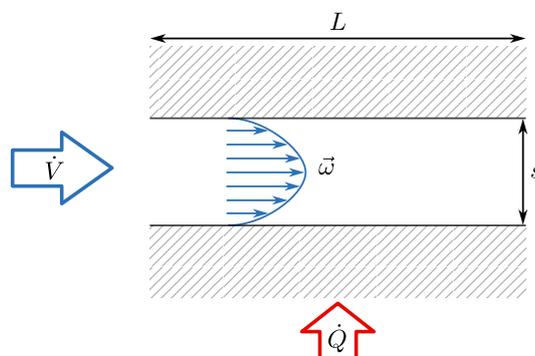


Abbildung 2.12: Darstellung eines einseitig beheizten ebenen Spaltes

Die maximal abführbare Wärmemenge wird durch die Wärmeaufnahmefähigkeit des eingesetzten Kühlmediums begrenzt. Wird eine Wasserkühlung eingesetzt, kann die abgeführte Wärmemenge erheblich gesteigert werden. Dies liegt an der im Vergleich zu Luft deutlich höheren Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität von Wasser. Die Anpassung von Volumenstrom, Ein- und Austrittstemperaturen erlauben

eine Adaption der Kühlleistung im begrenzten Maße. Nach Gleichung 2.16 ergibt sich der Wärmestrom \dot{Q} , welchen ein Fluid abführen kann, durch die spezifische Wärmekapazität c_p , die Dichte ρ , dem Volumenstrom \dot{V} und der Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Fluids ΔT_F . Diese Betrachtung bezieht sich auf ein adiabates System, in dem parasitäre Wärmeströme, etwa über das Gehäuse, sowie konvektive Wärmeübergänge an der Oberfläche zur Umgebung, wie sie in realen Systemen auftreten, vernachlässigt werden.

$$\dot{Q} = c_p \cdot \rho \cdot \dot{V} \cdot \Delta T_F \quad (2.16)$$

Neben der Wärmeaufnahmefähigkeit des Fluids ist auch der Wärmeübergang auf das Fluid selbst ein weiterer begrenzender Faktor. Hier beeinflussen insbesondere die Strömungsbedingungen, das gewählte Kühlkonzept und die Materialeigenschaften der Systemkomponenten die effektiv abgeführte Wärmemenge maßgeblich. Dies ist mit dem newtonschen Kühlgesetz in Gleichung 2.17 durch den Wärmeübergangskoeffizient α , die zum Wärmeaustausch zu Verfügung stehende Fläche A und die Temperaturdifferenz ΔT der Oberfläche zum Kühlmedium beschrieben [MN12, BL17, LL24, LKLT20]. Diese Zusammenhänge beschreiben die Grundlage für die Bestimmung der lokal abgeführten Wärmemenge in Abhängigkeit der Fläche A und des Wärmeübergangskoeffizienten α .

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.17)$$

Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α sind zunächst die Reynolds-Zahl Re und die Prandtl-Zahl Pr zu bestimmen. Diese Größen ergeben sich mithilfe der kinematischen Viskosität ν , der Temperaturleitfähigkeit a des Kühlmediums, der mittleren Strömungsgeschwindigkeit \bar{w} sowie dem hydraulischen Durchmesser d_h gemäß Gleichung 2.18a und 2.18b. Der hydraulische Durchmesser d_h wird nach Gleichung 2.18c berechnet und entspricht bei der Konfiguration des ebenen Spaltes dem doppelten Wandabstand s .

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot d_h}{\nu} \quad (2.18a)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (2.18b)$$

$$d_h = \frac{2 \cdot w \cdot s}{w + s} \quad (2.18c)$$

Unter Zuhilfenahme dieser beiden Größen lässt sich anschließend die Nusselt-Zahl nach Gleichung 2.19 für erzwungene Konvektion berechnen, Dabei ist λ die Wärmeleitfähigkeit des Fluids und L die charakteristische Länge des Systems.

$$\alpha = Nu_m(Re, Pr) \cdot \frac{\lambda}{L} \quad (2.19)$$

Nach [Gni13b] kann für die Anordnung des ebenen Spaltes bei $Re < 3 \cdot 10^5$ die Nusselt-Zahl mit Gleichung 2.20a bis 2.20d beschrieben werden. Weitere ausführlichere Beschreibungen des Ebenen Spaltes

gibt es auch nach [LL24, S.369]. Die Gleichungen sind dabei aufgrund von experimentellen Untersuchungen entwickelt.

$$Nu_1 = 4,861 \quad (2.20a)$$

$$Nu_2 = 1,841 \cdot \sqrt[3]{Re Pr \frac{d_h}{L}} \quad (2.20b)$$

$$Nu_3 = \left\{ \frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right\}^{1/6} \cdot \left(Re \cdot Pr \frac{d_h}{L} \right)^{1/2} \quad (2.20c)$$

$$Nu_m = (Nu_1^3 + Nu_2^3 + Nu_3^3)^{1/3} \quad (2.20d)$$

Des Weiteren kann für einen Kanal der Druckverlust Δp nach [LL24, S.367] mittels Gleichung 2.21 berechnet werden.

$$\Delta p = f_R \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \quad (2.21)$$

Der Reibungskoeffizient f_R für den ebenen Spalt kann dabei für laminaren Fluss nach Gleichung 2.22a [VBS13, S.117] berechnet werden. Für turbulente Strömung wird die Blasius-Gleichung 2.22b nach [SM24, S.329] herangezogen. Diese ist eigentlich für Rohre gedacht, aber für eine erste Schätzung im Rahmen der Arbeit ausreichend.

$$f_R = 1,5 \cdot \frac{64}{Re} \quad (2.22a)$$

$$f_R = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \quad (2.22b)$$

Ist der Kühlkanal nicht wie im ebenen Spalt planar, sondern wird durch bspw. eine Kühlschleife eine Krümmung mit Radius R des Kanals eingebracht, kann dies über die Dean-Zahl [Dea27, Dea28] berücksichtigt werden. Die Dean-Zahl De ergibt sich nach Gleichung 2.23. Dieses Konzept ist für die strömungstechnische Bewertung spiralförmiger Kühlkanäle relevant, wie sie auch in der Referenzspirale in Kapitel 4.3 umgesetzt ist. In der vorliegenden Arbeit wird die Dean-Zahl jedoch nicht explizit verwendet.

$$De = Re \cdot \sqrt{\frac{D_h}{2 \cdot R}} \quad (2.23)$$

Je nach Größe der Dean-Zahl ergibt sich dann ein zusätzlicher Reibungskoeffizient f_{De} , welche in [GM16] für eine Vielzahl unterschiedlicher Szenarien gesammelt sind. Für den hier vorliegenden Fall eines spiralisierenden Kühlkanals kann Gleichung 2.24 herangezogen werden, die auf den Veröffentlichungen von Prandtl basiert.

$$f_{De} = 0,29 \cdot De^{0,36} \text{ für: } 40 < De < 2000 \quad (2.24)$$

Anhand des Druckverlustes Δp und des Volumenstroms \dot{V} kann die hydraulische Leistung

$$P_{hyd} = \Delta p \cdot \dot{V} \quad (2.25)$$

berechnet werden. Diese Größe wird im weiteren Verlauf als Nebenbedingung herangezogen, um unterschiedliche Kühlelementverteilungen bei gleicher hydraulischer Leistung in Kapitel 7 vergleichend bewerten zu können.

2.3.3 Flüssigkühlung in Industrie und Forschung

Die Wahl der Kühlmethode hat einen entscheidenden Einfluss auf die thermische Leistungsfähigkeit und das Betriebsverhalten einer EM. In diesem Abschnitt werden verschiedene Ansätze der Flüssigkühlung betrachtet, die insbesondere in Hochleistungsanwendungen relevant sind. Zudem wird ein Überblick über unterschiedliche Wasserkühlkonzepte gegeben.

Insbesondere in mobilen oder industriellen Anwendungen wird die Auswahl des Kühlsystems maßgeblich von den Anforderungen an Temperaturmanagement und Bauraum bestimmt. Die Umsetzung solcher Systeme erfolgt nach Normen wie DIN EN 60034-6, welche die sogenannten IC-Codes³ zur Klassifikation verschiedener Kühlmethoden festlegt. Diese definieren sowohl die Art der Kühlung als auch deren Ort und Medium.

Der Einsatz von Wasserkühlungen ist aufgrund der höheren Leistungsdichte im Vergleich zur Luftkühlung die bevorzugte Lösung in mobilen Anwendungen. Typische Parameter solcher Systeme umfassen nach [Dop20, S.46] eine Vorlauftemperatur von maximal 60 bis 75 °C, einen Volumenstrom von 4 bis 8 $\frac{1}{\text{min}}$ und eine Temperaturdifferenz von etwa $\Delta T = 10$ K.

Wassermantelkühlung

Typische Ausführungen von Kühlmänteln für EM sind in Abbildung 2.13 dargestellt. Eine häufig umgesetzte Variante ist dabei die Wasserspirale (a). Das Kühlmedium tritt auf der linken Seite mit der Temperatur T_{Ein} in den Mantel ein. Das Fluid umströmt den Stator radial in einer Spirale und nimmt dabei den Wärmestrom \dot{Q} auf. Dabei erwärmt sich das Kühlmedium nach Gleichung 2.16 und tritt mit der entsprechend erhöhten Temperatur T_{Aus} auf der rechten Seite aus. Diese Konfiguration begünstigt daher einen axialen Temperaturgradienten, da auf der rechten Seite aufgrund der höheren Kühlmitteltemperatur nach Gleichung 2.16 auch eine höhere Oberflächentemperatur vorherrschen muss, um die Verluste abgeben zu können. Eine typische Umsetzungen ist dabei das EM-Gehäuse des *BMW i3* mit einer Spiral-Wasserkühlung [BMW14], welche von einer Seite durchströmt wird.

In Abbildung 2.13 b) ist eine weitere Variante dargestellt, in der das Kühlmedium entlang der z -Achse des Kühlmantels mäandriert. Hier kann die Konfiguration unterschiedlich gestaltet sein, entweder ist der Mäander komplett radial umlaufend, oder der Kühlmittelstrom wird auf zwei umlaufende Mäander aufgeteilt. Beide Varianten sorgen dafür, dass ein radialer Temperaturunterschied begünstigt wird [HPNE13].

Um den Nachteil des axialen Temperaturgradienten der Spiralkühlung zu reduzieren ist in [AWG⁺19] ein Kühlmantel vorgeschlagen, der auf den Stirnseiten des Kühlmantels Kühlmittleinlässe hat (Abbil-

³ International Cooling Codes

dung 2.13 c). Von dort fließt das Kühlmedium in einer Spirale zur Mitte des Kühlmantels, wo sich der Austritt befindet. Vorteilhaft an dieser Konfiguration ist, dass im Bereich der Wickelköpfe ein größerer Temperaturunterschied zur verbesserten Kühlung genutzt werden kann.

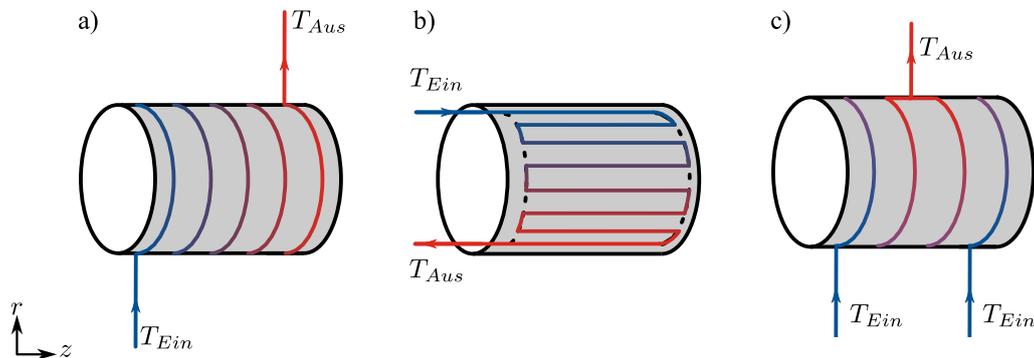


Abbildung 2.13: Typische Wasserkühlmäntel a) Kühlschnecke b) Mäander
c) alternative Konfiguration mit zwei Einlässen und mittigem Auslass

Nach [SIO⁺11] besteht im *Nissan Leaf* der Kühlkreis aus drei parallel ausgeführten Kanälen, um einer Erhöhung der Temperatur des Kühlmediums entgegenzuwirken .

Im Rahmen der Umsetzung der Kühlung im *Volkswagen e-Up!* zeigt sich, dass an Alternativen zur klassischen Kühlschnecke gearbeitet wird. In der ersten Version wurde eine Art Stift-Wassermantel realisiert [FBGL20], der in der zweiten Version des *e-Up!* durch eine mäandrierende Variante ersetzt wurde, wie in Abbildung 2.14 dargestellt. Die Umlenkung erfolgt hierbei in den Lagerschilden, wodurch die Fertigung der Kühlkanäle, die somit nur als axiale Kanäle ausgeführt sind, vereinfacht wird.

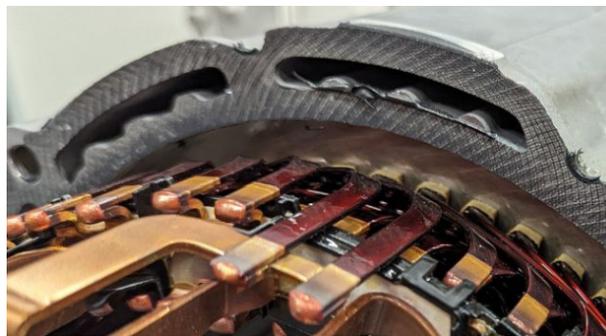


Abbildung 2.14: Seitliche Sicht auf EM-Kühlmantel des VW eUp

Neben den klassischen Wasserkühlungen existieren zahlreiche Forschungsprojekte, die sich mit der Weiterentwicklung der Kühlung von EM befassen. Eine einfache Variante, die ebenfalls zu den Wasserkühlmänteln zählt, ist in Abbildung 2.15 a) dargestellt. Hier werden durch additive Fertigung gezielt Kühlelementen in einen radial umströmten Kühlmantel integriert.

Der Fokus aktueller Forschung liegt auf innovativen Technologien, welche neue Kühlmechanismen sowie optimierte Designs zur Effizienzsteigerung integrieren. In den folgenden Abschnitten werden zentrale Ansätze und Forschungsergebnisse näher erläutert. Eine detaillierte Analyse verschiedener Kühlkonzepte findet sich in [GK21, KTE⁺23, LKW⁺20] und insbesondere bei WROBEL [Wro22].

Leiterdirektkühlung

Eine besonders effektive Methode, die Kühlung direkt an der Verlustquelle anzuwenden, ist die Verwendung von Hohlleitern. Diese Technologie kombiniert die Stromführung mit einer Kühlfunktion, indem ein Kühlmedium (z. B. Wasser, Wasserstoffgas oder weitere Wärmeträger) durch hohle elektrische Wicklungen geführt wird.

Nach [FN22, S.418 ff.] wird eine direkte Kühlung mit Wasser erst ab einer Leistung von etwa 500 MW wirtschaftlich sinnvoll, während Wasserstoffgas bereits ab etwa 100 MW effizient genutzt werden kann. Dennoch beschäftigen sich Unternehmen und Forschungsgruppen intensiv mit der Entwicklung und Optimierung dieser Technologie. Zu den zentralen Ansätzen und Entwicklungen gehören:

- Additiv gefertigte Spulen mit integriertem Kühlkanal [Sil19]
- Kühlung von geformten Litzenleitern mit innenliegendem Rohr [LPP⁺19, PLN⁺20, DPP20], dargestellt in Abbildung 2.15 b)
- Direktkühlung der Wicklung [EDAS13]
- Patent zu Formdrähten mit innenliegendem Kühlkanal und Kühlung mit CO_2 oder N_2O [Kli06]
- Durchströmung von Hohlleitern mit deionisiertem Wasser [NN17, Dre20]
- Anpassung der Slot-Geometrie zur Integration von Formdrähten mit integrierten Kühlkanälen mit dem Ziel des Einsatzes in Flugzeugantrieben [BKP24, KNN⁺23]
- Einsatz von Hochtemperatursupraleitern, die bei Temperaturen unter $-40^\circ C$ betrieben werden und für Kraftwerke mit hohen Stromdichten geeignet sind [JGS06]

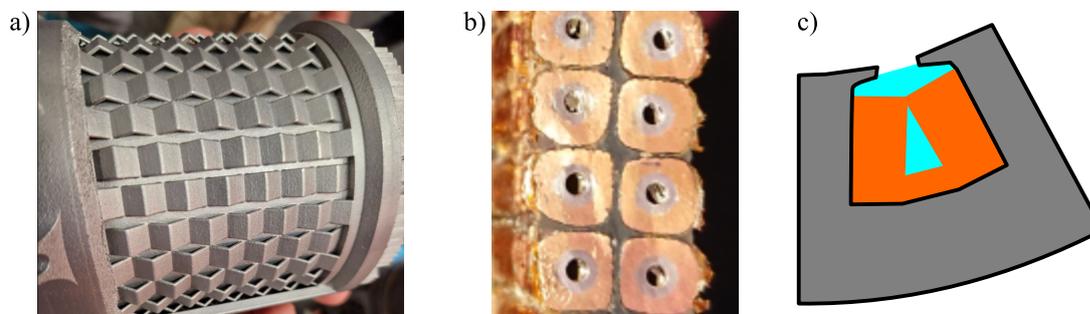


Abbildung 2.15: a) additiv gefertigter Aluminium-Wassermantel mit alternativer Kühlstruktur des TUfast-RacingTeam
b) Wasser-Direktkühlung in geformter Litzenwicklung c) Kühlung in der Nut nach [SD15]

Die Kombination aus Stromleitung und Kühlmedium in Hohlleitern zeigt ein hohes Potenzial für die Verbesserung der Kühlsysteme von EM, insbesondere in Bereichen mit hohen Leistungsdichten und begrenztem Bauraum. Problematisch hierbei ist, dass jede EM eine einzelne Berechnung benötigt, da die Ausprägung der Kühlkanäle einen starken Einfluss auf die elektromagnetische Auslegung hat. Dies spiegelt sich nicht nur in einer Reduzierung der aktiven Leiterfläche wieder und somit der Erhöhung des elektrischen Widerstandes (Gleichung 2.8), sondern auch in der Beeinflussung des magnetischen Feldes. Ein weiterer zu beachtender Faktor bei vielen dieser Umsetzungen sind die hohen benötigten Drücke, um das Kühlmedium durch die Hohldrähte oder Kanäle mit geringen Durchmessern zu befördern. Diese lassen sich über Gleichung 2.22b berechnen, wobei über die Reynoldszahl die Querschnittsfläche des Hohlrahtes eingeht.

Eine weitere vielversprechende Methode zur gezielten Kühlung von EM ist die Integration von Kühlelementen in den Nuten, wie in Abbildung 2.15 c) dargestellt. Dabei werden die thermischen Verluste der Wicklungen direkt im Nutbereich abgeführt. [SD15] entwickelte hierzu eine Spritzgusstechnologie, bei der Kühlkanäle mithilfe verlorener Formen in die Nuten integriert werden. Diese Technik wird unter anderem in Antrieben der *SciMo GmbH* eingesetzt. Auch [Acq21] beschreibt und untersucht diese Kühlmethode in der Dissertation. Eine ähnliche Technologie nutzt laut [Ros22] die *DeepDrive GmbH*, die gezielte Kühlung in den Nuten auch für Radnabenantriebe anwendet, um Hotspots in der Wicklung zu minimieren und die Effizienz zu steigern.

Die Kühlung in den Nuten bietet eine unmittelbare Wärmeabfuhr und reduziert thermische Belastungsspitzen. In Kombination mit anderen Kühlsystemen stellt sie eine effektive Lösung dar, die zur Verbesserung moderner EM beiträgt.

Einsatz von Heatpipes und Phasenwechsellkühlung

Ein alternativer Ansatz zur Kühlung ist die Nutzung von Flüssigkeiten mit Phasenwechsel (Flüssig-Gas) in Heatpipes. Studien wie [LJ20] und [HNM⁺19] zeigen, dass die Effizienz dieses Ansatzes durch die Kombination mit Micro-Channels gesteigert werden kann. Allerdings sind Heatpipes insbesondere bei hohen Verlusten oft nicht ausreichend, sodass sie in Kombination mit Kühlmänteln als hybride Systeme eingesetzt werden müssen [LJ20].

Auch hier gibt es Veröffentlichungen rund um die Forschungsgruppe von WROBEL. In den Ausarbeitungen beschäftigen sie sich unter anderem mit Heatpipes zur Wärmeabfuhr in EM [WM20] und additiver Fertigung von Wärmekanälen (HeatGuides) zur gezielten Kühlung [WH20].

Optimierte Kühlkanal designs mithilfe generativer Software

Ein Beispiel für die iterative Generierung von Kühlstrukturen ist die Software *Coldstream* der Firma *Diatix*. Diese Software kombiniert CFD-Simulationen mit Topologieoptimierung⁴, um optimierte Kühl designs zu erstellen. Die Berechnungen erfolgen cloudbasiert auf Hochleistungsrechnern.

In einem typischen Anwendungsfall wird ein Grundmodell des zu kühlenden Systems in die Benutzeroberfläche geladen. Es werden Design-Räume definiert, thermische Randbedingungen sowie Optimierungsziele festgelegt. Zusätzlich können Fertigungsmethoden vorgegeben werden, wodurch die resultierenden Strukturen gezielt darauf abgestimmt werden. Die Software führt dann iterative CFD-Simulationen durch, um die optimale Kühlstruktur zu generieren.

Nach [GHVP21] benötigt eine einzelne Design-Iteration in niedriger Auflösung für den Kühlmantel einer EM etwa eine Woche Rechenzeit, während Iterationen in hoher Auflösung mehrere Wochen beanspruchen können. Die auf diesem Verfahren basierenden Designs ermöglichen signifikante Verbesserungen der Wärmeabfuhr.

⁴ Iterative Anpassung einer Geometrie um eine Zielgröße – hier eine minimale Temperatur oder geringe Temperaturgradienten – zu erreichen

2.4 Diskrete Kühlelemente zur Nutzung in Kühlkanälen

Anstelle der Umsetzung komplexer Kühltechniken, wie sie im vorhergehenden Kapitel beschrieben werden, kann die Wärmeübertragung durch gezielte Anpassung relevanter Parameter verbessert werden. Die übertragbare Wärmestrom \dot{Q} hängt gemäß Gleichung 2.17 maßgeblich vom Wärmeübergangskoeffizienten α und der zur Verfügung stehenden Oberfläche A ab. Eine Möglichkeit zur Erhöhung dieser Größen besteht in der Integration von Kühlelementen innerhalb des Volumenstroms \dot{V} des Kühlmediums, um den Wärmeübergang gezielt zu erhöhen.

Eine mögliche Umsetzung besteht in der Platzierung zylindrischer Strukturen (Pin-Fins) im Kanal, wie dies in 2.16 a) dargestellt ist. Dies entspricht nach GNIELINSKI [Gni13a] dem Fall *Querumströmte einzelne Rohrreihen und Rohrbündel*. Erste Anwendungen dieser Pin-Fins zur Kühlung werden um 1980 intensiver untersucht [Gni78, BV84].

Die Untersuchungen von [CLS94] zeigen, dass die Variation der Form der Pin-Fins einen signifikanten Einfluss auf die Kühlleistung hat. Eine zylindrische Kühlstruktur führt demnach zu einer verbesserten Wärmeabfuhr. Elliptische Strukturen, wie sie in Abbildung 2.16 b) dargestellt sind, erweisen sich als vorteilhafter hinsichtlich des Druckverlusts Δp sowie des Wärmeübergangskoeffizienten α .

[KOT13] betrachtet die Kühlleistung bei Änderung der zylindrischen Strukturen zu ovalen Formen mit abgerundeten Kanten (Abbildung 2.16 c). Intensive Messungen zum Wärmeübergang zeigen den Vorteil der Pins. Durch lokales turbulentes Strömungsverhalten, wird die thermische Grenzschicht reduziert und der Wärmeübergang verbessert.

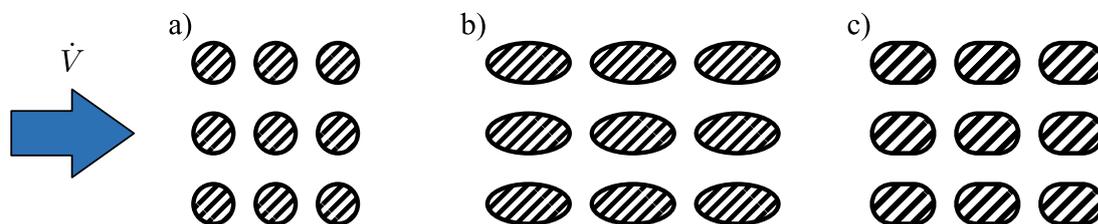


Abbildung 2.16: a) zylindrische Pin-Fins nach [BV84] b) Ovale Pin-Fins nach [CLS94] c) Längliche Pins nach [KOT13]

Im Rahmen verschiedener jüngerer Untersuchungen, welche im Folgenden vorgestellt werden, ergibt sich als gemeinsamer Konsens, dass sich insbesondere tropfenförmige Strukturen hinsichtlich Druckabfall und Kühlleistung als vorteilhaft erweisen.

In [Kar17] erfolgt eine iterative Verbesserung unter Nutzung von CFD-Berechnungen von Kühlelementen, die zunächst als durchgehende Kanäle starten und zum Ende eine Nutzung der NACA-0024-Flügelprofile darstellt. Die Strukturen sind dabei im Gehäuse gleich verteilt.

In den Untersuchungen von [Al-18] werden Pin-Fins im Kontext der Elektronikkühlung analysiert. Dabei wird insbesondere der Einfluss der Pin-Fin-Verteilung auf den Druckverlust und die Wärmeübertragung betrachtet. Es zeigt sich, dass eine versetzte Anordnung der Pin-Fins, wie in Abbildung 2.17 dargestellt, im Vergleich zu einer ausgerichteten Anordnung zwar eine marginale Verbesserung der Wärmeübertragung bewirken kann, dies jedoch mit einem signifikant höheren Druckverlust einhergeht.

In den Untersuchungen von [Coh16] werden ausgiebige Simulationen und Prüfstandsuntersuchungen aufgeführt, welche parametrisch ausgehend von runden Pin-Fins über tropfenförmige zu nahezu flügel-

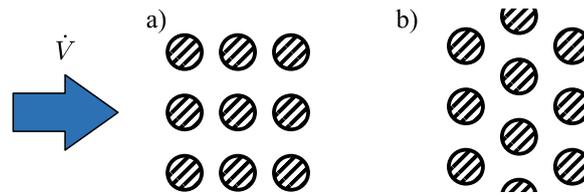


Abbildung 2.17: Anordnung von Pin-Fins in einem Kühlkanal a) ausgerichtet b) versetzt

förmigen Pin-Fins übergehen (Abbildung 2.18). Hierbei schneidet die rechte Variante mit einem Verhältnis des Radius R zu Länge l von 0,2 am besten ab.

Diese Aussagen ergänzen sich mit den Ergebnissen nach STRUVE [Str21], von welchem die Grundstruktur der Pin-Fins im weiteren übernommen wird.



Abbildung 2.18: Anpassungen zylindrischer Kühlelemente zur Pin-Fin Geometrie nach [Coh16, Str21]

Kühlstruktur nach [Str21]

Zur Berücksichtigung der Fertigbarkeit von Pin-Fins erfolgt die Implementierung der Elemente gemäß der Dissertation von STRUVE [Str21]. Diese Arbeit baut auf den zuvor genannten Untersuchungen auf und umfasst detaillierte Analysen zur Herstellung sowie zur Positionierung der Pin-Fins. Dadurch wird sichergestellt, dass die entwickelten Strukturen sowohl fertigungstechnisch umsetzbar als auch strömungstechnisch optimiert sind und eine effektive Wärmeübertragung ermöglichen.

Die Draufsicht der verwendeten Pin-Fin-Geometrie ist in Abbildung 2.19 dargestellt. Die Struktur besteht aus einem großen Teilkreis mit Radius R auf der linken Seite und einem kleineren Teilkreis mit Radius r auf der rechten Seite. Die Öffnung dieser Teilkreise wird durch den Winkel α beschrieben. Beide Teilkreise sind durch eine tangential anliegende Gerade der Länge b verbunden. Die Mittelpunkte der Teilkreise haben einen Abstand von a .

Alternativ kann die Geometrie auch mithilfe der Hilfsgröße φ gemäß [Str21] und Gleichung 2.26a beschrieben werden. Eine ausführliche Berechnung findet sich in [ERKG23].

Eine für diese Arbeit wichtige Größe eines Pin-Fins ist der Flächenzugewinn $A_{Zugewinn}$, der durch das Platzieren eines Elementes im Kühlkanal zustande kommt. Dazu muss zunächst nach Gleichung 2.26b die Grundfläche eines Pin-Fins berechnet werden. Wird nun ein Pin-Fin platziert, ist die Grundfläche A_{Basis} nicht mehr für die Wärmeübertragung ins Fluid verfügbar, sondern nur die Mantelflächen des Pin-Fins. Somit ergibt sich der Flächenzugewinn $A_{Zugewinn}$ gemäß Gleichung 2.26c aus der Differenz zwischen der Mantelfläche des Pin-Fins, die als Produkt aus dem Umfang $U_{Pin-Fin}$ und der Kühlkanalhöhe h_{Kanal} berechnet wird, und der Basisfläche A_{Basis} . Hierbei ist zu beachten, dass bei einer zu gering gewählten Kanalhöhe h eine Reduzierung der wärmeübertragenden Fläche nach Gleichung 2.26c auftreten kann.

$$\varphi = \frac{R + r + a}{2 \cdot R} \quad (2.26a)$$

$$A_{Basis} = R^2 \cdot (\pi - \alpha) + (R + r) \cdot a \cdot \sin(\alpha) + r^2 \cdot \alpha \quad (2.26b)$$

$$A_{Zugewinn} = h_{Kanal} \cdot U_{Pin-Fin} - A_{Basis} \quad (2.26c)$$

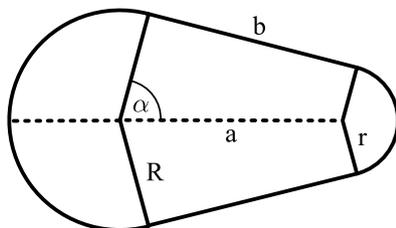


Abbildung 2.19: Darstellung der Grundfläche eines Pin-Fins und Hauptabmessungen nach [Str21]

Auf Grundlage dieser Struktur führt STRUVE in [Str21, S.67 ff.] umfassende Untersuchungen durch. Dabei werden verschiedene Einflussfaktoren analysiert, darunter die Profilhöhe, der Anstellwinkel der Strukturen sowie weitere geometrische Variationen. Dabei stellen sich folgende als die drei Haupteinflussfaktoren heraus:

1. Querschnittsgröße
2. der Abstand der Pin-Fins in Strömungsrichtung a_z , sowie parallel zur Strömungsrichtung a_θ . Die Abstände sind in Abbildung 2.20 skizziert. Hierbei ist darauf zu achten, dass die Abstände nicht zu klein werden. Es wird bei $r = 0,35 \text{ mm}$ ein a_z von 2 bis 5 mm angegeben. Des Weiteren ist ein Verhältnis $\frac{a_\theta}{a_z}$ von 1 bis 2,5 als optimal angegeben.
3. Für die Hilfsgröße φ ist ebenfalls ein Wertebereich von 1 bis 2,5 gegeben, wobei der kleinere Radius r so klein, wie mit dem gewählten Fertigungsverfahren möglich, zu wählen ist.

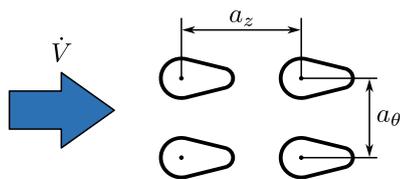


Abbildung 2.20: Abstandparameter der Pin-Fin-Verteilung

Als weitere Randbedingung ist aufgeführt, dass ein versetztes Muster der Pin-Fins wenig Vorteile in Bezug auf die Wärmeübertragung bringt, aber den Druckverlust stark erhöht.

3 Problemstellung und Forschungsfragen

Anhand der vorhergehenden Kapitel wurden die Herausforderungen bei der Auslegung der Kühlung von EM für Mobima deutlich. Eine zentrale Randbedingung stellt das Anwendungsprofil dar, welches durch die jeweiligen Lastzyklen definiert ist. Diese Lastzyklen führen zu einem breit gefächerten Betriebsspektrum aus Drehzahlen und Drehmomenten, wie in Kapitel 2.1.3 dargestellt.

Auf Basis dieser Betriebspunkte lassen sich Verlustprofile anhand der Verlustkennfelder der EM erzeugen. Dabei zeigt sich, dass die auftretenden Verluste stark vom jeweiligen Betriebspunkt abhängen und in unterschiedlichen Bereichen wie Wickelkopf, Wicklung, Statoreisen, Rotoreisen oder Magneten lokalisiert sind. Die Betriebspunktabhängigkeit dieser Verluste folgt den Zusammenhängen $M \sim I$ und $n \sim f$, wie in Kapitel 2.2.3 erläutert.

Zur Berechnung der Temperaturen können die Verluste entweder durch rechenintensive CFD-Berechnungen oder, mit gewissen Abstrichen in Genauigkeit und Auflösung, in ein LPTM eingespeist werden. In Bezug auf LPTM wird in Kapitel 2.3.1 sowie in den Arbeiten von KÜHBACHER [Küh18] gezeigt, dass eine höhere Diskretisierung zu einer erheblichen Verbesserung der Modellgenauigkeit im Vergleich zu einfachen LPTM führt.

Ausgehend von der thermischen Modellierung von EM wurde in Kapitel 2.3.3 auf den Stand der Technik bzgl. Kühlungen von EM mit hoher Leistungsdichte eingegangen. Erkennbar ist ein Trend zu hochintegrierten und spezialisierten Kühlsystemen, wie Leiterkühlungen, Kühlkanäle in den Nuten oder auch Nutzung von HeatPipes. Einzelne Arbeiten untersuchen des Weiteren alternative Kühlelementen in Kühlkanälen, wie das TUfast-Rennteam (Abbildung 2.15 a), die Implementierung von NACA-Profilen oder die Variation von Pin-Fins, wie in Kapitel 2.4 vorgestellt.

These

Komplexe Kühlmethode wie die Leiterdirektkühlung sind in Mobima derzeit nicht praxisgerecht umsetzbar, da ihnen die Marktreife fehlt und die Entwicklungskosten hoch sind. Dies führt dazu, dass EM in mobilen Anwendungen überwiegend mit Wassermantelkühlung betrieben werden. Diese weisen jedoch nach [HPNE13] und [Küh18, S.131] ausgeprägte Hotspots auf.

Gängige Wasserkühlmäntel sind meist unabhängig von der lokalen Verlustverteilung gestaltet, sodass Hotspots nicht gezielt reduziert werden können. Die CFD-gestützte Gestaltung durch Unternehmen wie *diabatix* ermöglicht zwar eine Optimierung, ist jedoch mit erheblichem Rechenaufwand verbunden. In den Veröffentlichungen zu diskreten Kühlelementen aus Kapitel 2.4 werden verschiedene Anordnungen untersucht, jedoch erfolgt deren Platzierung unabhängig von den lokal auftretenden Wärmeströmen.

Eine analytische Methode zur gezielten Verteilung von Kühlelementen im Kühlkanal eines EM-Kühlmantels könnte Temperaturgradienten verringern und Hotspots minimieren. Diese Methode würde es ermög-

lichen, den Wärmeübergang lokal bedarfsgerecht anzupassen und die thermische Belastbarkeit der EM zu steigern. Falls erforderlich, kann die Auslegung durch CFD-Analysen weiter verfeinert werden.

Derzeit erlauben gängige Simulationstools keine effiziente Verteilung von Kühlelementen auf Basis örtlich aufgelöster Verlustprofile. Dies führt zu einem ungleichmäßigen Temperaturprofil, welches die thermische Ausnutzung der EM einschränkt und damit die erreichbare Leistungsdichte begrenzt.

Forschungsthese

Eine analytische Methode zur gezielten Verteilung von Kühlelementen in Wassermantelkühlungen kann dazu beitragen, lokal auftretende Hotspots in elektrischen Maschinen zu reduzieren, die thermische Belastbarkeit zu verbessern und dadurch die erreichbare Leistungsdichte zu erhöhen, ohne auf kostenintensive und rechenaufwendige Optimierungen angewiesen zu sein.

Forschungsfragen

Aus der vorhergehend formulierten These ergeben sich folgende Forschungsfragen:

- In welchem Maße kann die Verteilung von Kühlelementen in Kühlkanälen zur Reduzierung von Hotspots beitragen, und welche Anforderungen ergeben sich an deren analytische Beschreibung?
- Wie kann die Nutzung orts aufgelöster Verlustprofile $P_V(r, \theta, z)$ dazu beitragen, Kühlelemente im Kühlkanal gezielt zu platzieren, um axiale und radiale Temperaturgradienten zu reduzieren?
- Welchen Einfluss hat die zeitliche Auflösung der Verlustprofile $P_V(r, \theta, z, t)$ bei unterschiedlichen Betriebsprofilen, wie realen oder synthetischen Fahrzyklen, auf die Verteilung der Kühlelemente?

4 Modelle zur Nutzung in der Methode

Für die Beantwortung der Forschungsfragen müssen zunächst Modelle umgesetzt werden, welche es ermöglichen zeit- und orts aufgelöste Verlustprofile zu erzeugen. Daher wird im folgenden Kapitel 4.1 zunächst die Elektrifizierung in mobilen Arbeitsmaschinen anhand eines Baggers und eines landwirtschaftlichen Nutzfahrzeugs mithilfe von Fahrzeugmodellen analysiert. Diese Modelle dienen zur Generierung realitätsnaher Betriebszyklen für EM, welche als Grundlage für die Bestimmung von Verlustprofilen mittels der EM-Modellierung genutzt werden.

Das anschließende Kapitel 4.2 beschreibt die Berechnung einer EM mit dem Programm *Ansys MotorCAD* zur Erzeugung von Verlustkennfeldern. Diese Kennfelder bilden zusammen mit den Betriebspunkten der Fahrzeugmodelle eine wesentliche Grundlage für die thermische Analyse.

In Kapitel 4.3 folgt eine CFD Analyse einer Wassermantelkühlung für die modellierte EM. Dabei wird insbesondere die Ausbildung von Hotspots an der Schnittstelle zwischen Kühlmantel und EM untersucht. Die Erkenntnisse aus diesem Kapitel legen die Grundlage für die Entwicklung einer Methode zur gezielten Verteilung von Kühlelementen, um Temperaturgradienten zu reduzieren.

4.1 Fahrzeugmodelle elektrifizierter Arbeitsmaschinen

In Kapitel 2.1 wird die Vielfalt an Konzepten, Prototypen und Serienlösungen zur Elektrifizierung und Hybridisierung mobiler Arbeitsmaschinen aufgezeigt. Unterschiedliche Systemarchitekturen, Spannungsniveaus, Leistungsklassen und Energiequellen (Batterie, Wasserstoff, Hybridsysteme) werden erprobt, um Emissionen, Energieverbrauch und Kosten zu reduzieren und gleichzeitig eine hohe Leistungsdichte und lange Einsatzdauer zu gewährleisten.

Die betrachteten Mobima-Beispiele verdeutlichen die verschiedenen Ansätze der Elektrifizierung. Während in einigen Fällen nur die Fahrtriebe elektrifiziert sind, umfasst die Elektrifizierung in anderen auch die Arbeitsantriebe oder eine Kombination beider Systeme. Diese unterschiedlichen Konzepte führen zu variierenden Lastszenarien, welche die jeweiligen Antriebssysteme bewältigen müssen.

[GS15] betont in diesem Zusammenhang, wie wichtig realistisch gewählte und häufig auftretende Einsatzfälle sind, um aussagekräftige Daten zu erhalten. Darüber hinaus wird in [Stu15] dargelegt, dass für die Erstellung eines repräsentativen Referenzzyklus zunächst die relevanten Arbeitsaufgaben, wie etwa quasi-stationäre oder zyklische Zustände, definiert werden müssen.

Um diese Vielfalt in der vorliegenden Arbeit ansatzweise abzubilden, werden zwei unterschiedliche Anwendungsszenarien elektrifizierter Mobima untersucht. Die Fahrzeugmodelle dienen dazu, Betriebspunkte der EM für exemplarische Anwendungen zu berechnen. Die Betriebspunkte bilden die Grundlage für die weitere Analyse. Sie werden in Kombination mit den Verlustkennfeldern eingesetzt, welche in Kapitel 4.2 vorgestellt werden, um in Kapitel 5 Verlustprofile im Kühlmantel der EM abzubilden.

Das erste Szenario umfasst eine landwirtschaftliche Mobima mit einem elektrifizierten CVT-Getriebe. Grundlage hierfür ist ein eigens entwickeltes Fahrzeugmodell des *Aebi VT470* Mehrzwecktransporters. Das zweite Szenario betrachtet einen hybridisierten Bagger, basierend auf einem existierenden Modell aus dem Forschungsprojekt von [GBS22]. Beide Modellierungen werden im Folgenden vorgestellt.

4.1.1 Mehrzwecktransporter mit ECVT

Zur Generierung von Lastprofilen für EM im Einsatzgebiet der Mobima, wird ein Antriebsstrangmodell einer landwirtschaftlichen und kommunal genutzten mobilen Maschine des Typs *TP470* der *Aebi Schmidt Gruppe* aufgebaut. Dieses Fahrzeug wird vom Hersteller aufgrund der möglichen Anwendungen und Arbeitsfunktionen als Mehrzwecktransporter bezeichnet.

Als Grundlage für die Entwicklung dienen einerseits der von STIRNIMANN [Sti13, Sti20a] vorgestellte Systemaufbau sowie die entsprechende Regel- und Schaltstrategie, andererseits vom Hersteller bereitgestellte Daten. Diese umfassen sowohl aktuelle Änderungen im Antriebsstrang sowie Daten von Messfahrten mit dem Mehrzwecktransporter *TP470*.

Auf Basis der vorliegenden Informationen wird in *MATLAB Simulink* und *Simscape* das in Abbildung 4.1 dargestellte Modell umgesetzt. Das Modell ist in drei Segmente geteilt. Der VM stellt die Primärenergie für die weiteren Funktionen zur Verfügung, das Continuously Variable Transmission (CVT) überträgt die Leistungen für Arbeits- und Fahrfunktionen, welche im Fahrzeugmodell umgesetzt werden.

Die Primärenergieversorgung erfolgt durch einen VM in Form eines Dieselmotors, welcher durch hinterlegte Kennlinien, sowie Kennfelder für den spezifischen Verbrauch unterlegt ist. Die Übersetzung ist für eine zugkraftunterbrechungsfreie Kraftübertragung durch das CVT umgesetzt, welches mittels hydraulischer Variatoren realisiert ist.

Das Fahrzeugmodell ist als Mehrkörpermodell mit Chassis, Achsen sowie Massen und Schwerpunkt ausgeführt. Aufgrund der Randbedingungen der durchgeführten Messungen, die ausschließlich auf der Straße erfolgten, wird der Rad-Boden-Kontakt durch ein einfaches Reifenmodell abgebildet, das für den Geländeeinsatz nicht geeignet ist. Für solche Anwendungen ist eine detailliertere Modellierung, bspw. nach dem Hohenheimer Reifenmodell [Fer09, Uni25] erforderlich, welche die spezifischen Anforderungen und Eigenschaften des jeweiligen Untergrunds berücksichtigt.

Zur Parametrierung des Fahrzeugs sowie des VM werden die Werte aus Tabelle 4.1 herangezogen.



Abbildung 4.1: Modellaufbau zur Antriebsstrangsimulation des Mehrzwecktransporters

Die Umsetzung des CVT-Getriebes in konventioneller und elektrifizierter Variante sowie deren Parametrierung wird im Folgenden näher beschrieben. Eine auf den ersten Fahrbereich reduzierte Darstellung des Getriebes ist in Abbildung 4.2 gegeben.

Im ersten Schritt wird das konventionelle hydraulische System gemäß Schema a) im Modell abgebildet. Die Leistungsverzweigung erfolgt auf der Seite des VM. Dabei wird die Leistung in einen Variatorzweig und einen mechanisch gekoppelten Zweig aufgeteilt. Zusätzlich erfolgt ein Leistungsabgriff für die PTO-Schnittstelle sowie die Hydraulikpumpe der hydraulischen Schnittstelle, jeweils direkt vom VM.

Tabelle 4.1: Parameter für das umgesetzte Fahrzeugmodell des Aebi TP470 Mehrzwecktransporters

Fahrzeugparameter			Dieselmotorparameter		
Kategorie	Symbol	Wert	Kategorie	Symbol	Wert
Fahrzeugmasse inkl. Aufbau	m_{Fzg}	4.500 kg	Max. Leistung	P_{max}	100 kW
Achsabstand	d_{Achs}	2,2 m	Spitzenmoment	T_{max}	367 Nm
Höhe Schwerpunkt	h_{COG}	0,3 m	Max. Drehzahl	n_{max}	$3.500 \frac{1}{min}$
Stirnfläche	A_{Stirn}	3 m^2			
Reifendurchmesser	r_{dyn}	0,437 m			

Durch den Einsatz eines hydraulischen Variators im oberen Leistungsweig ist in diesem System eine nahezu kontinuierliche Anpassung der Getriebeübersetzung möglich, was den Vorteil einer konstant hohen Zugkraft bietet. Im mechanischen Zweig befinden sich drei Stirnradstufen, die eine Realisierung verschiedener Fahrbereiche ermöglichen. Details zur Ausführung und Schaltstrategie sind den Veröffentlichungen von STIRNIMANN [Sti13, Sti20a] zu entnehmen.

Im zweiten Schritt erfolgt die Elektrifizierung des CVT-Getriebes nach Schema b) in Abbildung 4.2. Hierbei wird der hydraulische Variator durch einen elektrischen Variator ersetzt, der aus EM1 und EM2 besteht. Zudem wird ein Energiespeicher in Form einer Batterie integriert. Diese Konfiguration erlaubt sowohl die Rückgewinnung von Energie (Rekuperation) als auch ein zusätzliches zur Verfügung stellen von Leistung (Boosten) bei erhöhtem Leistungsbedarf. Ein weiterer Vorteil, den ein elektrifiziertes System bietet, ist die Verfügbarkeit einer elektrischen Schnittstelle, wie bspw. einer AEF-Hochvoltschnittstelle (bis zu 150 kWAC 700 VAC oder 480 VAC [Agr25]).

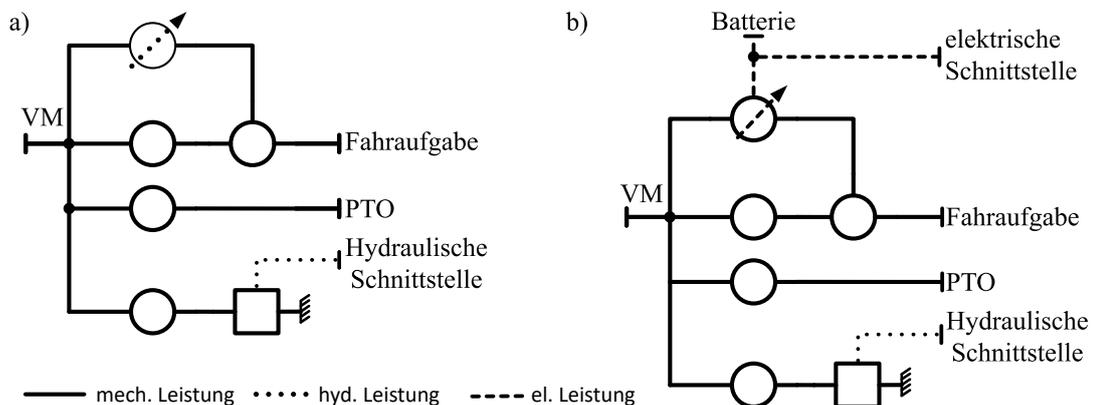


Abbildung 4.2: Darstellung des auf Fahrbereich 1 reduzierten ECVT nach Reick-Schema [Rei18]

a) Umsetzung mit hydraulischen Variatoren b) Umsetzung mit elektrischen Variatoren und Energiespeicher

Zur Validierung dieser Modelle und der Generierung relevanter Arbeitspunkte werden zum einen das in Kapitel 2.1.3 vorgestellte DLG-Profil und zum anderen aufgezeichnete Messdaten genutzt.

Das Anwendungsspektrum des untersuchten Fahrzeugs ist vielseitig und reicht von einfachen Transportaufgaben über landwirtschaftliche Tätigkeiten (z.B. Heuproduktion) bis hin zu kommunalen Dienstleistungen wie Schneeräumarbeiten. Schwere Aufgaben wie das Pflügen gehören nicht dazu, weshalb der vollständige DLG-Zyklus für das Fahrzeug nur ein bedingt geeignetes Einsatzprofil darstellt. Aus diesem Grund wird lediglich ein reduzierter Teil des Zyklus mit geringerer Leistungsanforderung genutzt. Der

Schwerpunkt liegt dabei auf leichten Zapfwellenarbeiten und Transportaufgaben. Die in den weiteren Simulationen genutzten Zyklen sind in Tabelle 4.2 aufgeführt.

Zusätzlich zu den Referenzzyklen wurden zwei Messfahrten mit dem Mehrzwecktransporter durchgeführt: eine Leerfahrt zu einem Steinbruch und eine Fahrt mit 3 t Ladung. Diese Fahrten dienen für den Abgleich des Modells in konventioneller Ausführung. Dabei werden Kupplungsstellungen, Drehzahlen und weitere Größen zur Implementierung der Regelstrategie genutzt. Eine ausführliche Beschreibung der implementierten Regelstrategie findet sich in [STPB04].

Tabelle 4.2: Verwendete Zyklen für die Betriebspunktbestimmung aus Messungen und dem DLG-Zyklus [DLG24]

Bezeichner	Arbeit	Mittlere Geschwindigkeit	Last	Dauer
TP470 - 0 t	Leerfahrt	38,33 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	-	797 s
TP470 - 3 t	Fahrt mit 3 t Ladung	28,8 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	-	935 s
Z10 - M40	leichte Mäharbeit	5,5 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	40 %	319 s
Z13 - TUH	schwere Transportarbeit	30,5 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	100 %	498 s
Z14 - TCR	leichte Transportarbeit	42,5 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	25 %	131 s

Für die Messfahrt *TP470 - 3 t* sind in Abbildung 4.3 in blau die gemessenen Referenzgeschwindigkeitsdaten dargestellt und in rot die mit dem aufgebauten Modell erreichten Geschwindigkeiten. In einzelnen Bereichen treten Abweichungen auf, insgesamt besteht eine gute Übereinstimmung. Die auftretenden Abweichungen sind gering und deuten deshalb darauf hin, dass das entwickelte Fahrzeugmodell das reale Fahrverhalten qualitativ angemessen nachbilden kann. Die Abweichungen zwischen 20 bis 25 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ treten aufgrund der Regelung in der asynchronen Umschaltung des CVT, sowie der Kupplungsmodellierung auf. Aufgrund der geringen Abweichungen wird von einer weiteren Anpassung der Regelung abgesehen. Das entwickelte Modell erfasst das übergeordnete Geschwindigkeitsprofil ausreichend genau, um die für weitere Untersuchungen nötige Betriebspunkte der EM zu bestimmen.

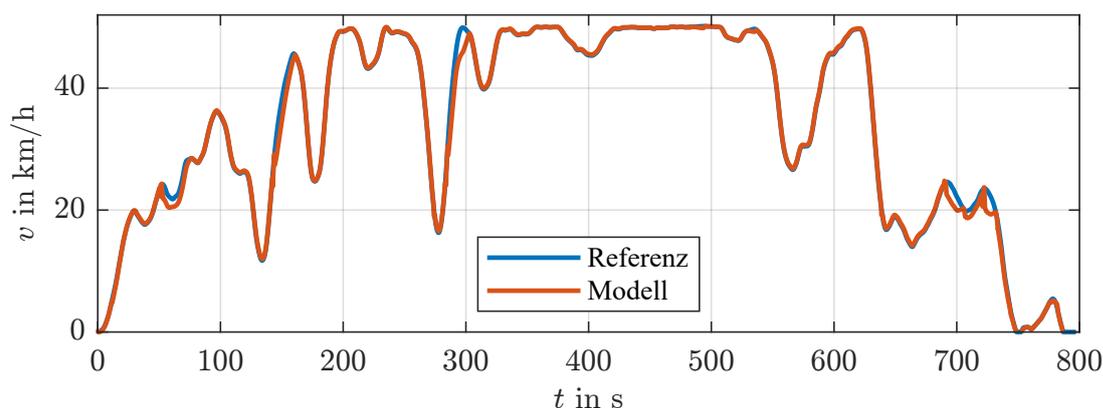


Abbildung 4.3: Gemessene Referenzgeschwindigkeit und Trajektorie des Fahrzeugmodells mit CVT - Beladung 0 t

In Abbildung 4.4 sind die Drehzahlbereiche der EM1 (a) und EM2 (b) für die in Tabelle 4.2 aufgeführten Zyklen dargestellt. Die vertikale Achse zeigt die Drehzahl n in $\frac{1}{\text{min}}$, die horizontale Achse ordnet die jeweiligen Zyklen zu. Die zeitlichen Verläufe $n(t)$ und $M(t)$ sind Anhang C zu entnehmen.

Die Drehzahlspreizungen verdeutlichen die unterschiedlichen Betriebsverhältnisse von EM1 und EM2, die durch den zusätzlichen Energiespeicher im CVT-System beeinflusst werden. Auffällig ist, dass EM2 über alle Zyklen hinweg eine deutlich größere Spreizung aufweist, was auf eine höhere betriebliche

Variabilität hindeutet. EM1 hingegen arbeitet mit durchweg höheren mittleren Drehzahlen und zeigt eine geringere Spreizung.

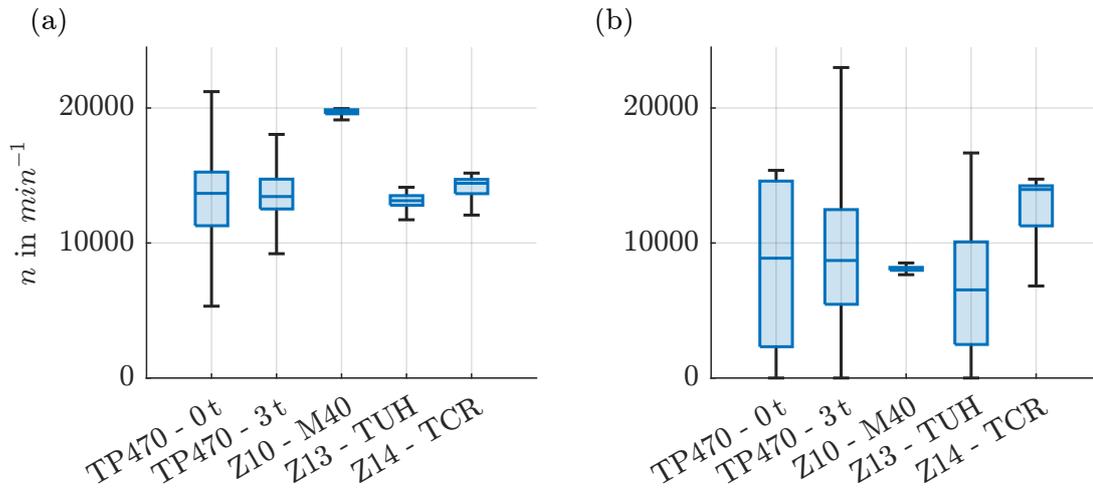


Abbildung 4.4: Drehzahlbereiche der EM1 (a) und EM2 (b) für die Zyklen aus Tabelle 4.2 (ohne Ausreißer)

Das gleiche Prinzip wird in Abbildung 4.5 für das Drehmoment dargestellt, wiederum getrennt nach EM1 (a) und EM2 (b). Auf den vertikalen Achsen ist das Drehmoment angegeben, während die horizontalen Achsen die untersuchten Zyklen kennzeichnen.

Auch hier wird deutlich, dass sich EM1 (a) innerhalb engerer Betriebsbereiche bewegt und eine geringere Streuung des Drehmoments aufweist. Dies steht im Einklang mit dem höheren Drehzahlniveau von EM1, welches im Median zu niedrigeren Drehmomenten und absoluten Änderungen des Drehmoments führt. EM2 (b) hingegen zeigt eine größere Streuung der Drehmomente, was die höhere Variabilität und Flexibilität dieser EM im Betrieb unterstreicht. Dieses Verhalten verdeutlicht die unterschiedlichen Rollen und Betriebspunkte der beiden Maschinen innerhalb eines ECVT mit Energiespeicher, was die zeitliche Entkopplung von Leistungsflüssen ermöglicht.

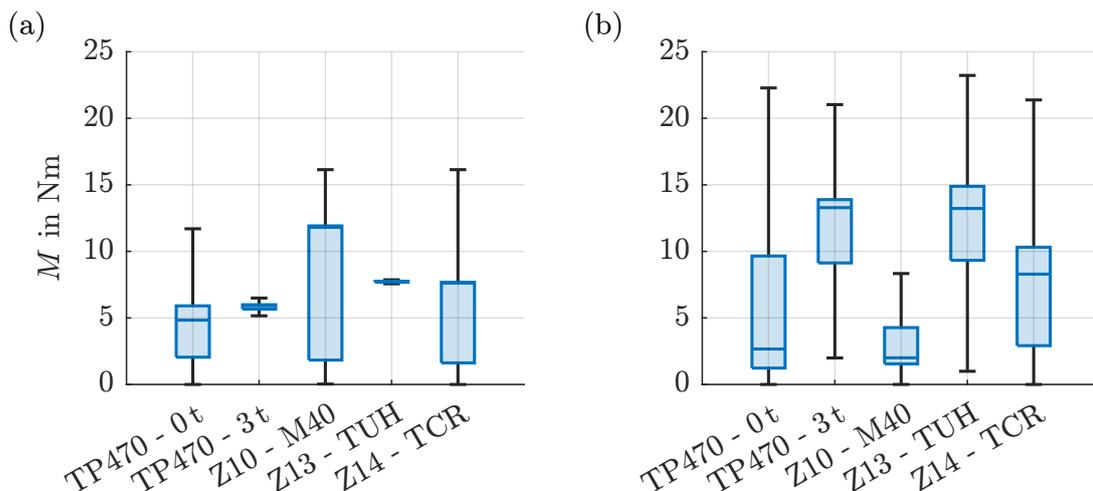


Abbildung 4.5: Drehmomentbereiche der EM1 (a) und EM2 (b) für die Zyklen aus Tabelle 4.2 (ohne Ausreißer)

Die Auswertung zeigt die Hauptbetriebsbereiche der EM und bietet eine anschauliche Darstellung ihrer Variabilität. Dabei wird deutlich, dass einige Zyklen, wie beispielsweise Z10 - M40, sehr eingeschränkte Betriebsbereiche aufweisen. Dies äußert sich in einer geringen Streuung und engen Interquartilbereichen der Drehzahl, während in EM1 eine breite Streuung des Moments auftritt. Dieses Verhalten ist auf die Konstantgeschwindigkeit in diesem Zyklus zurückzuführen.

Insgesamt wird sichtbar, dass die verschiedenen Zyklen signifikante Unterschiede in den Betriebspunkten der EM mit sich bringen. Diese Variabilität verdeutlicht, wie unterschiedlich die Leistungs-, Drehzahl- und Drehmomentanforderungen ($P(t), n(t), M(t)$) an die EM je nach Zyklus ausfallen.

4.1.2 Hybridisiertes Baggermodell

Im Rahmen dieser Arbeit kommen verschiedene Varianten eines validierten Baggermodells als weiteres Beispiel einer mobilen Arbeitsmaschine zum Einsatz. Das Modell wurde am Institut für Mobile Arbeitsmaschinen in Zusammenarbeit mit der Firma *stoba eSystems GmbH* im Zuge eines Forschungsprojekts entwickelt und verifiziert [GBS22]. Zentrales Ziel des Projekts ist die Bewertung des *Return on Invest (ROI)* für unterschiedliche elektrische Hybridisierungskonzepte bei Baggern.

Hierzu wurde ein Hydraulikbagger des Typs *A914 Compact* der Firma *Liebherr* mit Messtechnik ausgestattet, um in verschiedenen realen Einsatzszenarien – etwa im Baustellenbetrieb oder auf Deponien – Betriebsdaten zu erfassen. Aus den dabei durchgeführten Messfahrten wurden Referenzzyklen abgeleitet, die anschließend als Eingangsgrößen in Simulationsrechnungen dienen. Auf dieser Basis lassen sich für die elektrifizierten Modellvarianten mit Struktur A und B Energieverbräuche sowie potenzielle Einsparungen bei den jeweiligen Hybridisierungskonzepten bestimmen.

Das hybride Antriebssystem nach Struktur A, wie in Abbildung 4.6 dargestellt, kombiniert mechanische, hydraulische und elektrische Komponenten, um eine effiziente Energie- und Leistungsübertragung zu gewährleisten. Diese Struktur, wie sie nach [GBS22] im Komatsu PC200-8 umgesetzt ist, elektrifiziert das Schwenkwerk. Der Verbrennungsmotor dient als primärer Energiewandler und treibt sowohl das Hydrauliksystem (nicht beschriftete Energiewandler) zur Steuerung von Arbeitszylindern als auch einen Generator (EM1) an, der elektrische Energie erzeugt. Die elektrische Energie kann entweder direkt für den Drehwerksantrieb (EM2) genutzt oder zur Abdeckung von weiteren Spitzenlasten in einem Speicher gepuffert werden. Während das Hydrauliksystem die Hauptbewegungen der Arbeitszylinder ermöglicht, übernimmt der elektrische Drehwerksantrieb die Schwenkbewegungen und kann zudem beim Bremsen der Schwenkbewegung Energie rekuperieren. Die Kombination dieser Systeme ermöglicht eine flexiblere und effizientere Nutzung der verfügbaren Leistung und führt im untersuchten Zyklus zu Kraftstoffeinsparungen von bis zu 8,3 %. Je nach Anwendungsfall können für diese Struktur nach [LWHG10] Einsparungen zwischen 25 % und 40 % erreicht werden.

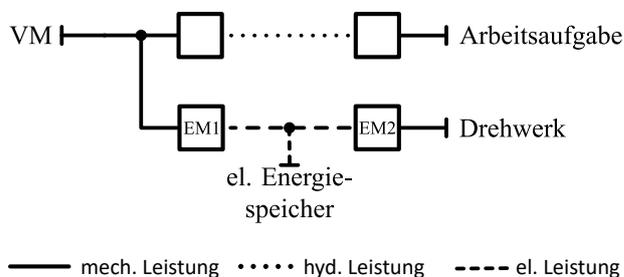


Abbildung 4.6: Modellaufbau des Baggermodells mit Hybrid-Struktur A nach [GBS22] im Reick-Schema [Rei18]

Struktur B erweitert das Konzept durch die Rückgewinnung von Energie aus der Arbeitsausrüstung, wie in Abbildung 4.7 dargestellt. Im Vergleich zu Struktur A wird zusätzlich ein Hydraulikmotor im Rücklauf integriert, welcher EM3 antreibt und es ermöglicht Energie Rückzugewinnen. Dies erhöht die Energieeffizienz und führt laut [GBS22] zu einer Gesamtkraftstoffeinsparung von bis zu 9,3 %. Aller-

dings erfordert diese Lösung die Integration weiterer Komponenten, darunter eines Hydraulikmotors, eines elektrischen Generators mit Leistungselektronik sowie der entsprechenden Verkabelung.

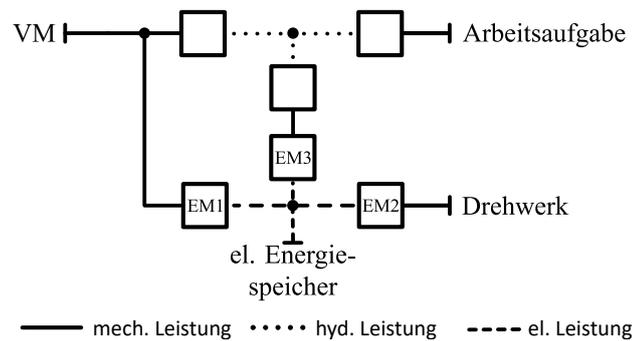


Abbildung 4.7: Modellaufbau des Baggermodells mit Hybrid-Struktur B nach [GBS22] im Reick-Schema [Rei18]

Zur Bestimmung der Betriebspunkte, der EM dieser Strukturen, wird der in Kapitel 2.1.3 vorgestellte 90°-Zyklus genutzt. Im Detail umfasst dieser folgende Schritte:

1. **Befüllen des Löffels** (0 bis 4,5 s): In diesem ersten Schritt wird der Baggerarm gezielt positioniert, um Material aufzunehmen. Der Löffel wird in das Material eingeführt und befüllt. Während dieser Phase dominiert die Hydraulikarbeit, die durch den VM und das Hydrauliksystem bereitgestellt wird.
2. **Anheben des Löffels und Drehen des Oberwagens** (4,5 bis 10 s): Der gefüllte Löffel wird angehoben, und der Schwenkantrieb (EM2) sorgt für die Drehbewegung des Oberwagens, um den Löffel über den LKW zu bewegen. Hierbei ist sowohl das Hydrauliksystem für das Heben als auch die elektrische Maschine für das Schwenken im Einsatz. Zum Start der Drehbewegung wird der Oberwagen durch EM2 beschleunigt. Zum Ende der Bewegung wird ein bremsendes Moment aufgeprägt und somit Energie rekuperiert. Die Pufferung der Energie erfolgt durch den Energiespeicher, was zu einer Verbesserung des Gesamtenergieverbrauchs führt.
3. **Entleeren des Schaufelinhalts in den LKW** (10 bis 12,5 s): Während dieses Schritts wird der Inhalt des Löffels entladen. Diese Phase ist relativ energiearm, da lediglich das Öffnen und Kippen des Löffels erforderlich ist.
4. **Rückschwenken** (12,5 bis 14,8 s): Nach dem Entleeren wird der Oberwagen zurückgeschwenkt, um in die Ausgangsposition zu gelangen. EM2 beschleunigt den Oberwagen, und der Arm wird angehoben, wobei die Randbedingung gilt, dass die Schaufel entleert ist und dadurch eine geringere Masse sowie reduzierte Trägheit aufweist. Dadurch verringert sich der Leistungsbedarf beim Beschleunigen, und die rekuperierte Energie beim Bremsen reduziert sich.

Das übergeordnete Ergebnis dieses Zyklus für diese Arbeit sind die Betriebspunkte $n(t)$ und $M(t)$ der EM, wie sie sich aus der Nutzung des in [GBS22] vorgestellten Modells (Abbildung 4.6 und 4.7) ergeben. Diese Profile zeigen die zeitliche Entwicklung der Leistungsaufnahme und -abgabe der EM und bilden damit die spezifischen Anforderungen an die elektrischen Maschinen sowie die Anforderungen an die Kühlung bei kurzzeitigen Spitzenlasten ab.

Die aus den Referenzzyklen gewonnenen Betriebspunkte werden gezielt analysiert. Dabei sind die drei Maschinen wie folgt einzuordnen:

- **EM1:** Diese Maschine ist im Modell als Generator ausgelegt, der mit einer konstanten Drehzahl von $17.500 \frac{1}{\text{min}}$ betrieben wird. Das Drehmoment bleibt aufgrund der Nachladefunktion der elektrischen Speicher ebenfalls konstant bei -2 Nm , wie es durch die Regelung vorgegeben ist. Da hier keine nennenswerte Dynamik vorliegt, sind die Arbeitspunkte von EM1 für die vorliegende Analyse der thermischen Lasten und Kühlanforderungen nur von untergeordneter Bedeutung.
- **EM2:** EM2 übernimmt im Modell die Funktion des Schwenkantriebs und bestimmt maßgeblich die dynamischen Energieflüsse und Leistungsanforderungen im Gesamtsystem. Aufgrund der hohen Variabilität von Drehzahl und Drehmoment, wie in Abbildung 4.8 dargestellt, liegt hier der Fokus der Analyse.
- **EM3:** Diese Maschine ist nur in Struktur B enthalten und setzt in dem betrachteten Zyklus lediglich geringe Energiemengen um. Aufgrund der niedrigen Leistungsanforderungen fällt sie aus dem für diese Arbeit relevanten Betrachtungsrahmen.

Für die weiteren Analysen werden daher die Betriebspunkte von EM2 aus Struktur A herangezogen, da EM1 lediglich einen stationären Konstantlastpunkt abbildet und EM3 aufgrund ihrer geringen Leistungsstufe nicht vergleichbar ist. Die vollständigen Zeitverläufe aller EM sind in Anhang D dargestellt.

Die in Abbildung 4.8 dargestellten Betriebspunkte von EM2 liefern wichtige Erkenntnisse über die Anforderungen an die EM während des Ladespiels, insbesondere im Hinblick auf kurzzeitige Spitzenlasten. Der Zyklus ist in der Darstellung mit einer Pause von 4 s initialisiert; darauf folgen drei Durchführungen des 90° -Zyklus.

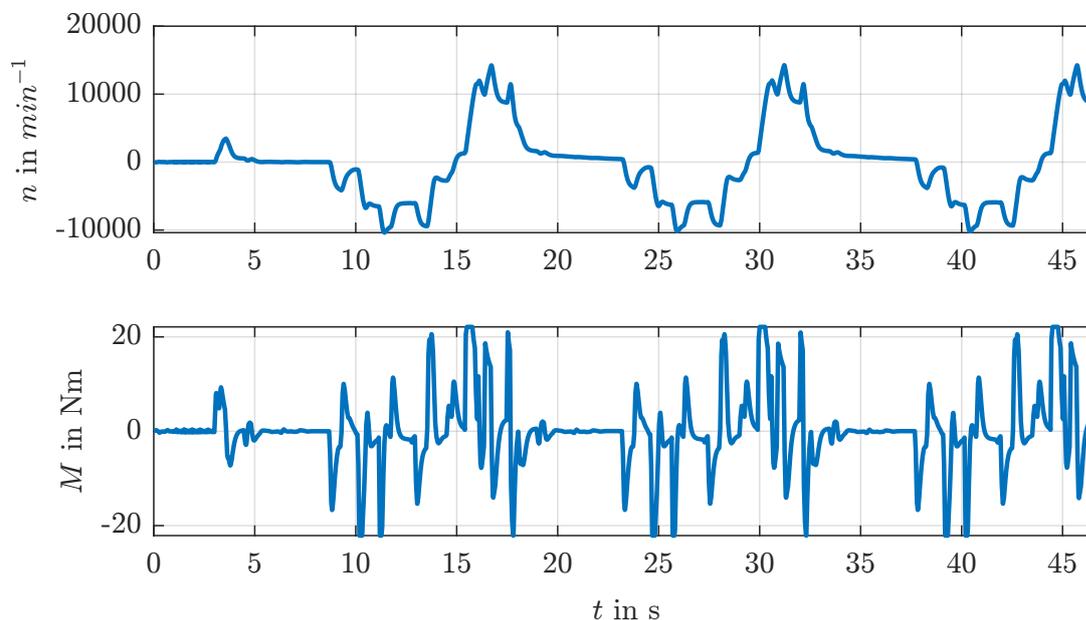


Abbildung 4.8: Betriebspunkte der EM2 im Schwenkwerk für drei 90° -Zyklen mit 4 s Pause zu Beginn.

4.2 Elektromotormodellierung

Im vorherigen Kapitel wird die Bestimmung von Betriebspunkten $(n(t), M(t))$ mittels Fahrzeugmodellen beschrieben. Auf dieser Grundlage ist für die Analyse des thermischen Verhaltens einer EM ein geeignetes Verlustmodell erforderlich.

Daher wird in diesem Kapitel die Modellierung der EM erläutert, mit dem Ziel, Verlustkennfelder für die in Kapitel 2.2.3 vorgestellten Einzelverluste zu erstellen. Hierzu dient die in der Literatur gut dokumentierte EM-Auslegung des *Nissan Leaf*, wodurch geometrische Auslegungsparameter verfügbar und die Berechnungsergebnisse verifizierbar sind. Die resultierenden Verlustkennfelder bilden die Grundlage für das segmentierte thermische Mehrknotenmodell in Kapitel 5.4.

Die Berechnung der EM erfolgt mit der Berechnungssoftware *MotorCAD* der Firma *Ansys*. Die Software ermöglicht es, das Verhalten elektrischer Maschinen basierend auf einer Kombination aus analytischen Berechnungen und einer zweidimensionalen Finite-Elemente-Analyse (2D-FEA) zu modellieren. Dadurch können nach [Mot16] verschiedene Kennfelder erzeugt werden, die das Verhalten der Maschine in unterschiedlichen Betriebsbereichen beschreiben.

Parameter für die Auslegung der EM

Als wesentliche Randbedingung für die EM ist die Erfüllung der dynamischen sowie der Dauerleistungsanforderungen. Die Daten der Basismaschine sind in Tabelle 4.3 gegeben.

Tabelle 4.3: Ziel-Eckdaten der E-Maschine

Kategorie	Symbol	Wert
Nenn Drehzahl	n_{nenn}	$4.350 \frac{1}{\text{min}}$
max. Drehzahl	n_{max}	$20.000 \frac{1}{\text{min}}$
max. Drehmoment	M_{max}	340 Nm
max. Leistung	P_{max}	154 kW

Zunächst werden für die Berechnung der EM die geometrischen Parameter eingegeben. Diese basieren auf den Angaben in [HE22, Nat13, CB22] in Verbindung mit [Gru16, S.100 ff.]. Die wichtigsten geometrischen Randbedingungen wie Innen- und Außendurchmesser für Stator und Rotor, sowie Nutanzahl, Polzahl und Magnetanordnung sind in Tabelle 4.4 gegeben. Die weiteren Größen zur Ausführung des Blechschnittes sind aus den genannten Quellen übernommen und werden in Anhang B aufgeführt.

Tabelle 4.4: Geometrische Daten der berechneten EM nach [HE22, Gru16]

Stator			Rotor		
Kategorie	Symbol	Wert	Kategorie	Symbol	Wert
Nutanzahl	z_N	48	Polzahl	p	4
Außendurchmesser	$d_{S,a}$	182 mm	Magnetanordnung	-	2-lagig
Innendurchmesser	$d_{S,i}$	122,9 mm	Durchmesser	$d_{R,a}$	121 mm
Eisenlänge	l_{Fe}	150 mm			
Wickelkopfausladung	l_{WK}	30 mm			

Die aufgeführten Daten führen zu dem in Abbildung 4.9 dargestellten Blechschnitt. Hierbei lässt sich die zweilagige Magnetanordnung, mit einer v-förmigen Ausrichtung der zweiten Lage gut erkennen. Des Weiteren ist im Rotor ein Ausschnitt zu erkennen, in dem die Welle platziert werden kann.

Als Material für Rotor und Stator wird im Gegensatz zu [HE22] ein Blech des Typs 30DH verwendet. Ausschlaggebend ist die bessere Auflösung der Frequenzabhängigkeit in *MotorCAD*; die Verluste über den Frequenzgang sind vergleichbar.

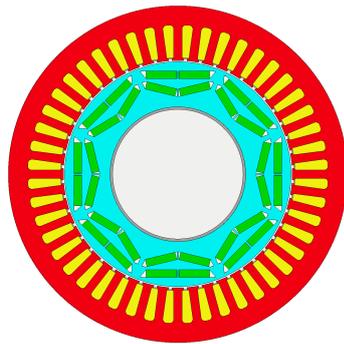


Abbildung 4.9: Blechschnitt der berechneten EM

Als Permanentmagnete kommen NdFeB-Magnete des Typs N35UH zum Einsatz, da für die in [HE22] verwendeten Magnete keine Datenblätter mit den erforderlichen BH-Kurven verfügbar sind, sondern nur allgemeine Angaben zur Remanenz B_r . Die gewählten Magnete entsprechen in ihrer Remanenz $B_r = 1,125\text{ T}$ sowie der Entmagnetisierungstemperatur von 180 °C den in [HE22] verwendeten und besitzen damit ebenfalls eine maximale Einsatztemperatur von 150 °C .

Die Wicklung wird so angepasst, dass sich ein Nutfüllfaktor von rund 73% ergibt. Dieser Wert ist für eine klassische Einziehwicklung typisch [HSF16, S.147]. Daraus resultiert ein Kupferfüllfaktor von 49% .

Elektromagnetische Berechnung der EM

Als Versorgungsrandbedingung wird eine DC-Quelle mit $U_{DC} = 375\text{ V}$ und $I_{DC} = 502\text{ A}$ vorgegeben, wobei der hohe Strom nur die magnetischen, nicht jedoch die thermischen Grenzen bestimmt.

Für die Berechnung der Eisenverluste $P_{V,Fe}$ nutzt *MotorCAD* standardmäßig die STEINMETZ-Formel (Gleichung 2.11a); alternativ können die Verluste nach BERTOTTI berechnet werden. In Kombination mit der thermischen Modellierung bietet *MotorCAD* außerdem die Möglichkeit, den Wicklungswiderstand und die Remanenz der Magnete temperaturabhängig zu berücksichtigen – basierend auf hinterlegten Datenblattwerten.

Für den gegebenen Blechschnitt und die definierte Wicklungsgeometrie wird ein sogenanntes *Lab-Model* erzeugt. Dabei kommt für die Erstellung der EM-Kennfelder der *Maximum Torque per Ampere*-Algorithmus (MTPA¹) zum Einsatz. Dabei werden Lastwinkel und Ströme so eingestellt, dass das maximale Drehmoment erzielt wird.

MotorCAD erstellt auf dieser Basis Kennfelder für ein definiertes Gitter aus Drehzahl und Drehmoment, einschließlich magnetischer Sättigung, Eisenverlusten, Oberschwingungsverlusten und Magnetverlusten. In dieser Arbeit wird ein Modell mit 30 Punkten je Dimension verwendet, entsprechend einer feinen Simulationsauflösung. Daraus lassen sich anschließend Betriebspunkte und Kennfelder berechnen.

Für die weiteren thermischen Simulationen in Kapitel 5 wird auf den Kennfeld-Ansatz zurückgegriffen. Die dauerhafte Einbindung von *MotorCAD* entfällt somit, sobald die Kennfelder vorliegen. Der Strom ist dabei in 30 Inkremente unterteilt, die Drehzahl wird in Schritten von $250\frac{1}{\text{min}}$ im Bereich 500 bis $20.000\frac{1}{\text{min}}$ aufgelöst. Eine Drehzahl $<500\frac{1}{\text{min}}$ liefert nur begrenzt sinnvolle Ergebnisse, da dort sehr geringe Leistungen auftreten und numerische sowie Modellfehler überproportional ins Gewicht fallen.

¹ Beim MTPA-Algorithmus werden die Ströme in der EM so gestellt, dass diese ein maximales Drehmoment erzeugen. Eine Alternative hierzu ist der *Maximum-Efficiency-Ansatz*, welcher die Verluste minimiert [Dop20, S.282 ff.].

Verlustkennfelder der berechneten EM

In Abbildung 4.10 ist das Kennfeld der Kupferverluste $P_{V,Cu}(n, M)$ der berechneten EM dargestellt. Hierbei kann man zunächst erkennen, dass die Maschine das in Tabelle 4.3 geforderte Moment M_{max} von 340 Nm erreichen kann. Dies ergibt bei einer Eckdrehzahl n_{nenn} von $4.350 \frac{1}{\text{min}}$ eine Leistung P_{max} von 154 kW. Bei der Betrachtung des Kennfelds für die Kupferverluste sieht man bei niedrigen Drehmomenten geringe Verluste. Mit steigendem Drehmoment steigen die Kupferverluste ebenfalls. Die höchsten Verluste treten im Grunddrehzahlbereich und maximalen Drehmomenten auf und betragen ca. 10 kW.

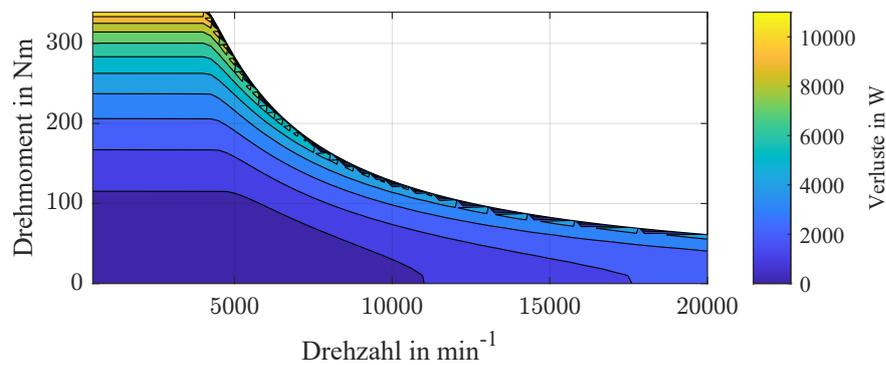


Abbildung 4.10: Kupferverluste der Basismaschine

Betrachtet man die Eisenverluste im Stator $P_{VS,Fe}(n, M)$ in Abbildung 4.11, so zeigt sich, dass gemäß den Gleichungen 2.11a bis c eine starke Abhängigkeit von der Frequenz f beziehungsweise der Drehzahl n besteht. Die höchsten Verluste treten bei maximaler Drehzahl n_{max} auf und betragen etwa 1 kW.

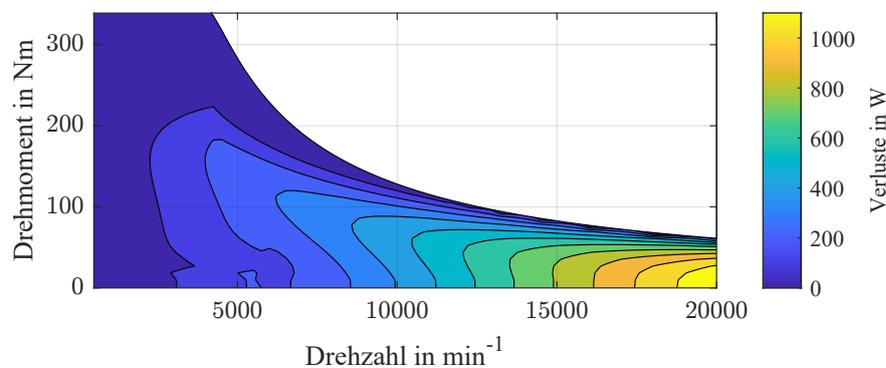


Abbildung 4.11: Eisenverluste im Stator der Basismaschine

Wie in Abbildung 4.12 ersichtlich, zeigen die Eisenverluste im Rotor $P_{VR,Fe}(n, M)$ das gleiche quadratische Verhalten ($\sim n^2$) wie im Stator. Das Maximum beträgt nur 50 W, was etwa $\frac{1}{20}$ der Eisenverluste des Stators entspricht. Die in den Magneten berechneten Verluste weisen ein ähnliches Verhalten auf, sind jedoch um mehrere Größenordnungen geringer.

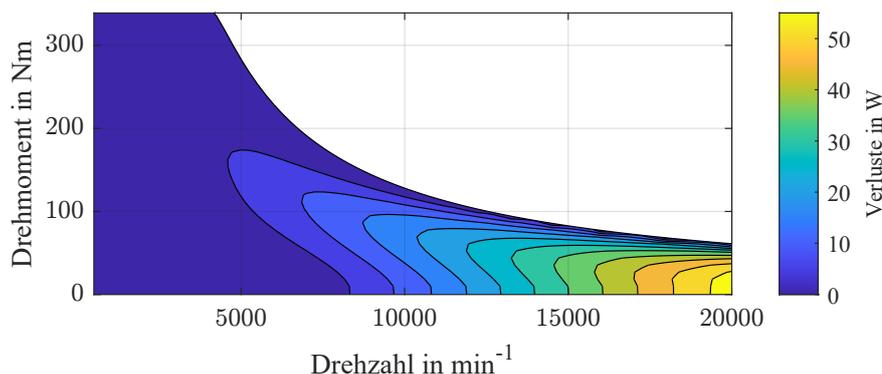


Abbildung 4.12: Eisenverluste im Rotor der Basismaschine

In Abbildung 4.13 ist der berechnete Wirkungsgrad dargestellt, der sich aus der mechanischen Wellenleistung, sowie der zugeführten elektrischen Leistung ergibt. Das Kennfeld folgt in Ausprägung, sowie in den maximalen Werten den typischerweise auftretenden Kennfeldern für rPSM und stimmt mit [HE22] und [Gru16] überein.

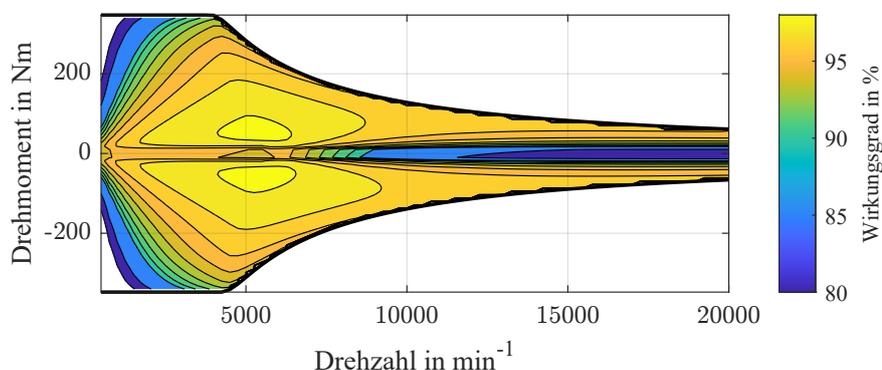


Abbildung 4.13: Wirkungsgradkennfeld der Basismaschine

4.3 CFD-Berechnung des Referenzwassermantels

In diesem Kapitel wird eine CFD-Analyse einer Kühlspirale für die in Kapitel 4.2 berechnete EM durchgeführt. Ziel ist die Untersuchung der Temperatur an der Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel. Diese Temperatur dient als sinnvolle Referenzgröße, da dies eine typisch genutzte Variante in der Kühlung von EM darstellt (vgl. Kapitel 2.3). Die Untersuchung dient in erster Linie dazu, die konventionelle Kühlspirale zu bewerten und die Temperaturunterschiede zu quantifizieren. Die ermittelten Verluste werden auf den Kühlmantel übertragen, um die Temperaturverteilung sowie die resultierenden Unterschiede an der Schnittstelle zwischen EM und Kühlmantel zu analysieren.

Im ersten Schritt werden die Verluste des EM-Modells für einen Betriebspunkt ermittelt, welcher nach [HE22] im Bereich der Dauerleistung liegt. Der Betriebspunkt liegt bei einem Drehmoment $M = 166 \text{ Nm}$ und einer Drehzahl $n = 4.250 \frac{1}{\text{min}}$. Die Verluste sind in Abbildung 4.14 entsprechend der in Kapitel 2.2.3 beschriebenen Einzelverluste aufgeteilt. Für die ersten Betrachtungen werden diese Verluste summiert und auf die Kontaktfläche zwischen Stator und Kühlmantel aufgeprägt. Daraus ergibt sich an dieser Fläche ein Wärmestrom $\dot{Q}_{int} = 3.450 \text{ W}$. Eine Betrachtung des Spitzenleistungspunkt (30 s) ist an dieser Stelle nicht sinnvoll, da sich damit keine zulässigen stationären Temperaturen in der EM einstellen.

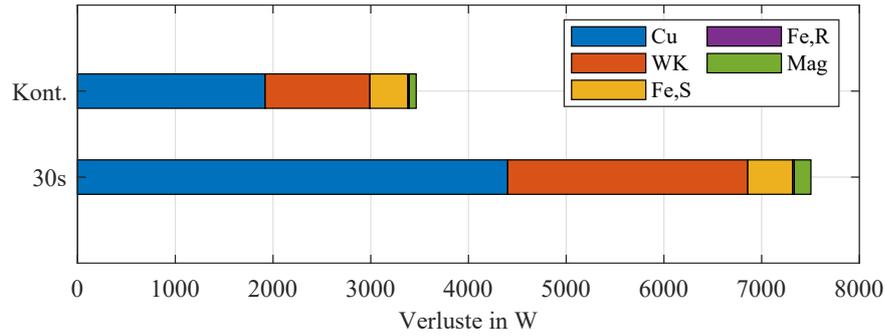


Abbildung 4.14: Verlustaufteilung der Basismaschine für den Dauerbetrieb (Kont.) und Kurzzeitbetrieb (30 s)

Für die Umsetzung des Kühlkanals im Kühlmantel wird eine spiralförmige Ausführung gewählt. Der Kühlkanal ist dabei nach den Parametern in Tabelle 4.5 ausgelegt. Der Kanal hat eine einfache rechteckige Ausführung mit einer Breite b und Kanalhöhe s . Die Steigung der Spirale ist so gewählt, dass zwischen zwei Windungen der Spirale eine Wandstärke d_{Wand} von 2 mm besteht. Die Anzahl der Windungen k ist so gewählt, dass die komplette Länge der EM, also Eisenlänge l_{Fe} und Wickelköpfe l_{WK} überdeckt sind. Als Material für den Kühlmantel werden zwei Varianten berechnet, eine mit der gängigen Aluminiumlegierung 7075 und eine weitere mit einem korrosionsbeständigem Edelstahl des Typs EOS CX, welcher für die additive Fertigung ausgelegt ist.

Als Randbedingungen für das Kühlmedium dienen die in Tabelle 4.5 angegebenen Werte. Die in der Tabelle aufgeführten Werte, wie der Volumenstrom \dot{V} und die Einlasstemperatur T_{Ein} , wurden entsprechend dem Stand der Technik nach Kapitel 2.3.3 gewählt. Für die Reynolds-Zahl Re ergeben sich nach Gleichung 2.18a Werte im Bereich von 3.025 bis 6.050, welche im turbulenten Strömungsbereich liegen. Der Ein- und Auslass für das Kühlmittel sind in diesem Modell nicht detailliert ausgearbeitet, da dies zusätzlichen Aufwand in der Konstruktion sowie der Berechnung erzeugt, ohne die Temperaturen zu beeinflussen.

Tabelle 4.5: Randbedingungen zur Betrachtung CFD-Berechnung der Kühlspirale

Kühlkanal			Kühlmedium		
Material	AL7075 / EOS CX		Kühlmittel	Wasser	
Wandstärke	d_{Wand}	2 mm	Einlasstemperatur	T_{Ein}	60 °C
Höhe Kanal	s	5 mm	Volumenstrom	\dot{V}	5 bis 10 $\frac{1}{\text{min}}$
Breite Kanal	b	50 mm	Reynolds-Zahl (für Wasser)	Re	3.025 bis 6.050
Windungen	k	5			
Querschnittsfläche	A_{Kanal}	250 mm ²			

Das Ergebnis der Berechnung für den Fall mit einem Kühlmittelstrom \dot{V} von 5 $\frac{1}{\text{min}}$ und dem Werkstoff Aluminium ist in den Abbildungen 4.15 und 4.16 dargestellt. Links ist die Geschwindigkeit des Kühlmediums in einer Schnittdarstellung der Kühlspirale zu sehen. Das Kühlmedium tritt auf der linken Seite ein und umströmt in einer Spirale den Zylinder und tritt auf der rechten Seite aus. Dabei besteht die höchste Geschwindigkeit typischerweise in der Kanalmitte, während die Geschwindigkeit zu den Wänden hin niedriger ausfällt.

In der rechten Darstellung (Abbildung 4.16) ist die Temperatur an der Kontaktfläche von EM und Kühlmantel dargestellt. Hier sind zusätzlich die Wickelkopfbereiche l_{WK} , sowie der Bereich des Stators l_{Fe} gekennzeichnet. Dabei ist zu erkennen, dass auf der Eintrittsseite des Kühlmediums die Temperaturen

mit 60 °C am geringsten ausfallen. Entlang der Kühlspirale steigen die Temperaturen auf bis zu 80 °C. Das Temperaturmaximum tritt auf der rechten Seite am Übergang von Stator zum Wickelkopfbereich auf. Im Bereich des rechten Wickelkopfbereich liegt die Temperatur bei 70 °C.

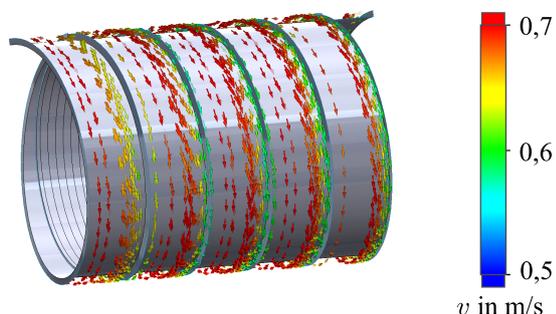


Abbildung 4.15: Geschwindigkeit des Kühlmediums für einen Volumenstrom von $\dot{V} = 5 \frac{1}{\text{min}}$

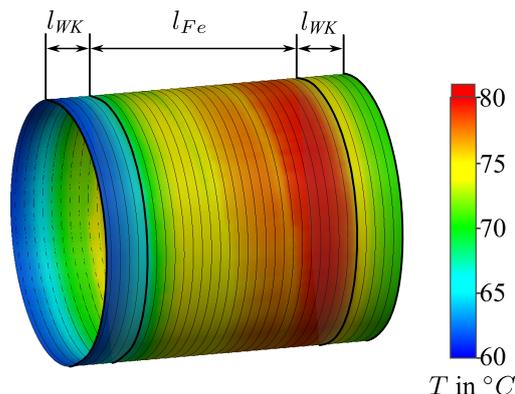


Abbildung 4.16: Temperatur der Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel, Material: AL7075

Die Ergebnisse der CFD-Berechnung für die in Tabelle 4.5 aufgeführten Fälle sind in Abbildung 4.17 dargestellt. Dabei zeigt sich, dass der Kühlmantel aus Aluminium bei beiden Volumenströmen \dot{V} eine geringere Temperaturdifferenz ΔT aufweist als der Mantel aus Edelstahl. Dies liegt an der höheren Wärmeleitfähigkeit von Aluminium $\lambda_{AL7075} = 145 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ im Vergleich zu Edelstahl $\lambda_{CX} = 24 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ (weitere Stoffwerte: siehe Anhang A).

- **Aluminium:** Bei $5 \frac{1}{\text{min}}$ beträgt die Temperaturdifferenz $\Delta T = 20 \text{ K}$. Eine Erhöhung des Volumenstroms auf $10 \frac{1}{\text{min}}$ reduziert ΔT auf 11 K.
- **EOS CX:** Bei $5 \frac{1}{\text{min}}$ ergibt sich eine Temperaturdifferenz von 28 K. Mit einem Volumenstrom von $10 \frac{1}{\text{min}}$ sinkt diese auf 19 K.

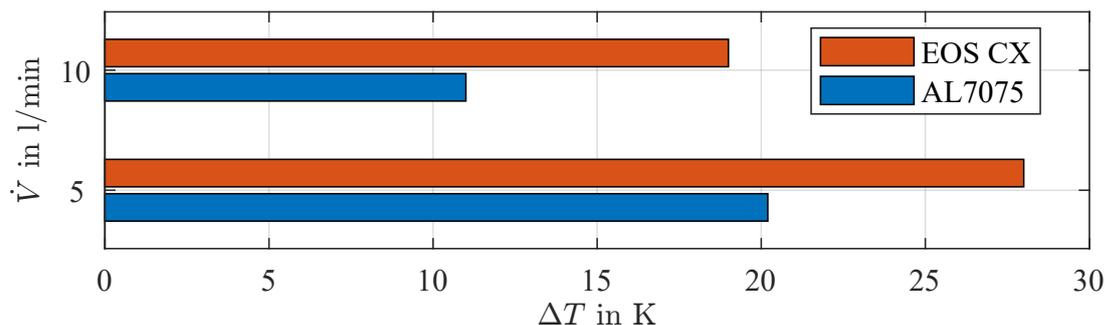


Abbildung 4.17: Ergebnisse der CFD-Simulation: Temperaturunterschiede ΔT an der Schnittstelle zwischen Gehäuse und Kühlmantel in Abhängigkeit von Volumenstrom \dot{V} und verwendetem Gehäusematerial (EOS CX, AL7075)

Die CFD-Ergebnisse zeigen, dass sich aufgrund des unidirektionalen Kühlmittelstroms in einem gleichförmig ausgeprägten Kühlkanal deutliche axiale Temperaturunterschiede entlang der Strömungsrichtung ausbilden. Da die Verluste gemäß Gleichung 2.12 entweder gespeichert oder nur bei Übertemperatur abgeführt werden können, kommt es in den wärmeren Zonen der EM zu lokalen Temperaturüberhöhungen, insbesondere am Wickelkopf und nahe dem Kühlmittelauslass. Da die thermische Belastung einer EM stets durch die jeweils höchste auftretende Temperatur begrenzt wird, kann eine Leistungsreduzierung erforderlich sein, um die Isolationsmaterialien zu schützen oder eine Entmagnetisierung der Permanentmagnete zu vermeiden. Diese Ergebnisse stimmen mit den Untersuchungen von [FBGL20] überein, der

sowohl für Kühlschlangen als auch für mäandrierende Kühlkanäle nachweist, dass die Erwärmung des Kühlmediums entlang des Kanals signifikante Temperaturanstiege und Hotspots verursacht.

Die Ergebnisse zeigen zudem, dass eine höhere Wärmeleitfähigkeit des Kühlmantelmaterials (z. B. Aluminium gegenüber Edelstahl) sowie ein erhöhter Volumenstrom die Temperaturunterschiede reduzieren, aber keine gleichmäßige Temperaturverteilung gewährleisten. Ist die Wärmeleitfähigkeit des Gehäuses gering (z. B. Edelstahl), muss entweder ein höherer Volumenstrom oder eine andere Kühlstruktur gewählt werden, um Hotspots zu vermeiden. Andernfalls bleibt die Temperaturdifferenz an der Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel signifikant und begrenzt langfristig die thermische Auslastung sowie die Leistungsfähigkeit der EM.

Diese Erkenntnisse verdeutlichen die Notwendigkeit einer angepassten Kühlelementverteilung. In Kapitel 5 wird daher eine Methode entwickelt, die anhand der orts aufgelösten Verlustprofile eine bedarfsgerechte Kühlleistung sicherstellt. Dadurch sollen lokale Temperaturspitzen reduziert und die thermische Belastbarkeit sowie Leistungsdichte der EM erhöht werden. Die gewonnenen CFD-Ergebnisse dienen als Referenz, um die Effektivität dieser Methode später mit bestehenden Kühlkonzepten zu vergleichen – hierzu werden maßgeblich die Werte in Tabelle 4.6 herangezogen.

Tabelle 4.6: Referenzwerte der Kühlschlange für die weitere Betrachtung

Größe	Symbol	Kühlschlange	
Volumenstrom	\dot{V}	$5 \frac{1}{\text{min}}$	$10 \frac{1}{\text{min}}$
Maximale Temperatur	T_{max}	$80,2 \text{ }^\circ\text{C}$	$71 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperaturdifferenz	ΔT	$20,2 \text{ K}$	11 K
Druckabfall	Δp	650 Pa	2.270 Pa

5 Methode zur Verteilung von Kühlelementen in Kühlkanälen

In diesem Kapitel wird eine Methode zur Verteilung von Kühlelementen vorgestellt, die auf den in Kapitel 2 beschriebenen Grundlagen sowie den Voruntersuchungen in Kapitel 5.1 basiert. Dabei wird zunächst der Einfluss verteilter Verluste auf die Ausbildung von Hotspots analysiert. Anschließend werden erste Maßnahmen zur Reduzierung dieser Hotspots durch den gezielten Einsatz von Kühlelementen in Kühlkanälen vorgestellt.

Aufbauend auf diesen Erkenntnissen wird in Kapitel 5.2 ein methodisches Vorgehen vorgeschlagen, mit dem Kühlelemente innerhalb eines Kühlkanals gezielt verteilt werden können.

Auf Basis der Anforderungen der Methode, sowie Randbedingungen durch die Modellierung wird in Kapitel 5.3 eine spezifische Gehäuse- und Kühlkanalgeometrie definiert, in welche mittels des generativen Design-Modells die Kühlelemente integriert werden.

Für die quantitative Bestimmung der Wärmeströme \dot{Q}_{int} in den Kühlkanal wird ein modulares, axial segmentiertes LPTM entwickelt, das in Kapitel 5.4 beschrieben wird. Dieses Modell ermöglicht eine verbesserte axiale Auflösung und erlaubt die Berechnung der Wärmeströme \dot{Q}_{int} unter der Annahme einer konstanten Schnittstellentemperatur ϑ_{int} .

Schließlich werden die berechneten Wärmeströme \dot{Q}_{int} in Kapitel 5.2 genutzt, um eine optimierte Verteilung der Kühlelemente innerhalb des definierten Kühlkanals zu bestimmen.

5.1 Voruntersuchungen anhand eines planaren Prüfstandes

Das vorhergehende Kapitel 2.3 zur Kühlung von EM zeigt, dass Kühlkanäle typischerweise über ihre gesamte Länge gleichmäßig ausgestaltet sind. Gleichzeitig wird in Kapitel 2.2.3 dargelegt, dass die in EM auftretenden Verluste sowohl räumlich unterschiedlich verteilt sind als auch von den jeweiligen Betriebspunkten abhängen. Die CFD-Berechnung der Kühlspirale bestätigt zudem, dass die unidirektionale Kühlmittelführung zu einem signifikanten Temperaturgradienten entlang des Kühlkanals führt.

Aufbau des Prüfstandes

Auf Basis dieser Überlegungen wird ein Prüfstand umgesetzt, der es ermöglicht, den Einfluss verteilter Verluste zu untersuchen. Zudem können Strategien zur Reduzierung von Hotspots bewertet werden, welche durch die Erwärmung des Kühlmittels entlang des Kühlkanalverlaufs entstehen. Detaillierte Untersuchungen hierzu sind in [ERKG22] und [ERKG23] zu finden. Im Folgenden wird ein Überblick sowie eine kurze Erläuterung des Aufbaus und der Ergebnisse gegeben.

Der Prüfstand ist planar aufgebaut, da dies die Untersuchung verteilter Verluste und den Einfluss von zusätzlichen Kühlelementen zur Reduzierung des Temperaturgradienten ermöglicht. Zusätzlich können

Temperatursensoren besser positioniert werden. Durch den ebenen Kanal werden des Weiteren Verwirbelungen reduziert, die bspw. durch den Drall einer radialen Umströmung eines Stators entstehen, wie dies in Kapitel 2.3.2 mit der DEAN-Strömung beschrieben ist.

Der Prüfstand ist in Abbildung 5.1 in einer Schnittansicht dargestellt. Er besteht aus einer segmentierten Heizplatte mit sieben individuell ansteuerbaren Heizpatronen, die jeweils eine maximale Heizleistung von 310 W besitzen. Auf dieser Heizplatte ist ein Prüfling (DUT) mit einem rechteckigen Kühlkanal montiert, der dem in [Gni13b] beschriebenen ebenen Spalt entspricht und in Kapitel 2.3.2 erläutert ist. Die modulare Bauweise erlaubt den Einsatz verschiedener Prüflinge mit unterschiedlichen Kanalgeometrien zur Untersuchung ihres thermischen Verhaltens.

Der Kühlmiteleinlass ist auf der linken Seite platziert und besitzt Sensoren zur Erfassung der Einlass-temperatur T_{Ein} des Kühlmittels, sowie einen Drucksensor. Am Auslass befindet sich ein symmetrischer Anschluss für den Kühlmittelauslass, mit Erfassung der Auslasstemperatur T_{Aus} . Des Weiteren befindet sich am Auslass ein Sensor zur Erfassung der Durchflussmenge \dot{V} des Kühlmediums. Der gesamte Prüfaufbau befindet sich in einer Umhausung mit Isolationsmaterial.

Weitere Temperatursensorik ist zwischen der Heizplatte und dem Kühlkanal in der Bodenplatte des DUT untergebracht. Dies ist in der Detailansicht rechts dargestellt. Oberhalb jeder Heizpatrone sind jeweils drei PT100-Temperatursensoren mit einem Durchmesser von 1 mm in drei Tiefen ($\frac{1}{2} \cdot b$, $\frac{1}{3} \cdot b$, $\frac{1}{4} \cdot b$) eingeschoben. Dies erlaubt eine Bestimmung der Temperatur nahe der Kontaktfläche.

Als Kühlmedium besteht die Möglichkeit der Nutzung von Wasser oder unterschiedlicher Wasser-Glykol-Gemische. Das Kühlmedium befindet sich in einem geschlossenen Kreislauf, welches durch eine regelbare Pumpe mit einem Volumenstrom \dot{V} von 5 bis 20 $\frac{1}{\text{min}}$ gefördert wird. In diesem Kreislauf befindet sich zudem ein Wasser-Wasser-Wärmetauscher, welcher es ermöglicht den geschlossenen Kreislauf auf einem stabilen Temperaturniveau zu halten. Als Wärmesenke dient der Hauswasseranschluss, da kein geeignetes Kühlaggregat zur Verfügung steht.

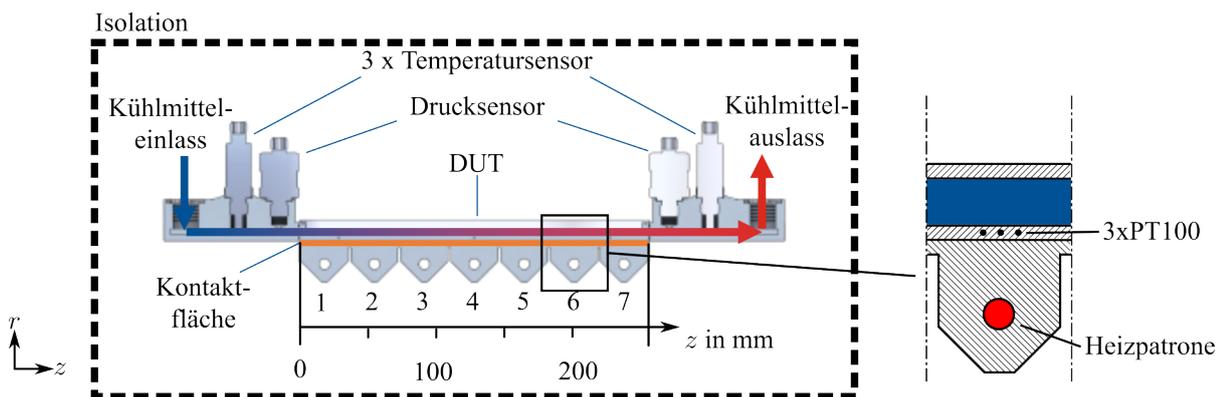


Abbildung 5.1: Schnittansicht des planaren Prüfstands mit Sensorpositionen

Aufbau der Prüflinge

Die Maße der Prüflinge sind so gewählt, dass die Parameter der EM in Tabelle 5.1 abgebildet werden. Diese Parameter stammen aus einem vorgelagerten Industrieforschungsprojekt und weichen von denen in Kapitel 4.2 ab, da zum Zeitpunkt der Untersuchungen weder das finale Maschinenmodell noch die Fahrzeugmodelle vorlagen.

Dabei entspricht die Breite des Kanals b der aktiven Eisenlänge l_{Fe} des Stators, und die Kontaktfläche $A_{Kontakt}$ der Mantelfläche des Stators. Die mit den sieben Heizpatronen aufprägbare Leistung von 2.170 W ist so gewählt, dass sie die Verluste der EM repräsentieren.

Die Parameter des Referenzprüflings in Form eines leeren Kühlkanals sind in Tabelle 5.2 aufgeführt. Aufgrund der Randbedingungen, wie Querschnittsfläche A_{Kanal} , sowie Volumenstrom \dot{V} ergibt sich nach Gleichung 2.18a eine Reynolds-Zahl Re von 1.760 bis 7.330. Es können mit dem Prüfstand also Prüflinge im laminaren, als auch im turbulenten Bereich untersucht werden.

Tabelle 5.1: Verluste und geometrische Parameter der betrachteten EM nach [ERKG23]

Betriebspunkt			Geometrische Parameter		
		Wert			Wert
Gesamtverluste (Kont.)	$P_{V,kont}$	620 W	Stator-Außendurchmesser	d_{Stator}	85 mm
Gesamtverluste (Peak)	$P_{V,peak}$	1.400 W	Stator-Oberfläche	A_{Stator}	257,6 mm ²
			Blechpaketlänge	l_{Fe}	70 mm
			Wickelkopflänge	l_{WK}	9 mm

Tabelle 5.2: Randbedingungen zur Betrachtung des ebenen Spalts

Kühlkanal			Kühlmedium		
Wandstärke	d_{Wand}	5 mm	Stoff	Wasser / Wasser-Glykol	
Höhe Kanal	s	4,5 mm	Volumenstrom	\dot{V}	5 bis 20 $\frac{1}{\text{min}}$
Breite Kanal	b	90 mm	Reynolds-Zahl (für Wasser)	Re	1.760 bis 7.330
Länge Kanal	l	287,6 mm			
Querschnittsfläche	A_{Kanal}	405 mm ²			
Kontaktfläche	$A_{Kontakt}$	257,6 mm ²			

Experimentelle Analyse des Einflusses verteilter Verluste auf die Temperaturverteilung

Im Rahmen der Untersuchungen werden Prüflinge aus unterschiedlichen Materialien gefertigt. Diese umfassen leere Kanäle aus Aluminium 7075 sowie 3D-gedrucktem Edelstahl des Typs EOS CX. Der Prüfstand wird an dieser Stelle genutzt, um beide Materialien zu vergleichen und deren Einfluss auf die Ausprägung von Hotspots zu analysieren.

Zur Analyse des Einflusses verteilter Verluste wird die Gesamtverlustleistung in zwei Szenarien untersucht: mit gleichmäßiger Verteilung und mit positionsabhängiger Verteilung. Die resultierenden Temperaturverteilungen beider Fälle sind in Abbildung 5.2 dargestellt, wobei gleichverteilte Verluste in blau und verteilte Verluste in rot gekennzeichnet sind. Auf den Prüfling aus Edelstahl werden die Verluste des Spitzenleistungspunktes $P_{V,peak} = 1.400 \text{ W}$ aufgeprägt. Bei gleichverteilten Verlusten zeigt sich ein kontinuierlicher Temperaturanstieg entlang der Kühlkanallänge, wie zu erwarten ist. Der Temperaturunterschied beträgt 17,2 K. Bei einer Betrachtung der Temperaturverteilung unter identischen kumulierten Verlusten und erhöhter Verlustleistung in den Randsegmenten zeigt sich eine Überhöhung der Temperatur in diesen Bereichen. Im ersten Segment beträgt die Temperatursteigerung 11,8 K, im letzten Segment 9,4 K. Der maximale Temperaturunterschied innerhalb des Systems beträgt 23,4 K.

Anhand dieses Beispiels ist zu sehen, dass bei der Betrachtung von Kühlungen die Verlustauflösung eine relevante Rolle spielt. Dies unterstreicht auch die Aussage aus Kapitel 2.3.1 bzgl. der Diskretisierungs-

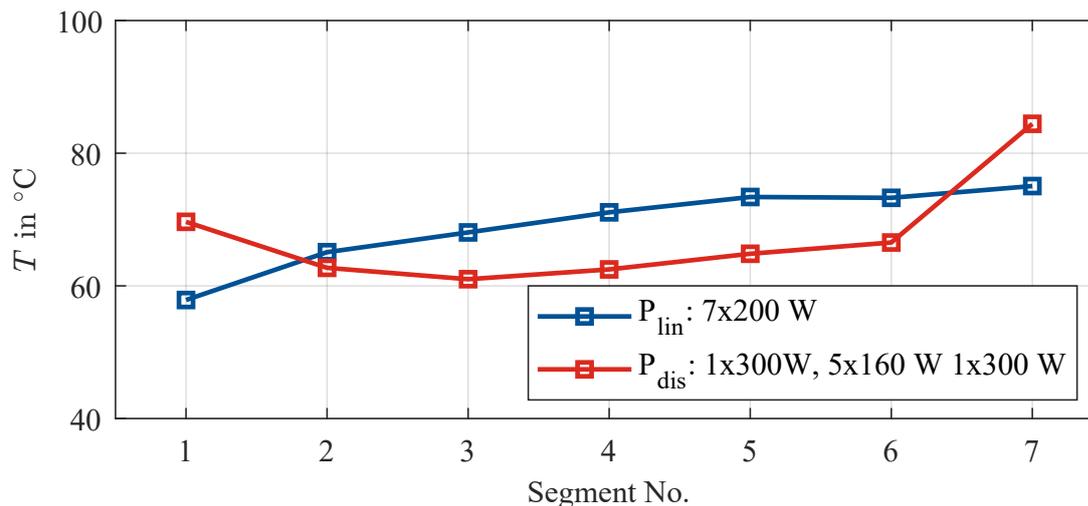


Abbildung 5.2: Messung zum Einfluss gleichmäßiger Verlustverteilung (blau) im Vergleich zu verteilten Verlusten (rot)
 DUT-Material: EOS CX, $\dot{V} = 5 \frac{1}{\text{min}}$, $T_{Ein} = 20^\circ\text{C}$

fehler – werden alle Verluste in einem Knoten abgebildet oder die Verluste gleichverteilt sorgt dies für eine Verfälschung von Hotspots.

Abgleich der Messungen mit CFD-Berechnungen

In diesem Abschnitt wird der Vergleich zwischen den experimentell ermittelten Temperaturen und den CFD-Berechnungen des Prüfstandes dargestellt. Ziel ist es, die Übereinstimmung der Temperaturverläufe entlang des Kühlkanals möglichst präzise zu bewerten und mögliche Abweichungen zu identifizieren. Dabei werden insbesondere die Unterschiede zwischen dem realen Prüfaufbau und den Modellannahmen der Simulation betrachtet.

In Abbildung 5.3 ist ein Vergleich der Temperaturen der Messung mit verteilten Verlusten (rot) zu den Ergebnissen einer CFD-Berechnung (blau) dargestellt. Vergleicht man die Kurven, so sieht man, dass die Ergebnisse der CFD mit der ersten, als auch zweiten Messposition gut übereinstimmen. Ab dem dritten Segment tritt eine Abweichung zwischen Messung und Berechnung auf, wobei die Berechnung jeweils ein höheres Niveau einnimmt. Im letzten Segment beträgt die Differenz 9,5 K.

Anhand der CFD-Berechnung ist zu sehen, dass die Berechnungen zumindest für den Kühlmiteleinlass quantitativ übereinstimmen, während entlang des Kühlkanalverlaufs Abweichungen zu Ungunsten der Berechnung auftreten. Erklärungen hierfür sind zum einen die adiabate Konfiguration des CFD-Modells, was bedeutet, dass Verluste nur über das Kühlmedium abgeführt werden. Der Prüfaufbau hingegen stellt trotz thermischer Isolation kein adiabates System dar. Ein weiterer Faktor, welcher in der Realität für niedrigere Temperaturen am Auslass sorgt ist, dass die Ein- und Auslassgeometrie in der CFD-Berechnung nicht abgebildet ist, diese besteht aber ebenfalls aus dem selben Werkstoff, wie der Kanal und trägt damit auch zur Wärmeübertragung bei. Dieser Effekt wirkt sich vor allem im Bereich des Auslass aus, da der Temperaturunterschied zwischen Fluid und Oberfläche dort größer ist.

Definition der Pin-Fins

Um die Pin-Fins im weiteren Verlauf platzieren zu können, müssen zunächst die Parameter auf Basis des Standes der Technik zur Kühlstruktur aus Kapitel 2.4 ausgewählt werden. Basierend auf den Untersuchungen in [Str21, Hei22] werden in dieser Arbeit die in Tabelle 5.3 aufgeführten Parameter verwendet.

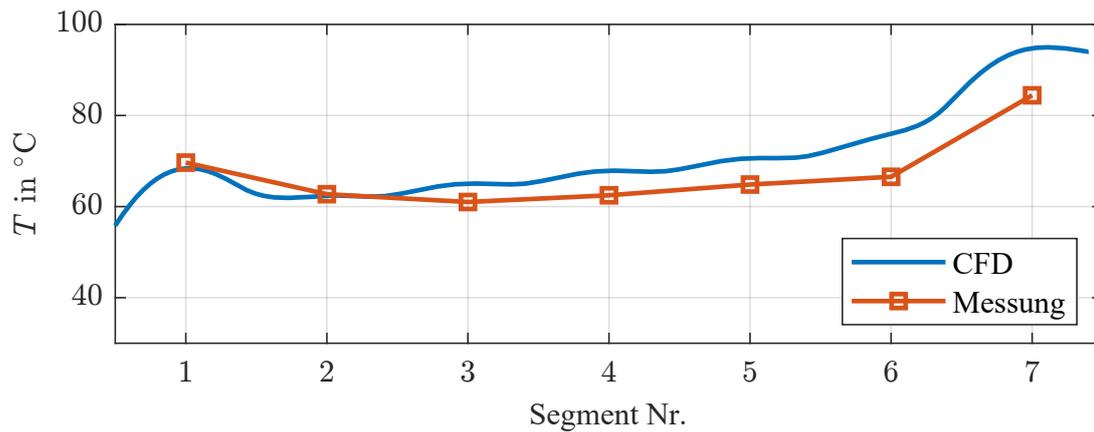


Abbildung 5.3: Vergleich der Messwerte mit CFD-Berechnung für verteilte Verluste nach Abb. 5.2, $\dot{V} = 5 \frac{1}{\text{min}}$, $T_{\text{Ein}} = 20^\circ\text{C}$

Der Radius r wird auf 0,500 mm festgelegt. Bei einem Verhältnis $\varphi = 1,75$ ergibt sich ein Abstand der Pin-Fins parallel zur Strömungsrichtung von 3,75 mm. In Umfangsrichtung ergibt sich daraus entsprechend dem Verhältnis $\frac{a_\theta}{a_z}$ von 1,5 Kapitel 2.4 ein Abstand von 6,563 mm.

Tabelle 5.3: Pin-Fin Parameter

Kategorie	Symbol	Wert
Linker Radius	R	1,25 mm
Rechter Radius	r	0,5 mm
Phi	φ	1,75 –
Abstand zwischen Pin-Fin-Positionen	$a_z = 1,5 \cdot l$	6,563 mm
Abstand zwischen Pin-Fins	$a_z = 1,5 \cdot l$ $a_\theta = 1,5 \cdot 2 \cdot R$	3,75 mm

Untersuchung verteilter Pin-Fins im Prüfling

Nach der Berechnung des Kühlkanals ohne zusätzliche Strukturen erfolgt im nächsten Schritt die Untersuchung der Wirkung integrierter Kühlelemente. Abbildung 5.4 zeigt die Pin-Fin-Verteilung gemäß [ERKG23] im Querschnitt des Kanals. Das Kühlmedium strömt von links nach rechts, wobei die Pin-Fins mit dem Abstandsparameter a_z angeordnet sind. In den ersten vier Abschnitten ist die maximale Anzahl an Elementen platziert, im mittleren Bereich sind lediglich einzelne Pin-Fins vorhanden, während in den letzten fünf Abschnitten erneut die maximale Bestückung erfolgt.

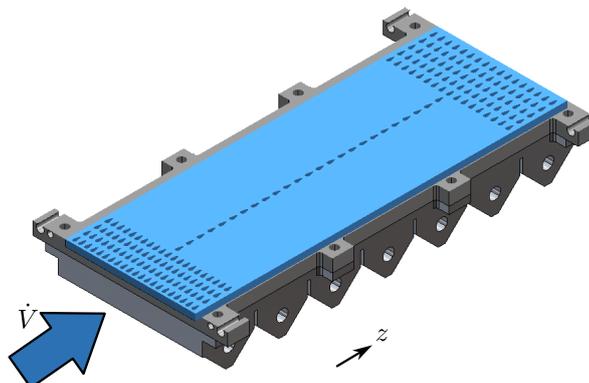


Abbildung 5.4: Prüfling mit verteilten Pin-Fins nach [ERKG23]

Die resultierende Schnittstellentemperatur für diese Anordnung sowie für den leeren Kühlkanal ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Sie ergibt sich aus der CFD-Berechnung mit verteilten Verlusten (vgl. Abbildung 5.2) unter Verwendung von Wasser als Kühlmedium mit einem Volumenstrom $\dot{V} = 5 \frac{1}{\text{min}}$ und einer Einlasstemperatur $T_{Ein} = 20^\circ\text{C}$.

In Abbildung 5.5 a) ist das Ergebnis eines gleichmäßig und somit ohne zusätzliche Strukturen ausgestatteten Kühlkanals dargestellt. Bei der Betrachtung der Temperaturen sind die gleichen Effekte erkennbar wie in Abbildung 5.2. Am Eintritt liegt die Temperatur um 14 K über der minimalen Temperatur, während sie im letzten Segment, nahe dem Austritt, eine Überhöhung von 48 K erreicht.

In Abbildung 5.5 b) mit verteilten Pin-Fins zeigt sich, dass das Gesamttemperaturniveau um 22 K gesenkt wird und die Hotspots im ersten sowie im letzten Segment deutlich reduziert sind.

Im ersten Segment beträgt die maximale Temperaturüberhöhung lediglich 4 K im Vergleich zur minimalen Temperatur. Im letzten Segment beträgt die Überhöhung 12 K. Die höchste Temperatur tritt mit 75°C kurz vor dem letzten Segment auf.

In dieser Berechnung kann der Temperaturgradient bei einem Prüfling aus Edelstahl von 48 K auf 22 K gesenkt und gleichzeitig die maximale Temperatur um 48 K reduziert werden. Aufgrund des Vergleichs der CFD-Simulation mit den Messdaten in Abbildung 5.3 ist diese Reduktion als zu hoch einzuschätzen. Die qualitative Aussage bleibt dennoch gültig.

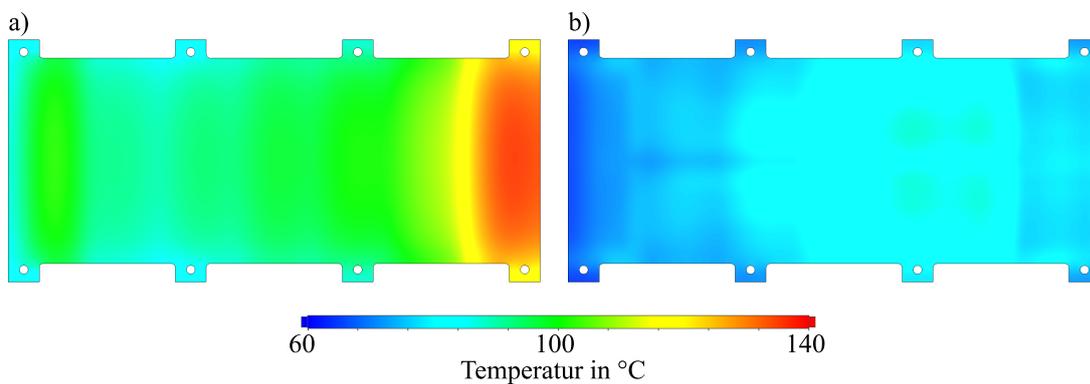


Abbildung 5.5: CFD-Simulation der Schnittstellentemperatur bei verteilten Verlusten mit Wasser-Glykol nach [ERKG23]

a) Kanal als Ausführung des ebenen Spaltes b) Prüfling mit verteilten Pin-Fins

$$\dot{V} = 5 \frac{1}{\text{min}}, T_{Ein} = 20^\circ\text{C}$$

5.2 Methodisches Vorgehen zur Kühlelementverteilung

Basierend auf den erzielten Ergebnissen ist eine gezielte Platzierung der Kühlelemente entlang der modellierten Wärmeströme möglich, um lokale Temperaturgradienten zu reduzieren und eine gleichmäßige Wärmeabfuhr zu gewährleisten. In Kapitel 2.4 wurden Untersuchungen dargestellt, welche die Auswirkungen unterschiedlicher Ausrichtungen und Geometrien von Pin-Fins analysieren. Allerdings berücksichtigt keine dieser Untersuchungen eine gezielte Platzierung der Kühlelemente in Abhängigkeit der lokalen Wärmeströme.

Zwar werden in [Str21] Ansätze zur variablen Positionierung von Kühlelementen betrachtet, der Fokus dieser Arbeit liegt jedoch auf der Bewertung der Effizienz einzelner Kühlelemente, sowie deren Verteilung. Eine methodisch fundierte Herangehensweise zur gezielten Anordnung in Abhängigkeit der ortsabhängigen Wärmeströme \dot{Q} wird dabei nicht verfolgt.

In diesem Kapitel wird anhand von Abbildung 5.6 ein methodisches Vorgehen zur Entwicklung eines auf eine Anwendung angepassten Kühlmantels mit verteilten Kühlelementen für eine mobile Arbeitsmaschine mit definierten Arbeitsaufgaben und Fahrzyklen vorgestellt. Die Methode umfasst sämtliche im grauen Bereich dargestellten Modelle. Grün markierte Modelle entsprechen bestehenden Implementierungen gemäß der Modellierungen in Kapitel 4. Die in Weiß dargestellten Modelle erfordern hingegen signifikante Anpassungen oder müssen im Rahmen dieser Arbeit noch implementiert werden. Das in hellblau dargestellte generative Design-Modell wird nicht näher erläutert, da es ausschließlich der automatisierten Konstruktion der Geometrie in CAD dient.

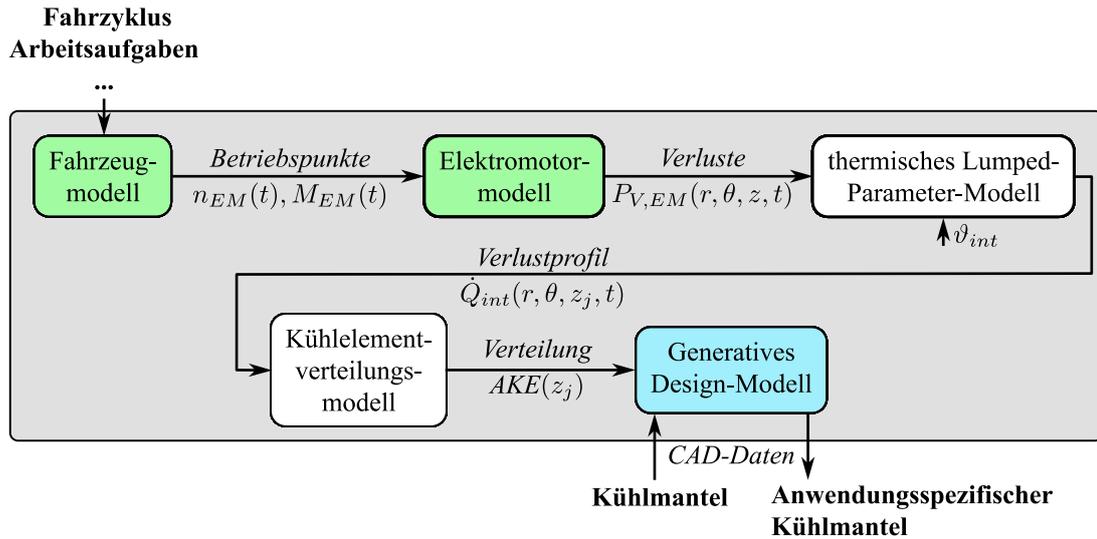


Abbildung 5.6: Methodische Vorgehensweise zur anwendungsspezifischen Verteilung von Kühlelementen im Kühlmantel elektrischer Maschinen

Zunächst werden Fahr- und Arbeitszyklen als Eingangsdaten in die Methode eingespeist. Diese werden durch ein Fahrzeugmodell abgebildet, welche in Kapitel 4.1.1 und 4.1.2 entsprechend vorgestellt wurden. Hieraus ergibt sich für die in diesen Modellen implementierten EM zeit- und zyklusabhängige Betriebspunkte $n(t), M(t)$.

Diese Betriebspunkte werden anschließend genutzt, um mittels des in Kapitel 4.2 berechneten EM-Modells die Verluste in unterschiedlichen Bereichen zu bestimmen. Hierdurch werden die betriebspunktabhängigen und somit zeit- und ortsabhängigen Verluste $P_V(r, \theta, z, t)$ abgebildet.

Die Verluste können anschließend als Wärmequellen \dot{Q} in ein thermisches Modell eingepreßt werden. Dieses LPTM ermöglicht es, die Wärmeströme \dot{Q} innerhalb der EM so aufzulösen, dass ein Wärmestromprofil $\dot{Q}_{int}(r, \theta, z, t)$ an der Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel dargestellt werden kann. Als Randbedingung wird eine feste Temperatur ϑ_{int} für die Schnittstelle festgelegt, sodass die Wärmeströme \dot{Q}_{int} sich so einstellen, dass sie dem Fall ohne Temperaturgradienten entsprechen.

Unter Nutzung dieses Wärmestromprofils erfolgt eine gezielte Verteilung von Kühlelementen im Kühlkanal, mit dem Ziel, die in Kapitel 4.3 anhand der Kühlschleife dargestellten Temperaturdifferenzen an der Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel auszugleichen und Hotspots zu reduzieren. In Anlehnung an das in [ERKG23] eingeführte Konzept der *Density Distribution* $DD(r, \theta, z, t)$, welche die Anzahl der Kühlelemente pro Fläche beschreibt, kann damit eine kontinuierliche Verteilung beschrieben werden. Für die konkrete Umsetzung der Methode genügt es jedoch, die resultierende Anzahl der Kühlelemente je Segment $AKE(z_j)$ aus dem normierten Wärmeübergangskoeffizienten, der lokal verfügbaren Oberflä-

che zur Wärmeübertragung sowie einer festgelegten maximalen Anzahl an Kühlelementen pro Segment zu berechnen.

Aus dem beschriebenen Vorgehen ergeben sich Anforderungen an das LPTM, die von den in Kapitel 2.3.1 vorgestellten Modellen nicht erfüllt werden. Das Modell nach [HE22] erlaubt keine Auflösung der Wärmeströme entlang des Kühlkanals, da der Kontakt zum Kühlmedium lediglich durch einen einzelnen Knoten dargestellt wird. Das Modell nach [Küh18, S.76] bietet eine bessere axiale Auflösung mit 7 Segmenten, legt den Fokus aber auf eine hohe Auflösung in radialer Richtung.

Auf Basis dieser Betrachtung ist es erforderlich, ein Modell zu entwickeln, das eine feinere axiale Segmentierung ermöglicht. Dadurch wird eine detaillierte Abbildung der Wärmeströme \dot{Q}_{int} an der Schnittstelle zwischen Stator und Gehäuse mit Kühlkanal realisiert, um die Kühlelemente bedarfsgerecht platzieren zu können. Die Vorstellung dieses Modells erfolgt in Kapitel 5.4. Die Einflüsse der axialen Auflösung auf die Ergebnisse werden in Kapitel 6.3.1 untersucht.

Auf Basis der Überlegungen und ersten Untersuchungen in Kapitel 5.1 am planaren Prüfling erfolgt im nächsten Kapitel die Konzeptionierung eines Gehäuses, welches eine einfache Beschreibung des Verlustprofils in der axialer Richtung (z -Achse) ermöglicht, sowie die einfache Integration von Kühlelementen mittels generativen Methoden ermöglicht.

5.3 Definition der Gehäuse- und Kühlkanalgeometrie

In diesem Kapitel wird die geometrische Definition des Gehäuses sowie der Kühlkanäle vorgenommen, welche die Grundlage für die Berechnung der Verteilung der Kühlelemente $AKE(z_j)$ bildet. Diese Definition stellt die Verknüpfung zwischen dem thermischen LPTM und dem Modell zur Kühlelementverteilung dar.

Abbildung 5.7 veranschaulicht das zugrunde liegende Koordinatensystem der EM und des Gehäuses in zylindrischen Koordinaten (grün). Das LPTM nutzt die Rotationssymmetrie der EM und wird daher als 2D-Modell in den Koordinaten r und z (rot) implementiert, wodurch die Winkelkomponente θ entfällt. Dies reduziert die Modellkomplexität, ohne wesentliche thermische Effekte zu vernachlässigen. Die Diskretisierung entlang der z -Achse ist in der Abbildung anhand der Positionen z_i dargestellt. Jedes Segment repräsentiert einen spezifischen axialen Abschnitt der Maschine und ermöglicht eine detaillierte Analyse des thermischen Verhaltens entlang der z -Achse. Die Orientierung der Achsen entspricht dem Zylinderkoordinatensystem, wobei die z -Achse entlang der Maschinenachse verläuft und der Koordinatenachse r , die radial nach außen zeigt. Durch diese Modellierung können temperaturabhängige Wärmeübergangsmechanismen in axialer und radialer Richtung abgebildet werden.

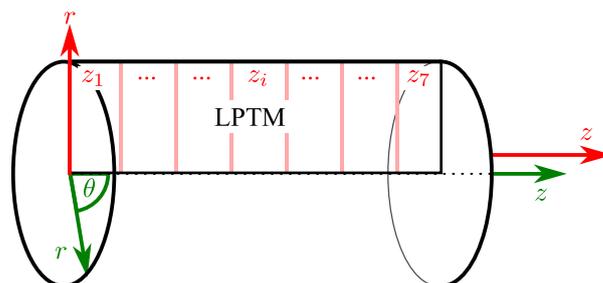


Abbildung 5.7: Lage eines LPTM mit Konfiguration WK1S5 im zylindrischen Koordinatensystem

In Abbildung 5.8 sind die Projektionen der gängigsten Kühlkanalführungen aus Kapitel 2.3.3 in das zwei-dimensionale Koordinatensystem des LPTM dargestellt. Es werden zwei unterschiedliche Kühlstrategien gezeigt: a) eine axiale Mäanderstruktur, b) eine Kühlspirale mit Winkel ψ , und c) eine Detailansicht der von ψ abhängigen Problematik der Kühlspirale aus b). Als Randbedingung für die Platzierung ergibt sich aus den Betrachtungen in Kapitel 2.4 eine Anordnung der Kühlelemente entlang der Strömungsrichtung.

In Abbildung 5.8 a) verläuft das Kühlmedium in einem axialen Mäander entlang der z -Achse. Das Fluid strömt dabei zunächst von links nach rechts, wird an den Enden des Kanals umgelenkt (Umlenkung nicht dargestellt) und fließt anschließend in entgegengesetzter Richtung zurück. Aufgrund der gerichteten Strömungsführung ist eine eindeutige Ausrichtung der Kühlelemente entlang der Strömungsrichtung möglich. Dies erleichtert sowohl Verknüpfung mit den Wärmeströmen des LPTM als auch die praktische Gestaltung der Kühlkanäle.

In Abbildung 5.8 b) zeigt sich ein abweichendes Verhalten bei der Kühlspirale: Das Kühlmedium strömt mit einem Winkel ψ durch die einzelnen Segmente des LPTM. Diese angestellte Strömungsführung erschwert die gezielte Platzierung der Kühlelemente, da die Strömungsrichtung nicht mehr parallel zu den Modellkoordinaten des LPTM verläuft. Zudem führt die spiralförmige Führung zu einer unsymmetrischen Wärmeabfuhr \dot{Q} über den Umfang jedes Segments z_i . Diese Asymmetrie kann mit einem rein zweidimensionalen LPTM nicht adäquat erfasst werden, da hierfür eine zusätzliche Diskretisierung in der Umfangsrichtung θ erforderlich wäre.

Die Detailansicht in Abbildung 5.8 c) veranschaulicht die geometrische Problematik, die sich aus dem Winkel ψ zwischen Kühlkanal und Segmentierung des LPTM ergibt. Jedes Segment des LPTM weist eine definierte Breite entlang der z -Achse auf, während die schräg verlaufenden Segmente des Kühlkanals zu versetzten Eintritts- und Austrittspunkten pro Segment führen. Dies bedingt eine anteilige Flächenberechnung für jedes Segment, da der Wärmestrom \dot{Q}_j nicht mehr direkt einem Teilabschnitt des Kühlkanals zugeordnet werden kann. Die dadurch entstehende Überlappung der Segmentflächen erschwert somit die Abbildung der Wärmeströme auf die Teilabschnitte des Kühlkanals.

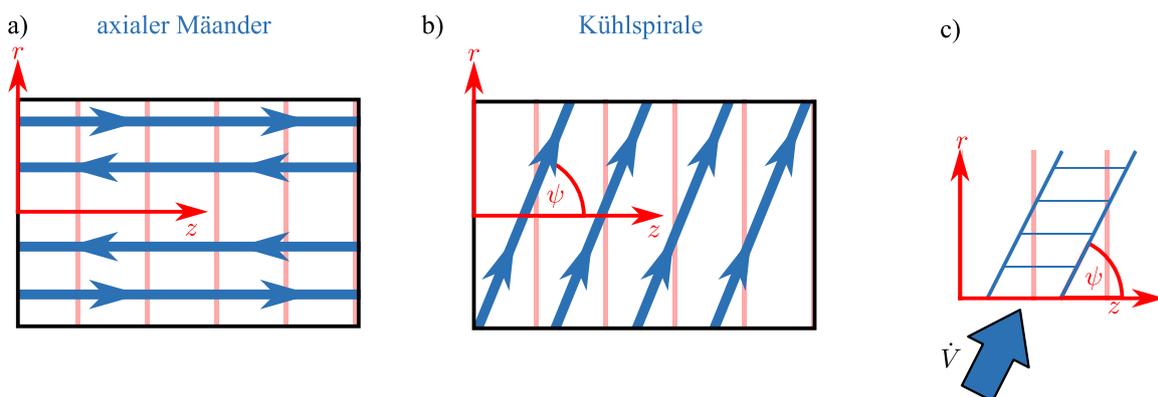


Abbildung 5.8: Darstellung unterschiedlicher Kühlkanäle im 2D-Koordinatensystem des LPTM
a) axialer Mäander b) Kühlspirale c) Detailansicht der Kühlspirale

Eine gezielte Ausrichtung der Strömungsführung in z -Richtung, wie in Abbildung 5.9 dargestellt, ermöglicht eine effizientere Kühlstrukturplatzierung und erleichtert die Verknüpfung der Wärmeströme \dot{Q}_i des LPTM mit den Wärmeströmen \dot{Q}_j der Kühlkanalsegmente. Diese Konfiguration weist die folgenden Eigenschaften für die Modellierung auf:

- Die Kühlelemente sind entlang der z -Achse ausgerichtet und somit stets parallel zur Strömungsrichtung positioniert. Dies gewährleistet eine gleichmäßige Kühlmittelverteilung und minimiert Umlenkverluste sowie lokale Strömungsstagnationen.
- Der Kühlkanal kann in z -Richtung in diskrete Segmente z_i unterteilt werden, die mit den Segmenten des LPTM übereinstimmen. Eine zusätzliche Unterteilung des Kühlkanals in kleinere Segmente z_j , in welche die Kühlelemente integriert werden, ist dadurch mit deutlich geringerem Aufwand realisierbar als beispielsweise bei einer spiralförmigen Kühlführung.
- Aufgrund der radialen Symmetrie der Kühlkanalsegmente z_j können diese effizient im generativen Design-Modell erzeugt werden.
- Die axiale Modellierung des thermischen Netzwerks nutzt die Rotationssymmetrie der EM, wodurch der numerische Rechenaufwand durch die Reduktion der Knotenzahl im Vergleich zu einem volldimensionalen Modell verringert wird.

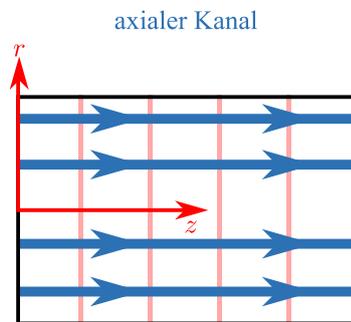


Abbildung 5.9: Axiale Kühlkanalkonfiguration

Basierend auf diesen Vorteilen und der Ähnlichkeiten zum Versuchsaufbau der Voruntersuchungen in Kapitel 5.1 fällt daher die Wahl auf eine axiale Kühlkanalkonfiguration, wie sie in Abbildung 5.10 dargestellt ist. Das Kühlmedium tritt in diesem Konzept auf der linken Seite ein, durchströmt den Zylinder axial, wird auf der rechten Seite umgelenkt und strömt im äußeren Kanal axial zurück. Die Rückführungsanordnung ist nicht zwingend erforderlich für die Durchführung der Methode, sondern stellt eine anwendungsspezifische Anpassung dar, um Kühlmitelein- und -auslass auf derselben Seite anzuordnen.

Dieses Design ermöglicht es, in radialen Ebenen diskrete Kühlelemente, wie die in Kapitel 2.4 vorgestellten Pin-Fins, gezielt zu positionieren und so die Wärmeabfuhr lokal an das Verlustprofil anzupassen. Hierzu wird die Kühlkanallänge l_{gesamt} durch den Abstandsparameter a_z geteilt, durch die Platzierung des ersten und letzten Pin-Fin ergibt sich ein zusätzliches Element, somit erhält man

$$m = \frac{l_{Kanal}}{a_z} + 1 = \frac{210\text{mm}}{3,75\text{mm}} + 1 = 33 \quad (5.1)$$

Segmente in z -Richtung.

Die Querschnittsfläche des Kühlkanals A_{Kanal} stellt ein charakteristisches Merkmal dieses Designs dar. Bei einem konstanten Volumenstrom \dot{V} von $5 \frac{1}{\text{min}}$, analog zur konventionellen Spirale, ergeben sich moderate Strömungsgeschwindigkeiten. Dies begünstigt die Ausbildung einer laminaren Strömung, welche die Durchmischung des Kühlmediums deutlich nachteilig beeinflusst. Infolgedessen fällt der Druckabfall zwischen Ein- und Auslass geringer aus, wie in Kapitel 7.1.1 anhand der Berechnung gezeigt wird. Um eine vergleichbare Grundlage für die Validierung in Kapitel 7 zu schaffen, wird der Volumenstrom so

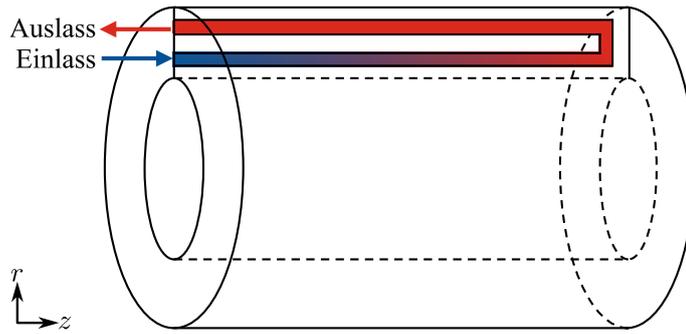


Abbildung 5.10: Konzept eines Kühlgehäuses mit axialer Kühlmittelführung

angepasst, dass gemäß Gleichung 2.25 für alle betrachteten Varianten die gleiche hydraulische Leistung P_{hyd} resultiert.

Allerdings zeigt die Analyse in Kapitel 7.1.1, dass dies zunächst zu einer erhöhten maximalen Temperatur im Zweischichtkanal ohne Pin-Fins führt. Gleichzeitig ermöglicht die Kanalfläche eine flexible Integration zusätzlicher Kühlelemente zur lokalen Anpassung des Wärmeübergangs und bietet darüber hinaus die zuvor beschriebenen Vorteile.

Eine Randbedingung, welche sich aufgrund der Konstruktion ergibt, umfasst die Implementierung von Stegen zwischen Innen- und Außenwand. Diese sind so ausgestaltet, dass sie auch das Drehmoment der EM mit abstützen können. Die Stege werden ebenfalls entlang der z -Achse ausgeführt und teilen das Gehäuse in n_U Segmente. In diesem Fall werden vier Segmente genutzt, daher ist $n_U = 4$. Aufgrund der Rotationssymmetrie stellt dies keinen Nachteil dar, sondern ermöglicht eine deutlich effizientere Evaluation mittels CFD-Berechnung. Aufgrund der symmetrischen Geometrie reicht es aus, lediglich ein Viertel des Gehäuses zu simulieren. Dadurch kann entweder die Anzahl der erforderlichen Gitterelemente reduziert oder der betrachtete Bereich mit den gleichen Rechenressourcen um den Faktor n_U detaillierter aufgelöst werden.

5.4 Axial segmentiertes thermisches Lumped-Parameter Modell

Um die Anforderungen an die axiale Auflösung der Wärmeströme zu bestimmen, wird in diesem Kapitel ein axial segmentiertes thermisches Mehrknotenmodell entwickelt, welches auf dem Grundmodell von HEMSEN [HE22] basiert und in Kapitel 2.3.1 vorgestellt wurde. Dadurch können Parameter wie die thermischen Widerstände R_{th} übernommen und das Modell abgeglichen werden.

Eine direkte Verwendung des Grundmodells ist nicht möglich, da es insbesondere in z -Richtung eine zu geringe Knotenzahl aufweist, um den Wärmefluss \dot{Q}_{int} an der Kontaktfläche zwischen Stator und Gehäuse detailliert abzubilden. Das ursprüngliche Modell umfasst lediglich einen Knoten für das Gehäuse, den Stator und das Kühlmedium sowie jeweils nur einen einzelnen thermischen Widerstand R_{th} , wie in Abbildung 2.11 dargestellt.

Da in dieser Arbeit eine örtlich aufgelöste Analyse der Verluste an der Schnittstelle zwischen Kühlmantel und Stator angestrebt wird, erfolgt eine gezielte Verfeinerung der axialen Segmentierung des bestehenden Modells, wie in Abbildung 5.11 dargestellt. Dies ermöglicht eine höhere Diskretisierung in z -Richtung und erlaubt eine detailliertere Unterteilung des Stators sowie der Wickelköpfe in Teilmodelle. Diese Vorgehensweise unterscheidet sich grundlegend von dem Modellierungskonzept in [Küh18, HE22, Mot16]

und führt zu einer verbesserten Modellierung der Verlustverteilung an der Schnittstelle zwischen Kühlung und EM.

Die Unterteilung der EM erfolgt innerhalb einer Bibliothek, um die Parametrierung des Gesamtmodells zu vereinfachen. Dazu wird das Modell in mehrere modular kombinierbare Untermodelle gegliedert, welche den Wickelkopf, den Stator inklusive Wicklung sowie die Kühlung abbilden. Die EM wird axial in Segmente unterteilt, die durch diese Teilmodelle abgebildet und parametrisiert werden. Der Rotor wird stets als einzelner Knoten modelliert, dessen thermische Anbindung an den Stator in den entsprechenden Teilmodellen des Wickelkopfes und des Stators berücksichtigt wird.

Die Anzahl der Segmente n wird jeweils separat für den Wickelkopf n_{WK} und den Stator n_S festgelegt. Das Gesamtmodell ist so konzipiert, dass sich daraus gemäß Gleichung 5.2 die Anzahl der Kühlsegmente ergibt. Der Wickelkopf wird beidseitig durch n_{WK} -fache Wiederholung seines Teilmodells abgebildet, der Stator durch Unterteilung in n_S Teilmodelle. Da beide Bereiche identisch aufgebaute Kühlmodelle verwenden, entspricht deren Anzahl $n_{Kühlung}$ der Gesamtsegmentanzahl n_G .

$$n_G = n_{Kühlung} = 2 \cdot n_{WK} + n_S \tag{5.2}$$

Im Folgenden wird die Segmentierung der Modelle in der Form $WKn_{WK}Sn_S$ angegeben. Dabei beschreibt die Bezeichnung $WK1S5$ eine Konfiguration mit einem Segment im Wickelkopf und fünf Segmenten im Stator. Diese Konfiguration entspricht bspw. der Modellierung in axialer Richtung nach [Küh18].

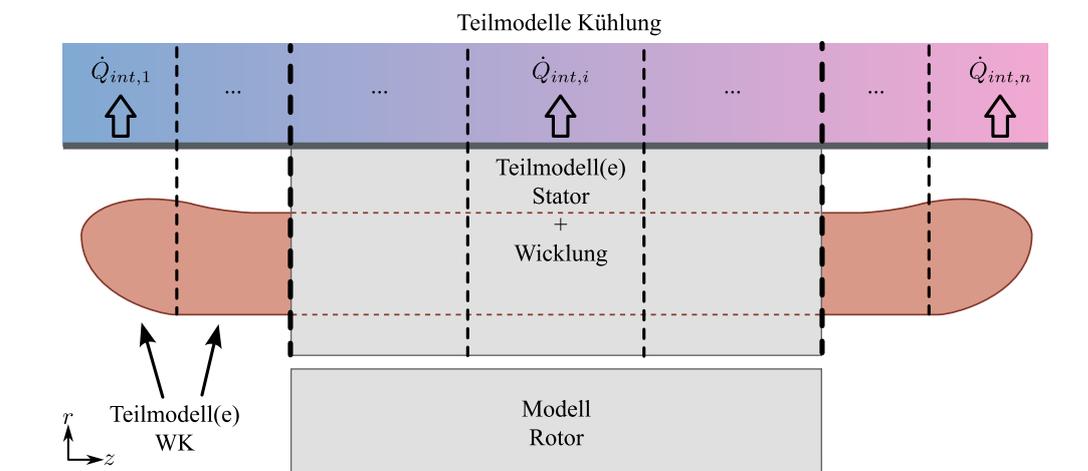


Abbildung 5.11: Modellaufteilung des thermischen Mehrknotenmodells mit variabler Segmentanzahl

Das in Kapitel 2.3.1 und in Abbildung 2.11 vorgestellte Modell von HEMSEN, mit der Konfiguration $WK1S1$, wird nach der beschriebenen Methode weiter axial segmentiert. Dabei erfolgt die Unterteilung nach [SHK24, S.596], indem thermische Widerstände nach Abbildung 5.12 a-c) in Teilwiderstände aufgespalten werden. Wird der Widerstand entlang des Wärmestroms \dot{Q} segmentiert, ergibt sich der Gesamtwiderstand R_{K1-K2} gemäß Gleichung 5.3a als Quotient aus R_{K1-K2} und der Anzahl der Segmente n . Bei einer Segmentierung quer zum Wärmestrom muss hingegen der thermische Teilwiderstand $R_{K1-K2,i}$ den n -fachen Wert von R_{K1-K2} aufweisen, damit die resultierende Parallelschaltung den ursprünglichen Widerstand beibehält, wie in Gleichung 5.3b gegeben.

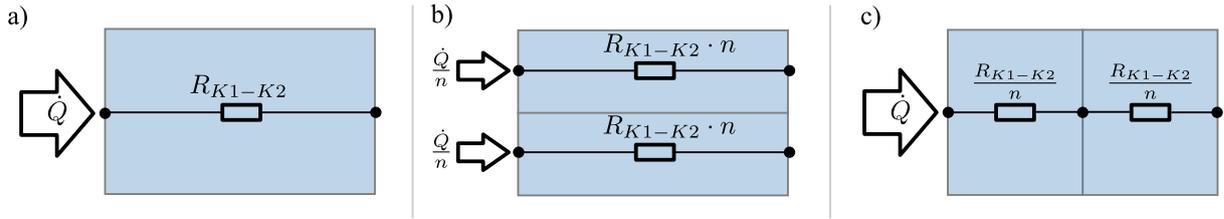


Abbildung 5.12: Reihen- und Parallelschaltung von thermischen Widerständen und Wärmeflüssen

$$R_{K1-K2,i} = \frac{R_{K1-K2}}{n} \quad \text{für Reihenschaltung} \quad (5.3a)$$

$$R_{K1-K2,i} = R_{K1-K2} \cdot n \quad \text{für Parallelschaltung} \quad (5.3b)$$

Gleiches gilt für die thermische Kapazität $C_{K1,i}$, die sich gemäß Gleichung 5.4a umgekehrt proportional verhält, da die Baugruppen in Teilmassen m_i unterteilt werden. Analog dazu werden die Verluste $\dot{Q}_{K1,i}$, die in den Teilsegmenten anfallen, entsprechend Gleichung 5.4b aufgeteilt.

$$C_{K1,i} = \frac{C_{K1}}{n} \quad (5.4a)$$

$$\dot{Q}_{K1,i} = \frac{\dot{Q}_{K1}}{n} \quad (5.4b)$$

Zur strukturierten Modellierung der EM wird das thermische Netzwerk aus modularen Teilmodellen aufgebaut, welche die Segmente von Wickelkopf, Stator und Kühlung entlang der axialen Richtung z abbilden. Die Kombination dieser Teilmodelle erlaubt eine flexible und fein aufgelöste Beschreibung des Temperaturverlaufs entlang der Maschine. Abbildung 5.13 zeigt das resultierende thermische Mehrknotenetzwerk für ein Beispiel mit der Konfiguration WK2S3 als Übersicht.

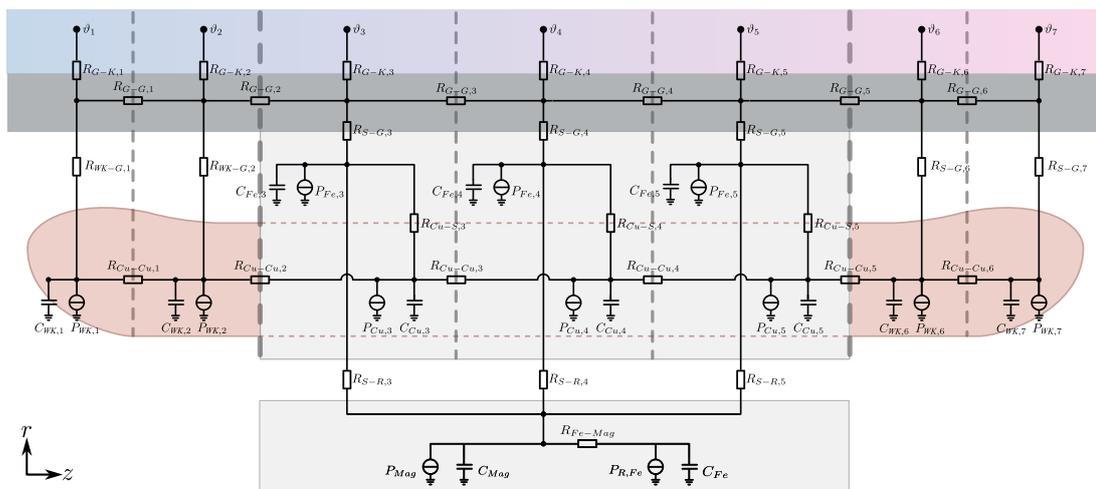


Abbildung 5.13: Aufbau des thermischen Netzwerks für eine EM vom Typ WK2S3 mit detaillierter Anbindung der Teilmodelle

Im Folgenden werden die Teilmodelle vorgestellt, einschließlich der darin auftretenden Verluste sowie der thermischen Massen und Übergangswiderstände, welche die Schnittstellen zwischen den Modellen

definieren. Diese Darstellung bildet die Grundlage für die Parametrierung des Gesamtmodells und ermöglicht eine detaillierte Analyse der Wärmeströme innerhalb des Systems.

Rotormodell

Das Rotormodell ist entsprechend Abbildung 5.14 aufgebaut. Im Rotormodell ist keine Segmentierung vorgesehen. Das Rotormodell besteht aus einer Verlustquelle für die Eisenverluste $P_{VR,Fe}$, parallel zu der Verlustquelle befindet sich die thermische Kapazität C_{Fe} . Der Wärmestrom $\dot{Q}_{VR,Fe}$ fließt vom Eisen über den thermischen Widerstand R_{Fe-Mag} in die Magnete. Diese Modellierung berücksichtigt, dass sich der Großteil der Eisenmasse zentraler als die Magnete befindet. Aufgrund des radialen Wärmeflusses werden die Eisenverluste größtenteils in bzw. durch die Magnete übertragen. Eine Erweiterung auf zwei separate Knoten für die zwei Ebenen der Magnete ist möglich, sofern der Fokus auf deren Temperaturverlauf liegt. Da der Schwerpunkt dieser Untersuchung auf den Wärmeströmen im Kühlmantel liegt, wird diese Detaillierung an dieser Stelle vernachlässigt. Die Magnete sind ebenfalls mit deren thermischen Masse C_{Mag} , als auch den Verlusten $P_{VR,Mag}$ abgebildet.

Als Schnittstelle zum weiteren Modell wird der obere Knoten genutzt und stellt die Verbindung zu den Teilmodellen des Stators dar, in welchem die Teilwiderstände $R_{R-S,i}$ enthalten sind. Die genutzten Parameter für das Modell sind in Tabelle 5.4 für die Basismaschine aus Kapitel 4.2 gegeben.

Tabelle 5.4: Parameter für das Rotormodell der Basismaschine

Bezeichnung	Symbol	Wert
Thermische Kapazität des Eisens	C_{Fe}	$2.577 \frac{J}{K}$
Thermischer Widerstand Eisen - Magnete	R_{Fe-Mag}	$0,177 \frac{K}{W}$
Thermische Kapazität der Magnete	C_{Mag}	$1.113 \frac{J}{K}$

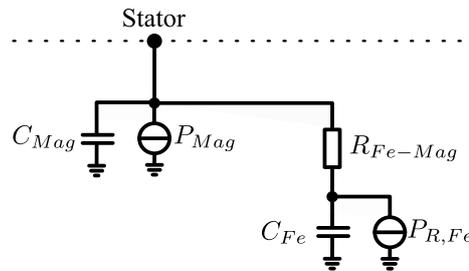


Abbildung 5.14: Thermisches Modell des Rotors

Teilmodell Wickelkopf

Der Wickelkopf wird in n_{WK} Segmente aufgeteilt. Die im Wickelkopf anfallenden Verluste ergeben sich aus der anteiligen Kupfermasse $m_{Cu,WK}$ in Bezug auf die gesamtheitlich im Stator anfallenden Kupferverluste $P_{VS,Cu}$. Die Verluste eines Wickelkopfteilmodells ergibt folglich nach Gleichung 5.5 unter Berücksichtigung der Anzahl der Wickelkopfsegmente n_{WK} .

$$P_{WK,i} = \frac{m_{Cu,WK}}{m_{Cu,Ges}} \cdot P_{S,Cu} \cdot \frac{1}{2 \cdot n_{WK}} \quad (5.5)$$

Der Wickelkopf ist über thermische Widerstände nach rechts über $R_{Cu-Cu,i}$ zur Wicklung im Stator angebunden. Über einen weiteren Widerstand $R_{WK-G,i}$ ist der Wickelkopf an das Gehäuse angebunden.

Dieser Widerstand ist i.d.R. um ein vielfaches Größer als $R_{Cu-Cu,i}$. Durch Verwendung von thermisch leitfähigen Vergussmassen kann dieser reduziert werden. Der Widerstand $R_{G-G,i}$ stellt die Wärmeleitung im Gehäuse des Motors dar. Der Widerstand $R_{G-K,i}$ bildet den Wärmeübergang vom Gehäuse in das Kühlmedium ab.

Die spezifischen Parameter, sowie deren Skalierungsfaktor sind in Tabelle 5.5 gegeben.

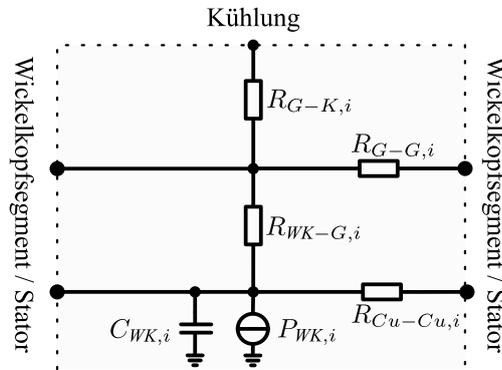


Abbildung 5.15: Thermisches Teilmodell des Wickelkopfes

Tabelle 5.5: Parameter für das Teilmodelle der Wickelköpfe der Basismaschine

Bezeichnung	Symbol	Wert	Skalierung
Thermische Kapazität des WK	C_{WK}	$259 \frac{J}{K}$	$1/n_{WK}$
Thermischer Widerstand in Wicklung	R_{Cu-Cu}	$0,09 \frac{K}{W}$	$1/n_{WK}$
Thermischer Widerstand zwischen WK und Gehäuse	R_{WK-G}	$3,793 \frac{K}{W}$	n_{WK}
Thermischer Widerstand in Gehäuse	R_{G-G}	$2,72 \frac{K}{W}$	n_G
Thermischer Widerstand zwischen Gehäuse und Kühlung	R_{G-K}	$0,003 \frac{K}{W}$	$1/n_G$

Teilmodell Stator

Der Aufbau der Teilmodelle des Stators ist in Abbildung 5.16 dargestellt. Die zugehörigen Parameter für den Stator, sowie die Skalierungsfaktoren sind in Tabelle 5.6 aufgeführt.

Das Statormodell ist im unteren Bereich über den thermischen Widerstand $R_{S-R,i}$ mit dem Rotor gekoppelt. Bei einer Segmentierung des Stators in n_S Teile wird der Wärmestrom des Rotors zu Beginn eines Zyklus – bei gleichen Temperaturen in allen Segmenten – gleichmäßig auf diese aufgeteilt. Im stationären Zustand erfolgt die Verteilung der Verluste entsprechend der sich einstellenden Temperaturverhältnisse im Teilmodell.

Das Blechpaket des Statorteilmodells wird als einzelner Knoten modelliert, in den die Eisenverluste $P_{Fe,i}$ eingepreßt werden. Die thermische Kapazität des Stators wird durch $C_{Fe,i}$ beschrieben. Die Wicklung ist im Stator integriert und über den thermischen Widerstand $R_{Cu-S,i}$ thermisch angebunden. In der Wicklung entstehen die Kupferverluste $P_{Cu,i}$, während die thermische Kapazität durch $C_{Cu,i}$ erfasst wird.

Die Verluste im Stator werden über den Widerstand $R_{S-G,i}$ zum Gehäuse weitergeleitet. Im Gehäuse erfolgt die Wärmeleitung entweder in axialer Richtung über $R_{G-G,i}$ oder in radialer Richtung zum Kühlmantel über $R_{G-K,i}$.

Auf der rechten Seite des Modells befinden sich die Widerstände $R_{G-G,i}$ sowie $R_{Cu-Cu,i}$, welche die Schnittstelle zu einem angrenzenden Stator- oder Wickelkopfsegment abbilden. Auf der linken Seite

werden diese bewusst weggelassen, da sich der Widerstand bei Aneinanderreihung identischer Segmente sonst aufsummieren.

Die Parameter und die Skalierungsfaktoren für das Stator-Teilmodell sind in Tabelle 5.6 aufgeführt.

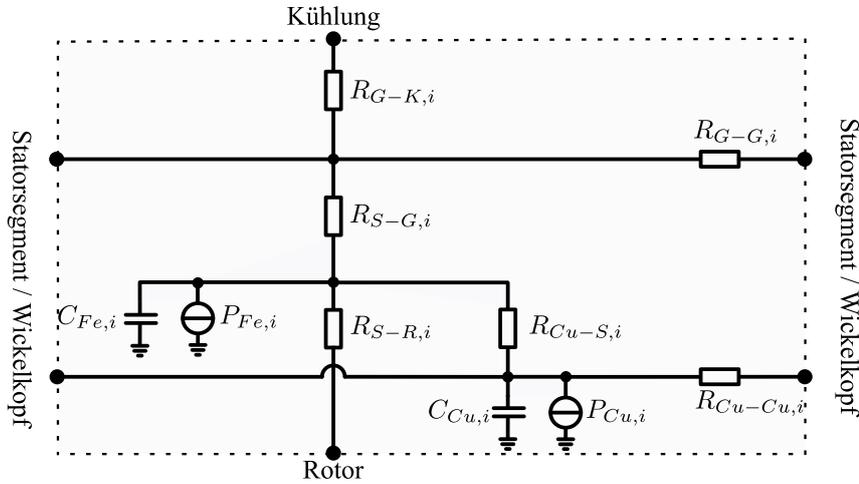


Abbildung 5.16: Thermisches Teilmodell des Stators

Tabelle 5.6: Parameter für die Teilmodelle des Stators der Basismaschine

Bezeichnung	Symbol	Wert	Skalierung
Thermische Kapazität der Wicklung	C_{Cu}	$927 \frac{J}{K}$	$1/n_S$
Thermische Kapazität des Blechpakets	C_{Fe}	$5.084 \frac{J}{K}$	$1/n_S$
Thermischer Widerstand in Wicklung	R_{Cu-Cu}	$0,09 \frac{K}{W}$	$1/n_S$
Thermischer Widerstand zwischen Wicklung und Stator	R_{Cu-S}	$0,0064 \frac{K}{W}$	n_S
Thermischer Widerstand zwischen Rotor und Stator	R_{R-S}	$0,4 \frac{K}{W}$	n_S
Thermischer Widerstand zwischen Stator und Gehäuse	R_{S-G}	$0,006 \frac{K}{W}$	n_S
Thermischer Widerstand in Gehäuse	R_{G-G}	$2,72 \frac{K}{W}$	n_G
Thermischer Widerstand zwischen Gehäuse und Kühlung	R_{G-K}	$0,003 \frac{K}{W}$	$1/n_G$

Teilmodell Kühlung

Zur Modellierung der Abführung der Wärmeströme \dot{Q}_i durch den Kühlmantel werden zwei alternative Ansätze betrachtet. In der ersten Variante wird die Temperatur $T_{F,i}$ des Kühlmediums abschnittsweise nach Gleichung 5.6 berechnet, wobei für das erste Kühlsegment die Vorlauftemperatur $T_{F,0} = T_{Ein}$ des Kühlmittels als Randbedingung genutzt wird. Diese Variante dient zur Identifikation des Potenzials der Kühlelementverteilung. Es können Aussagen über Temperaturunterschiede in der EM sowie am Kühlmantel für den Fall eines gleichmäßig ausgestalteten Kühlkanals getroffen werden.

Die zweite Variante ermöglicht die Aufprägung einer Temperatur-Randbedingung ϑ_{int} (Dirichlet-RB [MN12, S.24]), wodurch die sich ergebenden Wärmeströme bei ausgeglichenen Schnittstellentemperaturen abgebildet werden. Diese Wärmeströme \dot{Q}_i werden im Weiteren zur Berechnung der Kühlelementverteilung in Kapitel 5.5 genutzt.

Beide Varianten unterscheiden sich somit darin, ob die Temperaturverteilung des Kühlmediums explizit berechnet (Variante 1) oder eine feste Temperatur-Randbedingung vorgegeben wird (Variante 2), wodurch sie unterschiedliche Anwendungsbereiche und Interpretationsmöglichkeiten bieten.

$$T_{F,i}(t) = T_{F,i-1} + \frac{\dot{Q}_{i-1}(t)}{c_{p,Fluid} \cdot \dot{m}_{Fluid}} \quad (5.6)$$

5.5 Kühlelementverteilungsmodell

Das Kühlelementverteilungsmodell basiert auf den Ergebnissen von [ERKG23]. Die dort vorgestellte Variante ermöglicht die Analyse zeitinvarianter Verlustprofile anhand der Wärmeströme $\dot{Q}(z)$ einer bekannten EM unter gegebenen Randbedingungen. Durch die Kopplung der in [ERKG23] vorgestellten Modellierung (siehe Abbildung 5.6) mit einem Fahrzeug-, Elektromotormodell und LPTM wird eine Untersuchung zeitabhängiger Wärmeströme $\dot{Q}(r, \theta, z, t)$ ermöglicht. Darüber hinaus wird die Modellierung verfeinert und die Berechnung der Anzahl der Kühlstrukturelemente weiter präzisiert.

Randbedingungen für die Anwendung der Methode und die Verteilung der Kühlelemente sind die Geometrie der Kühlelemente, wie bspw. Pin-Fins, die in Kapitel 2.4 beschrieben sind. In der Methode werden der Flächenzugewinn $A_{Zugewinn}$ in Abhängigkeit von der Kanalhöhe h_{Kanal} sowie die Abstandsparameter a_z und a_θ berücksichtigt. Wird durch die Kühlelemente eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten α erreicht, kann dieser ebenfalls in die Berechnung einbezogen werden.

Im ersten Schritt sind die Parameter der Kühlelemente erforderlich, um eine Segmentierung des Kühlkanals entlang der Strömungsrichtung vorzunehmen, welche in axialer Richtung (z -Achse), aufgrund der in Kapitel 5.3 definierten Gehäuse- und Kühlkanalkonfiguration, definiert ist. Diese Segmentierung legt gleichzeitig die Anzahl der diskreten Reihen von Kühlelementen fest, die innerhalb des Kühlkanals platzierbar sind. Die Anzahl m der Segmente in z -Richtung ergibt sich gemäß Gleichung 5.7a aus dem Quotienten der Gesamtlänge des Kühlkanals l_{Kanal} und dem Abstandsparameter a_z .

Eine Diskretisierung in Umfangsrichtung ist nicht erforderlich, da der Wärmestrom aufgrund der Rotationssymmetrie der EM und des Gehäuses als gleichmäßig über den Umfang verteilt angenommen werden kann. Dennoch kann die maximale Unterteilung des Kühlkanals in Umfangsrichtung gemäß Gleichung 5.7b bestimmt werden. Im Rahmen des Zweischichtkonzepts erfolgt diese Unterteilung durch den Abstandsparameter a_θ sowie die Breite und damit den Umfang des Kühlkanals. Das resultierende m_θ ist entscheidend für die spätere Normierung, da es die Berechnung des maximal möglichen Flächenzugewinns pro Segment ermöglicht.

$$m = \frac{l_{Kanal}}{a_z} + 1 \quad (5.7a)$$

$$m_\theta = \frac{\pi \cdot d_{i,Kanal}}{a_\theta} \quad (5.7b)$$

Die Segmentierung in z -Richtung ist in Abbildung 5.17 dargestellt. Die Wärmeströme $\dot{Q}_{int,i}$ aus dem LPTM (vgl. Kapitel 5.4) für den Fall $\vartheta_{int}(z_j) = \text{konstant}$ sind in der oberen Abbildungshälfte dargestellt. Die Segmentierung erfolgt in Abschnitte $i = 1$ bis n , wobei n gemäß Gleichung 5.2 die Gesamtanzahl der LPTM-Segmente definiert.

Im unteren Bereich der Abbildung befindet sich der Kühlkanal mit den Segmenten $j = 1$ bis m , in welchen die Kühlelemente platziert werden, hier als Pin-Fin skizziert. Die Segmente j bestehen dabei aus

einem Kühlkanalabschnitt der Länge a_z . Die Indizierung ist mit j bezeichnet, um eine Verwechslung mit der Segmentierung im LPTM zu vermeiden. Idealerweise ist die Anzahl der Segmente m und n gleich, hierfür muss jedoch für jede Kühlstruktur und EM-Variante mit Längenänderung ein eigenes LPTM generiert werden. Der Einfluss ungleicher Segmentierung $m \neq n$ von LPTM und Kühlelementverteilungsmodell wird in Kapitel 6.3.1 untersucht. Es ist prinzipiell vorteilhaft, aber nicht zwingend erforderlich, dass $m = n$ gilt.

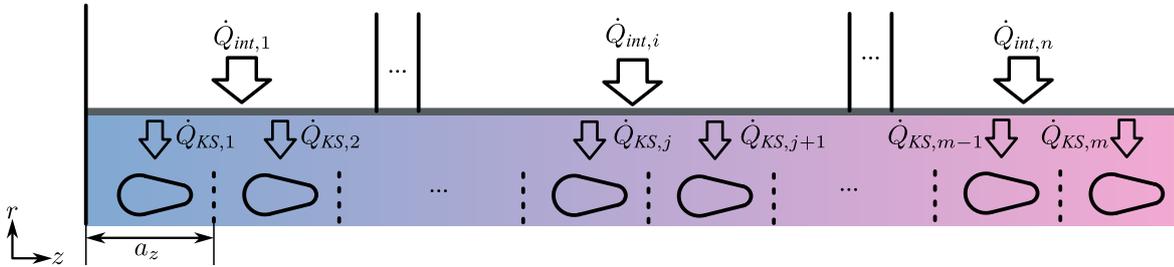


Abbildung 5.17: Zusammenhang zwischen der Segmentierung des LPTM und des Kühlelementverteilungsmodell

Die Bestimmung der Überschneidung der LPTM-Segmente mit den Abschnitten des Kühlkanals stellt einen wesentlichen Schritt dar, da die Auflösung des LPTM im Wickelkopfbereich nicht zwangsläufig mit der des Stators übereinstimmen muss. Um die Diskretisierung von \dot{Q}_{int} in die Diskretisierung von \dot{Q}_{KS} zu überführen, wird zunächst einmal für die einzelnen Abschnitte i die Wärmestromdichte $\dot{q}_{int,i}$ gemäß Gleichung 5.8 berechnet.

$$\dot{q}_{int,i}(t) = \frac{\dot{Q}_{int,i}(t)}{A_i} \quad (5.8)$$

Im nächsten Schritt erfolgt eine Diskretisierung von \dot{q}_{int} mit Δz , wobei $\Delta z \rightarrow 0$. Hierdurch erhält man eine quasikontinuierliche Beschreibung der Wärmestromdichte $\dot{q}_{int}(z,t)$. Anhand dieser kann folglich mit Gleichung 5.9 der Wärmestrom $\dot{Q}_{KS,j}$ in die einzelnen Kühlkanalsegmente bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{KS,j}(t) = \int_{(j-1) \cdot a_z}^{j \cdot a_z} \dot{q}_{int}(z,t) dz \quad (5.9)$$

Mithilfe des Wärmestroms $\dot{Q}_{KS,j}$ lässt sich die Fluidtemperatur am Ausgang des jeweiligen Segments $T_{F,j+1}$, gemäß Gleichung 5.10a berechnen. Dazu sind der Kühlmittelvolumenstrom \dot{V} , die spezifische Wärmekapazität des Fluids $c_{p,F}$ sowie dessen Dichte ρ_F erforderlich. Anschließend erfolgt die Berechnung der mittleren Fluidtemperatur $\bar{T}_{F,j}$ im Kühlsegment j mithilfe von Gleichung 5.10b.

$$T_{F,j+1}(t) = T_{F,j}(t) + \frac{\dot{Q}_{KS,j}(t)}{\dot{V}_F \cdot \rho_F \cdot c_{p,F}} \quad (5.10a)$$

$$\bar{T}_{F,j}(t) = \frac{T_{F,j}(t) + T_{F,j+1}(t)}{2} \quad (5.10b)$$

Um die Methode unabhängig von der Kühlstruktur zu gestalten, wird im nächsten Schritt die Kombination von Wärmeübergangskoeffizient α und der Fläche A , die für eine ausgeglichene Schnittstellentemperatur nötig ist als kombinierte Größe αA genutzt. Die Größe αA ergibt sich dabei nach Gleichung 5.11 und ist abhängig von der vorher berechneten mittleren Fluidtemperatur $\bar{T}_{F,j}$ und dem Wärmestrom \dot{Q}_j

in diesem Segment. Die Schnittstellentemperatur ϑ_{int} zwischen Kühlmantel und Stator stellt eine feste Temperaturrandbedingung dar.

$$\alpha A_j(t) = \frac{\dot{Q}_j(t)}{\vartheta_{int} - \bar{T}_{F,j}(t)} \quad (5.11)$$

Die Schnittstellentemperatur ϑ_{int} muss dabei physikalisch sinnvollerweise nach Gleichung 5.12 oberhalb der maximalen Fluidtemperatur am Kühlmittelauslass $T_{F,m}$ liegen, da sonst in den hinteren Kühlkanalsegmenten die EM erwärmt und nicht gekühlt wird. ϑ_{int} ergibt sich aus dem Integral über alle Wärmeströme im Kühlkanal und damit aus der Erwärmung des Kühlmediums um ΔT und der Temperatur am Kühlmittleinlass $T_{F,1}$.

$$\vartheta_{int} > T_{F,m}(z) = T_{F,1} + \frac{\int \dot{Q}(z) dz}{\dot{V}_F \cdot \rho_F \cdot c_{p,F}} \quad (5.12)$$

Aufgrund der Tatsache, dass die Fläche A und der Wärmeübergangskoeffizient α nicht beliebig erhöht werden können, sondern durch die Anzahl der möglichen Kühlelemente m_θ je Segment nach Gleichung 5.7b begrenzt sind, muss das berechnete αA auf dessen Maximum normiert werden.

Hierzu wird das globale Maximum bestimmt und αA gemäß Gleichung 5.13 normiert. Dadurch liegt der Fokus auf dem maximalen Ungleichgewicht der Wärmeströme $\dot{Q}(r, \theta, z, t)$ im Zyklus.

$$\widetilde{\alpha A}(z_j, t) = \frac{\alpha A_j(t)}{\max(\alpha A(t))} \quad (5.13)$$

Die normierten Werte können anschließend zur Berechnung der Pin-Fin-Anzahl $AKE(z_j, t)$ herangezogen werden. Ein Wert von 0 in $\widetilde{\alpha A}_j(t)$ zeigt an, dass keine Pin-Fins im jeweiligen Segment platziert werden, während ein Wert von 1 das Maximum der möglichen Pin-Fins m_θ kennzeichnet. Die Verteilung $AKE(z_j, t)$ wird gemäß Gleichung 5.14 bestimmt.

$$AKE(z_j, t) = m_\theta \cdot \widetilde{\alpha A}_j(t) \quad (5.14)$$

Obwohl eine zeitliche Darstellung zur Variation der Pin-Fin-Verteilung grundsätzlich möglich ist, lässt sich eine zeitlich variierende Anzahl der Pin-Fins technisch nicht realisieren. Daher wird die maximale Anforderung an $\widetilde{\alpha A}(z_j, t)$ über die Zeit herangezogen, um die im CAD-Modell zu implementierenden Elemente $AKE(z_j)$ festzulegen:

$$AKE(z_j) = \left\lfloor m_\theta \cdot \max \left[\widetilde{\alpha A}_j(z_j, t) \right] \right\rfloor$$

Da $AKE(z_j)$ die absolute Anzahl der Pin-Fins pro Kühlkanalabschnitt definiert, ist eine zusätzliche Angabe von r oder θ im Weiteren nicht erforderlich. Die berechneten Werte werden abschließend auf die nächstkleinere ganze Zahl abgerundet, um eine realisierbare Pin-Fin-Verteilung zu gewährleisten. Ein Aufrunden könnte an dieser Stelle problematisch sein, da dadurch Pin-Fins ungünstig innerhalb der Trennwände durch das generative Design-Modell platziert werden.

Aufgrund des in Kapitel 5.3 definierten Kühlmanteldesigns ist eine zusätzliche Anpassung der Pin-Fin-Verteilung erforderlich, da der Kühlmantel in n_U Segmente unterteilt ist. Um eine gleichmäßige Verteilung der Kühlelemente im Umfang sicherzustellen, wird $AKE(z_j)$ gemäß Gleichung 5.15 modifiziert. Ist $AKE(z_j) < n_U$, wird der Wert auf 0 gesetzt. Andernfalls wird $AKE(z_j)$ so angepasst, dass es ein Vielfaches von n_U ist, indem der Rest der Modulo-Operation entfernt und n_U addiert wird.

$$AKE(z_j) = \begin{cases} 0, & \text{wenn } AKE(z_j) < n_U, \\ AKE(z_j) - \text{mod}(AKE(z_j), n_U) + n_U, & \text{wenn } AKE(z_j) \geq n_U \end{cases} \quad (5.15)$$

Aufgrund der implementierten Methode zur Generierung der Kühlelemente muss die Anzahl der Kühlelementen $AKE(z_j)/n_U$ eine ungerade Zahl ergeben. Dies ist erforderlich, da das erste Element mittig im Kühlkanal positioniert wird und die weiteren Strukturen symmetrisch über die Breite verteilt werden. Dies ist beschrieben durch:

$$\frac{AKE(z_j)}{n_U} \bmod 2 = 1. \quad (5.16)$$

6 Anwendung und Untersuchung der Methode

In diesem Kapitel wird die in den vorherigen Kapiteln entwickelte Methode zur gezielten Verteilung von Kühlelementen in Kühlkanälen auf verschiedene Anwendungsfälle übertragen und untersucht.

Zunächst erfolgt in Kapitel 6.1 die Plausibilisierung des thermischen LPTM. Hierbei wird geprüft, inwieweit das Modell die thermischen Verhältnisse realitätsnah abbildet und die axiale Segmentierung der EM die lokalen Temperaturverteilungen korrekt erfasst. Dies stellt sicher, dass die berechneten Wärmeströme als Grundlage für die Kühlelementverteilung geeignet sind.

Anschließend wird in Kapitel 6.2 die entwickelte Methode auf verschiedene Anwendungsszenarien übertragen. Dazu erfolgt zunächst eine Analyse der Kühlelementverteilung für statische Lastfälle mit zeitvarianten Verlusten. Danach wird die Methode auf simulierte zeitabhängige Betriebsbedingungen des Mehrzwecktransporter- und Baggermodells angewendet, um die Auswirkungen auf die Kühlelementverteilung praxisnah zu bewerten.

In Kapitel 6.3 wird der Einfluss der Modellsegmentierung, der Gehäusemodellierung und der Variation des Kühlmittelvolumenstroms auf die Methode untersucht. Diese Analysen dienen dazu, die Robustheit und Anpassungsfähigkeit der Methode zu bewerten.

Die Ergebnisse dieses Kapitels bilden die Grundlage für die abschließende Bewertung der entwickelten Methode in Kapitel 7, in dem eine Validierung anhand von CFD-Berechnungen sowie eine umfassende Bewertung der Kühlelementverteilung hinsichtlich der Kühlleistung und Anwendbarkeit erfolgt.

6.1 Verifikation des LPTM

Die Verifikation des LPTM stellt einen wesentlichen Schritt zur Sicherstellung der Modellgüte für die Analyse der thermischen Bedingungen der EM dar. In diesem Kapitel werden die Ergebnisse des entwickelten Modells aus Kapitel 5.4 den Simulationsergebnissen aus [HE22] gegenübergestellt, um die Fähigkeit zur realitätsnahen Abbildung der dort beschriebenen Temperaturverhältnisse zu überprüfen und bei Bedarf gezielte Anpassungen vorzunehmen.

Hierfür werden als Betriebspunkte zum einen der Dauerleistungsfall und zum anderen ein Spitzenleistungspunkt abgeglichen, um die Temperaturverläufe in relevanten Bereichen, wie Wickelkopf, Stator und Rotor, mit Grenzwerten der verwendeten Materialien abzugleichen. Die Parameter des Drehmoments M sind in [HE22] gegeben, allerdings ist keine Drehzahl aufgeführt. Daher wird an dieser Stelle die Nenndrehzahl n_{nem} genutzt. Die verwendeten Werte und limitierenden Größen werden in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Die Eintrittstemperatur des Kühlmittels $T_{F,0}$ beträgt in beiden Fällen $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Es sind Grenztemperaturen von $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ für die Wicklung und $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ für die Magneten vorgegeben, die in diesen Betriebspunkten erreicht werden dürfen. Daher wird der Abgleich anhand dieser Grenzen vorgenommen.

Tabelle 6.1: Randbedingungen für Dauer- und Spitzenleistung nach [HE22]

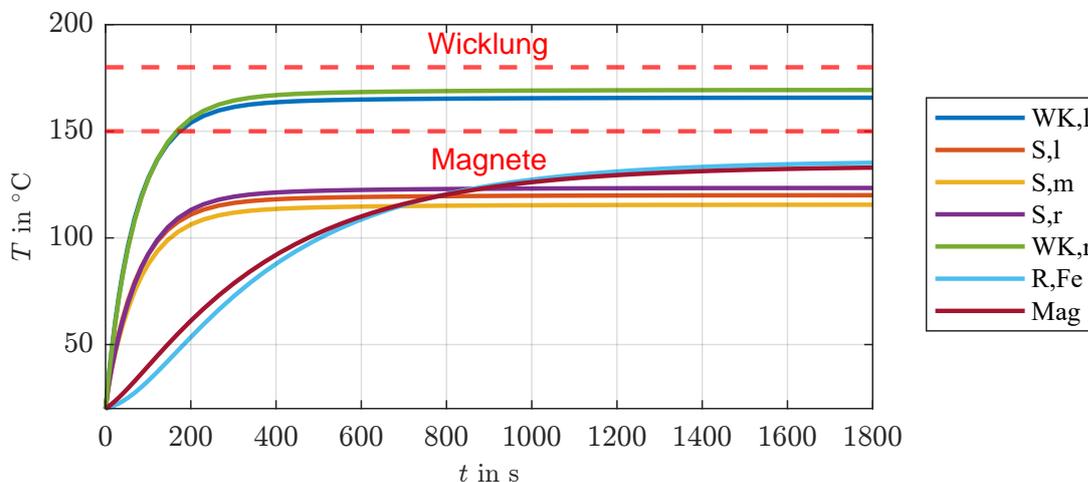
Dauer	Drehzahl	Drehmoment	Starttemperatur	Limitierende Größe
1.800 s	$4.250 \frac{1}{\text{min}}$	154 Nm	20 °C	Magnettemperatur ($T_{Mag} < 150 \text{ °C}$)
30 s	$4.250 \frac{1}{\text{min}}$	256 Nm	100 °C	Wickelkopftemperatur ($T_{WK} < 180 \text{ °C}$)

Für die Verluste der Dauerleistung (1.800 s) und Kurzzeitleistung (30 s) wird die gleiche Verlustverteilung verwendet, wie sie in der CFD-Berechnung der Kühlspirale in Kapitel 4.3 definiert ist. Diese Verluste sind in Abbildung 4.14 aufgeführt. Sie werden statisch anteilig auf die entsprechenden Knoten in den Teilmodellen des LPTM aufgeprägt. Der größte Anteil entfällt, wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben, auf die Wicklungen, wobei die Verluste in den Nuten als $P_{VS,Cu}$ und im Wickelkopf als $P_{VS,WK}$ berücksichtigt werden. Zusätzlich treten Eisenverluste im Stator $P_{VS,Fe}$ und Rotor $P_{VR,Fe}$ auf, während im Rotor ergänzend Magnetverluste $P_{VR,Mag}$ entstehen.

Für den Abgleich des Dauerleistungspunktes werden die Starttemperaturen T_{Start} aller Elemente auf 20 °C gesetzt. Nach 1.800 s stellen sich im Modell stationäre Temperaturen ein, die mit den Simulationsergebnissen aus [HE22] verglichen werden. Dabei stellt die Magnettemperatur von 150 °C in [HE22] den limitierenden Faktor dar. In Abbildung 6.1 beträgt die Magnettemperatur 143 °C und liegt damit 7 K unter diesem Wert, bleibt jedoch nahe an der Grenze. Die Wickelkopftemperaturen links (WK,l) und rechts (WK,r) erreichen 165 °C bzw. 168 °C und liegen damit innerhalb der durch Isolationsklasse H vorgegebenen 180 °C-Grenze (vgl. Tabelle 2.2).

Die in Abbildung 6.1 dargestellten Endtemperaturen hängen maßgeblich von den parametrisierten thermischen Widerständen R_{th} und den aufgeprägten Verlusten P_V ab. Es sind Temperaturen im Wickelkopf links und rechts (WK,l; WK,r), sowie in der Wicklung im Stator links, mittig und rechts (S,l;S,m;S,r), sowie die Temperatur im Rotorblechpaket (R,Fe) und in den Magneten (Mag) dargestellt.

Der Abgleich zeigt, dass das Modell plausible Ergebnisse liefert, die mit den Grenzwerten (rot) von [HE22] übereinstimmen. Auch die Zeitkonstanten passen zu den getroffenen Aussagen der stationären Temperaturen nach 1.800 s. Zu sehen ist zudem, dass die größten thermischen Zeitkonstanten im Bereich des Rotorblechpakets und der Magnete liegen. Die Temperatur in der Wicklung im Stator liegt unter der jeweiligen Wickelkopftemperatur.

Abbildung 6.1: Temperaturen des WK1S5-LPTM im Dauerleistungspunkt $n = 4.250 \frac{1}{\text{min}}$, $M = 154 \text{ Nm}$

Beim Abgleich des Spitzenleistungspunkts wird, entsprechend [HE22], zu Beginn eine Temperatur von $T_{Start} = 100^\circ\text{C}$ angesetzt, um eine vorkonditionierte EM zu repräsentieren. Die Spitzenleistung muss ausgehend von dieser Starttemperatur über 30 s beaufschlagt werden können, ohne die Temperaturgrenzen der Einzelkomponenten zu überschreiten.

In Abbildung 6.2 zeigt sich ein erwartungsgemäß steiler Anstieg der Wickelkopftemperaturen im Vergleich zu den übrigen Komponenten. Allerdings erreichen die Temperaturen nach 30 s etwa 200°C und liegen damit deutlich über dem zulässigen Bereich von 180°C . Hauptparameter, die diesen Anstieg definieren sind die thermischen Kapazitäten C_{th} sowie die in den Wickelköpfen auftretenden Verluste $P_{VS,WK}$.

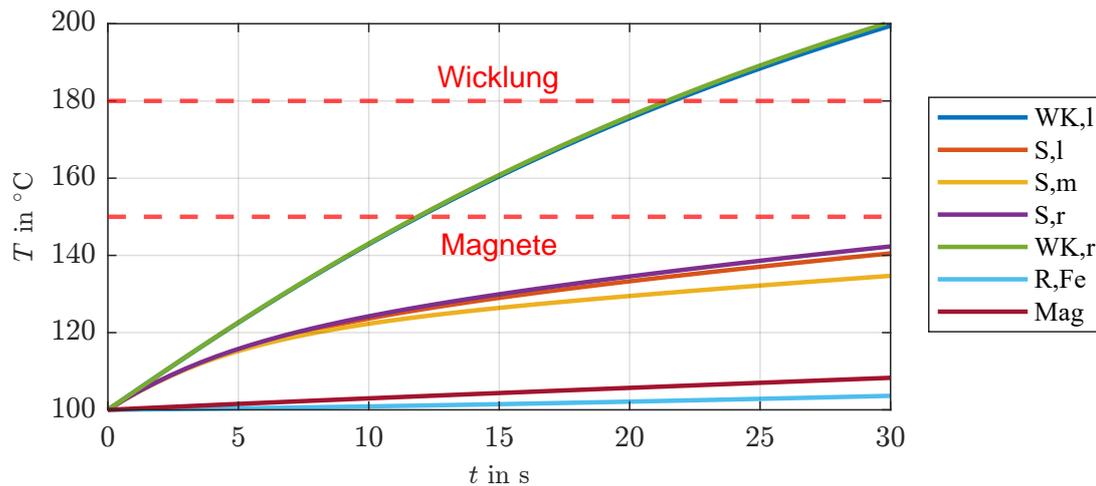


Abbildung 6.2: Temperaturen des WK1S5-LPTM im Spitzenleistungspunkt $n = 4.250 \frac{1}{\text{min}}$, $M = 256 \text{ Nm}$

Daher ist ein Vergleich der Massen, wie in Tabelle 6.2 aufgeführt sinnvoll. Es zeigt sich ein deutlicher Unterschied bei der Magnetmasse und der Masse der Wickelköpfe. Dies wirkt sich direkt auf die thermischen Kapazitäten aus. Diese Abweichungen können durch die Verwendung unterschiedlicher Berechnungsprogramme entstehen, insbesondere im Bereich der Wickelkopfberechnung [HSF16]. Die Verdopplung der Magnetmasse hingegen stellt einen maßgeblichen Unterschied zu [HE22] dar.

Tabelle 6.2: Vergleich der Gewichte zwischen HEMSEN [HE22] und der Basismaschine dieser Arbeit

Komponente	[HE22] in kg	Basismaschine in kg	Differenz in kg
Eisen Stator	10,92	11,05	+0,13
aktive Wicklung	2,44	2,41	-0,03
Wickelkopf	1,78	1,34	-0,44
Eisen Rotor	6,83	5,6	-1,23
Magnete	1,21	2,42	+1,21
Summe	23,18	22,84	-0,34

Für den Modellabgleich wird in Abbildung 6.3 die thermische Simulation durch eine Anpassung der thermischen Massen von Magneten und Wickelkopf an die ermittelten Differenzen modifiziert, um die dynamischen Eigenschaften des Modells an die Referenzdaten anzupassen. Die erhöhte thermische Kapazität des Wickelkopfes führt zu einer reduzierten Temperatur, sodass nach 30 s eine Temperatur von 185°C erreicht wird. Trotz dieser Anpassung liegt die Temperatur weiterhin oberhalb des angestrebten Grenzwerts von 180°C .

Eine Erklärung für diese weiterhin bestehende Abweichung ist, dass zwar die thermische Masse korrigiert, jedoch die Kupferverluste $P_{V,WK}$ im Wickelkopf nicht entsprechend angepasst sind. Durch die zusätzliche Kupfermasse sinkt der elektrische Widerstand, wodurch die Verluste gemäß Gleichung 2.7 quadratisch um die Masseanteile reduziert werden.

Diese Analyse bestätigt die Plausibilität des Modells und ermöglicht einen gezielten Abgleich der Modellparameter. Die dabei festgestellten Abweichungen zu [HE22] sind nachvollziehbar und können durch geeignete Anpassungen kompensiert werden. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden die tatsächlichen Massen aus der EM-Berechnung verwendet, ohne zusätzliche Anpassungen zur Angleichung an das Referenzmodell vorzunehmen.

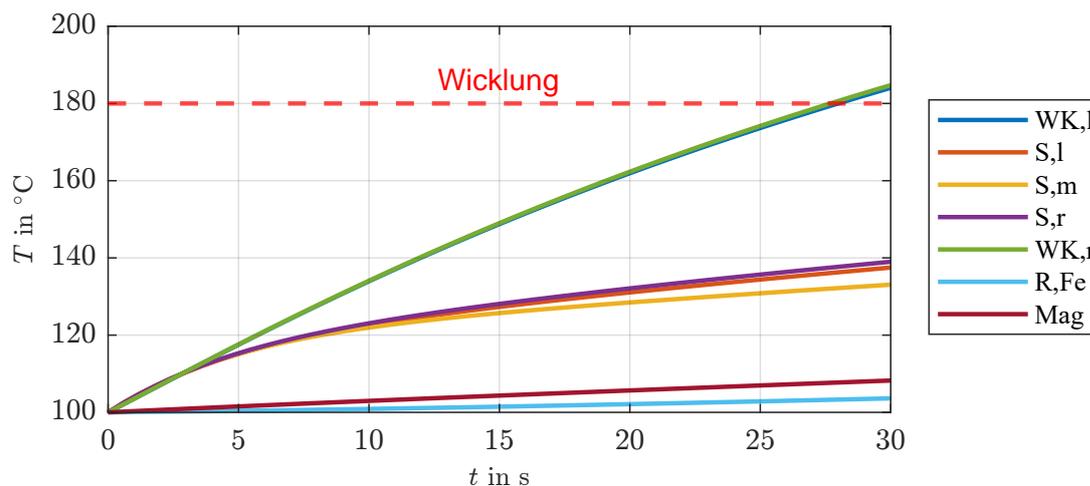


Abbildung 6.3: Temperaturen aus dem Mehrknotenmodell im Spitzenleistungspunkt
 $n = 4.250 \frac{1}{\text{min}}$, $M = 256 \text{ Nm}$ mit angepasster Kupfermasse im Wickelkopf

6.2 Anwendung der Methode

In diesem Kapitel wird die entwickelte Methode zur gezielten Verteilung von Kühlelementen unter realitätsnahen Lastbedingungen angewendet. Zunächst erfolgt eine Analyse unter statischen Lastbedingungen, um die Wirksamkeit der Methode bei konstanten Betriebszuständen zu bewerten. Anschließend wird die Methode auf dynamische Betriebsszenarien eines Mehrzwecktransporters und eines Baggers angewendet. Ziel ist es, thermisch kritische Bereiche gezielt zu adressieren und eine anwendungsbezogene Kühlelementverteilung zu gewährleisten. Die Ergebnisse liefern eine Grundlage für die spätere Bewertung der Methode hinsichtlich ihrer praktischen Einsatzfähigkeit.

6.2.1 Kühlelementverteilung für statische Lastfälle

In diesem Kapitel wird die Methode zunächst anhand eines statischen Lastfalls für den Dauerleistungspunkt untersucht. Dabei wird das in Abbildung 5.6 dargestellte Vorgehen umgesetzt, mit der Anpassung, dass in das Elektromotormodell die Betriebspunkte für die Dauerleistung eingespeist werden. Höhere Lasten, wie beispielsweise die Spitzenleistung, führen zu Temperaturen, welche die zulässigen Grenzwerte überschreiten, sodass kein thermisch stabiler Betrieb mehr gewährleistet werden kann.

Für diese Untersuchung werden die in Tabelle 6.3 aufgeführten Randbedingungen verwendet. Im Gegensatz zur Validierung des LPTM in Kapitel 6.1 wird die Starttemperatur auf $T_{Start} = 60^\circ\text{C}$ gesetzt. Dies

stellt eine konsistente Betrachtung sicher, da sie der Kühlmiteleinlasstemperatur T_{Ein} entspricht und eine realistischere thermische Ausgangssituation im Vergleich zu 20°C oder 100°C bietet.

Tabelle 6.3: Randbedingungen für die Pin-Fin-Verteilung bei Dauerbetrieb

Kategorie	Symbol	Wert	LPTM-Parameter	Symbol	Wert
Betrachtete EM		Basis-EM	LPTM-Konfiguration		WK5S23
Drehzahl	n	$4.250 \frac{1}{\text{min}}$	Starttemperatur	T_{Start}	60°C
Drehmoment	M	166 Nm	Kühlmitteltemperatur	T_{Ein}	60°C
Simulationszeit	t	1.800 s	Volumenstrom	\dot{V}	$17 \frac{1}{\text{min}}$
			Kühlmedium		Wasser-Glykol (50:50)

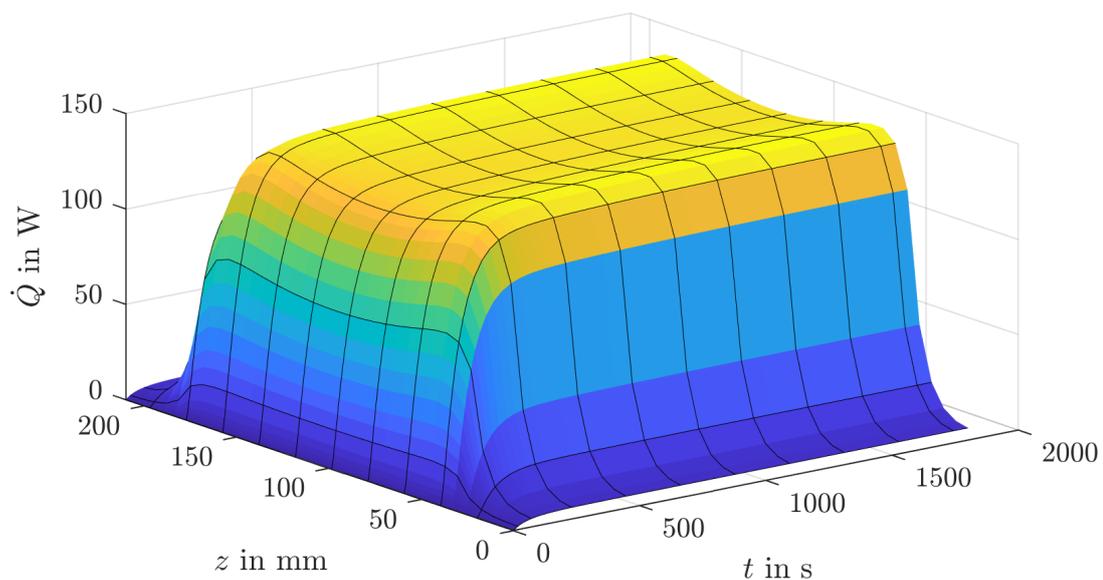
Berechnung der Verlustverteilung mittels EM-Modell

Ziel ist die Analyse und Darstellung der Kühlelementverteilung auf Basis der zeitinvarianten Verluste $P_V(r, \theta, z)$. Dazu wird der Dauerleistungspunkt der EM in das EM-Verlustmodell eingespeist. Die resultierende Verlustaufteilung ist in Abbildung 4.14 dargestellt und wurde bereits in Kapitel 4.3 für die CFD-Berechnung der Kühlspirale verwendet.

Berechnung der Wärmeströme mittels LPTM

Die in Abbildung 4.14 dargestellten Verluste werden anschließend in das LPTM eingespeist, um die Wärmeströme \dot{Q}_{int} an der Schnittstelle bei einer konstanten Temperatur ϑ_{int} zu bestimmen. In Abbildung 6.4 sind diese Wärmeströme in Abhängigkeit von der Zeit t und der Kühlkanalposition z für die einzelnen Segmente dargestellt.

Zu Beginn der Simulation ($t = 0\text{s}$) tritt keine Wärme in den Kühlkanal über, da sich das thermische System noch im Ausgangszustand befindet. Mit zunehmender Zeit steigen die Wärmeströme in den einzelnen Segmenten j sukzessive an. Nach etwa 600 s stellt sich ein quasistationärer Zustand ein, in dem die Wärmeströme nur noch geringfügigen Änderungen unterliegen.

Abbildung 6.4: Wärmestrom $\dot{Q}_{int}(z_j, t)$ für den Dauerleistungspunkt

In Abbildung 6.5 ist der Wärmestrom \dot{Q} für den stationären Zustand ($t \rightarrow \infty$) dargestellt. Aufgrund der vorgegebenen Temperaturrandbedingung ϑ_{int} weist die Kurve einen symmetrischen Verlauf auf.

Die Maxima der Wärmeströme treten links an den Positionen z_8 (45,9 mm) und z_9 (52,5 mm) sowie rechts an den Positionen z_{25} (157,5 mm) und z_{26} (164,1 mm) mit 173 W auf. Zur Mitte hin nimmt der Wärmestrom ab, wobei das lokale Minimum mit 161 W bei z_{17} (105,0 mm) liegt. Die Differenz zwischen dem Wärmestrom in der Mitte und den Maxima beträgt 12 W. In den Segmenten z_6 (32,8 mm) und z_{19} (118,2 mm) ist der Wärmestrom \dot{Q} trotz direktem Kontakt zum Stator um 30 W geringer als in den Maxima. Zum Rand hin fällt der Wärmestrom weiter ab. In den äußeren Segmenten z_1 (0 mm) und z_{33} (210 mm) beträgt der Wärmestrom nur noch 7,5 W. Über die Segmente im Wickelkopfbereich ($z < 30$ mm und $z > 180$ mm) werden in Summe jeweils 119 W, also etwa 3 % der Gesamtverluste, abgeführt.

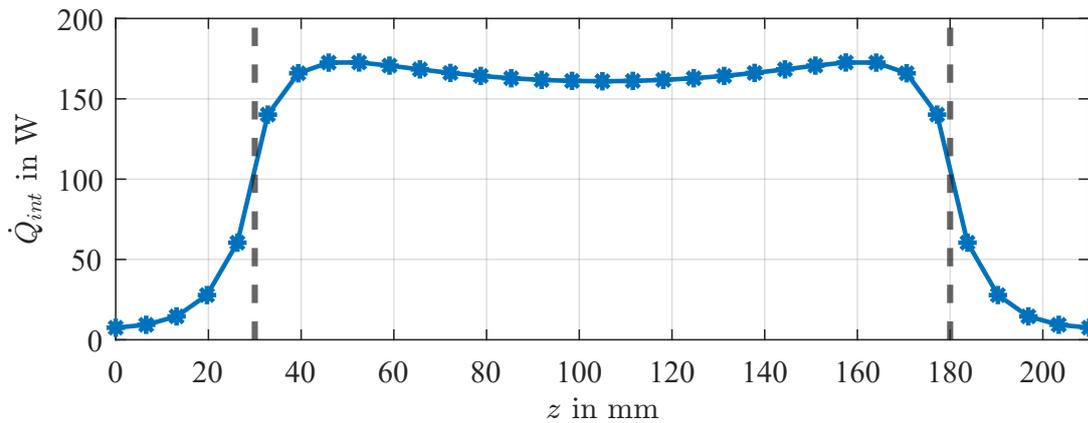


Abbildung 6.5: Wärmestrom $\dot{Q}_{int}(z_j)$ für den Dauerleistungspunkt, $t \rightarrow \infty$

Berechnet man gemäß Gleichung 5.13 das normierte $\widetilde{\alpha A}$, so ergibt sich die in Abbildung 6.6 dargestellte Kurve. Die stufenförmigen Übergänge resultieren aus der diskreten räumlichen Auflösung Δz , wodurch die einzelnen Segmente des LPTM hervortreten. Während im Bereich des Stators eine weitgehend konstante Verteilung erkennbar ist, treten an den Übergängen Sprünge auf. Durch die Berücksichtigung der Erwärmung des Kühlmediums nach Gleichung 5.10a und 5.10b ist der Verlauf von $\widetilde{\alpha A}$ nicht mehr exakt symmetrisch zur Mitte, wobei die Abweichungen gering bleiben.

In den Maxima der Wärmeströme $\dot{Q}(z_j)$ an den Segmenten z_8 (45,9 mm) bzw. z_9 (52,5 mm) erreicht $\widetilde{\alpha A}$ einen Wert von 0,993, während dieser in z_{25} (157,5 mm) bzw. z_{26} (164,1 mm) bei 1 liegt. Ein Vergleich weiterer Bereiche, beispielsweise z_5 (26,3 mm) und z_{26} (164,1 mm), zeigt Werte von 0,347 bzw. 0,351 für $\widetilde{\alpha A}$. Durch die Normierung auf das Maximum und Minimum ergibt sich für z_1 (0 mm) bzw. z_{33} (210 mm) ein Wert von 0 für $\widetilde{\alpha A}$.

Berechnet man anschließend gemäß Gleichung 5.14 aus dem normierten Wert $\widetilde{\alpha A}(z_j)$ die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$, so ergibt sich unter Berücksichtigung der maximal möglichen Anzahl an Kühlelementen $m_\theta = 92$ die in Abbildung 6.7 dargestellte Verteilung.

Die Abweichung zwischen den Segmenten z_8 (45,9 mm) bzw. z_9 (52,5 mm) und z_{25} (157,5 mm) bzw. z_{26} (164,1 mm) führt zu einem Unterschied von einem Kühlelement (91 gegenüber 92). Die geringe Asymmetrie in $\widetilde{\alpha A}$ bewirkt, dass sich über die gesamte Verteilung hinweg maximal ein Element Differenz zwischen linker und rechter Seite ergibt.

Um die Verteilung im generativen Designmodell nutzen zu können, stellt die Berechnungsvorschrift sicher, dass bei einer Anzahl von weniger als 4 keine Pin-Fins gesetzt werden. Zudem gleicht sie geringe

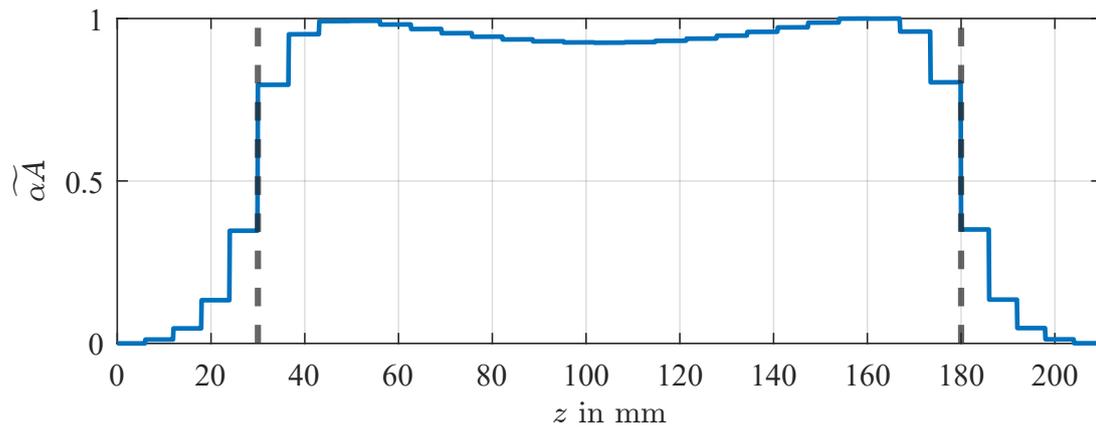


Abbildung 6.6: $\widetilde{\alpha A}(z)$ für den Dauerleistungspunkt, bezogen auf das globale Maximum von $\alpha A(z, t)$

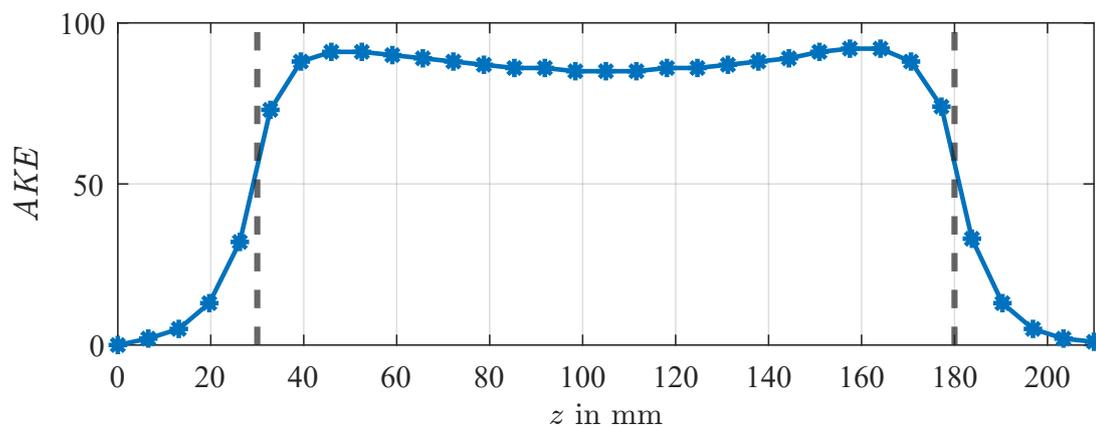


Abbildung 6.7: Pin-Fin Anzahl $AKE(z_j)$ für den Dauerleistungspunkt

Abweichungen aus: So wird die Anzahl von 91 Pin-Fins auf der linken Seite auf 92 aufgerundet, sodass sie durch n_U teilbar ist.

In Abbildung 6.8 ist die resultierende Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ dargestellt. Die blaue Kurve mit Kreismarkern zeigt die optimal berechnete Verteilung, während die roten Kreuze die im CAD-Modell automatisch umgesetzte Struktur darstellen. Über weite Bereiche stimmen beide Verteilungen überein, insbesondere im Plateau zwischen $z = 40$ mm und $z = 170$ mm.

Generatives Design-Modell

In den Übergangsbereichen bei niedrigen und hohen z -Werten sind Abweichungen sichtbar. Hier treten durch die Diskretisierung im CAD-Modell Unterschiede auf, insbesondere bei großen Verteilungsgradienten im Randbereich. Diese resultieren aus der Notwendigkeit, die Pin-Fin-Anzahl ganzzahlig und auf die Kanalsegmente n_U abgestimmt zu wählen.

Nutzt man die Verteilung im generativen Designmodell, so entsteht aus dem leeren Zweischichtkanal ein Gehäuse mit integrierter verteilter Kühlstruktur. Dieses ist in Abbildung 6.9 a) in einer isometrischen Schnittansicht dargestellt.

Zur besseren Verknüpfung mit den vorhergehenden Darstellungen ist das CAD-Modell in Ansicht b) um 90° gedreht, sodass die z -Achse mit der Orientierung der vorherigen Abbildungen übereinstimmt.

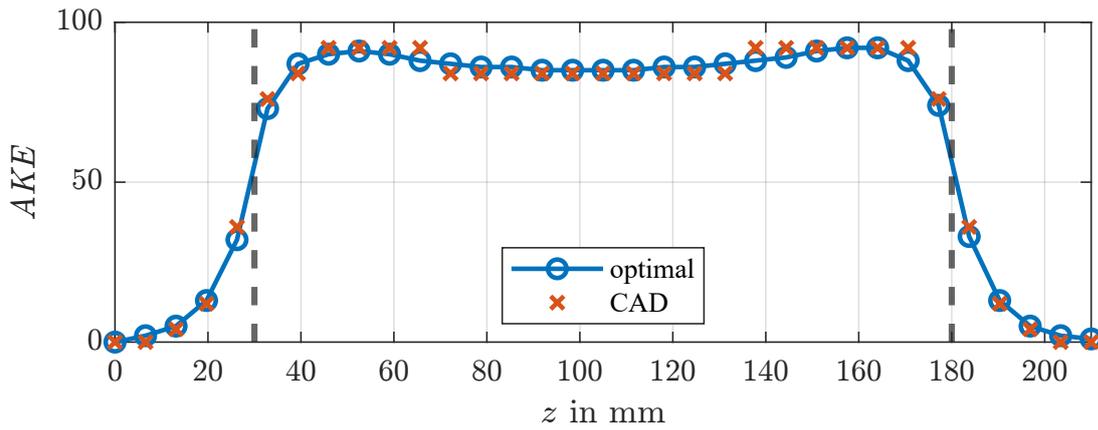


Abbildung 6.8: Konstruktionsgerecht angepasste $AKE(z_j)$ für den Dauerleistungspunkt

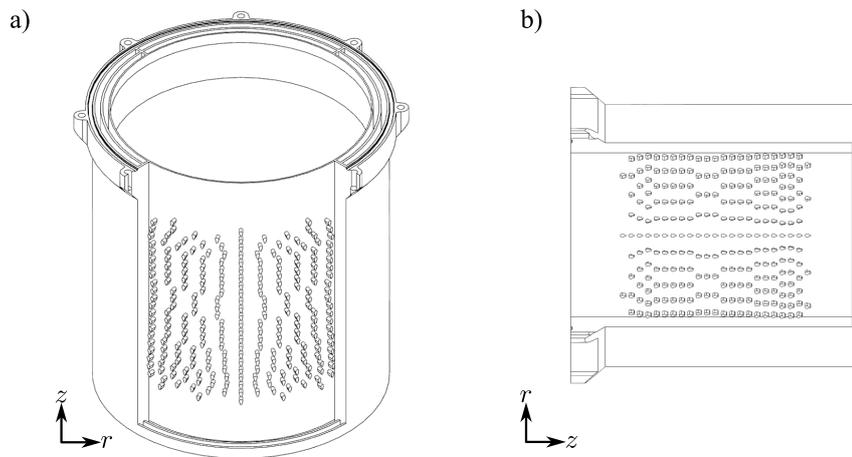


Abbildung 6.9: Gehäuseschnitt mit Pin-Fin-Verteilung für Dauerleistungsanforderung
a) Isometrische Ansicht b) Seitenansicht

6.2.2 Untersuchung der Kühlelementverteilung am hybridisierten Mehrzwecktransporter

Während im vorhergehenden Kapitel die Kühlelementverteilung für einen statischen anwendungsunabhängigen Lastfall untersucht wird, steht in diesem Abschnitt der Einfluss zeitabhängiger Verluste $P_V(t)$ im Fokus. Dazu wird die in Abbildung 5.6 dargestellte Methode vollständig angewendet, sodass auch die zeitvarianten Betriebspunkte $n(t)$ und $M(t)$ berücksichtigt werden.

Die Untersuchung basiert auf den in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Arbeitszyklen sowie dem dort beschriebenen Modell des Mehrzwecktransporters. Ziel ist es, zu bewerten, ob eine anwendungs- bzw. aufgabenspezifische Kühlelementverteilung Vorteile bietet. Exemplarisch wird dies anhand des Zyklus TP 470 - 0 t untersucht. Die gewählten Randbedingungen sind in Tabelle 6.4 aufgeführt.

Tabelle 6.4: Randbedingungen der Pin-Fin-Verteilung für den Mehrzwecktransporter

Kategorie	Wert	LPTM-Parameter	Symbol	Wert
Fahrzeugmodell	VT470 mit eCVT	LPTM-Konfiguration		WK5S23
Betrachtete EM	EM2	Starttemperatur	T_{Start}	70 °C
Zyklus	TP470 - 0 t	Kühlmitteltemperatur	T_{Ein}	60 °C
Simulationsdauer	796 s	Volumenstrom	\dot{V}	17 $\frac{1}{min}$
		Kühlmedium		Wasser-Glykol (50:50)

Simulation der Betriebspunkte mittels Fahrzeugmodell

Zunächst werden die in Kapitel 2.1.3 beschriebenen sowie die gemessenen Zyklen mit dem Modell der elektrifizierten Mobima aus Kapitel 4.1.1 simuliert. Dabei ergeben sich die Drehzahlverläufe $n(t)$ und Drehmomentverläufe $M(t)$, die für EM1 und EM2 in Abbildung 6.10 dargestellt sind. Diese zeigen je nach EM unterschiedliche Dynamiken.

EM1 arbeitet in diesem Zyklus durchgehend auf einem hohen Drehzahlniveau bei vergleichsweise niedrigen Drehmomenten. Der sprunghafte Drehmomentverlauf der EM1 ergibt sich aus der Nachladestrategie, die auf eine Erhaltung des Ladezustands abzielt. Im Gegensatz dazu weist EM2 sowohl positive als auch negative Drehzahlen auf und muss deutlich höhere Momente liefern. Bereiche in denen beide Maschinen generatorisch arbeiten nennt man hierbei generatorische Leistungsteilung. Eine nähere Analyse der unterschiedlichen Betriebsmodi von eCVTs ist unter anderem [Rei18] zu entnehmen.

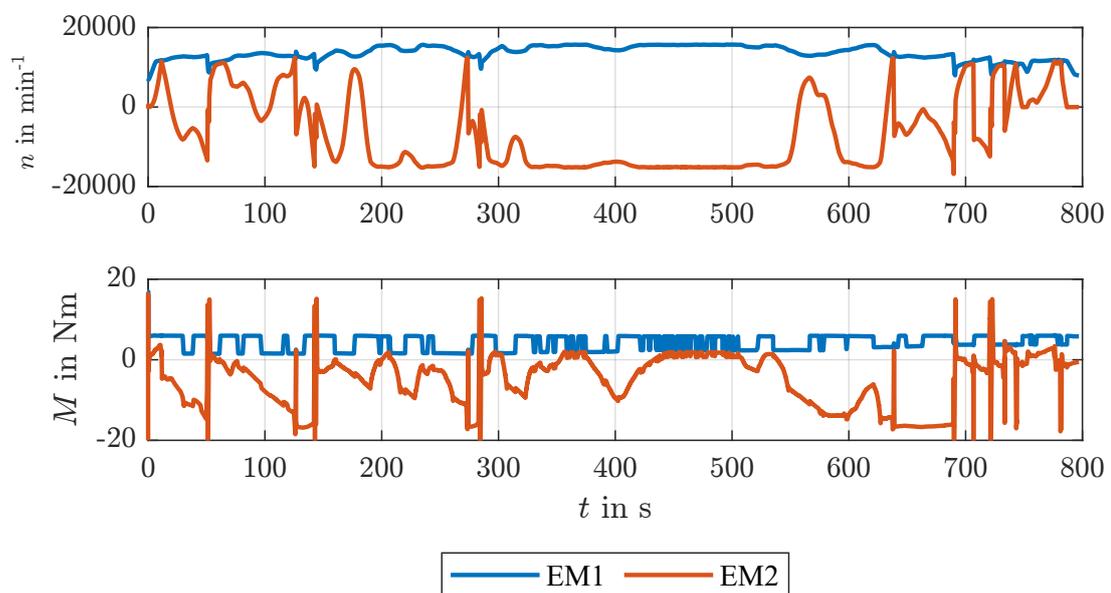


Abbildung 6.10: Betriebspunkte der EM1 und EM2 im Zyklus $TP470 - 0t$ - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4

Berechnung der Verlustverteilung mittels EM-Modell

Ausgehend von den Betriebspunkten lassen sich mithilfe des EM-Modells aus Kapitel 4.2 die Verluste in den unterschiedlichen Bereichen der EM $P_V(r, \theta, z, t)$ bestimmen. Diese sind für den betrachteten Zyklus von EM2 in Abbildung 6.11 dargestellt. Auf eine separate Auswertung von EM1 wird verzichtet, da diese ein überwiegend statisches Verhalten mit konstanterer Drehzahl und geringen Drehmomentänderungen aufweist. Die Visualisierung verdeutlicht die Abhängigkeit der Verluste von den Betriebspunkten. Entsprechend der Aufteilung in Kapitel 2.2.3 sind die Verluste nach ihren Entstehungsorten klassifiziert. Zusätzlich werden die im Wickelkopf anfallenden Verluste $P_{V,WK}$ separat von den Kupferverlusten im Stator $P_{V,Cu}$ betrachtet.

Aufgrund der hohen Drehzahlen sind die Eisenverluste $P_{V,Fe}$ allgemein sehr hoch und übersteigen teilweise die Kupferverluste im Stator. Die kumulierten Kupferverluste sind insgesamt jedoch höher. Die Verluste im Rotor bewegen sich hingegen auf einem niedrigen Niveau.

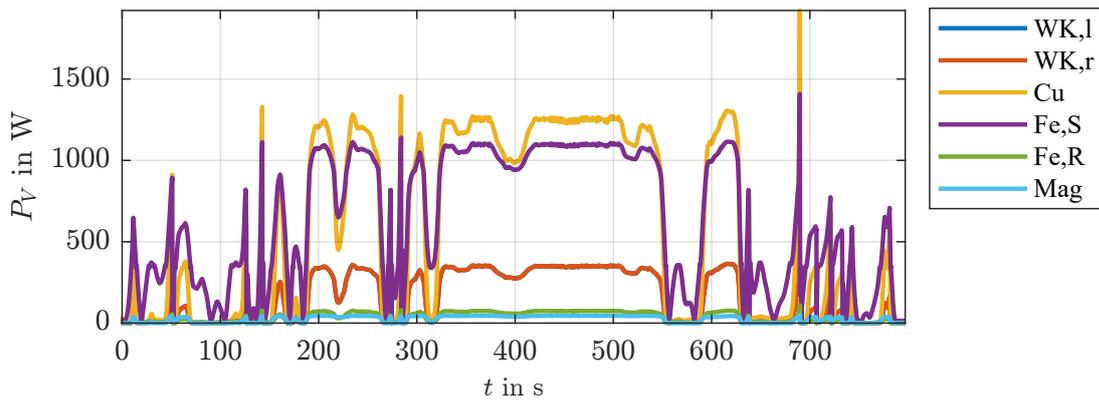


Abbildung 6.11: Verlustaufteilung in EM2 im Zyklus $TP470 - 0t$ - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4

Temperaturbetrachtung

Mithilfe des LPTM lassen sich die Temperaturen verschiedener Komponenten der EM berechnen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.12 dargestellt. Alle Temperaturen starten gemäß den Randbedingungen bei $T_{start} = 70^\circ\text{C}$.

Aufgrund der entstehenden Verluste steigen die Temperaturen im Verlauf des Zyklus an. Ein Maximum tritt nach etwa 550 s in den Wickelköpfen rechts und links (WK,r und WK,l) auf, wobei eine maximale Temperatur von 120°C in beiden Wickelköpfen erreicht wird.

Zudem verdeutlichen die Eisen- $T_{R,Fe}$ und Magnettemperatur T_{Mag} die hohe thermische Masse sowie den eingeschränkten Wärmeübergang zwischen Rotor und Stator. Beide Temperaturen steigen langsamer an als die übrigen und verbleiben im hinteren Bereich des Zyklus auf einem hohen Niveau.

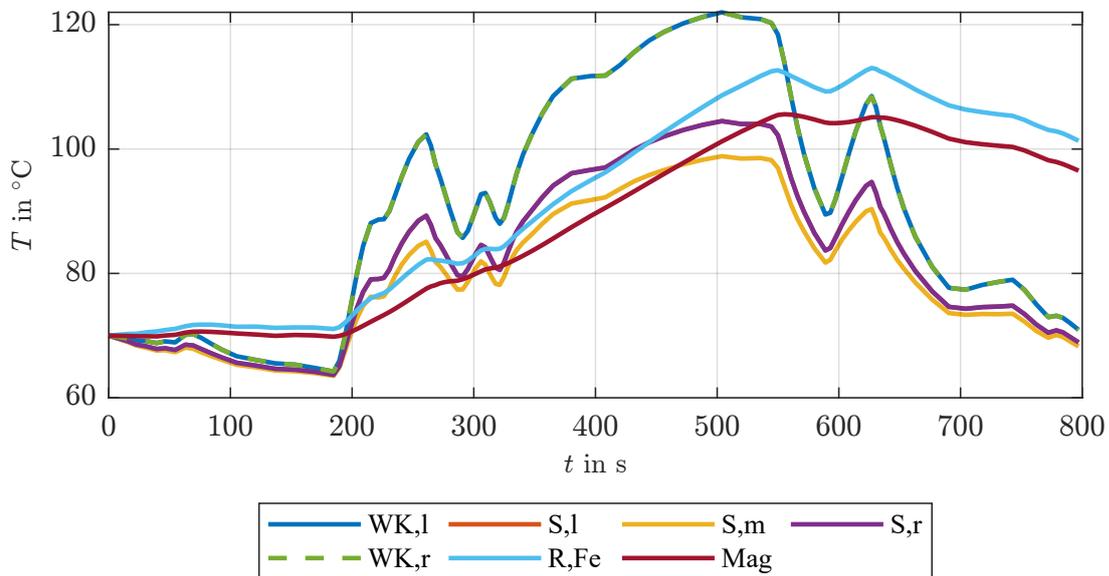


Abbildung 6.12: Temperaturen im Zyklus $TP470 - 0t$ - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4

Berechnung der Wärmeströme mittels LPTM

Die zeit- und ortsabhängigen Verluste $P_V(r, \theta, z, t)$ werden anschließend in das axial segmentierte LPTM aus Kapitel 5.4 eingespeist, um den Wärmestrom $\dot{Q}_{int}(t, z_j)$ an der Schnittstelle zur Kühlung für eine ausgeglichene Temperatur ϑ_{int} zu bestimmen. Der resultierende Verlauf ist in Abbildung 6.13 dargestellt.

Zu Beginn des Zyklus findet kein Wärmestrom in den Kühlkanal statt. Erst mit dem Temperaturanstieg und der damit verbundenen Temperaturdifferenz setzt der Wärmestrom \dot{Q} ein.

Betrachtet man den zeitlichen Verlauf, so erreicht der Wärmestrom sein Maximum im Bereich zwischen 400 bis 500 s. Dies entspricht dem Zeitraum maximaler Verluste. Anschließend fällt der Wärmestrom aufgrund der geringeren thermischen Belastung der EM wieder ab.

Entlang der z -Achse zeigt sich ein ähnliches Verhalten wie im statischen Lastfall (Kapitel 6.2.1), wobei sich lediglich die Amplitude unterscheidet. In den Wickelkopfbereichen ist der Wärmestrom zunächst gering, steigt jedoch in den Randbereichen (0 bis 30 mm und 180 bis 210 mm) an. Im Statorbereich (30 bis 180 mm) erreicht der Wärmestrom höhere Werte. An den Kontaktstellen zwischen Stator und Kühlmantel treten links und rechts nach innen versetzte lokale Maxima auf, während zur Mitte des Stators hin der Wärmestrom leicht abfällt – ein Verhalten, das sich über den gesamten Zeitverlauf hinweg zeigt.

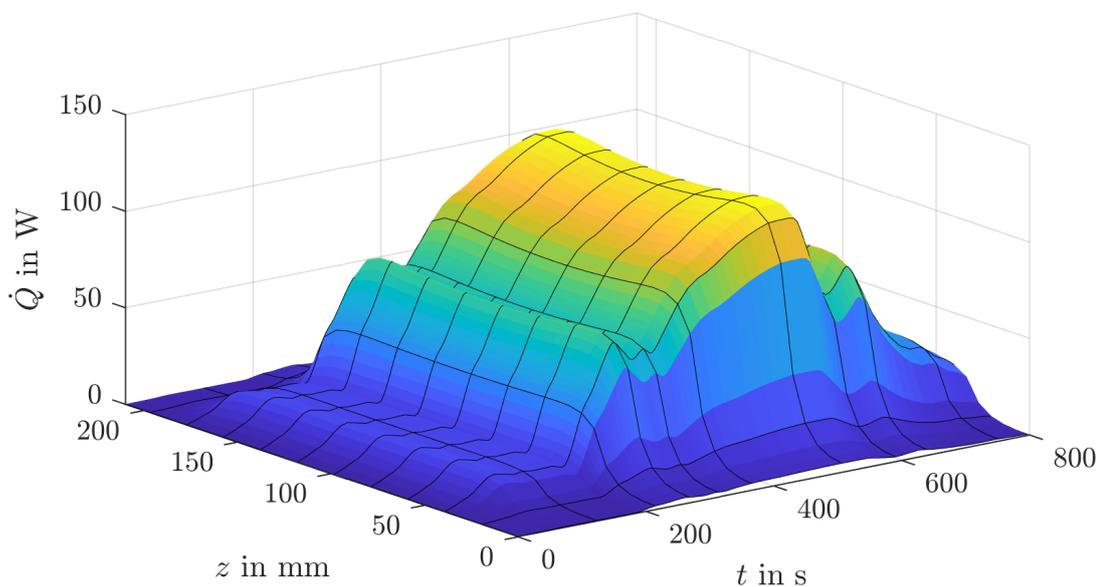


Abbildung 6.13: Wärmeströme \dot{Q}_{int} - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4

Anwendung des Kühlelementverteilungsmodells

Ausgehend von den berechneten Wärmeströmen $\dot{Q}_{int}(z_j)$ wird anschließend das normierte $\tilde{\alpha}A(z, t)$ gemäß den Gleichungen 5.10a bis 5.13 bestimmt. Der daraus resultierende Verlauf ist in Abbildung 6.14 dargestellt. Die Kurve folgt weitgehend dem Verlauf des Wärmestroms \dot{Q} und weist ein ausgeprägtes Maximum im Bereich von 450 s auf. Besonders in den Übergangsbereichen und bei steilen Gradienten wird die Stufung durch die Diskretisierung mit Δz deutlich sichtbar.

Diese Berechnung dient anschließend zur Bestimmung der Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ gemäß Gleichung 5.14, deren Verlauf in Abbildung 6.15 dargestellt ist. Die resultierende Verteilung wird dabei durch zwei wesentliche Faktoren beeinflusst: Zum einen durch die maximale Anzahl der Kühlelemente m_θ , welche die optimale (blaue) Kurve bestimmt, und zum anderen durch die Diskretisierungsvorgaben des CAD-Modells, die sich in den rot markierten, diskreten Stützstellen widerspiegeln.

Im Bereich $z < 40$ mm und $z > 170$ mm zeigt sich ein zur Mitte symmetrischer Verlauf der Verteilung für das CAD-Modell. In der Mitte weicht die Symmetrie leicht ab. Auf der linken Seite ist das Maximum

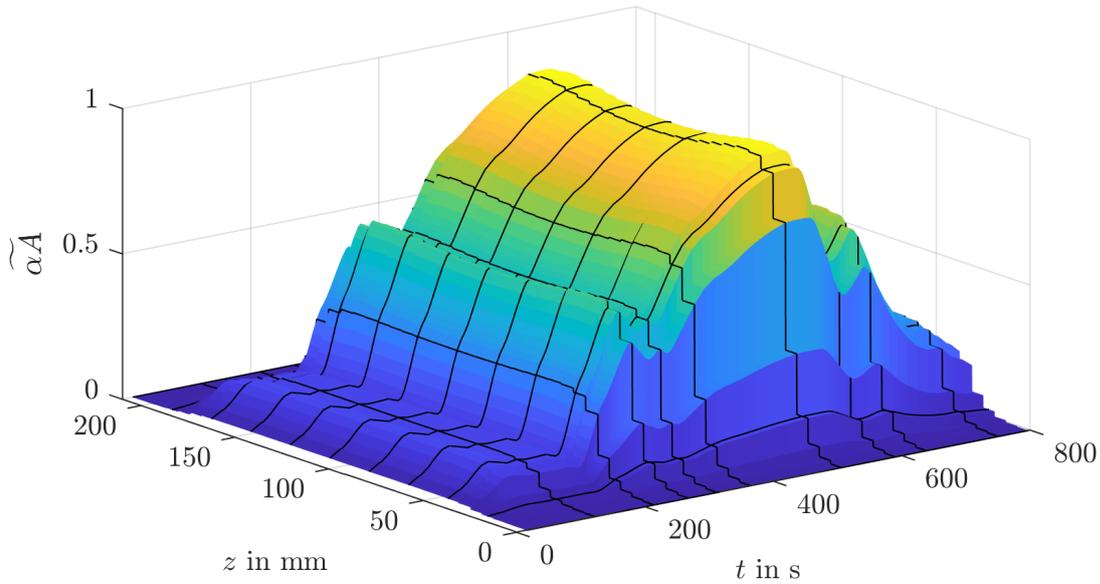


Abbildung 6.14: $\tilde{\alpha A}(z_j)$, bezogen auf das globale Maximum von $\alpha A(z, t)$ - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4

m_{Θ} an Pin-Fins im Bereich von 46 bis 79 mm (6 Segmente) platziert, während es auf der rechten Seite im Bereich von 125 bis 164 mm (7 Segmente) liegt.

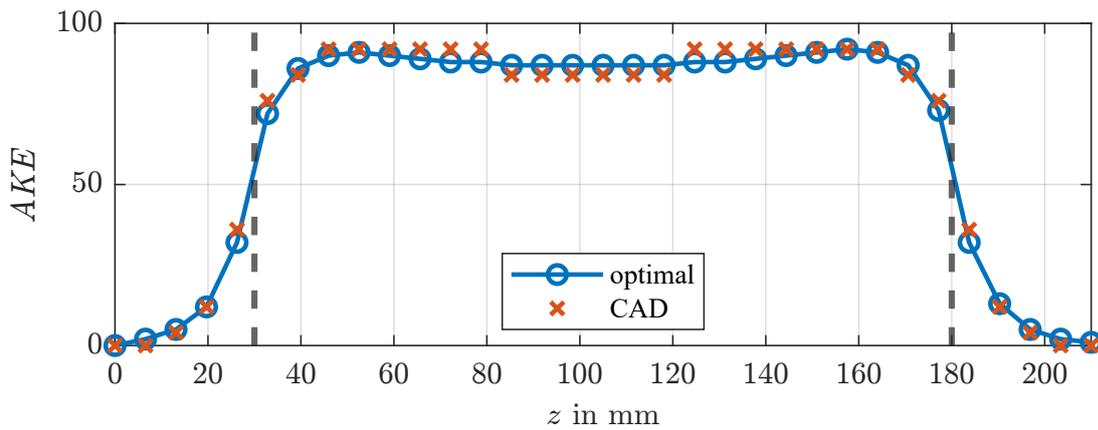


Abbildung 6.15: $AKE(z_j)$ - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4

6.2.3 Untersuchung der Kühlelementverteilung am hybridisierten Baggermodell

In diesem Kapitel wird die in Kapitel 5 entwickelte Methode zur Kühlelementverteilung auf das Baggermodell aus Kapitel 4.1.2 unter Berücksichtigung der Randbedingungen aus Tabelle 6.5 angewendet. Da das Vorgehen dem des vorhergehenden Kapitels entspricht, werden hier ausschließlich die relevanten Schritte und Abbildungen behandelt.

Das Drehzahl- und Drehmomentprofil der EM2 in der Bagger-Anwendung ist bereits in der Modellierung durch Abbildung 4.8 dargestellt. Dabei zeigt sich ein charakteristisches Muster mit kurzen Lastspielen sowie zyklisch auftretenden hohen Lastpunkten. Eine separate Analyse der EM1 erfolgt nicht, da diese in einem statischen Lastpunkt betrieben wird. Die Untersuchung dieses Anwendungsfalls erfolgt bereits in Kapitel 6.2.1.

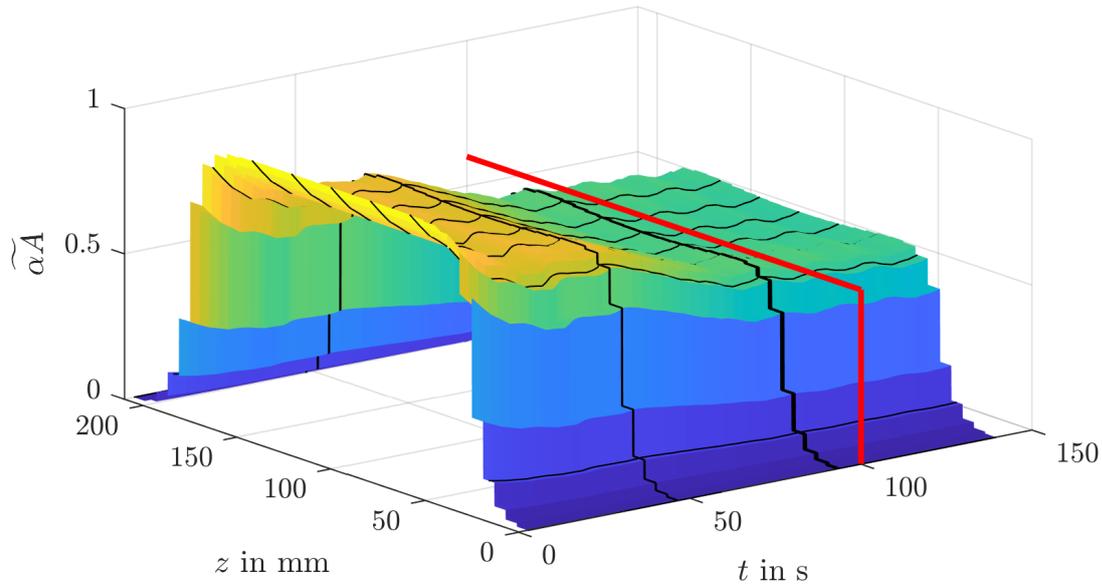


Abbildung 6.17: $\tilde{\alpha A}(z_j)$, bezogen auf das globale Maximum von $\alpha A(z, t)$ - Bagger mit Randbedingungen aus Tabelle 6.5

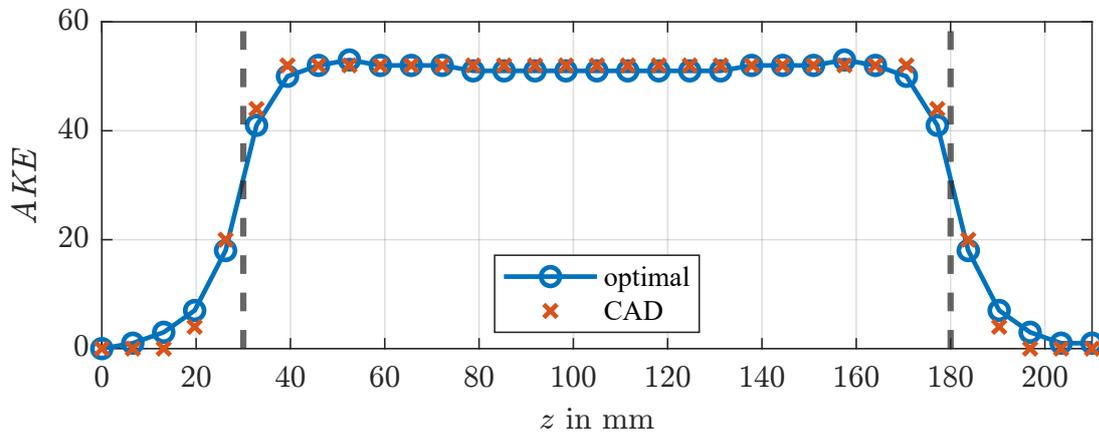


Abbildung 6.18: $AKE(z_j)$ - Bagger mit Randbedingungen aus Tabelle 6.5

Unter Berücksichtigung dieser Randbedingungen ergibt sich die Kühlelementverteilung, die in Abbildung 6.18 dargestellt ist. Im Gegensatz zu den vorherigen Verteilungen zeigt sich im Bereich des Stators kaum eine Variation der Pin-Fin-Anzahlen.

Nach der optimalen Kurve (blau) beträgt die Anzahl der Pin-Fins im mittleren Bereich der Kurve 88, wird aufgrund der Berechnungsvorschriften aber für die Diskretisierung im CAD-Modell auf 92 gesetzt. Die Maxima der blauen Kurve liegen, wie bereits in den vorherigen Betrachtungen, in den gleichen Segmenten $j \in \{8, 9, 25, 26\}$.

In den Wickelkopfbereichen zeigt sich der bereits bekannte Verlauf, der mit den Ergebnissen aus Kapitel 6.2.1 zum statischen Lastfall sowie aus Kapitel 6.2.2 zum Mehrzwecktransporter übereinstimmt.

6.3 Einflüsse auf die Methode zur Kühlelementverteilung

Die Kühlelementverteilung wird nicht nur durch die Verlustverteilung $P_V(r, \theta, z, t)$, sondern auch durch die Modellierung der thermischen und hydraulischen Randbedingungen beeinflusst. Daher werden in diesem Kapitel verschiedene Einflussfaktoren auf die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ analysiert.

Zunächst wird in Kapitel 6.3.1 der Einfluss der axialen Segmentierung auf die berechneten Wärmeströme \dot{Q} , die Temperaturverteilung im LPTM sowie auf $\tilde{\alpha}A$ und die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ untersucht. Dabei wird insbesondere die Anzahl der Segmente n des LPTM betrachtet, um mögliche Diskretisierungsfehler zu identifizieren und deren Auswirkungen auf die Modellierung der Wärmeströme zu bewerten. Der Fokus liegt dabei auf der axialen Unterteilung, um die in [Küh18] beschriebenen Diskretisierungsfehler in axialer statt radialer Richtung zu analysieren.

In Kapitel 6.3.2 wird anschließend der Einfluss der Gehäusemodellierung auf die resultierenden Wärmeströme untersucht. Hierbei wird analysiert, wie sich unterschiedliche Annahmen zur thermischen Kopplung zwischen Gehäuse und Kühlkanal auswirken. Während das vorgestellte Modell den thermischen Widerstand R_{G-G} explizit berücksichtigt, bleibt dieser im Ansatz von [HE22] unberücksichtigt.

Schließlich wird in Kapitel 6.3.3 der Einfluss des Kühlmittelvolumenstroms analysiert. Es wird betrachtet, wie sich eine Anpassung von \dot{V} auf die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ auswirkt und inwiefern eine Erhöhung oder Reduzierung des Durchflusses die Verteilung beeinflusst.

6.3.1 Segmentierung des LPTM

Wie in [Küh18] beschrieben, führt eine geringe Anzahl an Knoten zu Diskretisierungsfehlern, die relevante Abweichungen von der analytischen Lösung verursachen können. In diesem Kapitel wird dieser Effekt für die axiale Segmentierung untersucht.

Zunächst wird eine Modellvariante mit der axialen Auflösung nach [Küh18] in der Konfiguration *WK1S5* betrachtet. Ergänzend erfolgt eine Analyse einer feineren Diskretisierung mit der Konfiguration *WK5S23*, welche aufgrund der Unterteilung des Kühlkanals in $n = 33$ Segmente gemäß Gleichung 5.1 gewählt ist.

Die in Kapitel 5.4 vorgestellte erweiterte Segmentierung reduziert den Diskretisierungsfehler gemäß [Küh18], wie bereits in Kapitel 2.3.1 beschrieben. Im Folgenden wird dieser Unterschied detailliert für die axiale Unterteilung untersucht. Für die Untersuchung gelten die in Tabelle 6.6 aufgeführten Randbedingungen, wobei die Variation in der LPTM-Konfiguration erfolgt.

Tabelle 6.6: Randbedingungen für die Berechnungen zur Untersuchung des Diskretisierungsfehlers

Kategorie	Symbol	Wert	LPTM-Parameter	Symbol	Wert
Betrachtete EM		Basis-EM	LPTM-Konfiguration	WK1S5 / WK5S23	
Drehzahl	n	$4.250 \frac{1}{\text{min}}$	Starttemperatur	T_{Start}	60°C
Drehmoment	M	166 Nm	Kühlmitteltemperatur	T_{Ein}	60°C
Simulationszeit	t	1.800 s	Volumenstrom	\dot{V}	$17 \frac{1}{\text{min}}$
			Kühlmedium	Wasser-Glykol (50:50)	

Abbildung 6.19 zeigt den Vergleich des normierten Wärmestroms entlang der Länge eines Modells mit der Auflösung *WK1S5* (rot) und einer Konfiguration mit *WK5S23* (blau). Zwischen den beiden senkrechten Linien bei 30 mm und 180 mm besteht Kontakt zwischen Kühlmantel und Stator. Die Normierung

ist für diesen Vergleich erforderlich, da die Summe der Wärmeströme in beiden Modellen gleich ist, die Werte im höher aufgelösten Modell jedoch pro Knoten geringer ausfallen. Im Rahmen dieser Untersuchung lassen sich zwei wesentliche Beobachtungen machen:

1. Die rote Kurve hat für die Bereiche der Wickelköpfe jeweils nur einen Knoten, welcher sich mittig im Abschnitt befindet. An diesen Stellen tritt ein geringer normierter Wärmefluss auf. Der erste Knoten auf der linken bzw. rechten Seite im Bereich des Stators stellt jeweils ein Maximum dar, welches auf der linken Seite ausgeprägter ist, als auf der rechten Seite. Dies ist durch die geringere Temperaturdifferenz zwischen Kühlmedium und Statoroberfläche auf der rechten Seite zu erklären, wodurch ein Wärmestrom im Stator von rechts nach links stattfindet.
2. Das prinzipielle Verhalten des Modelles mit feinerer Auflösung ist gleich wie das des einfachen Modells in rot. Festzustellen ist, dass im Bereich des Wickelkopfes der Wärmestrom zum Stator hin ansteigt. Das Maximum des Wärmestromes ist jedoch nicht, wie zunächst zu erwarten am ersten Knoten, sondern nach innen versetzt bei ca. 48 und 156 mm.

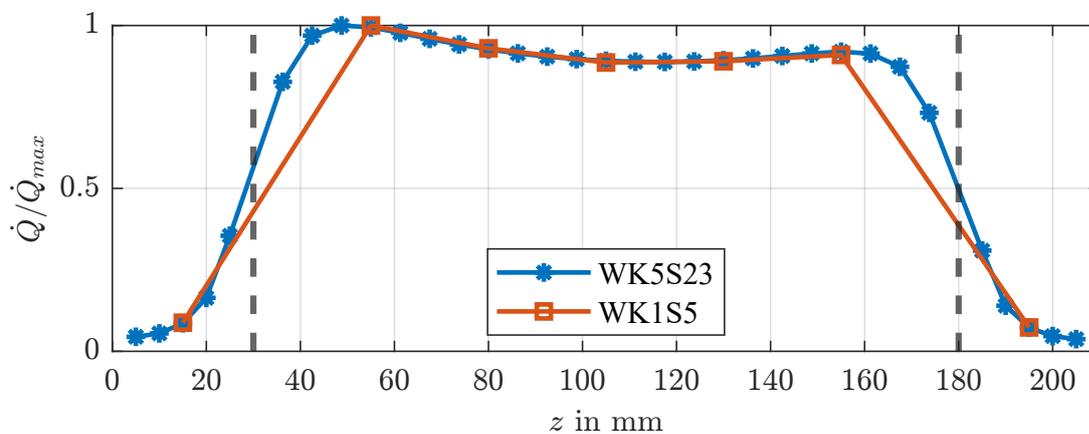


Abbildung 6.19: Einfluss der Segmentierung auf normierte Wärmeströme in den Kühlkanal, mit Normierung jeweils auf das Maximum der zugehörigen Kurve. Dauerleistungspunkt mit Randbedingungen aus Tabelle 6.6

Betrachtet man den Einfluss der Segmentierung auf die Absoluttemperaturen, in Abbildung 6.20, so kann man zusätzlich zu der geringeren Auflösung auch einen Unterschied der Temperaturen erkennen. Im Bereich des Stators liegen die Punkte des WK1S5-Modells (rot) auf der Linie des WK5S23 (blau). Im Wickelkopfbereich ist zu sehen, dass der einzelne Knoten im Wickelkopf deutlich über der blauen Kurve liegt. Der Unterschied zwischen den Maxima beider Kurven beträgt 14,5 K.

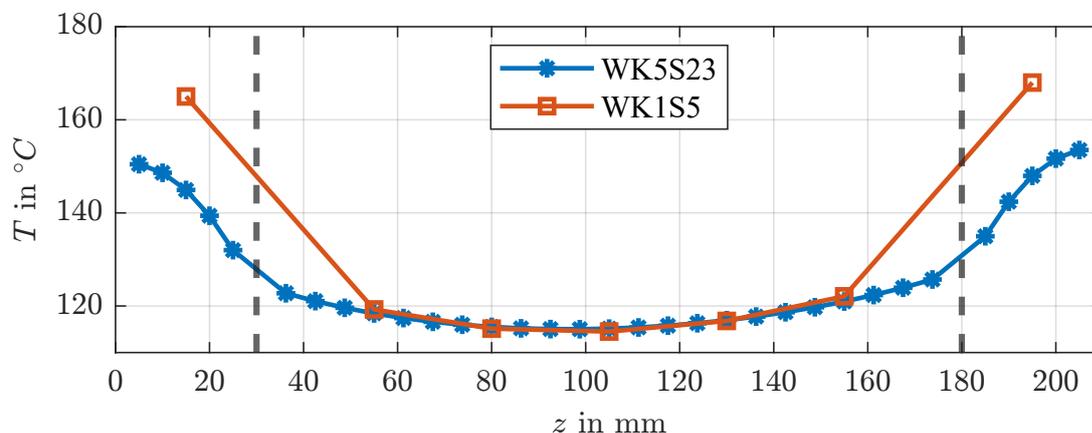


Abbildung 6.20: Einfluss der Segmentierung auf Absoluttemperaturen in der Wicklung Dauerleistungspunkt mit Randbedingungen aus Tabelle 6.6

Die Überhöhung im Wickelkopf, nicht jedoch im Stator, lässt sich auf zwei Faktoren zurückführen:

1. Ein wesentlicher Unterschied zwischen dem Wickelkopf-Teilmodell und dem Stator-Teilmodell aus Kapitel 5.4, der erklärt, warum eine Temperaturüberhöhung im Wickelkopf, jedoch nicht im Stator auftritt, liegt im thermischen Widerstand R_{WK-G} im Vergleich zu R_{S-G} . R_{WK-G} ist um mehrere Größenordnungen höher, wodurch sich der Wärmestrom \dot{Q} überwiegend axial über R_{Cu-Cu} ausbildet. Im Stator hingegen wird ein Großteil des Wärmestroms radial in Richtung der Kühlung abgeführt, die als Wärmesenke fungiert.
2. Der zweite Effekt, der zu einer Überhöhung führt, ist die fehlende axiale Segmentierung. Für das Modell mit nur einem Knoten zeigt Abbildung 6.21 a) das Ersatzschaltbild unter Vernachlässigung des thermischen Widerstandes R_{WK-G} . In diesem Fall treten alle Wärmeverluste \dot{Q}_{Ges} in einem einzigen Knoten auf und werden über den Gesamtwiderstand $R_{th,Ges}$ zur Temperatursenke ϑ_{fix} auf der rechten Seite abgeführt.

Die Auswirkungen dieser Faktoren werden im weiteren näher betrachtet und erläutert. Erfolgt eine Segmentierung des Modells nach den Gleichungen 6.1a bis 6.1c, so sorgt dies dafür, dass nicht der Gesamtwärmestrom \dot{Q}_{Ges} durch den Gesamtwiderstand $R_{th,Ges}$ fließt. Dies ist nur für den Teilwärmestrom \dot{Q}_1 der Fall. Betrachtet man nun ein Modell der Art WK5S23, so durchfließt der Teilwärmestrom \dot{Q}_2 nur noch $\frac{4}{5}R_{th,Ges}$. Führt man dies fort, so entspricht dies für \dot{Q}_5 noch $\frac{1}{5}R_{th,Ges}$. Da sich eine Temperaturdifferenz aus dem Produkt aus Wärmestrom \dot{Q} und thermischen Widerstand R_{th} bildet, fällt diese im feiner segmentierten Modell also geringer aus. Die benannte Verteilung der Verluste in die Teilsegmente \dot{Q}_i bedingt, dass nicht mehr der gesamte Wärmestrom \dot{Q} durch alle thermischen Widerstände fließt, sondern nur durch die dem Knoten nachfolgenden. Dies sorgt dafür, dass die Temperatur T_1 im Knoten 1 geringer ausfällt als T_{Ges} im Modell mit nur einem Knoten.

Dementsprechend gilt, dass die Modellierung des Wickelkopfes mit nur einem axialen Knoten zu einer Überhöhung der Wickelkopftemperatur führt.

$$R_{th,Ges} = \sum_{i=1}^n R_{th,i} \quad (6.1a)$$

$$\dot{Q}_{Ges} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \quad (6.1b)$$

$$C_{th,Ges} = \sum_{i=1}^n C_{th,i} \quad (6.1c)$$

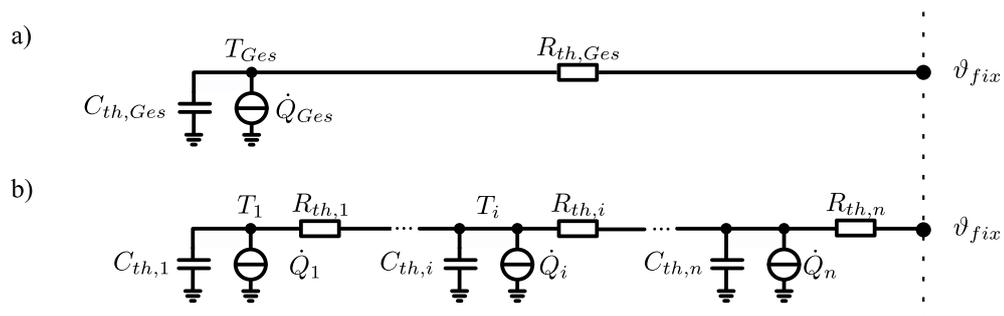


Abbildung 6.21: Einfluss der Segmentierung auf Wärmeströme
 a) Konzentrierte Verluste b) verteilte Verluste

Wird die Berechnung anhand des Kühlelementverteilungsmodells unter Verwendung der Wärmeströme \dot{Q} aus Abbildung 6.19 fortgeführt, lässt sich die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ für den stationären Fall bestimmen. In Abbildung 6.22 ist diese für beide Modellvarianten dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Kühlelemente zwar in den gleichen Abständen a_z in den entsprechenden Segmenten platziert werden, aber aufgrund der geringeren axialen Auflösung $Q_{int}(z_j)$, wie in Abbildung 6.19 dargestellt, für die Variante *WK1S5* (rot) im Wickelkopfbereich keine Kühlelemente vorgesehen sind. Stattdessen wird die höchste Anzahl an Kühlelementen in den Randsegmenten des Stators platziert.

Betrachtet man hingegen $AKE(z_j)$ für die Variante *WK5S23*, so sieht man im Bereich der Wickelköpfe eine geringe Anzahl von Kühlelementen, welche zum Stator hin ansteigt. Im letzten Segment im Wickelkopfbereich z_5 (26,3 mm) beträgt die Anzahl bereits 32 Kühlelemente. Das Maximum wird nicht im ersten Segment, wie in der Variante *WK1S5*, sondern etwas weiter eingerückt platziert.

Es ist festzustellen, dass die höhere Auflösung insbesondere in den Übergangsbereichen zwischen Stator und Wickelkopf eine zusätzliche Differenzierung ermöglicht. Dadurch kann die Kühlelementverteilung in diesen Bereichen feingranularer erfolgen.

Im Rahmen der durchgeführten Analyse zeigt sich, dass sich die feinere axiale Auflösung des LPTM insbesondere in folgenden Aspekten auswirkt:

- bessere Lokalisierung von Wärmeströmen \dot{Q} und deren Maxima
- Verbesserung der örtlichen Temperaturentauung und Reduzierung des Diskretisierungsfehlers
- auf Wärmestrom \dot{Q} angepasste Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ und Reduzierung von Hotspots

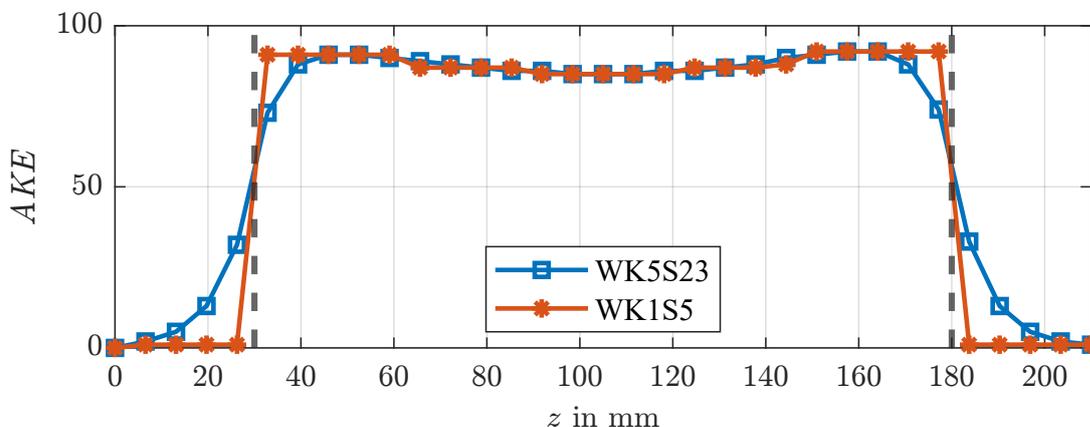


Abbildung 6.22: Einfluss der axialen Segmentierung auf die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$

6.3.2 Gehäusemodellierung

Ein maßgeblicher Unterschied zwischen Modellen mit nur einem Knoten zur Abbildung des Gehäuses bzw. Kühlkanals, wie beispielsweise in [HE22], und dem hier vorgestellten axial unterteilten Modell besteht in der Möglichkeit, nennenswerte Wärmeleitung sowohl durch den Stator als auch durch das zusätzliche Gehäuse abzubilden. Um den Einfluss des Gehäusematerials auf den Wärmestrom \dot{Q}_{int} zu untersuchen, wird im Modell der Konfiguration *WK5S23* der thermische Widerstand R_{G-G} einmal mit ∞ sowie mit den Werten für Aluminium (Al7075) und Edelstahl (EOS-CX) parametrisiert (vgl. Anhang A). Die weiteren Randbedingungen sind in Tabelle 6.7 aufgeführt. Der thermische Widerstand von Alu-

minium, das als Standardmaterial in den Modellen verwendet wird, beträgt im Vergleich zu Edelstahl EOS-CX nur 13,6 % bei identischer Geometrie.

Tabelle 6.7: Randbedingungen für die Untersuchung der Gehäusemodellierung

Kategorie	Symbol	Wert	LPTM-Parameter	Symbol	Wert
Betrachtete EM		Basis-EM	LPTM-Konfiguration		WK5S23
Drehzahl	n	$4.250 \frac{1}{\text{min}}$	Starttemperatur	T_{Start}	60°C
Drehmoment	M	166 Nm	Kühlmitteltemperatur	T_{Ein}	60°C
Simulationszeit	t	1.800 s	Volumenstrom	\dot{V}	$17 \frac{1}{\text{min}}$
			Kühlmedium		Wasser-Glykol (50:50)

Der resultierende Wärmefluss \dot{Q}_i in den Kühlmantel über die einzelnen Segmente ist in Abbildung 6.23 zu sehen. Es ist zu sehen, dass bei unendlichem R_{G-G} der größte Wärmefluss in den Segmenten \dot{Q}_6 sowie \dot{Q}_{28} stattfindet. Dies entsteht dadurch, dass ein Großteil der Wickelkopfverluste in den Stator geleitet wird und dann über den ersten Knoten in das Kühlmedium abgegeben wird.

Erfolgt die Implementierung bzw. Parametrierung der Wärmeleitung im Gehäuse, so entsteht – abhängig vom Material – ein Wärmestrom, der über das Gehäuse in die Segmente im Wickelkopfbereich geleitet wird. Dadurch verringert sich das Maximum bei der Umsetzung mit Aluminium (gelb) und Stahl (rot). Das Maximum des Wärmeflusses tritt somit nicht mehr im ersten Statorsegment ($i = 6$ bzw. 26) auf, sondern wird in Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit des Materials abgeschwächt und auf die umliegenden Knoten verteilt. Bei Aluminium verschiebt sich das Maximum auf Segment 8 bzw. 26 und fällt um 9,5 % geringer gegenüber $R_{G-G} = \infty$ aus.

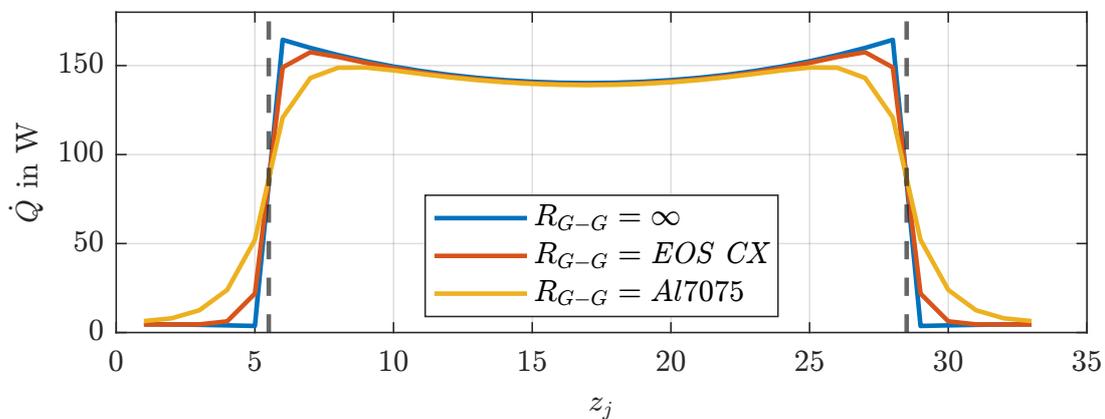


Abbildung 6.23: Einfluss der Wärmeleitung im Gehäuse auf die Wärmeströme $\dot{Q}_{int}(z_j)$ anhand des WK5S23-Modells mit unterschiedlichen Gehäusematerialien (Al7075, EOS CX)

Wie bereits in Abbildung 6.23 zu sehen ist, verschieben und glätten sich durch die Wärmeleitung im Gehäuse die Maxima der Wärmeströme \dot{Q} in Richtung Mitte des Stators. Dies führt bei Anwendung des Kühlelementverteilungsmodells zu den in Abbildung 6.24 dargestellten $AKE(z_j)$. In der Modellvariante mit unendlichem Widerstand R_{G-G} wird die maximale Anzahl der Kühlelemente im ersten Statorsegment z_j (links und rechts) platziert, während im Bereich der Wickelköpfe keine Kühlelemente vorgesehen sind.

Wird der Widerstand R_{G-G} auf das Material Edelstahl EOS CX parametrierung, verändert sich die Anzahl der Kühlelemente in den ersten beiden Knoten links und rechts der Wickelköpfe geringfügig. Durch die Verschiebung des Maximums zur Mitte ergibt sich im mittleren Bereich des Stators eine Verschiebung der Kurve nach oben.

In der Modellvariante mit einem Gehäuse aus Al7075 verschiebt sich das Maximum der Wärmeströme \dot{Q} weiter in Richtung der Statormitte, sodass die höchste Anzahl an Kühlelementen im dritten Statorsegment (links und rechts) platziert wird. Zusätzlich werden im Wickelkopfbereich Kühlelemente hinzugefügt, deren Anzahl mit zunehmendem Abstand vom Stator abnimmt.

Die Wärmeleitung im Kühlmantel sollte unter Berücksichtigung des verwendeten Materials in die Berechnungen einfließen, da sie einen signifikanten Einfluss auf die Verteilung $AKE(z_j)$ der Kühlelemente hat. Insbesondere im Übergangsbereich zwischen Stator und Wickelkopf ist dieser Einfluss relevant.

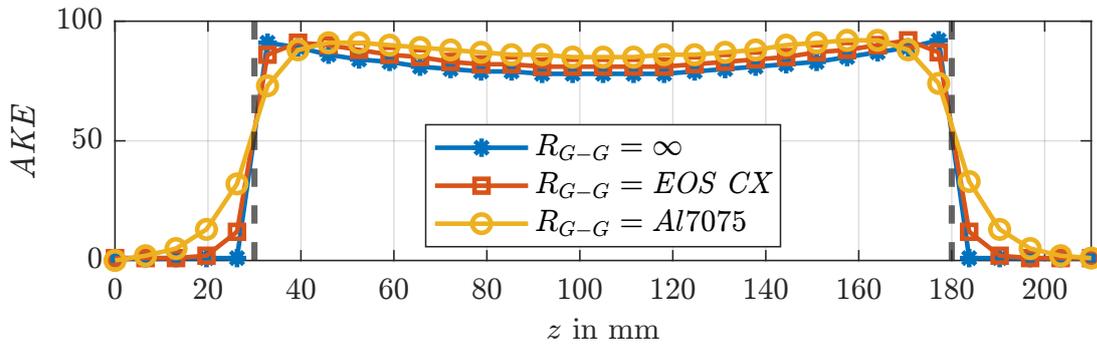


Abbildung 6.24: Einfluss der Wärmeleitung im Gehäuse auf die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ anhand des WK5S23-Modells mit unterschiedlichen Gehäusematerialien (Al7075, EOS CX)

6.3.3 Kühlmittelvolumenstrom

In Gleichung 5.10b wird die direkte Abhängigkeit der Erwärmung ΔT des Kühlmediums vom Volumenstrom \dot{V} beschrieben. Da dieser Parameter maßgeblich die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ beeinflusst, wird dieser Zusammenhang im Folgenden untersucht.

Hierzu werden die Randbedingungen gemäß Tabelle 6.8 festgelegt. Der Volumenstrom \dot{V} wird im Bereich von 5 bis $32 \frac{1}{\text{min}}$ variiert, um seinen Einfluss auf die Temperaturverteilung entlang des Kühlkanals zu analysieren.

Tabelle 6.8: Randbedingungen für die Untersuchung des Volumenstroms

Kategorie	Wert	LPTM-Parameter	Wert
Betrachtete EM	Basis-EM	LPTM-Konfiguration	WK5S23
Drehzahl	n 4.250 $\frac{1}{\text{min}}$	Starttemperatur	T_{Start} 60 °C
Drehmoment	M 166 Nm	Kühlmitteltemperatur	T_{Ein} 60 °C
Simulationszeit	t 1.800 s	Volumenstrom	\dot{V} 5 bis 32 $\frac{1}{\text{min}}$
		Kühlmedium	Wasser-Glykol (50:50)

Beim minimalen Volumenstrom von $5 \frac{1}{\text{min}}$ ergibt sich die maximale Temperaturdifferenz des Kühlmediums zwischen Einlass T_{Ein} und Auslass T_{Aus} . Dadurch wird die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ am stärksten beeinflusst. Die resultierende Verteilung $AKE(z_j)$ ist in Abbildung 6.25 dargestellt.

Im Vergleich zu den vorherigen Untersuchungen mit $17 \frac{1}{\text{min}}$ ist zu erkennen, dass die Kurve eine leicht asymmetrische Ausprägung aufweist. Dies zeigt sich einerseits daran, dass im Bereich von 40 bis 60 mm kein Plateau auf demselben Niveau wie auf der rechten Seite vorhanden ist. Andererseits wird die Asymmetrie deutlich, wenn die Werte im linken Wickelkopfbereich mit denen im rechten verglichen werden. Auf der rechten Seite – also weiter im Kanalverlauf – sind die Werte insgesamt höher.

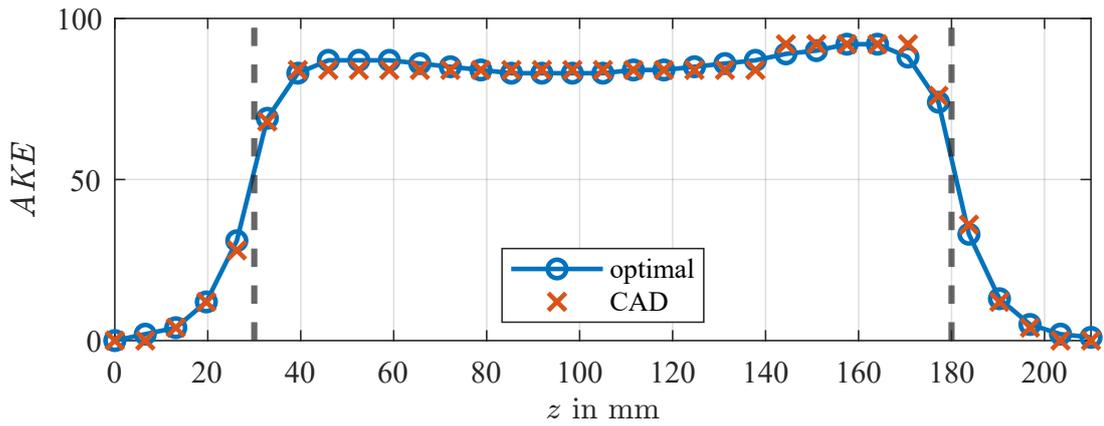


Abbildung 6.25: Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ für $\dot{V} = 5 \frac{1}{\text{min}}$, mit Randbedingungen aus Tabelle 6.8

Um den Einfluss sowie die Unterschiede genauer zu quantifizieren, wird die Kühlelementverteilung für einen Volumenstrom \dot{V} von $32 \frac{1}{\text{min}}$ ermittelt und die resultierende Verteilung $AKE(z_j)$ in Abbildung 6.26 a) jener für $5 \frac{1}{\text{min}}$ gegenübergestellt. Auffällig ist, dass die Unterschiede im Bereich 40 bis 60 mm mit nur 4 Kühlelementen Unterschied gering ausfallen.

In Abbildung 6.26 ist die absolute Differenz der beiden Kurven dargestellt. Im Bereich von 0 bis 30 mm beträgt der Unterschied lediglich ein Kühlelement. Am ersten Maximum von $AKE(z_j)$ steigt die Differenz auf bis zu vier Kühlelemente an, bevor sie bis zum zweiten Maximum von $AKE(z_j)$ wieder abnimmt.

Insgesamt zeigt diese Untersuchung, dass die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ zwar eine Abhängigkeit vom Volumenstrom \dot{V} aufweist, diese jedoch als gering einzustufen ist. Eine signifikante Veränderung tritt lediglich bei sehr niedrigen Volumenströmen auf, bei denen ein großer Temperaturhub ΔT_F des Kühlmediums nach Gleichung 5.10a und 5.10b vorliegt.

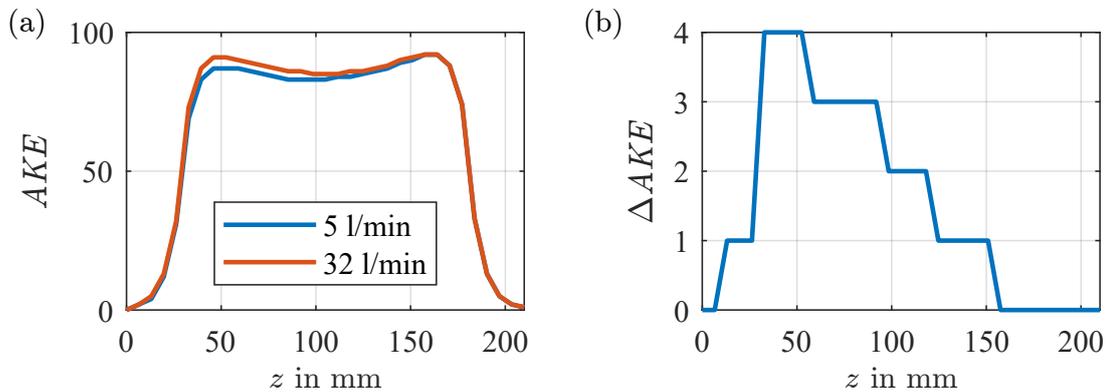


Abbildung 6.26: Auswirkung von unterschiedlichen Volumenströmen auf $AKE(z_j)$
a) Vergleich b) Differenz der $AKE(z_j)$, mit Randbedingungen aus Tabelle 6.8

7 Bewertung der Methode

In diesem Kapitel wird die in den vorhergehenden Abschnitten entwickelte Methode zur gezielten Verteilung von Kühlelementen bewertet. Zunächst erfolgt in Abschnitt 7.1 eine Validierung der Methode anhand von CFD-Simulationen, um deren Wirksamkeit bei der Reduzierung von Temperaturgradienten und der Minimierung von Hotspots zu überprüfen. Die Ergebnisse werden einer konventionellen Wassermantelkühlung gegenübergestellt, um die Verbesserungen quantitativ zu erfassen.

Anschließend werden in Kapitel 7.2 die Untersuchungsergebnisse den einzelnen methodischen Schritten zugeordnet und diskutiert. Der Fokus liegt dabei auf den Einflussfaktoren auf die Wärmeströme, der thermischen Modellierung sowie der räumlichen und zeitlichen Variation der Verluste.

Abschließend werden in Kapitel 7.3 die zentralen Erkenntnisse zusammengefasst und sowohl die Vorteile der Methode als auch mögliche Weiterentwicklungen aufgezeigt.

7.1 Validierung mittels CFD-Berechnungen

Im Rahmen dieses Abschnitts erfolgt die Validierung der Effektivität der Kühlelementverteilung. Hierzu werden in Abschnitt 7.1.1 die Referenzfälle beschrieben, anhand derer die Bewertung vorgenommen wird. Anschließend wird in Abschnitt 7.1.2 die CFD-basierte Berechnung eines Kühlmantels mit verteilten Kühlelementen durchgeführt.

7.1.1 Referenzfälle

In diesem Kapitel werden die Referenzfälle zur quantitativen Bewertung der Kühlwirkung der verteilten Pin-Fins vorgestellt. Zunächst wird der in Kapitel 4.3 beschriebene Referenzfall der Kühlspirale zusammenfassend betrachtet, um die zentralen Erkenntnisse zu konsolidieren. Anschließend folgt die Analyse des Zweischichtkanals ohne Pin-Fins als zusätzliche Vergleichsgröße.

Aufbauend auf diesen Referenzfällen wird die in Kapitel 5 beschriebene Methode zur gezielten Verteilung von Kühlelementen untersucht. Die Gegenüberstellung der Referenzfälle ermöglicht eine fundierte Einordnung der CFD-Berechnungen der Basisvariante des Zweischichtkanals und bildet die Grundlage für die abschließende Bewertung der Reduktion des Temperaturgradienten durch die Nutzung der verteilten Pin-Fins.

Der Referenzfall der Kühlspirale wurde bereits ausführlich beschrieben, weshalb Tabelle 7.1 die wesentlichen Kenngrößen zusammenfasst. Dargestellt sind die Volumenströme \dot{V} von $5 \frac{1}{\text{min}}$ und $10 \frac{1}{\text{min}}$, die zugehörigen Druckabfälle Δp von 650 Pa bzw. 2.270 Pa sowie die daraus berechnete hydraulische Leistung P_{hyd} mit 54 mW bzw. 378 mW. Zusätzlich werden die maximalen Temperaturen und die Temperaturdifferenzen in Tabelle 7.3 aufgeführt, um eine quantitative Bewertung der Kühlwirkung zu ermöglichen.

Zur Erzeugung eines vergleichbaren Referenzfalls für den Zweischichtkanal wird die hydraulische Leistung P_{hyd} als Vergleichsgröße herangezogen. Der Volumenstrom \dot{V} wird so angepasst, dass gemäß Gleichung 2.25 die gleiche hydraulische Leistung wie bei der Kühlspirale erzielt wird. Bei einer hydraulischen Leistung von ca. 50 mW entspricht dies einem Volumenstrom von $5 \frac{1}{\text{min}}$ in der Kühlspirale und $17 \frac{1}{\text{min}}$ im Zweischichtkanal. Für eine hydraulische Leistung von ca. 350 mW ergibt sich ein Volumenstrom von $10 \frac{1}{\text{min}}$ in der Kühlspirale und $32 \frac{1}{\text{min}}$ im Zweischichtkanal.

Tabelle 7.1: Vergleich der Referenzwerte der Kühlspirale und der Werte des ZK bei gleichem Druckverlust

		Spirale		ZK	
Volumenstrom	\dot{V}	$5 \frac{1}{\text{min}}$	$10 \frac{1}{\text{min}}$	$17 \frac{1}{\text{min}}$	$32 \frac{1}{\text{min}}$
Druckabfall	Δp	650 Pa	2.270 Pa	190 Pa	620 Pa
Hydraulische Leistung	P_{hyd}	54 mW	378 mW	50 mW	340 mW
Reynolds-Zahl	Re	3.025	6.050	973	1.831

Tabelle 7.2: Randbedingungen der CFD-Berechnung zur Bewertung des Kühlkanals ohne Kühlelemente (ZK)

Gehäuse/Kühlkanal			Kühlmedium		
Material	AL7075		Kühlmittel	Wasser	
Querschnittsfläche	A_{Kanal}	1.156 mm ²	Einlasstemperatur	T_{Ein}	60 °C
Kanallänge	l_{Kanal}	442 mm	Volumenstrom	\dot{V}	17 bis $32 \frac{1}{\text{min}}$
Kühlkanalhöhe	h_{Kanal}	2 mm	Reynolds-Zahl (für Wasser)	Re	973 bis 1.831

Basierend auf den hydraulischen Randbedingungen sowie den in Tabelle 7.1 aufgeführten Parametern zur Kühlkanalausgestaltung und den Dauerleistungsverlusten wird die maximale Temperatur $T_{int,max}$ des Zweischichtkanals mittels CFD in *SolidWorks Flowsimulation* berechnet. Die Berechnung erfolgt analog zur Vorgehensweise bei der Kühlspirale in Kapitel 4.3. Dabei werden die Randbedingungen aus Tabelle 7.1 und 7.2 berücksichtigt.

Ein Vorteil der Simulation des Zweischichtkanals liegt in dessen Rotationssymmetrie. Dadurch genügt es, lediglich ein Viertel des Gehäuses zu berechnen (siehe Abbildung 7.1 a), während die übrigen Bereiche durch symmetrische Randbedingungen berücksichtigt werden.

Die Ergebnisse der CFD-Berechnung sind in Abbildung 7.1 b) dargestellt und in Tabelle 7.3 zusammengefasst. Die maximale Temperatur $T_{int,max}$ an der Schnittstelle zwischen Kühlmantel und Stator beträgt bei niedrigem Volumenstrom 80 °C für die Kühlspirale und 89 °C für den Zweischichtkanal ohne Pin-Fins. Bei hohem Volumenstrom liegen die Temperaturen bei 71 °C (Kühlspirale) bzw. 72 °C (Zweischichtkanal). Auch die Temperaturdifferenzen ΔT sind im Zweischichtkanal mit 29 K (niedriger Volumenstrom) bzw. 12 K (hoher Volumenstrom) höher als in der Kühlspirale, die 20 K bzw. 11 K aufweist. Dies verdeutlicht die insgesamt geringere Kühlleistung des Zweischichtkanals ohne Pin-Fins, insbesondere bei niedrigem Volumenstrom \dot{V} im Vergleich zur Kühlspirale.

Die in Tabelle 7.3 zusammengefassten Ergebnisse dienen als zentrale Referenz für die Bewertung der Kühlwirkung der verteilten Pin-Fins. Sie zeigen sowohl die Ausgangstemperaturen als auch die vorhandenen Temperaturgradienten auf, die durch die optimierte Kühlstruktur gezielt reduziert werden sollen.

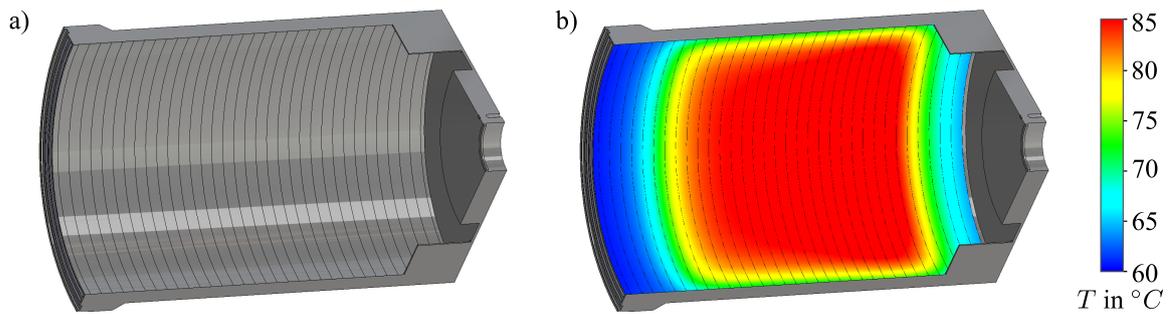


Abbildung 7.1: Modell des Zweischichtkanals für die CFD Berechnung

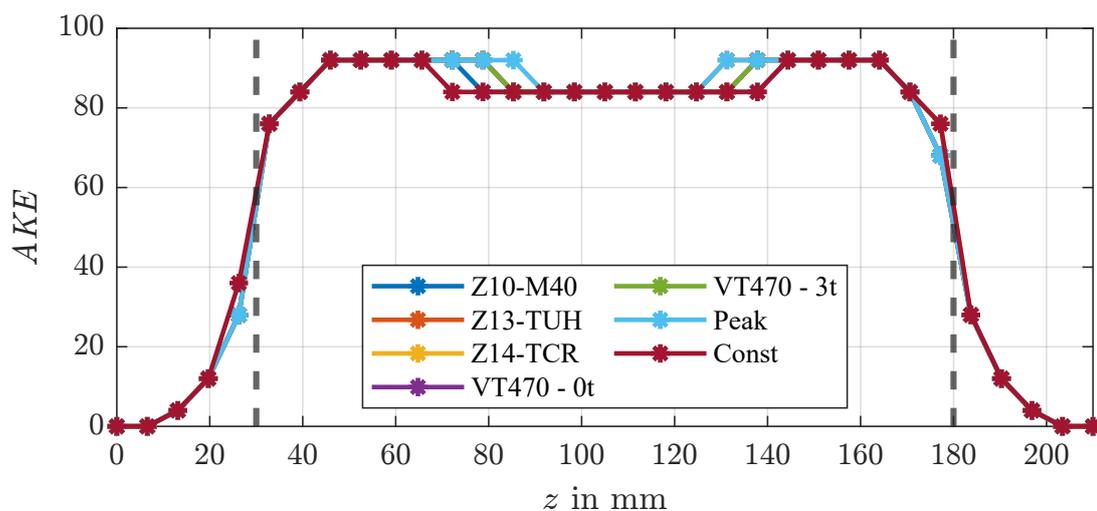
a) Schnitt des Kühlmantels b) Schnittstellentemperatur für Dauerleistung
 ($\dot{Q} = 3.450 \text{ W}$, $\dot{V} = 17 \frac{1}{\text{min}}$, $\Delta p = 190 \text{ Pa}$)

Tabelle 7.3: Temperaturwerte für die Spirale und den ZK bei gleicher hydraulischer Leistung

		Spirale		ZK	
Hydraulische Leistung	P_{hyd}	54 mW	378 mW	50 mW	340 mW
Max. Temperatur	$T_{int,max}$	80 °C	71 °C	89 °C	72 °C
Temperaturdifferenz	ΔT	20 K	11 K	29 K	12 K

7.1.2 Validierung der methodischen Kühlelementverteilung

In diesem Kapitel wird eine CFD-Simulation zur Validierung der Methode zur Kühlelementverteilung durchgeführt. Grundlage hierfür sind die in den Kapiteln 6.2.1 bis 6.2.3 bestimmten Kühlelementverteilungen. Diese zeigen nur geringe Abweichungen zueinander und sind in Abbildung 7.2 für EM1 über alle Zyklen des Mehrzwecktransporters dargestellt. Unterschiede treten insbesondere im mittleren Bereich des Stators auf, in welchen die zeitabhängigen Zyklen eine höhere Anzahl an Kühlelementen aufweisen. Für die Validierung wird die anhand des Dauerleistungspunktes bestimmte Kühlelementverteilung herangezogen, da dieser einen thermisch stabilen Betriebszustand repräsentiert. Dadurch kann die Kühlwirkung unabhängig von transienten Effekten bewertet werden.

Abbildung 7.2: $AKE(z_j)$ für die Arbeitszyklen des Mehrzwecktransporter der EM1, $\dot{V} = 17 \frac{1}{\text{min}}$, Dauerleistung

Die berechnete Verteilung wird anschließend mithilfe des generativen Design-Modells in die Kühlkanalgeometrie integriert. Der zur Einhaltung der angestrebten hydraulischen Leistung der beiden Referenzfälle erforderliche Volumenstrom wird in der CFD-Berechnung iterativ bestimmt. Dabei ergeben sich Durchflüsse von $14 \frac{1}{\text{min}}$ bzw. $22 \frac{1}{\text{min}}$.

Alle weiteren Randbedingungen entsprechen den Parametern der Referenzfallberechnung, die in Tabelle 7.2 aufgeführt sind. Die Reynolds-Zahlen des Zweischichtkanals mit Pin-Fins sind hier mit der Annahme des leeren Kanals gerechnet, da mit den Pin-Fins eine Änderung des Querschnittes über die Kanallänge erfolgt ist dies nur ein Indikator für den Bereich am Kühlmiteleinlass.

Tabelle 7.4: Vergleich der Referenzwerte der Spirale, des ZK und des ZK mit PF bei gleichem Druckverlust

		Spirale		ZK		ZK mit PF	
Volumenstrom	\dot{V}	$5 \frac{1}{\text{min}}$	$10 \frac{1}{\text{min}}$	$17 \frac{1}{\text{min}}$	$32 \frac{1}{\text{min}}$	$11,2 \frac{1}{\text{min}}$	$22 \frac{1}{\text{min}}$
Druckabfall	Δp	650 Pa	2.270 Pa	190 Pa	620 Pa	293 Pa	980 Pa
Hydraulische Leistung	P_{hyd}	54 mW	378 mW	50 mW	340 mW	54 mW	354 mW
Reynolds-Zahl	Re	3.025	6.050	973	1.831	641	1.259

Die resultierende Temperaturverteilung für die beiden untersuchten Fälle ist in Abbildung 7.3 als Draufsicht dargestellt. In Fall a) mit einem Volumenstrom von $11,2 \frac{1}{\text{min}}$ tritt eine maximale Temperatur von 69°C auf. In den Wickelkopfbereichen sind kühlere Zonen erkennbar. Auf der linken Seite liegt die Temperatur zunächst bei 60°C und steigt kurz vor dem Übergang zum Stator auf 65°C an. Entlang des Stators erhöht sie sich weiter auf ein Maximum von $70,6^\circ\text{C}$, das sich bis in den rechten Wickelkopfbereich erstreckt. Dort sinkt sie anschließend auf 65°C ab. Der globale Temperaturunterschied beträgt $10,6\text{ K}$, während er sich im mittleren Bereich auf $5,6\text{ K}$ reduziert.

In Fall b) mit höherem Volumenstrom reduziert sich die maximale Temperatur auf $67,2^\circ\text{C}$. Zudem zeigt sich eine insgesamt homogenere Temperaturverteilung entlang des Stators. Der globale Temperaturunterschied ΔT beträgt $7,2\text{ K}$, während an der Kontaktfläche ein Temperaturunterschied von $5,2\text{ K}$ auftritt.

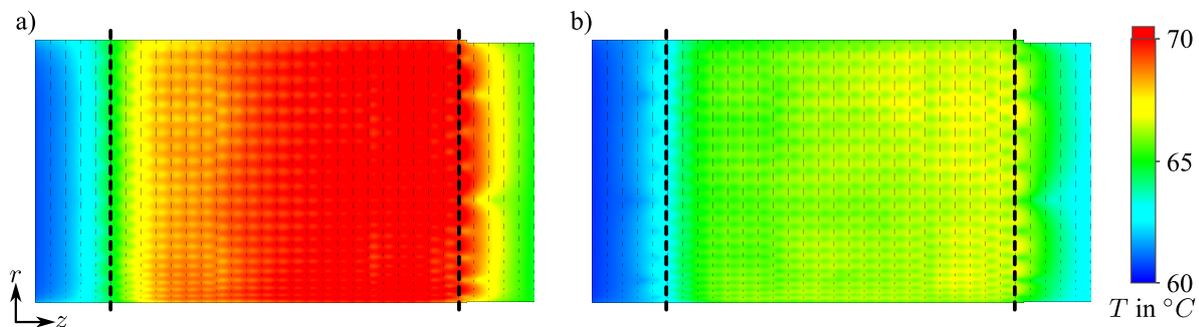


Abbildung 7.3: Temperaturverteilung im Zweischichtkanal mit Pin-Fins mit Randbedingungen aus Tabelle 7.2
a) $\dot{V} = 11,2 \frac{1}{\text{min}}$ b) $\dot{V} = 22 \frac{1}{\text{min}}$

Der direkte Vergleich mit den Werten in Tabelle 7.5 verdeutlicht, dass ein Zweischichtkanal mit Pin-Fins bei gleicher hydraulischer Leistung sowohl die maximale Temperatur als auch die auftretenden Temperaturdifferenzen signifikant reduziert. Während der klassische Zweischichtkanal ohne Pin-Fins eine maximale Temperatur von 89°C aufweist, sinkt dieser Wert durch die verteilte Kühlstruktur auf $70,6^\circ\text{C}$ bzw. $67,2^\circ\text{C}$. Ebenso verringern sich die Temperaturdifferenzen deutlich: In Fall a) um $9,6\text{ K}$ und in Fall b) um $3,8\text{ K}$. Dies unterstreicht die Wirksamkeit der Pin-Fins, insbesondere bei niedrigen Volumenströmen, indem sie eine verbesserte Temperaturhomogenisierung ermöglichen.

Tabelle 7.5: Temperaturwerte für die Spirale und den ZK bei gleicher hydraulischer Leistung

	Symbol	Spirale		ZK		ZK mit PF	
Max. Temperatur	$T_{int,max}$	80,2 °C	71 °C	89 °C	68 °C	70,6 °C	67,2 °C
Temperaturdifferenz	ΔT	20,2 K	11 K	29 K	12 K	10,6 K	7,2 K

Tabelle 7.6: Temperaturwerte für die Spirale und den ZK bei unterschiedlichen hydraulischen Leistungen

	Symbol	$P_{hyd} \approx 50 \text{ mW}$			$P_{hyd} \approx 350 \text{ mW}$		
		Spirale	ZK	ZK mit PF	Spirale	ZK	ZK mit PF
Max. Temperatur	$T_{int,max}$	80,2 °C	89 °C	70,6 °C	71 °C	68 °C	67,2 °C
Temperaturdifferenz	ΔT	20,2 K	29 K	10,6 K	11 K	12 K	7,2 K

7.2 Bewertung der Methode

Ausgehend von den Untersuchungen in Kapitel 6 sowie den Ergebnissen der Validierung in Kapitel 7.1 werden im Folgenden die einzelnen in Abbildung 5.6 dargestellten Modelle der Methode detailliert analysiert. Dabei werden zentrale Erkenntnisse und Ergebnisse herausgearbeitet sowie mögliche Anpassungen zur Verbesserung der Modellierungsschritte aufgezeigt. Grundlage hierfür sind unter anderem die unterschiedlichen Betriebscharakteristika elektrifizierter mobiler Arbeitsmaschinen, welche sich in den durchgeführten Fahrzeugmodellierungen in Bezug auf Drehzahl, Drehmoment und deren Spreizung zeigen. Diese Unterschiede sind exemplarisch für den Mehrzwecktransporter in Abbildung 4.4 und Abbildung 4.5 in verschiedenen Zyklen dargestellt. Abschließend erfolgt eine Zusammenfassung, in der die Gesamtmethode eingeordnet und bewertet wird.

7.2.1 Fahrzeugmodellierung

Die durchgeführten Fahrzeugmodellierungen verdeutlichen Unterschiede in den Betriebscharakteristika elektrifizierter mobiler Arbeitsmaschinen. Dies wird anhand zweier exemplarischer Maschinen analysiert: eines Mehrzwecktransporters mit ECVT-Getriebe sowie eines hybridisierten Baggers.

Für den Mehrzwecktransporter zeigt die Simulation über verschiedene Zyklen eine hohe Varianz der Betriebspunkte. Während einige Zyklen durch konstante Lastpunkte geprägt sind, erstrecken sich andere über den gesamten Betriebsbereich. Die Zyklusdauern variieren zwischen 131 und 935 Sekunden. Die Modellierung erfasst sowohl stationäre Betriebspunkte mit konstanten Drehzahlen und Drehmomenten der EM als auch hochdynamische Lastfälle mit großen Schwankungen. Die elektrische CVT-Architektur beeinflusst die Lastverteilung auf die EM maßgeblich, insbesondere in Szenarien mit Rekuperation oder kurzfristiger zusätzlicher Leistungsbereitstellung durch Boosten.

Der hybridisierte Bagger weist eine noch stärkere Differenzierung in den Betriebsmodi auf. Während EM1 nahezu stationär mit konstanter Dauerleistung arbeitet, unterliegt EM2, die für die Drehwerksbewegung zuständig ist, transienten Lastspielen im 90°-Zyklus. Dies führt zu einer thermischen Belastung, die durch wiederholte Lastspitzen charakterisiert ist und gezielt analysiert werden muss.

Die Modellierung zeigt, dass EM in mobilen Anwendungen sowohl langfristigen Dauerlasten als auch kurzfristigen Lastspitzen ausgesetzt sind, abhängig von der spezifischen Maschinenkonfiguration und

den jeweiligen Arbeitsaufgaben. Die daraus gewonnenen Betriebsprofile dienen als realitätsnahe Grundlage für die Ableitung von Verlustprofilen der EM, welche in die thermische Modellierung einfließen.

7.2.2 Elektromotormodell

Das in dieser Arbeit verwendete Elektromotormodell aus Kapitel 4.2 basiert auf einer rPSM mit Innenläufer, wobei weder Scheibenläufer mit hohem Wickelkopfanteil noch andere Maschinentypen berücksichtigt werden. Eine allgemeine Aussage zur Eignung unterschiedlicher Maschinentypen ist daher nicht möglich. Die Modellierung erfolgt anhand der in Kapitel 4.2 berechneten Referenzmaschine (EM des Nissan Leaf) aus [HE22, Gru16], deren Geometrie und Materialparameter als Basis für die Berechnung der Verlustkennfelder dienen.

Die Verlustmechanismen der Maschine werden detailliert in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment untersucht. Die Kupferverluste sind proportional zum Quadrat des Stroms und steigen mit zunehmendem Drehmoment signifikant an. Die Eisenverluste hingegen zeigen eine hohe Abhängigkeit von der Drehzahl und wachsen quadratisch mit ihr, wobei Hysterese- und Wirbelstromverluste im Stator besonders dominant sind. Rotorverluste, bestehend aus Eisen- und Magnetverlusten, fallen im Vergleich zu den Verlusten im Stator und in der Wicklung gering aus. Die generierten Verlustkennfelder bilden die Grundlage für die thermische Modellierung und fließen direkt in das LPTM ein, um orts- und zeitaufgelöste Verlustprofile abzuleiten.

Da die Modellierung explizit für die betrachtete rPSM durchgeführt wurde, sind die Ergebnisse nicht direkt auf andere Maschinen übertragbar. Eine Skalierung der Maschine in der Baulänge oder im Durchmesser ist grundsätzlich möglich, erfordert jedoch eine entsprechende Anpassung der Verlustkennfelder. Diese müssen gemäß ihrem volumetrischen Verhältnis und den in Kapitel 2.2.3 beschriebenen Zusammenhängen skaliert werden.

Für andere Maschinentypen oder spezielle Konfigurationen ist die Neugenerierung der Kennfelder erforderlich, da diese stark von den jeweiligen Betriebsbedingungen und den konstruktiven Gegebenheiten abhängen. Die Aussagekraft des Modells kann zusätzlich durch die Nutzung von Messdaten erweitert und damit verbessert werden.

7.2.3 Thermisches Lumped-Parameter-Modell

Das in dieser Arbeit verwendete thermische Mehrknotenmodell ist ein entlang der EM-Achse axial segmentiertes LPTM, das eine detaillierte Auflösung der Wärmeströme innerhalb der Maschine und deren Abfuhr in den Kühlkanal ermöglicht. Die Modellierung orientiert sich methodisch am Ansatz und an der Parametrierung der Arbeit von Hemsen [HE22]. Da die gleiche EM verwendet wird, können die in [HE22] bestimmten Modellparameter auch in dieser Arbeit übernommen und auf die Teilmodelle in Kapitel 5.4 skaliert werden.

Die Verifikation des Modells in Kapitel 6.1 zeigt im direkten Vergleich Abweichungen, die hauptsächlich auf Unterschiede in der Massenmodellierung (Kupfer-, Eisen- und Wickelkopfanteile) zurückzuführen sind. Durch gezielte Anpassungen in diesem Bereich können diese Abweichungen weitgehend korrigiert werden, sodass die berechneten Ergebnisse mit den in [HE22] dargestellten Werten übereinstimmen.

Obwohl die durchgeführten Anpassungen eine bessere Übereinstimmung mit [HE22] ermöglichen, bleibt das Modell in seiner aktuellen Form für eine exakte Temperaturbestimmung in einer EM unzureichend.

Wie in [Küh18] gezeigt, erfordert eine präzise Parametrierung und Validierung intensive Messkampagnen. Dazu gehört die Platzierung von mehr als 29 Temperatursensoren an Rotor, Stator und in den Nuten, um die realitätsnahe Temperaturverteilung zu erfassen.

Die Genauigkeit des Modells wird jedoch nicht nur durch die Validierung mittels Messkampagnen bestimmt, sondern auch maßgeblich durch die Modellstruktur. Besonders die axiale Auflösung ist entscheidend für eine realitätsnahe Abbildung der Wärmeströme.

Einfluss der Segmentierung und thermischen Widerstände

Die Genauigkeit der Temperaturberechnung des Modells wird maßgeblich durch die Segmentierung in axialer und radialer Richtung bestimmt. Für diese Arbeit liegt der Fokus jedoch auf den Einflüssen der axialen Segmentierung. Eine zu grobe Diskretisierung verhindert eine realitätsnahe Abbildung der Wärmeströme entlang der Maschine und in die Kühlkanalabschnitte $\dot{Q}_{int}(z_j)$. Dies kann dazu führen, dass Bereiche mit hohem Kühlpotenzial unzureichend erfasst werden. Insbesondere in Kühlmänteln mit hoher thermischer Leitfähigkeit werden dadurch potenzielle Kühlflächen nicht optimal genutzt. Dieser Effekt ist in Abbildung 6.19 dargestellt.

Eine unzureichende Segmentierung beeinflusst zudem die berechnete Temperaturverteilung. Beim Vergleich eines WK1S5- mit einem WK5S23-Modell zeigt sich, dass durch die Konzentration der Verluste auf einen einzelnen Wickelkopfknoten ein Diskretisierungsfehler von bis zu 14,5 K im Dauerleistungspunkt auftreten kann (siehe Abbildung 6.20). Besonders betroffen sind Bereiche mit hohen axialen Wärmeströmen, in denen eine präzisere Segmentierung erforderlich ist. Dies deckt sich mit den Untersuchungen von [Küh18] in radialer Richtung.

Ein weiterer zentraler Aspekt ist die Verteilung der Wärmeströme über die verschiedenen thermischen Pfade innerhalb der Maschine. Die Verluste in den Wickelköpfen werden entweder über den Stator oder direkt an das Gehäuse abgeführt, wobei das Verhältnis der thermischen Widerstände diese Verteilung bestimmt. Der Widerstand R_{WK-G} wird maßgeblich durch den Einsatz von Vergussmaterialien mit hoher thermischer Leitfähigkeit beeinflusst. Eine detaillierte Modellierung dieser Widerstände ist daher essenziell, um die Wärmeabfuhrpfade realistisch abzubilden.

$$\begin{aligned}
 R_{Cu-Cu} + R_{S-G} \ll R_{WK-G} &\rightarrow P_{V,WK}: \text{ Abfuhr maßgeblich über den Stator} \\
 R_{Cu-Cu} + R_{S-G} < R_{WK-G} &\rightarrow P_{V,WK}: \text{ Abfuhr teilweise über das Gehäuse} \\
 R_{Cu-Cu} + R_{S-G} \approx R_{WK-G} &\rightarrow P_{V,WK}: \text{ Abfuhr maßgeblich über das Gehäuse}
 \end{aligned} \tag{7.1}$$

Bedeutung der Gehäusemodellierung und des Kühlmittelvolumenstroms

Neben der Segmentierung ist die Modellierung des Gehäuses ein weiteres zentrales Element. Ohne die Berücksichtigung der Wärmeleitfähigkeit des Gehäuses entstehen keine axialen Wärmeströme in diesem Bereich, was zu einer Überschätzung der Wärmeströme in den Randbereichen des Stators führt. Eine detaillierte Modellierung des Gehäuses ist insbesondere für Materialien mit hoher Wärmeleitfähigkeit, wie Aluminium, erforderlich. Dadurch wird eine realistischere Darstellung der Wärmeströme im Wickelkopfbereich erreicht, wodurch dieser gezielt zur Platzierung zusätzlicher Kühlelemente genutzt werden kann, wie anhand von Abbildung 6.24 für die Ausführung in Aluminium und Edelstahl zu sehen ist.

Der Einfluss des Kühlmittelvolumenstroms wird ebenfalls analysiert. Bei geringen Volumenströmen steigt der Temperaturhub des Fluids ΔT signifikant an. Dennoch bleibt der Einfluss auf die Kühlelementverteilung moderat. Wie Abbildung 6.26 b) zeigt, führt eine Erhöhung des Volumenstroms von $5 \frac{1}{\text{min}}$ auf $32 \frac{1}{\text{min}}$ nur zu geringen Unterschieden in der Verteilung, sodass eine gezielte Anpassung anhand dieses Parameters nicht sinnvoll ist.

Erweiterung und Verbesserung des LPTM

Im Weiteren kann die Modellgüte, verstanden als Genauigkeit und Plausibilität der Temperaturverteilung sowie als Abbildung der Wärmeströme, durch folgende Punkte verbessert werden:

- **Kalibrierung:** Die Untersuchungen basieren auf Parametern, die in Kapitel 6.1 validiert werden. Für die praktische Umsetzung der Methode ist es sinnvoll, zunächst Untersuchungen an einer prüfstandsgebundenen und mit zahlreichen Temperaturmesspunkten ausgestatteten Maschine durchzuführen, an der gezielt definierte Lastpunkte angefahren werden können. Dies ermöglicht eine Bewertung und Verifikation der Modellgüte sowie gezielte Anpassungen der Parameter. Der hohe Aufwand für die Sensorintegration und den Betrieb einer EM auf einem Motorprüfstand stellt jedoch eine Herausforderung dar.
- **Erhöhung der radialen Auflösung nach KÜHBACHER [Küh18]:** Die Implementierung des Modells als matrizenbasierte Berechnung ermöglicht eine flexible und softwareunabhängige Nutzung des LPTM, da keine kommerzielle Simulationsumgebung wie MATLAB Simulink erforderlich ist. Eine höhere radiale Segmentierungsaufösung in Kombination mit einer gezielten Kalibrierung verbessert die Abbildung der Temperaturverteilung und erlaubt präzisere Aussagen zu den thermischen Grenzwerten. Dies reduziert insbesondere Modellierungsfehler in Bereichen mit hohen radialen Temperaturgradienten.
- **Detailliertere Wickelkopfabbildung:** Eine verbesserte Massen- und Verlustgewichtung nach außen stellt die thermische Anbindung realistischer dar. Dies ermöglicht eine genauere Abbildung des thermisch kritischen Bereichs, der die Kurzzeitleistung der EM maßgeblich begrenzt, wie in Kapitel 6.1 gezeigt.

Diese Erweiterungen erhöhen die Genauigkeit der thermischen Modellierung, indem sie eine detailliertere Lokalisation und Quantifizierung der Wärmeströme ermöglichen. Dadurch kann die Verteilung der Kühlelemente gezielter an die thermischen Hotspots angepasst werden, was zu einer effizienteren Wärmeabfuhr und einer besseren thermischen Betriebsführung der EM führt.

7.2.4 Kühlelementverteilungsmodell

Das Kühlelementverteilungsmodell zeigt sowohl für statische als auch für dynamische Betriebsfälle bei identischen Randbedingungen eine nahezu gleichmäßige Verteilung der Kühlelemente.

Statische Betrachtung

Die Analyse des Dauerleistungsfalls ist in Abbildung 7.2 im direkten Vergleich zu zeitvarianten Verlusten dargestellt. Die Dichte der Kühlelemente nimmt in den Wickelkopfbereichen zu und erreicht ihr Maximum leicht nach innen versetzt im Stator. In der Mitte des Stators zeigt sich ein lokales Minimum, dessen Differenz zu den Maxima jedoch gering ausfällt.

Die Verteilung weist eine leichte Asymmetrie auf. Während auf der linken Seite des Stators die maximale Anzahl an Pin-Fins in vier Segmenten platziert wird, sind es auf der rechten Seite fünf.

Zeitvariante Betrachtung

In dynamischen Betriebsfällen variiert die Kühlelementverteilung in Abhängigkeit vom jeweiligen Zyklus. Beim Mehrzwecktransporter führen die langen und variierenden Lastzyklen mit unterschiedlichen Betriebspunkten zu einer mittleren Verlustverteilung über den gesamten Zyklus. Die resultierende Kühlelementverteilung stimmt weitgehend mit der im Dauerlastfall überein (vgl. Abbildung 7.2). Die Normierung des Wärmestromprofils ist in diesem Fall zuverlässig.

Beim Bagger zeigt sich hingegen ein abweichendes Verhalten. Aufgrund der sehr kurzen Lastzyklen ist die verfügbare Zeit nicht ausreichend, um die EM thermisch in einen stationären Zustand zu überführen. Die resultierende Kühlelementverteilung weist daher ein durchgehendes Plateau auf, während das lokale Minimum in der Mitte des Stators, das sowohl im Dauerlastfall als auch beim Mehrzwecktransporter erkennbar ist, nicht auftritt. Die Randbereiche der Verteilung zeigen hingegen ein vergleichbares Verhalten zu den anderen Anwendungen und Zyklen.

Um die Berechnung kurzer Zyklen zu ermöglichen, ist eine gezielte thermische Vorkonditionierung der EM erforderlich. Eine Möglichkeit besteht darin, die Maschine zunächst unter einem thermisch stabilen Dauerlastpunkt zu betreiben, um einen stationären thermischen Zustand zu erreichen, bevor der Lastzyklus simuliert wird. Dadurch kann eine realistischere Kühlelementverteilung abgebildet werden. Die Definition eines geeigneten Vorkonditionierungspunkts erfordert eine detaillierte Analyse der spezifischen Betriebsbedingungen.

Zusammenfassung

Das Kühlelementverteilungsmodell zeigt beim Mehrzwecktransporter eine hohe Übereinstimmung zwischen statischer und dynamischer Verteilung, da sich durch die langen und variierenden Lastzyklen eine mittlere Verlustverteilung über den gesamten Zyklus ergibt. Im Gegensatz dazu reicht beim Bagger aufgrund der kurzen Lastzyklen die Zeit nicht aus, um die EM thermisch in einen stationären Zustand zu überführen. Dies führt zu einer gleichmäßigen Kühlelementverteilung ohne das lokal auftretende Minimum in der Statormitte. Zur realistischen Abbildung solcher Zyklen ist eine gezielte thermische Vorkonditionierung der EM erforderlich.

Die CFD-Berechnungen belegen, dass die gezielte Verteilung von Pin-Fins in Kombination mit dem Zweischichtkanal die Temperaturen bereits bei geringen Volumenströmen signifikant reduziert. Bei einem Volumenstrom von $13 \frac{1}{\text{min}}$ beträgt der Temperaturunterschied an der Kontaktfläche zwischen Stator und Kühlmantel lediglich 4 K, während bei einer Kühlschleife mit gleicher hydraulischer Leistung und somit $5 \frac{1}{\text{min}}$ ein Temperaturunterschied von 13 K auftritt.

Die Berechnungen zeigen, dass insbesondere im rechten Wickelkopfbereich höhere Temperaturen auftreten als im linken. Dies könnte auf die vereinfachte Implementierung der direkten Wärmeübertragung in Gleichung 5.10b zurückzuführen sein. Durch die Nutzung von Nusselt-Korrelationen, welche am Prüfstand aus Kapitel 5.1 untersucht werden, kann versucht werden den Wärmeübergang präziser zu modellieren. Dies ermöglicht insbesondere eine verbesserte Abbildung des hinteren Bereichs des Kühlkanals im Vergleich zur bisherigen Modellierung.

7.2.5 Generatives Design-Modell

Das Generative Design-Modell dient der automatisierten Umsetzung der in Kapitel 5.2 beschriebenen Kühlelementanzahl AKE in ein parametrisiertes CAD-Modell des Kühlkanals. Dabei wird die tatsächliche Anzahl der Kühlelemente $AKE(z_j)$ direkt in die Geometrie überführt.

Das Modell führt keine thermischen oder strömungstechnischen Berechnungen durch, sondern platziert die Kühlelemente entsprechend der berechneten Werte von AKE in den vorgegebenen Zweischichtkanal (siehe Kapitel 5.3).

Nach der Generierung kann die resultierende CAD-Geometrie für weiterführende Analysen oder Fertigungsprozesse exportiert werden. Sie lässt sich in Strömungssimulationen überführen, wodurch eine detaillierte Untersuchung der fluiddynamischen und thermischen Eigenschaften der Kühlkanäle möglich wird. Durch die vollständige Automatisierung des Generierungsprozesses kann die Kühlelementverteilung effizient angepasst werden, ohne manuelle Konstruktionsänderungen vornehmen zu müssen. Das Generative Design-Modell bildet die Schnittstelle zwischen thermischer Analyse und physikalischer Umsetzung der Kühlstruktur und stellt das Schlussglied zur praktischen Anwendung der Methode dar.

7.3 Bewertung und Ausblick

Die in dieser Arbeit entwickelte Methode zur gezielten Kühlelementverteilung adressiert die eingangs formulierten Forschungsfragen systematisch:

Bezug zu Forschungsfrage 1:

In welchem Maße kann die Verteilung von Kühlelementen in Kühlkanälen zur Reduzierung von Hotspots beitragen, und welche Anforderungen ergeben sich an deren analytische Beschreibung?

Die Ergebnisse der Validierung zeigen, dass durch die gezielte Kühlelementverteilung eine Reduktion der Temperaturgradienten um bis zu 9,6 K bei gleichbleibender hydraulischer Leistung P_{hyd} im Dauerleistungspunkt der EM erreicht werden kann. Dies belegt die Wirksamkeit der Methode zur lokalen Hotspot-Reduktion. Die analytische Beschreibung der Kühlelementverteilung basiert auf dem axialsymmetrisch segmentierten LPTM. Die Erfordernisse an die analytische Modellierung zeigen sich insbesondere in der Notwendigkeit einer feinen axialen Diskretisierung zur Erfassung lokaler Maxima im Wärmestromprofil.

Bezug zu Forschungsfrage 2:

Wie kann die Nutzung orts aufgelöster Verlustprofile $P_V(r, \theta, z)$ dazu beitragen, Kühlelemente im Kühlkanal gezielt zu platzieren, um axiale und radiale Temperaturgradienten zu reduzieren?

Durch die Verwendung orts aufgelöster Verlustprofile gelingt eine bedarfsgerechte Platzierung der Kühlelementen entlang der z-Achse, wodurch insbesondere axiale Temperaturgradienten effektiv reduziert werden. Die Ergebnisse zeigen eine deutlich homogenere Temperaturverteilung an der Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel. Durch die Methode kann der Temperaturgradient der Schnittstellen-temperatur im statischen Lastfall (Dauerleistungspunkt) um bis zu 9,6 K reduziert werden.

Bezug zu Forschungsfrage 3:

Welchen Einfluss hat die zeitliche Auflösung der Verlustprofile $P_V(r, \theta, z, t)$ bei unterschiedlichen Betriebsprofilen, wie realen oder synthetischen Fahrzyklen, auf die Verteilung der Kühlelemente?

Die Untersuchungen mit unterschiedlichen dynamischen Lastprofilen zeigen, dass die zeitliche Auflösung der Verlustprofile nur einen geringen Einfluss auf die resultierende Kühlelementverteilung hat. Die Anzahl der Kühlelemente orientiert sich primär an den gemittelten Verlustverteilungen. Dies deutet darauf hin, dass die Methode robust gegenüber Lastschwankungen ist und auch bei komplexeren Betriebszyklen verlässliche Ergebnisse liefert. Eine Auslegung auf den Dauerlastpunkt ist daher in den meisten Anwendungen ausreichend.

Fazit und Ausblick:

Die Methode stellt eine effektive Möglichkeit zur lokalen thermischen Optimierung in flüssiggekühlten EM dar. Künftig kann die Methodik durch eine Verfeinerung radialer Wärmeströme sowie eine adaptive Kühlstrukturgeometrie weiter verfeinert werden. Darüber hinaus erscheint eine Erweiterung zur gleichzeitigen Optimierung hydraulischer Parameter (z.B. Druckverlust) vielversprechend.

8 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Methode zur gezielten Verteilung von Kühlelementen in Kühlkanälen elektrischer Maschinen vorgestellt, um lokale Hotspots zu reduzieren. Die Methode wird anhand zweier Modelle mobiler Arbeitsmaschinen angewandt und untersucht.

Zu diesem Zweck werden die Mobima-Modelle unter Berücksichtigung realitätsnaher Fahrzyklen eingesetzt, um eine Bestimmung der Betriebspunkte der Maschinen zu ermöglichen. Diese Betriebspunkte bilden die Grundlage für die Berechnung orts aufgelöster Verluste, indem sie mit Verlustkennfeldern eines EM-Modells genutzt werden, welche die verschiedenen Verlustmechanismen erfassen und modellieren.

Auf Basis der orts- und zeitaufgelösten Verlustprofile wird anschließend mittels eines axial segmentierten thermischen Lumped-Parameter-Modells der EM der Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{int}}(r, \theta, z, t)$ von der EM in den Kühlmantel bestimmt.

Unter Anwendung des in dieser Arbeit entwickelten Kühlelementverteilungsmodells können diese Wärmeströme genutzt werden, um eine geeignete Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ in diskreten Kühlkanalsegmenten zu berechnen. Zur Verknüpfung von Verlusten und Kühlelementverteilung ist eine ausreichend hohe axiale Segmentierung des thermischen Modells erforderlich, um die Wärmeströme fein genug auflösen zu können. Untersuchungen hierzu zeigen, dass eine Erhöhung der Segmentanzahl zu einer genaueren Abbildung lokaler Temperaturgradienten führt. Dies ist vor allem im Übergangsbereich zwischen Stator und Wickelkopf nötig.

Aufgrund zahlreicher Vorteile für die Umsetzung der Methode wird in dieser Arbeit ein axialer Kühlkanal gewählt, in den die berechnete Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ abschließend mittels eines generativen Design-Modells integriert wird.

Die Untersuchungen dieser Arbeit zeigen, dass die analytische Verteilung der Kühlelemente Hotspots signifikant reduziert. Im Vergleich zu einer konventionellen Kühlspirale liegt die Temperaturdifferenz für die untersuchte EM im Dauerleistungspunkt bei einem Kühlmittelvolumenstrom von $5 \frac{1}{\text{min}}$ bei 20,2 K. Durch die Anwendung der entwickelten Methode und Anpassung des Kühlmantels reduziert sich diese Differenz bei gleichbleibender hydraulischer Leistung auf 10,6 K, was einer Verringerung um 9,6 K entspricht. Die hydraulische Leistung dient als Referenz, da sich durch das modifizierte Kühlkanaldesign der Strömungsquerschnitt und damit die Strömungseigenschaften ändern.

Durch die axiale Umströmung treten keine radialen Temperaturgradienten auf, sodass der verbleibende Temperaturgradient ausschließlich in axialer Richtung besteht. Die Validierung mittels CFD-Berechnungen bestätigt somit, dass die entwickelte Methode geeignet ist, durch die Kühlelementverteilung Temperaturgradienten zu reduzieren.

In den Untersuchungen wird zudem festgestellt, dass die Nutzung zeitlich aufgelöster Verlustprofile nur einen geringen Einfluss auf die Methode hat. Eine detaillierte Betrachtung einzelner Zyklen ist daher nur dann zweckmäßig, wenn dieser die Hauptanwendung darstellt und den Einsatz der Maschine maß-

geblich begrenzt. In Szenarien mit variierenden Betriebspunkten erweist sich eine Auslegung auf den Dauerleistungsfall als robuster Ansatz.

Die entwickelte Methode bietet das Potenzial, die thermische Leistungsfähigkeit elektrischer Maschinen durch eine gezielte Kühlelementverteilung zu verbessern. Aufgrund des analytischen Ansatzes ist sie effizient einsetzbar und erfordert keine aufwendigen CFD-gestützten Optimierungsrechnungen. Eine Übertragbarkeit auf andere rPSM mit vergleichbaren Kühlkanalgeometrien ist gegeben. Sollten jedoch andere Maschinenarten genutzt werden, ist ein neues Verlustmodell der EM sowie ein entsprechend angepasstes thermisches Lumped-Parameter-Modell erforderlich, da sich die Verlustverteilungen und thermischen Randbedingungen signifikant unterscheiden können.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass eine gezielte Kühlelementverteilung eine signifikante Verbesserung der thermischen Betriebsbedingungen elektrischer Maschinen ermöglicht. Insbesondere für rPSM mit hoher Leistungsdichte kann die Methode dazu beitragen, Hotspots zu vermeiden und die Leistungsfähigkeit unter Dauerlast zu erhöhen, indem nicht durch einzelne Hotspots Leistungsreduzierungen erfolgen, sondern in der EM ausgeglichene Temperaturen herrschen und somit die thermische Ausnutzung erhöht werden kann.

Für zukünftige Arbeiten bietet sich eine experimentelle Validierung der Methode an, um die theoretischen und CFD-Ergebnisse unter realen Betriebsbedingungen zu überprüfen. Zudem kann untersucht werden, ob die Kühlelementverteilung als Eingangsgröße für eine CFD-gestützte Optimierung geeignet ist, um die Berechnungszeiten zu reduzieren.

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die Verfeinerung und Verifikation des thermischen LPTM. Besonders die Modellierung des Wärmeübergangs vom Stator zum Kühlmantel sowie die Abbildung der radialen Wärmeleitung im Gehäuse könnten durch gezielte experimentelle Untersuchungen präzisiert werden.

Da die Methode bislang nur für Pin-Fins untersucht wurde, sollte sie zudem auf weitere Kühlelemente wie Dimples [DN22] übertragen werden. Gleiches gilt für die Gestaltung des Kühlkanals. Besonders die Umsetzung auf einer Kühlspirale stellt aufgrund der geometrischen Eigenschaften eine Herausforderung dar und sollte weitergehend analysiert werden.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Einbausituation von Antrieben am Beispiel eines Traktors	2
1.2	Beispiel zur Temperaturverteilung eines gängigen Kühlmanteldesigns. <i>a)</i> Kühlspirale mit unidirektionalem Kühlmittelstrom. <i>b)</i> Temperaturverteilung an der thermischen Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel (Kontaktfläche), mit deutlich erkennbaren Hotspots infolge axialer Temperaturzunahme.	3
2.1	Energieversorgung und -wandlung in einer mobilen Arbeitsmaschine	6
2.2	<i>a)</i> Geschwindigkeitsprofil und <i>b)</i> Zapfwellenleistung des DLG-Zyklus	10
2.3	Drehzahl und Drehmoment der EM eines beispielhaften ECVT im Transportzyklus T13-TUH	10
2.4	Elektrische Wechselstrommaschinen nach Art	12
2.5	Resultierende Kraft auf einen Permanentmagnet in einem aufgeprägtem Magnetfeld	13
2.6	Aufbau und leistungsbestimmende Maße in E-Maschinen, mit optionalem Verguss (gelb) und verschiedener Darstellung zur Kühlung (<i>a)</i> Wassermantel <i>b)</i> Kühlrippen)	14
2.7	Vorgehen zur Grobauslegung von EM	15
2.8	Visualisierung von Verlusten in <i>a)</i> Permanentenregten und <i>b)</i> Asynchronen EM im motorischen Betrieb	17
2.9	Einfaches LPTM mit thermischer Kapazität C_1 , Wärmequelle \dot{Q}_1 und thermischen Widerstand R_{K1-K2}	22
2.10	Bestimmung des thermischen Widerstandes zwischen Knoten $K1$ und $K2$ nach [Ky195]	22
2.11	Mehrknotenmodell einer EM basierend auf [HE22]	24
2.12	Darstellung eines einseitig beheizten ebenen Spaltes	25
2.13	Typische Wasserkühlmäntel <i>a)</i> Kühlspirale <i>b)</i> Mäander <i>c)</i> alternative Konfiguration mit zwei Einlässen und mittigem Auslass	29
2.14	Seitliche Sicht auf EM-Kühlmantel des VW eUp	29
2.15	<i>a)</i> additiv gefertigter Aluminium-Wassermantel mit alternativer Kühlstruktur des TUfast-RacingTeam <i>b)</i> Wasser-Direktkühlung in geformter Litzenwicklung <i>c)</i> Kühlung in der Nut nach [SD15]	30
2.16	<i>a)</i> zylindrische Pin-Fins nach [BV84] <i>b)</i> Ovale Pin-Fins nach [CLS94] <i>c)</i> Längliche Pins nach [KOT13]	32
2.17	Anordnung von Pin-Fins in einem Kühlkanal <i>a)</i> ausgerichtet <i>b)</i> versetzt	33
2.18	Anpassungen zylindrischer Kühlelemente zur Pin-Fin Geometrie nach [Coh16, Str21]	33
2.19	Darstellung der Grundfläche eines Pin-Fins und Hauptabmessungen nach [Str21]	34
2.20	Abstandsparameter der Pin-Fin-Verteilung	34
4.1	Modellaufbau zur Antriebsstrangsimulation des Mehrzwecktransporters	38
4.2	Darstellung des auf Fahrbereich 1 reduzierten ECVT nach Reick-Schema [Rei18] <i>a)</i> Umsetzung mit hydraulischen Variatoren <i>b)</i> Umsetzung mit elektrischen Variatoren und Energiespeicher	39

4.3	Gemessene Referenzgeschwindigkeit und Trajektorie des Fahrzeugmodells mit CVT - Belastung $0 t$	40
4.4	Drehzahlbereiche der EM1 (a) und EM2 (b) für die Zyklen aus Tabelle 4.2 (ohne Ausreißer)	41
4.5	Drehmomentbereiche der EM1 (a) und EM2 (b) für die Zyklen aus Tabelle 4.2 (ohne Ausreißer)	41
4.6	Modellaufbau des Baggermodells mit Hybrid-Struktur A nach [GBS22] im Reick-Schema [Rei18]	42
4.7	Modellaufbau des Baggermodells mit Hybrid-Struktur B nach [GBS22] im Reick-Schema [Rei18]	43
4.8	Betriebspunkte der EM2 im Schwenkwerk für drei 90° -Zyklen mit 4 s Pause zu Beginn. . . .	44
4.9	Blechschnitt der berechneten EM	46
4.10	Kupferverluste der Basismaschine	47
4.11	Eisenverluste im Stator der Basismaschine	47
4.12	Eisenverluste im Rotor der Basismaschine	48
4.13	Wirkungsgradkennfeld der Basismaschine	48
4.14	Verlustaufteilung der Basismaschine für den Dauerbetrieb (Kont.) und Kurzzeitbetrieb (30 s)	49
4.15	Geschwindigkeit des Kühlmediums für einen Volumenstrom von $\dot{V} = 5 \frac{1}{\text{min}}$	50
4.16	Temperatur der Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel, Material: AL7075	50
4.17	Ergebnisse der CFD-Simulation: Temperaturunterschiede ΔT an der Schnittstelle zwischen Gehäuse und Kühlmantel in Abhängigkeit von Volumenstrom \dot{V} und verwendetem Gehäusematerial (EOS CX, AL7075)	50
5.1	Schnittansicht des planaren Prüfstands mit Sensorpositionen	54
5.2	Messung zum Einfluss gleichmäßiger Verlustverteilung (blau) im Vergleich zu verteilten Verlusten (rot) DUT-Material: EOS CX, $\dot{V} = 5 \frac{1}{\text{min}}$, $T_{Ein} = 20^\circ\text{C}$	56
5.3	Vergleich der Messwerte mit CFD-Berechnung für verteilte Verluste nach Abb. 5.2, $\dot{V} = 5 \frac{1}{\text{min}}$, $T_{Ein} = 20^\circ\text{C}$	57
5.4	Prüfling mit verteilten Pin-Fins nach [ERKG23]	57
5.5	CFD-Simulation der Schnittstellentemperatur bei verteilten Verlusten mit Wasser-Glykol nach [ERKG23]	
	a) Kanal als Ausführung des ebenen Spaltes b) Prüfling mit verteilten Pin-Fins	
	$\dot{V} = 5 \frac{1}{\text{min}}$, $T_{Ein} = 20^\circ\text{C}$	58
5.6	Methodische Vorgehensweise zur anwendungsspezifischen Verteilung von Kühlelementen im Kühlmantel elektrischer Maschinen	59
5.7	Lage eines LPTM mit Konfiguration WK1S5 im zylindrischen Koordinatensystem	60
5.8	Darstellung unterschiedlicher Kühlkanäle im 2D-Koordinatensystem des LPTM a) axialer Mäander b) Kühlspirale c) Detailansicht der Kühlspirale	61
5.9	Axiale Kühlkanalkonfiguration	62
5.10	Konzept eines Kühlgehäuses mit axialer Kühlmittelführung	63
5.11	Modellaufteilung des thermischen Mehrknotenmodells mit variabler Segmentanzahl	64
5.12	Reihen- und Parallelschaltung von thermischen Widerständen und Wärmeflüssen	65
5.13	Aufbau des thermischen Netzwerks für eine EM vom Typ WK2S3 mit detaillierter Anbindung der Teilmodelle	65
5.14	Thermisches Modell des Rotors	66
5.15	Thermisches Teilmodell des Wickelkopfes	67
5.16	Thermisches Teilmodell des Stators	68

5.17 Zusammenhang zwischen der Segmentierung des LPTM und des Kühlelementverteilungsmodell	70
6.1 Temperaturen des <i>WK1S5</i> -LPTM im Dauerleistungspunkt $n = 4.250 \frac{1}{\text{min}}$, $M = 154 \text{ Nm}$. . .	74
6.2 Temperaturen des <i>WK1S5</i> -LPTM im Spitzenleistungspunkt $n = 4.250 \frac{1}{\text{min}}$, $M = 256 \text{ Nm}$. . .	75
6.3 Temperaturen aus dem Mehrknotenmodell im Spitzenleistungspunkt $n = 4.250 \frac{1}{\text{min}}$, $M = 256 \text{ Nm}$ mit angepasster Kupfermasse im Wickelkopf	76
6.4 Wärmestrom $\dot{Q}_{int}(z_j, t)$ für den Dauerleistungspunkt	77
6.5 Wärmestrom $\dot{Q}_{int}(z_j)$ für den Dauerleistungspunkt, $t \rightarrow \infty$	78
6.6 $\widetilde{\alpha A}(z)$ für den Dauerleistungspunkt, bezogen auf das globale Maximum von $\alpha A(z, t)$	79
6.7 Pin-Fin Anzahl $AKE(z_j)$ für den Dauerleistungspunkt	79
6.8 Konstruktionsgerecht angepasste $AKE(z_j)$ für den Dauerleistungspunkt	80
6.9 Gehäuseschnitt mit Pin-Fin-Verteilung für Dauerleistungsanforderung a) Isometrische Ansicht b) Seitenansicht	80
6.10 Betriebspunkte der EM1 und EM2 im Zyklus <i>TP470</i> - 0 t - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4	81
6.11 Verlustaufteilung in EM2 im Zyklus <i>TP470</i> - 0 t - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4	82
6.12 Temperaturen im Zyklus <i>TP470</i> - 0 t - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4	82
6.13 Wärmeströme \dot{Q}_{int} - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4	83
6.14 $\widetilde{\alpha A}(z_j)$, bezogen auf das globale Maximum von $\alpha A(z, t)$ - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4	84
6.15 $AKE(z_j)$ - Mehrzwecktransporter mit Randbedingungen aus Tabelle 6.4	84
6.16 Verlustprofil für $3 \times 90^\circ$ -Zyklus mit vorangehender Pause 4 s - Bagger mit Randbedingungen aus Tabelle 6.5	85
6.17 $\widetilde{\alpha A}(z_j)$, bezogen auf das globale Maximum von $\alpha A(z, t)$ - Bagger mit Randbedingungen aus Tabelle 6.5	86
6.18 $AKE(z_j)$ - Bagger mit Randbedingungen aus Tabelle 6.5	86
6.19 Einfluss der Segmentierung auf normierte Wärmeströme in den Kühlkanal, mit Normierung jeweils auf das Maximum der zugehörigen Kurve. Dauerleistungspunkt mit Randbedingungen aus Tabelle 6.6	88
6.20 Einfluss der Segmentierung auf Absoluttemperaturen in der Wicklung Dauerleistungspunkt mit Randbedingungen aus Tabelle 6.6	88
6.21 Einfluss der Segmentierung auf Wärmeströme a) Konzentrierte Verluste b) verteilte Verluste	89
6.22 Einfluss der axialen Segmentierung auf die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$	90
6.23 Einfluss der Wärmeleitung im Gehäuse auf die Wärmeströme $\dot{Q}_{int}(z_j)$ anhand des <i>WK5S23</i> -Modells mit unterschiedlichen Gehäusematerialien (Al7075, EOS CX)	91
6.24 Einfluss der Wärmeleitung im Gehäuse auf die Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ anhand des <i>WK5S23</i> -Modells mit unterschiedlichen Gehäusematerialien (Al7075, EOS CX)	92
6.25 Kühlelementverteilung $AKE(z_j)$ für $\dot{V} = 5 \frac{1}{\text{min}}$, mit Randbedingungen aus Tabelle 6.8	93
6.26 Auswirkung von unterschiedlichen Volumenströmen auf $AKE(z_j)$ a) Vergleich b) Differenz der $AKE(z_j)$, mit Randbedingungen aus Tabelle 6.8	93

7.1	Modell des Zweischichtkanals für die CFD Berechnung a) Schnitt des Kühlmantels b) Schnittstellentemperatur für Dauerleistung ($\dot{Q} = 3.450 \text{ W}$, $\dot{V} = 17 \frac{1}{\text{min}}$, $\Delta p = 190 \text{ Pa}$)	97
7.2	$AKE(z_j)$ für die Arbeitszyklen des Mehrzwecktransporter der EM1, $\dot{V} = 17 \frac{1}{\text{min}}$, Dauerleistung	97
7.3	Temperaturverteilung im Zweischichtkanal mit Pin-Fins mit Randbedingungen aus Tabelle 7.2 a) $\dot{V} = 11,2 \frac{1}{\text{min}}$ b) $\dot{V} = 22 \frac{1}{\text{min}}$	98
C.1	Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im Zyklus <i>TP470 - 0t</i>	137
C.2	Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im Zyklus <i>TP470 - 3t</i>	137
C.3	Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im Zyklus <i>Z10 - M40</i>	138
C.4	Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im Zyklus <i>Z13 - TUH</i>	138
C.5	Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im Zyklus <i>Z14 - TCR</i>	138
D.1	Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im 90°-Zyklus - Struktur A	139
D.2	Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1, EM2, EM3 im 90°-Zyklus - Struktur B	139

Tabellenverzeichnis

1.1	Vergleich der Kühlkonfigurationen nach verschiedenen Kriterien in Anlehnung an [Eps20]	3
2.1	Elektrifizierte mobile Arbeitsmaschinen sortiert nach Dauerleistung P_{nem}	9
2.2	Isolationsklassen E-N nach DIN EN 60085	20
2.3	Aufführung beispielhafter LPTM mit unterschiedlicher Tiefe und deren Fokus	23
4.1	Parameter für das umgesetzte Fahrzeugmodell des Aebi TP470 Mehrzwecktransporters	39
4.2	Verwendete Zyklen für die Betriebspunktbestimmung aus Messungen und dem DLG-Zyklus [DLG24]	40
4.3	Ziel-Eckdaten der E-Maschine	45
4.4	Geometrische Daten der berechneten EM nach [HE22, Gru16]	45
4.5	Randbedingungen zur Betrachtung CFD-Berechnung der Kühlspirale	49
4.6	Referenzwerte der Kühlspirale für die weitere Betrachtung	51
5.1	Verluste und geometrische Parameter der betrachteten EM nach [ERKG23]	55
5.2	Randbedingungen zur Betrachtung des <i>ebenen Spalts</i>	55
5.3	Pin-Fin Parameter	57
5.4	Parameter für das Rotormodell der Basismaschine	66
5.5	Parameter für das Teilmodelle der Wickelköpfe der Basismaschine	67
5.6	Parameter für die Teilmodelle des Stators der Basismaschine	68
6.1	Randbedingungen für Dauer- und Spitzenleistung nach [HE22]	74
6.2	Vergleich der Gewichte zwischen HEMSEN [HE22] und der Basismaschine dieser Arbeit	75
6.3	Randbedingungen für die Pin-Fin-Verteilung bei Dauerbetrieb	77
6.4	Randbedingungen der Pin-Fin-Verteilung für den Mehrzwecktransporter	80
6.5	Randbedingungen für die Pin-Fin-Verteilung im 90°-Zyklus	85
6.6	Randbedingungen für die Berechnungen zur Untersuchung des Diskretisierungsfehlers	87
6.7	Randbedingungen für die Untersuchung der Gehäusemodellierung	91
6.8	Randbedingungen für die Untersuchung des Volumenstroms	92
7.1	Vergleich der Referenzwerte der Kühlspirale und der Werte des ZK bei gleichem Druckverlust	96
7.2	Randbedingungen der CFD-Berechnung zur Bewertung des Kühlkanals ohne Kühlelemente (ZK)	96
7.3	Temperaturwerte für die Spirale und den ZK bei gleicher hydraulischer Leistung	97
7.4	Vergleich der Referenzwerte der Spirale, des ZK und des ZK mit PF bei gleichem Druckverlust	98
7.5	Temperaturwerte für die Spirale und den ZK bei gleicher hydraulischer Leistung	99
7.6	Temperaturwerte für die Spirale und den ZK bei unterschiedlichen hydraulischen Leistungen	99
A.1	Materialeigenschaften Aluminium AL7075 bei 20 °C [Thy24]	133
A.2	Ermittelte thermophysikalische Materialeigenschaften für EOS CX bei 20 °C	133

B.1	Geometrische Daten des Rotor- und Statorblechschnitts	135
B.2	Radiale und axiale Abmessungen der betrachteten EM	136
B.3	Wicklungsparameter der betrachteten EM	136

Formelverzeichnis

2.1	Magnetfeldstärke in Abhängigkeit von Strom und Windungszahl	13
2.2	Hebelgesetz	13
2.3	Einflussgrößen auf das Drehmoment einer EM	13
2.4	Berechnung des Drehmoments anhand der Leistungsziffer, Drehschub und Strombelag . .	15
2.5	Leistung in Abhängigkeit des Drehschubs	15
2.6	Verluste in elektrischen Maschinen	16
2.7	Verluste: Kupferverluste in der Wicklung	16
2.8	Verluste: Kupferverluste in der Wicklung	17
2.9	Hystereseverluste im Elektroblech	17
2.10	Wirbelstromverluste im Elektroblech	18
2.11	Eisenverluste als Kombination der Hysterese und Wirbelstromverluste	18
2.12	Beschreibung der Elemente eines LPM	20
2.13	Verharrungstemperatur mit gegebener Verlustleistung und Wärmeübergang	20
2.14	Berechnung der thermischen Kapazität	21
2.15	Thermischer Widerstand in LPTM	22
2.16	Abtransportierter Wärmestrom eines Fluids	26
2.17	Newton'sches Wärmeübertragungsgesetz	26
2.18	Bestimmung der Reynolds- und Prandtl-Zahl	26
2.19	Berechnung des Wärmeübergangskoeffizient	26
2.20	Wärmeübergangskoeffizient bei erzwungener Konvektion nach [Gni13b]	27
2.21	Berechnung des Druckverlusts in Rohren unter Berücksichtigung des Darcy-Weissbach-Reibungskoeffizienten	27
2.22	Darcy-Reibungskoeffizienten	27
2.23	Berechnung der Dean-Zahl	27
2.24	Bestimmung des Reibungskoeffizienten anhand der Dean-Zahl	27
2.25	Hydraulische Leistung unter Berücksichtigung der Reibungskoeffizienten	28
2.26	Formeln zur Pin-Fin-Berechnung	33
5.1	Berechnung der Kühlkanalsegmente anhand der Pin-Fin-Parameter	62
5.2	Anzahl Segmente im Kühlkanal	64
5.3	Verschaltung thermischer Widerstände in LPT-Modellen	64
5.4	Segmentierung von Verlusten und Wärmekapazitäten in LPT-Modellen	65
5.5	Verluste in Wickelkopfteilsegmenten	66
5.6	Abschnittsweise Temperaturberechnung des Kühlmediums	69
5.7	Bestimmung der Anzahl der Kühlkanalsegmente	69
5.8	Wärmestromdichte an der Schnittstelle zwischen Stator und Kühlmantel	70
5.9	Integration des Wärmestroms eines Kühlkanalsegments	70
5.10	Bestimmung der Fluidtemperatur in den Kühlkanalsegmenten	70

5.11	Bestimmung der nötigen Wärmeübertragung anhand des Wärmestroms und Fluidtemperatur	71
5.12	Bestimmung der Fluidaustrittstemperatur aus einen Kühlkanalsegment	71
5.13	Normierung des αA	71
5.14	Berechnung der Kühlelementanzahl $AKE(z_j, t)$	71
5.15	Anpassung von $AKE(z_j)$ auf die Anzahl radialer Kühlkanalsegmente	72
5.16	CAD-Diskretisierung	72
6.1	Segmentierung thermischer Mehrknotenmodelle	89
7.1	Parallelschaltung thermischer Widerstände	101

Literaturverzeichnis

- [Acq21] ACQUAVIVA, A.: *High performance cooling of traction brushless machines*. Göteborg, Chalmers University of Technology, (Dissertation), 2021
- [Agr25] AGRICULTURAL INDUSTRY ELECTRONICS FOUNDATION E.V.: *Electrification of agricultural machinery*.
https://www.aef-online.org/fileadmin/user_upload/Content/pdfs/AEF_HV_EN.pdf, Zugriff: 14.01.2025
- [Al-18] AL-NEAMA, A. F. M.: *Serpentine Minichannel Liquid-Cooled Heat Sinks for Electronics Cooling Applications*. Leeds, University of Leeds, (Dissertation), 2018
- [ALA25] ALAMO GROUP AGRICULTURE FRANCE SAS: *E-Kastor | Rousseau*.
<https://rousseau-web.com/en/products/electric-range/e-kastor>, Zugriff: 06.02.2025
- [AWG⁺19] ACQUAVIVA, A. ; WALLMARK, O. ; GRUNDITZ, E. A. ; LUNDMARK, S. T. ; THIRINGER, T.: Computationally Efficient Modeling of Electrical Machines With Cooling Jacket. In: *IEEE Transactions on Transportation Electrification* 5 (2019), Nr. 3, S. 618–629.
<http://dx.doi.org/10.1109/TTE.2019.2936122>. – DOI: 10.1109/TTE.2019.2936122. – ISSN 2332–7782
- [Bau19] BAUER, D.: *Verlustanalyse bei elektrischen Maschinen für Elektro- und Hybridfahrzeuge zur Weiterverarbeitung in thermischen Netzwerkmodellen*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2019 (Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart). – ISBN 978–3–658–24272–5 978–3–658–24271–8
- [Bau24] BAUMÜLLER: *Wassergekühlte Elektromotoren | Funktionsweise & Vorteile*.
<https://www.baumueller.com/de/insights/antriebstechnik/wassergekuehlte-elektromotoren>, Zugriff: 05.03.2024
- [BCPV06] BOGLIETTI, A. ; CAVAGNINO, A. ; PARVIS, M. ; VALLAN, A.: Evaluation of radiation thermal resistances in industrial motors. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 42 (2006), Nr. 3, S. 688–693. <http://dx.doi.org/10.1109/TIA.2006.873655>. – DOI: 10.1109/TIA.2006.873655. – ISSN 1939–9367
- [BCS04] BOGLIETTI, A. ; CAVAGNINO, A. ; STATON, D.: TEFC induction motors thermal models: a parameter sensitivity analysis. In: *Conference Record of the 2004 IEEE Industry Applications Conference, 2004. 39th IAS Annual Meeting*. Bd. 4, 2004, S. 2469–2476
- [BCS08a] BOGLIETTI, A. ; CAVAGNINO, A. ; STATON, D.: Determination of Critical Parameters in Electrical Machine Thermal Models. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 44 (2008), Nr. 4, S. 1150–1159. <http://dx.doi.org/10.1109/TIA.2008.926233>. – DOI: 10.1109/TIA.2008.926233. – ISSN 1939–9367

- [BCS⁺08b] BOGLIETTI, A. ; CAVAGNINO, A. ; STATON, D. A. ; POPESCU, M. ; COSSAR, C. ; MCGILP, M. I.: End Space Heat Transfer Coefficient Determination for Different Induction Motor Enclosure Types. In: *2008 IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*, 2008. – ISSN 0197–2618, S. 1–8
- [BCS⁺09] BOGLIETTI, A. ; CAVAGNINO, A. ; STATON, D. ; SHANEL, M. ; MUELLER, M. ; MEJUTO, C.: Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machines. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 56 (2009), Nr. 3, S. 871–882.
<http://dx.doi.org/10.1109/TIE.2008.2011622>. – DOI: 10.1109/TIE.2008.2011622. – ISSN 1557–9948
- [Ber85a] BERTOTTI, G.: Physical interpretation of eddy current losses in ferromagnetic materials. I. Theoretical considerations. In: *Journal of Applied Physics* 57 (1985), Nr. 6, S. 2110–2117.
<http://dx.doi.org/10.1063/1.334404>. – DOI: 10.1063/1.334404. – ISSN 0021–8979
- [Ber85b] BERTOTTI, G.: Physical interpretation of eddy current losses in ferromagnetic materials. II. Analysis of experimental results. In: *Journal of Applied Physics* 57 (1985), Nr. 6, S. 2118–2126. <http://dx.doi.org/10.1063/1.334405>. – DOI: 10.1063/1.334405. – ISSN 0021–8979, 1089–7550
- [Ber15] BERLENZ, S.: *Potentialanalyse bedarfsgerecht betriebener Nebenaggregate an einem Off-Highway-Motor*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie, (Dissertation), August 2015
- [BK62] BECKER, K. M. ; KAYE, J.: Measurements of Diabatic Flow in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder. In: *Journal of Heat Transfer* 84 (1962), Nr. 2, S. 97–104.
<http://dx.doi.org/10.1115/1.3684335>. – DOI: 10.1115/1.3684335. – ISSN 0022–1481, 1528–8943
- [BKP24] BLANKEN, N. ; KEUTER, R. J. ; PONICK, B.: Stator Slot Design Guidelines for Concentrated Windings with Direct Liquid Cooling Channels for Electrified Aviation. In: *2024 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2024. – ISSN 2473–2087, S. 1–7
- [BL17] BERGMAN, T. L. ; LAVINE, A. S. ; INCROPERA, F. P. (Hrsg.) ; DEWITT, D. P. (Hrsg.): *Incropera's principles of heat and mass transfer*. 8th edition, global edition. Hoboken, NJ : Wiley, 2017. – ISBN 1–119–38291–2
- [BMW14] BMW GROUP UNIVERSITY: *BMW i3 - Technical Training*.
https://ia801005.us.archive.org/11/items/BMWTechnicalTrainingDocuments/ST1403a%-20I120Complete%20Vehicle/01_I01%20Product%20Presentation.pdf, Zugriff: 07.01.2014
- [Bob25] BOBCAT COMPANY: *Electric Compact Equipment: The Future is Today - Bobcat Company*. <https://www.bobcat.com/na/en/equipment/electric-equipment>, Zugriff: 06.02.2025
- [Bol18] BOLTE, E.: *Elektrische Maschinen: Grundlagen · Magnetfelder · Erwärmung · Funktionsprinzipien · Betriebsarten · Einsatz · Entwurf · Wirtschaftlichkeit*. 2. Aufl. 2018. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2018.
<http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-54688-8>. – ISBN 978–3–662–54688–8

- [BOWG13] BERLENZ, S. ; OTTO, F. ; WAGNER, U. ; GEIMER, M.: Verbrauchsreduzierung durch Drehzahlentkopplung von Nebenaggregaten an mobilen Arbeitsmaschinen. In: GEIMER, M. (Hrsg.) ; SYNEK, P.-M. (Hrsg.) ; INSTITUT FÜR FAHRZEUGSYSTEMTECHNIK (Hrsg.): *Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen: 4. Fachtagung [des VDMA und des Karlsruher Instituts für Technologie], 20. Februar 2013, Karlsruhe*. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, Januar 2013 (Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik). – ISBN 978–3–86644–970–1, S. 37–47
- [Bre23] BREU, W.: Helios im Verbundprojekt H2 Agrar. Version: Januar 2023. <http://dx.doi.org/10.5445/KSP/1000152966>. In: *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen: 9. Fachtagung, Karlsruhe, 28. Februar 2022* Bd. Band 106. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, Januar 2023. – DOI: 10.5445/KSP/1000152966. – ISBN 978–3–7315–1260–8, S. 175–184
- [BSMF85] BERTOTTI, G. ; SCHINO, G. ; MILONE, A. ; FIORILLO, F.: On the effect of grain size on magnetic losses of 3% non-oriented SiFe. In: <http://dx.doi.org/10.1051/jphyscol:1985671> 46 (1985). <http://dx.doi.org/10.1051/jphyscol:1985671>. – DOI: 10.1051/jphyscol:1985671
- [BV84] BRIGHAM, B. A. ; VANFOSSEN, G. J.: Length to Diameter Ratio and Row Number Effects in Short Pin Fin Heat Transfer. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 106 (1984), Nr. 1, S. 241–244. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3239541>. – DOI: 10.1115/1.3239541. – ISSN 0742–4795
- [CB10] CHOWDHURY, S. ; BASKI, P. K.: A simple lumped parameter thermal model for electrical machine of TEFC design. In: *Power electronics, drives and energy systems (PEDES) & 2010 power india, 2010 joint international conference on, IEEE, 2010*, S. 1–7
- [CB22] CHOI, G. ; BRAMERDORFER, G.: Comprehensive Design and Analysis of an Interior Permanent Magnet Synchronous Machine for Light-Duty Passenger EVs. In: *IEEE Access* 10 (2022), S. 819–831. <http://dx.doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3137897>. – DOI: 10.1109/ACCESS.2021.3137897
- [Chv22] CHVOJKA, J.: *Modelling and analysis of losses in a permanent magnet synchronous motor*. Espoo, Finland, Aalto Universität, Masterarbeit, April 2022
- [CLS94] CHAPMAN, C. ; LEE, S. ; SCHMIDT, B.: Thermal performance of an elliptical pin fin heat sink. In: *Proceedings of 1994 IEEE/CHMT 10th Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM)*, 1994, S. 24–31
- [CNH23] CNH INDUSTRIAL N.V.: *New Holland, T4 Electric Power*. <https://agriculture.newholland.com/de-de/europe/die-new-holland-welt/news/2023/new-holland-prasentier-auf-der-agritechnica-2023-den-t4-electric-power>, Zugriff: 26.09.2023
- [CNH25a] CNH INDUSTRIAL AMERICA LLC: *CASE 580EV Electrified Backhoe Loader | CASE*. <https://www.casece.com/en-us/northamerica/products/backhoe-loaders/580ev>, Zugriff: 06.02.2025
- [CNH25b] CNH INDUSTRIAL AMERICA LLC: *Electric Wheel Loader 12EV | CASE EU*. <https://www.casece.com/en/europe/products/loaders/f-series-evolution-compact-wheel-loaders/12ev>, Zugriff: 06.02.2025

- [CO08] CEZARIO, C. A. ; OLIVEIRA, A. A. M.: Electric motor internal fan system CFD validation. In: *2008 18th International Conference on Electrical Machines*. Vilamoura, Portugal : IEEE, September 2008. – ISBN 978–1–4244–1735–3, S. 1–6
- [Coh16] COHEN, J. H.: *Development of novel tapered pin fin geometries for additive manufacturing of compact heat exchangers*. Austin, University of Texas, Masterarbeit, August 2016
- [Dea27] DEAN, W.: XVI. Note on the motion of fluid in a curved pipe. In: *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science* 4 (1927), Nr. 20, S. 208–223. <http://dx.doi.org/10.1080/14786440708564324>. – DOI: 10.1080/14786440708564324. – ISSN 1941–5982
- [Dea28] DEAN, W.: LXXII. The stream-line motion of fluid in a curved pipe (Second paper). In: *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science* 5 (1928), Nr. 30, S. 673–695. <http://dx.doi.org/10.1080/14786440408564513>. – DOI: 10.1080/14786440408564513. – ISSN 1941–5982
- [Deu08] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN EN 60034-2-1: Rotating electrical machines - Part 2-1: Standard methods for determining losses and efficiency from tests (excluding machines for traction vehicles)*. Berlin, August 2008
- [Deu09] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN 60404-2: Magnetic materials - Part 2: Methods of measurement of the magnetic properties of electrical steel strip and sheet by means of an Epstein frame*. 2009
- [Deu21] DEUTSCHE GESETZLICHE UNFALLVERSICHERUNG E.V. (DGUV): *DGUV Information 209-093*. https://www.bghm.de/fileadmin/user_upload/Arbeitsschuetzer/Gesetze-Vorschriften/Informationen/209-093.pdf, August 2021
- [DLG24] DLG TESTSERVICE GMBH: *DLG-PowerMix*. <https://www.dlg.org/en/tests/agricultural-technology-and-farm-inputs/dlg-powermix>, Zugriff: 18.12.2024
- [DN22] DOBSAKOVA, L. ; NGUYEN, T. D.: Cooling ability of smooth and dimpled surfaces. In: *Journal of Physics: Conference Series* 2382 (2022), Nr. 1. <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/2382/1/012020>. – DOI: 10.1088/1742–6596/2382/1/012020. – ISSN 1742–6588, 1742–6596
- [Dop20] DOPPELBAUER, M.: *Grundlagen der Elektromobilität: Technik, Praxis, Energie und Umwelt*. 1st ed. 2020. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden; Imprint Springer Vieweg, 2020 (Springer eBook Collection). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-29730-5>. – ISBN 978–3–658–29730–5
- [DPP20] DI, C. ; PETROV, I. ; PYRHÖNEN, J.: 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)* Bd. 1, 2020. – ISSN 2381–4802, S. 854–859
- [Dre20] DRESCHER, U.: *Innengekühlte Hohldrähte verdoppeln die Leistungsdichte von E-Motoren*. <https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/innengekuehlte-hohldraehte-verdoppeln-die-leistungsdichte-von-e-motoren-a-963061/>, Zugriff: 14.09.2020

- [EDAS13] ENGSTLE, A. ; DEIML, M. ; ANGERMAIER, A. ; SCHELTER, W.: 800 Volt für Elektrofahrzeuge Eine applikationsgerechte Spannungslage. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 115 (2013), Nr. 9, S. 688–693.
<http://dx.doi.org/10.1007/s35148-013-0245-6>. – DOI: 10.1007/s35148-013-0245-6. – ISSN 2192–8800
- [EKRG23] ELLENRIEDER, C. ; KAUFMANN, A. ; REICK, B. ; GEIMER, M.: Thermophysical Property Measurements with the Finite Bar. In: *Applied Sciences* 13 (2023), Nr. 18, S. 10371–10384.
<http://dx.doi.org/10.3390/app131810371>. – DOI: 10.3390/app131810371
- [EOS24] EOS GMBH: *Datenblatt EOS StainlessSteel CX*.
<https://www.eos.info/metal-solutions/metal-materials/data-sheets/mds-eos-stainlesssteel-cx>, Zugriff: 05.04.2024
- [Eps20] EPSKAMP, T.: *Steigerung der Leistungsdichte von Traktionsantrieben und Aufbau einer hochdrehenden Asynchronmaschine*, Karlsruher Institut für Technologie, (Dissertation), Januar 2020. <http://dx.doi.org/10.5445/IR/1000117913>. – DOI: 10.5445/IR/1000117913
- [ERG21] ELLENRIEDER, C. ; REICK, B. ; GEIMER, M.: Cooling of high power density electrical drive units for mobile machinery. In: ARBEITSMASCHINEN, W. V. F. M. (Hrsg.): *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen : 8. Fachtagung, 23. Februar 2021, Karlsruhe*. KIT Scientific Publishing, 2021, S. 71–90
- [ERKG22] ELLENRIEDER, C. ; REICK, B. ; KAUFMANN, A. ; GEIMER, M.: Optimization of Water Cooling for High Power Density Electrical Machines. Version: 2022.
<http://dx.doi.org/10.4271/2022-24-0007>. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2022 (SAE Technical Paper Series). – DOI: 10.4271/2022-24-0007, S. 1–8
- [ERKG23] ELLENRIEDER, C. ; REICK, B. ; KAUFMANN, A. ; GEIMER, M.: Distribution of Cooling Structures in Water Cooled Electrical Machines Using Localized Loss Profiles. Version: 2023. <http://dx.doi.org/10.4271/2023-24-0126>. In: *SAE Technical Paper*. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2023. – DOI: 10.4271/2023-24-0126, S. 1–10
- [FBGŁ20] FEIKUS, F. J. ; BERNSTEINER, P. ; GUTIÉRREZ, R. F. ; ŁUSZCZAK, M.: Weiterentwicklungen bei Gehäusen von Elektromotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 81 (2020), Nr. 3, S. 42–47.
<http://dx.doi.org/10.1007/s35146-019-0180-5>. – DOI: 10.1007/s35146-019-0180-5. – ISSN 0024–8525
- [Fec18] FECKE, M.: *Bewertung der Energieeffizienz von Baumaschinen mithilfe einer praxisnahen Lastzyklusentwicklung für einen In-Situ-Test*, Bergische Universität Wuppertal, (Dissertation), Juli 2018
- [Fei13] FEIDER, M.: Vom Labor in die Praxis: Elektrische Antriebe auf dem Feld. In: GEIMER, M. (Hrsg.) ; SYNEK, P.-M. (Hrsg.) ; INSTITUT FÜR FAHRZEUGSYSTEMTECHNIK (Hrsg.): *Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen: 4. Fachtagung [des VDMA und des Karlsruher Instituts für Technologie]*, 20. Februar 2013, Karlsruhe. Karlsruhe : KIT

- Scientific Publishing, Januar 2013 (Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik). – ISBN 978-3-86644-970-1, S. 125-134
- [Fer09] FERHADBEGOVIC, B.: *Entwicklung und Applikation eines instationären Reifenmodells zur Fahrdynamiksimulation von Ackerschleppern*, Universität Hohenheim, (Dissertation), 2009
- [FN22] FISCHER, R. ; NOLLE, E.: *Elektrische Maschinen: Aufbau, Wirkungsweise und Betriebsverhalten*. 18., neu bearbeitete Auflage. München : Hanser, 2022 (Hanser eLibrary). <http://dx.doi.org/10.3139/9783446469389>. – ISBN 978-3-446-46912-9
- [Fri23] FRIES, S.: e100 – Vom Prototyp zur Serienreife. Version: 2023. <http://dx.doi.org/10.5445/KSP/1000152966>. In: GEIMER, M. (Hrsg.): *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen: 9. Fachtagung, Karlsruhe, 28. Februar 2022* Bd. Band 106. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2023. – DOI: 10.5445/KSP/1000152966. – ISBN 978-3-7315-1260-8, S. 37-48
- [Fri25] FRITZ FAULHABER GMBH & CO. KG: *FAULHABER Drive Calculator starten*. <https://www.faulhaber.com/de/drive-calculator/fdc/>, Zugriff: 05.02.2025
- [GBS22] GEIMER, M. ; BARGEN, N. ; SHENOY, P.: Erforschung von Hybridisierungsmaßnahmen am Beispiel eines Hydraulikbaggers / Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen. 2022 (3-4332.62-KIT/13). – Forschungsbericht. – 83 S.
- [Gei20] GEIMER, M. ; GEIMER, M. (Hrsg.): *Mobile Working Machines*. Warrendale, Pa. : SAE International, 2020 (Society of Automotive Engineers. Electronic publications). <http://dx.doi.org/10.4271/9780768094329>. – ISBN 978-0-7680-9954-6
- [GHVP21] GREEN, S. ; HOLMSTOCK, N. ; VERVECKEN, L. ; PAULUS, G.-J.: Optimised thermal management in semiconductor fabrication using AI-enabled generative design and Additive Manufacturing / Diabatixnv. 2021 (Vol. 7 No. 2). – Forschungsbericht. – 14 S.
- [GK21] GRONWALD, P.-O. ; KERN, T. A.: Traction Motor Cooling Systems: A Literature Review and Comparative Study. In: *IEEE Transactions on Transportation Electrification* 7 (2021), Nr. 4, S. 2892-2913. <http://dx.doi.org/10.1109/TTE.2021.3075844>. – DOI: 10.1109/TTE.2021.3075844. – ISSN 2332-7782
- [GM16] GHOBADI, M. ; MUZYCHKA, Y. S.: A Review of Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Laminar Flow in Curved Circular Ducts. In: *Heat Transfer Engineering* 37 (2016), Nr. 10, S. 815-839. <http://dx.doi.org/10.1080/01457632.2015.1089735>. – DOI: 10.1080/01457632.2015.1089735. – ISSN 0145-7632, 1521-0537
- [Gni78] GNIELINSKI, V.: Gleichungen zur Berechnung des Wärmeübergangs in querdurchströmten einzelnen Rohrreihen und Rohrbündeln. In: *Forschung im Ingenieurwesen A* 44 (1978), Nr. 1, S. 15-25. <http://dx.doi.org/10.1007/BF02560750>. – DOI: 10.1007/BF02560750. – ISSN 1434-0860
- [Gni13a] In: GNIELINSKI, V.: *Querumströmte einzelne Rohrreihen und Rohrbündel*. 11., bearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2013 (Springer eBook Collection). – ISBN 978-3-642-19981-3, S. 819-823

- [Gni13b] GNIELINSKI, V.: Wärmeübertragung im konzentrischen Ringspalt und im ebenen Spalt. Version: 11., bearb. und erw. Aufl., 2013.
<http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>. In: *VDI-Wärmeatlas*. 11., bearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2013 (Springer eBook Collection). – DOI: 10.1007/978-3-642-19981-3. – ISBN 978-3-642-19981-3, S. 793–803
- [Gru16] GRUNDITZ, E. A.: *Design and assesment of battery electric vehicle powertrain, with respect to performance, energy consumption and electric motor thermal capability*. Göteborg, Sweden, Chalmers University of Technology, (Dissertation), Januar 2016
- [GS15] GEIMER, M. ; SCHERER, P.: *TEAM – Entwicklung von Technologien für energiesparende Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen – Themenschwerpunkt 1 - Ermittlung der energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen*. 2015
- [HCH12] HOWEY, D. A. ; CHILDS, P. R. N. ; HOLMES, A. S.: Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 59 (2012), Nr. 3, S. 1367–1375. <http://dx.doi.org/10.1109/TIE.2010.2100337>. – DOI: 10.1109/TIE.2010.2100337. – ISSN 0278–0046, 1557–9948
- [HE22] HEMSEN, J. ; ECKSTEIN, L.: A Thermal Model for the Comparison of Cooling Concepts of Synchronous Machines for Traction Applications. Version: September 2022.
<http://dx.doi.org/10.4271/2022-24-0005>. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, September 2022 (SAE Technical Paper Series). – DOI: 10.4271/2022–24–0005, S. 1–13
- [Hec15] HECKMANN, M.: *Vergleichende Untersuchungen an hydraulischen und elektrischen Achsantrieben für mobile Arbeitsmaschinenunter Berücksichtigung betriebstypischer Einsatzbedingungen*. München, Technische Universität München, (Dissertation), Januar 2015
- [Hei22] HEINZ, L.: *Systematische Untersuchung von Kühlstrukturen in wassergekühlten elektrischen Maschinen*. Weingarten, Hochschule Ravensburg-Weingarten, Masterarbeit, August 2022
- [HHK⁺23] HEIDT, C. ; HELMS, H. ; KRÄÜCK, J. ; MÜNCH, F. ; WELLER, K. ; HAUSBERGER, S. ; DIEGMANN, V. ; WURSTHORN, H. ; LATT, C.: Fortentwicklung der Verordnung (EU) Nr. 2016/1628 für Mobile Maschinen und Geräte - NRMM (Non Road Mobile Machinery) / Umweltbundesamt. 2023 (53/2023). – Abschlussbericht. – 139 S.
- [HL19] HRUSKA, K. ; LAKSAR, J.: A comprehensive approach to calculation of permanent magnet losses. In: *2019 21st European Conference on Power Electronics and Applications (EPE '19 ECCE Europe)*, 2019, S. 1–9
- [HNM⁺19] HUANG, J. ; NAINI, S. S. ; MILLER, R. ; RIZZO, D. ; SEBECK, K. ; SHURIN, S. ; WAGNER, J.: A Hybrid Electric Vehicle Motor Cooling System—Design, Model, and Control. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 68 (2019), Nr. 5, S. 4467–4478.
<http://dx.doi.org/10.1109/TVT.2019.2902135>. – DOI: 10.1109/TVT.2019.2902135. – ISSN 0018–9545
- [HP21] HINRICHSSEN, H. ; PLASSMANN, M.: Der Weg zum elektrifizierten Radlader – ein Praxisbeispiel. Version: Januar 2021.

- <http://dx.doi.org/10.5445/KSP/1000127640>. In: ARBEITSMASCHINEN, W. V. F. M. (Hrsg.): *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen* : 8. Fachtagung, 23. Februar 2021, Karlsruhe. KIT Scientific Publishing, Januar 2021. – DOI: 10.5445/KSP/1000127640, S. 35–46
- [HPNE13] HUBER, A. ; PFITZNER, M. ; NGUYEN-XUAN, T. ; ECKSTEIN, F.: Effiziente Strömungsführung im Wassermantel elektrischer Antriebsmaschinen. In: *ATZelektronik* 8 (2013), Nr. 6, S. 478–485. <http://dx.doi.org/10.1365/s35658-013-0370-8>. – DOI: 10.1365/s35658-013-0370-8. – ISSN 1862–1791
- [HSF16] HAGEDORN, J. ; SELL-LE BLANC, F. ; FLEISCHER, J.: *Handbuch der Wickeltechnik für hocheffiziente Spulen und Motoren*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2016. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-49210-9>. – ISBN 978–3–662–49209–3 978–3–662–49210–9
- [Ing13] INGENIEURE, V. D.: *VDI-Wärmeatlas*. 11., bearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2013 (Springer eBook Collection). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>. – ISBN 978–3–642–19981–3
- [ISO22] ISO: *Traktoren und Maschinen für die Land- und Forstwirtschaft - Elektrische Hochleistungsschnittstelle 700 V DC / 480 V AC*. Oktober 2022
- [JGS06] JOHO, R. ; GINET, C. ; SCHLEUSSINGER, A.: Elektrische Maschinen, Insbesondere Generatoren: Supraleiter-Technologie Im Wettbewerb Mit Verbesselter Konventioneller Technologie / Bundesamt für Energie BFE. Birr, CH, Oktober 2006. – Abschlussbericht. – 27 S.
- [Jor24] JORDAN, H.: Die ferromagnetischen Konstanten für schwache Wechselfelder. *Elektr. Nachr. Techn.* 1 (1924), S. 8
- [Kae25] KAESSBOHRER GELÄNDEFAHRZEUG AG: *PistenBully 100 E*. <https://www.pistenbully.com/en/snow-groomers/pistenbully-100e>, Zugriff: 05.02.2025
- [Kar17] KARRAS, N.: *Optimierung der Wärmeabfuhr eines Fahrzeug-Elektromotors und Auswirkungen auf den Gesamtkühlkreislauf*. Stuttgart, Springer Fachmedien Wiesbaden, (Dissertation), Januar 2017. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-17804-8>. – DOI: 10.1007/978–3–658–17804–8
- [KH05] KLONTZ, K. W. ; H., L.: Reducing core loss of segmented laminations. In: *SMMA fall technical conference*. St. Louis, USA, 2005, S. 1–7
- [Kip08] KIPP, B.: *Analytische Berechnung thermischer Vorgänge in permanentmagneterregten Synchronmaschinen*. Hamburg, Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg, (Dissertation), 2008
- [KKG13] KUEHBACHER, D. ; KELLETER, A. ; GERLING, D.: An improved approach for transient thermal modeling using lumped parameter networks. In: *2013 International Electric Machines & Drives Conference*, 2013, S. 824–831
- [Kli06] KLINGER, F.: *Verfahren zur kühlung der wicklungen elektrischer maschinen*. Saarbrücken,, 2006

- [KLR⁺19] KOMEZA, K. ; LEFIK, M. ; ROGER, D. ; JUSZCZAK, E. N. ; ELMADAH, H. ; NAPIERALSKI, P. ; TAKORABET, N.: High Temperature Permanent Magnet Synchronous Machine Analysis of Thermal Field. In: *Open Physics* 17 (2019), Nr. 1, S. 631–642. <http://dx.doi.org/10.1515/phys-2019-0065>. – DOI: 10.1515/phys-2019-0065. – ISSN 2391–5471
- [KNN⁺23] KEUTER, R. J. ; NIEBUHR, F. ; NOZINSKI, M. ; KRÜGER, E. ; KABELAC, S. ; PONICK, B.: Design of a Direct-Liquid-Cooled Motor and Operation Strategy for the Cooling System. In: *Energies* 16 (2023), Nr. 14, S. 5319. <http://dx.doi.org/10.3390/en16145319>. – DOI: 10.3390/en16145319. – ISSN 1996–1073
- [Kom25] KOMATSU EUROPE INTERNATIONAL N.V.: *Electric machines*. <https://www.komatsu.eu/en/electric-machines>, Zugriff: 06.02.2025
- [KOT13] KIRSCH, K. L. ; OSTANEK, J. K. ; THOLE, K. A.: Comparison of Pin Surface Heat Transfer in Arrays of Oblong and Cylindrical Pin Fins. In: *Journal of Turbomachinery* 136 (2013), Nr. 041015. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4025213>. – DOI: 10.1115/1.4025213. – ISSN 0889–504X
- [Kra25a] KRAMER-WERKE GMBH: *Radlader 5065e*. <https://www.kramer-online.com/at/produkte/radlader/radlader-fuer-die-bauwirtschaft/5065e>, Zugriff: 06.02.2025
- [Kra25b] KRAMER-WERKE GMBH: *Teleskoplader KT144e*. <https://www.kramer-online.com/de/produkte/teleskoplader/teleskoplader-fuer-die-landwirtschaft/kt144e>, Zugriff: 06.02.2025
- [KS08] KIMMERLE, W. ; STROPPEL, M.: *Analysis: für Ingenieure, Mathematiker und Physiker*. 1. Aufl., 2., korr. Nachdr. Deilingen-Delkhofen : Ed. Delkhofen, 2008. – ISBN 978–3–936413–21–2
- [KTE⁺23] KONOVALOV, D. ; TOLSTOREBROV, I. ; EIKEVIK, T. M. ; KOBALAVA, H. ; RADCHENKO, M. ; HAFNER, A. ; RADCHENKO, A.: Recent Developments in Cooling Systems and Cooling Management for Electric Motors. In: *Energies* 16 (2023), Nr. 19, S. 7006. <http://dx.doi.org/10.3390/en16197006>. – DOI: 10.3390/en16197006. – ISSN 1996–1073
- [Küh18] KÜHBACHER, D.: *Thermisches Modell einer elektrischen Maschine basierend auf der Anwendung inverser Methoden*. Aachen, Universität der Bundeswehr München, (Dissertation), 2018
- [Ky195] KYLANDER, G.: *Thermal modelling of small cage induction motors*. Göteborg, Chalmers University of Technology, (Dissertation), 1995
- [Lan03] LANDWIRTSCHAFTSVERLAG GMBH: *John Deere Sesam 2: Neuer elektrischer und autonomer Traktor*. <https://www.profi.de/aktuell/neuheiten/john-deere-sesam-2-neuer-elektrischer-und-autonomer-traktor-28988.html>, Zugriff: 16.03.2022-03
- [Lan25] LANDWIRTSCHAFTSVERLAG GMBH: *John Deere stellt Autonomiepaket der zweiten Generation vor*. <https://www.profi.de/aktuell/neuheiten/john-deere-stellt-autonomiepaket-der-zweiten-generation-vor-32792-b.html>, Zugriff: 05.02.2025

- [Lev14] LEVIN, M. C.: *Charakterisierung von weichmagnetischen Pulververbundwerkstoffen für den Einsatz in Traktionsantrieben*. München, Technische Universität München, (Dissertation), 2014
- [Lie25a] LIEBHERR-INTERNATIONAL DEUTSCHLAND GMBH: *L 507 E Radlader - Liebherr*. <https://www.liebherr.com/de-int/p/654499-5376616>, Zugriff: 07.02.2025
- [Lie25b] LIEBHERR-WERK BISCHOFSHOFEN GMBH: *Liebherr Normtest*. <https://www.passion-liebherr.net/download/pdf/1574-d-tb.pdf>, Zugriff: 07.02.2025
- [LJ20] LI, W. ; JOSHI, Y.: Capillary-Assisted Evaporation/Boiling in PDMS Microchannel Integrated with Wicking Microstructures. In: *Langmuir* 36 (2020), Nr. 41, S. 12143–12149. <http://dx.doi.org/10.1021/acs.langmuir.0c01711>. – DOI: 10.1021/acs.langmuir.0c01711. – ISSN 0743–7463, 1520–5827
- [LKLT20] LANGEHEINECKE, K. ; KAUFMANN, A. ; LANGEHEINECKE, K.-J. ; THIELEKE, G.: *Thermodynamik für Ingenieure*. 11. Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2020 (Springer eBook Collection). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-30644-1>. – ISBN 978–3–658–30644–1
- [LKW⁺20] LI, B. ; KUO, H. ; WANG, X. ; CHEN, Y. ; WANG, Y. ; GERADA, D. ; WORALL, S. ; STONE, I. ; YAN, Y.: Thermal Management of Electrified Propulsion System for Low-Carbon Vehicles. In: *Automotive Innovation* 3 (2020), Nr. 4, S. 299–316. <http://dx.doi.org/10.1007/s42154-020-00124-y>. – DOI: 10.1007/s42154–020–00124–y. – ISSN 2522–8765
- [LL24] LIENHARD, J. H. V ; LIENHARD, J. H. IV: *A heat transfer textbook*. 6. Cambridge, MA : Phlogiston Press, 2024
- [LPP⁺19] LINDH, P. ; PETROV, I. ; PYRHÖNEN, J. ; SCHERMAN, E. ; NIEMELÄ, M. ; IMMONEN, P.: Direct Liquid Cooling Method Verified With a Permanent-Magnet Traction Motor in a Bus. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 55 (2019), Nr. 4, S. 4183–4191. <http://dx.doi.org/10.1109/TIA.2019.2908801>. – DOI: 10.1109/TIA.2019.2908801. – ISSN 1939–9367
- [LWHG10] LIN, T. ; WANG, Q. ; HU, B. ; GONG, W.: Development of hybrid powered hydraulic construction machinery. In: *Automation in Construction* 19 (2010), Januar, Nr. 1, S. 11–19. <http://dx.doi.org/10.1016/j.autcon.2009.09.005>. – DOI: 10.1016/j.autcon.2009.09.005. – ISSN 09265805
- [Mal19] MALMI, J.: Hybrid Technology in Forest Machines. In: WISSENSCHAFTLICHER VEREIN FÜR MOBILE ARB, W. V. f. M. (Hrsg.): *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen : 7. Fachtagung, 20. Februar 2019, Karlsruhe* Bd. 67. Karlsruhe, Baden : KIT Scientific Publishing, 2019. – ISBN 978–3–7315–0873–1, S. 13–24
- [MG23] MUTSCHLER, S. ; GLAS, B. J.: Diesel-elektrische Antriebstopologien für mobile Maschinen. Version: Januar 2023. <http://dx.doi.org/10.5445/KSP/1000152966>. In: *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen: 9. Fachtagung, Karlsruhe, 28. Februar 2022* Bd. Band 106. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, Januar 2023. – DOI: 10.5445/KSP/1000152966. – ISBN 978–3–7315–1260–8, S. 73–89

- [Mic06] MICALLEF, C.: *End winding cooling in electric machines*, University of Nottingham, (Dissertation), 2006
- [MN12] MAREK, R. ; NITSCHKE, K.: *Praxis der Wärmeübertragung: Grundlagen, Anwendungen, Übungsaufgaben*. 3., aktualisierte Auflage. München : Fachbuchverl. Leipzig im Hanser Verl, 2012. – ISBN 978-3-446-43320-5 978-3-446-43241-3
- [Mot16] MOTOR-CAD LTD.: *Motor-CAD V10 - User Manual*. Wrexham, UK, 2016
- [MP09] MÜLLER, G. ; PONICK, B.: *Grundlagen elektrischer Maschinen*. 9., völlig neu bearb. Auf., 1. Nachdr. Weinheim : Wiley-VCH, 2009 (Elektrische Maschinen / hrsg. von Gernar Müller u. Bernd Ponick 1). – ISBN 978-3-527-40524-4
- [MPD72] MCMURCHY, R. ; PAYNE, R. ; DOTTS, R.: *Thermal network modeling handbook / NASA* (National Aeronautics and Space Administration). 1972 (NASA-CR-144418 / TRW-14690-H003-R0-00). – Contractor Report
- [MRT91] MELLOR, P. ; ROBERTS, D. ; TURNER, D.: Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design. In: *IEE Proceedings B Electric Power Applications* 138 (1991), Nr. 5, S. 205. <http://dx.doi.org/10.1049/ip-b.1991.0025>. – DOI: 10.1049/ip-b.1991.0025. – ISSN 01437038
- [MVP11] MÜLLER, G. ; VOGT, K. ; PONICK, B.: *Berechnung elektrischer Maschinen*. 6. Aufl. Weinheim : Wiley-VCH, 2011 (Elektrische Maschinen Gernar Müller ... ; [Bd. 2]). – ISBN 978-3-527-40525-1
- [Nat13] NATEGH, S.: *Thermal analysis and management of high-performance electrical machines*. Stockholm, Royal Institute of Technology, (Dissertation), 2013
- [Neu25] NEUGART GMBH: *Neugart Calculation Program*. <https://www.neugart.com/en/service/tools-training/ncp>, Zugriff: 05.02.2025
- [NN17] NITSCHKE, E. ; NADERER, M.: Innengekühlte Hohldrähte Verdopplung der Leistungsdichte von E-Motoren. In: *ATZelextronik* 12 (2017), Nr. 3, S. 44–49. <http://dx.doi.org/10.1007/s35658-017-0035-0>. – DOI: 10.1007/s35658-017-0035-0. – ISSN 1862-1791, 2192-8878
- [Nor24] NORCAR AB: *Norcar a60E1 Power+ Edition*. <https://www.norcar.com/de/miniloader/a60e1-power-edition>, Zugriff: 10.10.2024
- [OGS11] OTTO, F. ; GEIMER, M. ; SPRINGMANN: Numerische 1D-Simulation von elektrisch hybriden Antriebssträngen und Nebenaggregaten mobiler Arbeitsmaschinen. Aachen, September 2011. – Forschungsbericht. – 42 S.
- [OLdS23] OPGENOORTH, A. ; LOEWENHERZ, R. ; DE DONCKER, R. W. ; SCHMITZ, K.: Untersuchung einer automatisierten Systemsynthese elektrifizierter mobiler Arbeitsmaschinen. Version: Januar 2023. <http://dx.doi.org/10.5445/KSP/1000152966>. In: *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen: 9. Fachtagung, Karlsruhe, 28. Februar 2022* Bd. Band 106. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, Januar 2023. – DOI: 10.5445/KSP/1000152966. – ISBN 978-3-7315-1260-8, S. 49–71

- [Pat22] PATZER VERLAG GMBH & CO. KG: *bauma 2022 stellt Null-Emissions-Maschinen in den Mittelpunkt*. <https://bauma-messe.de/artikel/bauma-2022-stellt-null-emissions-maschinen-in-den-mittelpunk-001373>, Oktober 2022
- [PD13] POPESCU, M. ; DORRELL, D. G.: Skin effect and proximity losses in high speed brushless permanent magnet motors. In: *2013 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition*. Denver, CO, USA : IEEE, September 2013. – ISBN 978–1–4799–0336–8, S. 3520–3527
- [Pei23] PEITSMEYER, D.: Hydraulik in elektrischen Hybridsystemen. Version: Januar 2023. <http://dx.doi.org/10.5445/KSP/1000152966>. In: GEIMER, M. (Hrsg.): *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen: 9. Fachtagung, Karlsruhe, 28. Februar 2022* Bd. Band 106. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, Januar 2023. – DOI: 10.5445/KSP/1000152966. – ISBN 978–3–7315–1260–8, S. 91–108
- [PG15] POHLANDT, C. ; GEIMER, M.: Thermische Modelle elektrischer Antriebsmaschinen unter dynamischen Lastanforderungen. In: *LANDTECHNIK* (2015), S. 97–112. <http://dx.doi.org/10.1515/LT.2015.2664>. – DOI: 10.1515/LT.2015.2664
- [PK79] PEREZ, I. J. ; KASSAKIAN, J. G.: A stationary thermal model for smooth air-gap rotating electric machines. In: *Electric Machines & Power Systems* 3 (1979), Nr. 3-4, S. 285–303. <http://dx.doi.org/10.1080/03616967908955346>. – DOI: 10.1080/03616967908955346. – ISSN 0731–356X
- [PLN⁺20] PETROV, I. ; LINDH, P. ; NIEMELÄ, M. ; SCHERMAN, E. ; WALLMARK, O. ; PYRHÖNEN, J.: Investigation of a Direct Liquid Cooling System in a Permanent Magnet Synchronous Machine. In: *IEEE Transactions on Energy Conversion* 35 (2020), Nr. 2, S. 808–817. <http://dx.doi.org/10.1109/TEC.2019.2952431>. – DOI: 10.1109/TEC.2019.2952431. – ISSN 1558–0059
- [Put25] PUTZMEISTER HOLDING GMBH: *emixer-iontron*. <https://iontron.putzmeister.com/de/emixer-iontron>, Zugriff: 06.02.2025
- [RBM⁺19] RUNDE, S. ; BAUMGARDT, A. ; MOROS, O. ; RUBEY, B. ; GERLING, D.: ISCAD - Design, Control and Car Integration of a 48 Volt High Performance Drive. In: *China Electrotechnical Society Transactions on Electrical Machines and Systems* 3 (2019), S. 117–123. <http://dx.doi.org/10.30941/CESTEMS.2019.00017>. – DOI: 10.30941/CESTEMS.2019.00017
- [Rei18] REICK, B.: *Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik*. Bd. 64: *Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen*. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2018. <http://dx.doi.org/10.5445/KSP/1000084168>. – ISBN 978–3–7315–0815–1
- [REP⁺20] REMMELE, E. ; ECKEL, H. ; PICKEL, P. ; RATHBAUER, J. ; REINHOLD, G. ; STIRNIMANN, R.: *Alternative Antriebssysteme für Landmaschinen*. Darmstadt : Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V. (KTBL), 2020 (KTBL-Schrift 519). – ISBN 978–3–945088–73–9
- [RHV15] REICK, B. ; HIMMELSBACH, R. ; VOLPERT, B.: Effizienzbetrachtung von Antriebssträngen verschiedener Offhighway-Anwendungen. In: *ATZoffhighway* 8 (2015), Nr. 2, S. 6–19. <http://dx.doi.org/10.1007/s35746-015-0012-6>. – DOI: 10.1007/s35746-015-0012-6. – ISSN 2192–8819

- [Ros22] ROSEN, A.: Efficient in-wheel motors with low production costs. In: *Munich, Advanced Electric Motor Technology Conference 2022*, 2022
- [RWGB16] REICK, B. ; WARTH, V. ; GEIMER, M. ; BERTSCHE, B.: Analyse eines beispielhaften elektrisch leistungsverzweigten Stufenlosgetriebes (ECVT). Version: 2016.
<http://dx.doi.org/10.51202/9783181022733-35>. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *LAND.TECHNIK 2016*. VDI Verlag, 2016. – DOI: 10.51202/9783181022733-35. – ISBN 978-3-18-102273-3, S. 35–42
- [Saa98] SAARI, J.: Thermal analysis of high-speed induction machines / Helsinki University of Technology. 1998. – Forschungsbericht
- [SBC05] STATON, D. ; BOGLIETTI, A. ; CAVAGNINO, A.: Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis in small and medium size industrial induction motors. In: *Energy Conversion, IEEE Transactions on* 20 (2005), Nr. 3, S. 620–628
- [SC06] STATON, D. ; CAVAGNINO, A.: Convection heat transfer and flow calculations suitable for analytical modelling of electric machines. In: *IECON 2006-32nd annual conference on IEEE industrial electronics*, IEEE, 2006, S. 4841–4846
- [SD15] SCHIEFER, M. ; DOPPELBAUER, M.: Indirect slot cooling for high-power-density machines with concentrated winding. In: *2015 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, 2015, S. 1820–1825
- [SEN25] SENNEBOGEN MASCHINENFABRIK GMBH: *821 E - kompakter Umschlagbagger für Recycling, Schrott + Holz | SENNEBOGEN*.
<https://www.sennebogen.com/produkte/umschlagbagger/sennebogen-821>, Zugriff: 06.02.2025
- [SHK24] SCHMIDT, R. ; HAUSCHILD, D. ; KLUGE, I.: *Elektronik Design: Theorie und Praxis*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2024.
<http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-68676-8>. – ISBN 978-3-662-68675-1 978-3-662-68676-8
- [Sil19] SILBERNAGEL, C.: *Investigation of the design, manufacture and testing of additively manufactured coils for electric motor applications*, University of Nottingham, (Dissertation), Juni 2019
- [SIL25] SILOKING MAYER MASCHINENBAU GMBH: *Futtermischwagen Futtermischtechnik 4.0*.
<https://www.siloking.com/>, Zugriff: 06.02.2025
- [SIO⁺11] SATO, Y. ; ISHIKAWA, S. ; OKUBO, T. ; ABE, M. ; TAMAI, K.: Development of High Response Motor and Inverter System for the Nissan LEAF Electric Vehicle. In: *SAE 2011 World Congress & Exhibition*, 2011, S. 2011-01-0350
- [SM24] SOLDATI, A. ; MARCHIOLI, C.: *Fluid Mechanics for Mechanical Engineers*. Cham : Springer Nature Switzerland, 2024.
<http://dx.doi.org/10.1007/978-3-031-53950-3>. – ISBN 978-3-031-53952-7 978-3-031-53950-3
- [Sti13] STIRNIMANN, R.: Leistungsverzweigung beim Aebi VT 450 Vario. In: *Schweizer Landtechnik* 75 (2013), Nr. H2, S. 21–23

- [Sti19] STIELER, J.: Future Drive Technologies for Mobile Working Machines 2020/2025. In: WISSENSCHAFTLICHER VEREIN FÜR MOBILE ARB, W. V. f. M. (Hrsg.): *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen : 7. Fachtagung, 20. Februar 2019, Karlsruhe* Bd. 67. Karlsruhe, Baden : KIT Scientific Publishing, Januar 2019. – ISBN 978–3–7315–0873–1, S. 165–185
- [Sti20a] STIRNIMANN, R.: System-Marktübersicht Stufenlosgetriebe. In: *Eilbote* 147 (2020), Nr. 20, S. 8
- [Sti20b] STIRNIMANN, R.: *Elektrifizierung von mobilen Maschinen – wo steht die Landtechnik?* März 2020. – KTBL-Tagung «Energie» 2020, Mannheim
- [Stö16] STÖCK, M.: *Steigerung der Leistungsdichte und der Wirtschaftlichkeit von Elektromotoren für automotive Fahrtriebe*, ETH Zurich, (Dissertation), 2016.
<http://dx.doi.org/10.3929/ETHZ-A-010619048>. – DOI: 10.3929/ETHZ-A-010619048. – 149 p. S.
- [STPB04] SAVARESI, S. M. ; TARONI, F. L. ; PREVIDI, F. ; BITTANTI, S.: Control System Design on a Power-Split CVT for High-Power Agricultural Tractors. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 9 (2004), Nr. 3, S. 569–579.
<http://dx.doi.org/10.1109/TMECH.2004.835334>. – DOI: 10.1109/TMECH.2004.835334. – ISSN 1083–4435
- [Str21] STRUVE, A.: *Generatives Design zur Optimierung additiv gefertigter Kühlkörper*. Hamburg, Technische Universität Hamburg, (Dissertation), 2021
- [Stu15] STURM, C.: *Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger*, Karlsruher Institut für Technologie, (Dissertation), 2015
- [TAD25] TADUS GMBH: *Das Basismodell: der batterie-elektrische TADUS – TADUS E-Traktoren*.
<https://www.tadus.com/traktoren/batterie-elektrischer-tadus/>, Zugriff: 06.02.2025
- [TBL06a] TRIGEOL, J.-F. ; BERTIN, Y. ; LAGONOTTE, P.: Coupling control volume modeling in fluid and lumped thermal model-Application to an induction machine. In: *IEEE industrial electronics, IECON 2006-32nd annual conference on IEEE*, 2006, S. 4829–4834
- [TBL06b] TRIGEOL, J.-F. ; BERTIN, Y. ; LAGONOTTE, P.: Thermal modeling of an induction machine through the association of two numerical approaches. In: *IEEE Transactions on Energy Conversion* 21 (2006), Nr. 2, S. 314–323
- [Thy24] THYSSENKRUPP MATERIALS SERVICES GMBH: *Werkstoffdatenblatt: Aluminiumlegierung EN AW-7075*.
<https://www.thyssenkrupp-materials.ch/de/downloads/werkstoffdatenblaetter-aluminium>, Zugriff: 05.03.2024
- [Tra25] TRACTO-TECHNIK GMBH & Co. KG: *GRUNDODRILL JCS130E*.
<https://events.tracto.com/de/vorfuehrungen/grundodrill-jcs130e>, Zugriff: 06.02.2025
- [Uni25] UNIVERSITÄT HOHENHEIM: *Hohenheimer Reifenmodell*.
<https://reifenmodell.uni-hohenheim.de/en/home>, Zugriff: 11.02.2025

- [VBS13] VON BÖCKH, P. ; SAUMWEBER, C.: *Fluidmechanik: Einführendes Lehrbuch*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2013. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-33892-2>. – ISBN 978-3-642-33891-5 978-3-642-33892-2
- [VLM17] VUKOVIC, M. ; LEIFELD, R. ; MURRENHOF, H.: Reducing Fuel Consumption in Hydraulic Excavators—A Comprehensive Analysis. In: *Energies* 10 (2017), Nr. 5, S. 687. <http://dx.doi.org/10.3390/en10050687>. – DOI: 10.3390/en10050687. – ISSN 1996-1073
- [Vol25a] VOLVO CE GERMANY GMBH: *ECR25 Electric | Electric Machines | Overview*. <https://www.volvoce.com/europe/en/products/electric-machines/ecr25-electric/>, Zugriff: 05.02.2025
- [Vol25b] VOLVO CE GERMANY GMBH: *EC230 Electric | Elektrische Maschinen | Überblick*. <https://www.volvoce.com/deutschland/de-de/products/electric-machines/ec230-electric/>, Zugriff: 06.02.2025
- [Vol25c] VOLVO CE GERMANY GMBH: *L25 Electric | Elektrische Maschinen | Überblick*. <https://www.volvoce.com/deutschland/de-de/products/electric-machines/l25-electric/>, Zugriff: 06.02.2025
- [Wac25] WACKER NEUSON SE: *Zero Tail Kettenbagger EZ17e*. <https://www.wackerneuson.de/zero-emission/elektro-bagger/zero-tail-kettenbagger-ez17e>, Zugriff: 06.02.2025
- [WAG17] WROBEL, R. ; AYAT, S. ; GODBEHERE, J.: A systematic experimental approach in deriving stator-winding heat transfer. Version: 2017. <http://dx.doi.org/10.1109/IEMDC.2017.8001871>. In: *2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*. 2017. – DOI: 10.1109/IEMDC.2017.8001871, S. 1–8
- [WH20] WROBEL, R. ; HUSSEIN, A.: A Feasibility Study of Additively Manufactured Heat Guides for Enhanced Heat Transfer in Electrical Machines. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 56 (2020), Januar, Nr. 1, S. 205–215. <http://dx.doi.org/10.1109/TIA.2019.2949258>. – DOI: 10.1109/TIA.2019.2949258. – ISSN 1939-9367
- [WHB19] WIECHA, J. ; HERLITZIUS, T. ; BERNHARDT, H.: Energieeffizienter Einsatz von landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen durch elektrischtraktionsunterstützende Anbaugeräte. In: WISSENSCHAFTLICHER VEREIN FÜR MOBILE ARB, W. V. f. M. (Hrsg.): *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen : 7. Fachtagung, 20. Februar 2019, Karlsruhe* Bd. 67. Karlsruhe, Baden : KIT Scientific Publishing, Januar 2019. – ISBN 978-3-7315-0873-1, S. 25–35
- [WM20] WROBEL, R. ; MCGLEN, R. J.: Opportunities and Challenges of Employing Heat-Pipes in Thermal Management of Electrical Machines. In: *Proceedings of the 2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. Piscataway, NJ : IEEE, 2020. – ISBN 978-1-72819-945-0, S. 961–967
- [WMM12] WROBEL, R. ; MLOT, A. ; MELLOR, P. H.: Contribution of End-Winding Proximity Losses to Temperature Variation in Electromagnetic Devices. In: *IEEE Transactions on Industrial*

- Electronics* 59 (2012), Nr. 2, S. 848–857.
<http://dx.doi.org/10.1109/TIE.2011.2148686>. – DOI: 10.1109/TIE.2011.2148686.
– ISSN 1557–9948
- [WN15] WEBER, C. ; NEUDORFER, H.: Optimierung der Kühlung von Traktionsmaschinen unter Anwendung der Computational Fluid Dynamics-Methode. In: *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik* 132 (2015), Nr. 1, S. 55–61.
<http://dx.doi.org/10.1007/s00502-014-0271-4>. – DOI: 10.1007/s00502–014–0271–4. – ISSN 0932–383X
- [Wro22] WROBEL, R.: A technology overview of thermal management of integrated motor drives – Electrical Machines. In: *Thermal Science and Engineering Progress* 29 (2022), S. 101222.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101222>. – DOI: 10.1016/j.tsep.2022.101222. – ISSN 24519049
- [WSG⁺14] WROBEL, R. ; SALT, D. E. ; GRIFFO, A. ; SIMPSON, N. ; MELLOR, P. H.: Derivation and Scaling of AC Copper Loss in Thermal Modeling of Electrical Machines. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 61 (2014), Nr. 8, S. 4412–4420.
<http://dx.doi.org/10.1109/TIE.2013.2266088>. – DOI: 10.1109/TIE.2013.2266088.
– ISSN 1557–9948
- [YAN25] YANMAR HOLDINGS CO., LTD.: *YANMAR Electric Machines*.
https://www.yanmar.com/eu/construction/products/electric_machines/, Zugriff: 06.02.2025
- [YFS09] YAMAZAKI, K. ; FUKUSHIMA, Y. ; SATO, M.: Loss Analysis of Permanent-Magnet Motors With Concentrated Windings—Variation of Magnet Eddy-Current Loss Due to Stator and Rotor Shapes. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 45 (2009), Nr. 4, S. 1334–1342. <http://dx.doi.org/10.1109/TIA.2009.2023393>. – DOI: 10.1109/TIA.2009.2023393. – ISSN 1939–9367
- [ZF 25a] ZF FRIEDRICHSHAFEN AG: *eCVT Elektrifizierte Stufenlosgetriebe*.
https://www.zf.com/products/de/agriculture/products_65795.html, Zugriff: 12.02.2025
- [ZF 25b] ZF FRIEDRICHSHAFEN AG: *Construction Machinery Systems*.
https://www.zf.com/public/org/TheFutureofConstruction_71540.pdf, Zugriff: 30.01.2025
- [ZF 25c] ZF FRIEDRICHSHAFEN AG: *ZF electric traction drive eTRAC*. https://www.zf.com/products/media/en/industrial/agriculture/data_sheets/eTRAC_eTDW_en.pdf, Zugriff: 30.01.2025
- [Zhi19] ZHITKOVA, S.: *Traktionsantrieb für ein elektrisch betriebenes landwirtschaftliches Fahrzeug*. Düren, Shaker, (Dissertation), 2019

A Materialwerte für EOS CX und AL7075

Für die Aluminiumlegierung EN AW-7075 sind in der Literatur gut abgesicherte thermophysikalische Materialdaten verfügbar. Eine Auswahl relevanter Kenngrößen ist in Tabelle A.1 aufgeführt.

Tabelle A.1: Materialeigenschaften Aluminium AL7075 bei 20 °C [Thy24]

Eigenschaft	Symbol	Einheit	Wert
Dichte	ρ	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	2800
Wärmeleitfähigkeit	λ	$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$	130 bis 160
Spezifische Wärmekapazität	c_p	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$	862

Die Materialeigenschaften des additiv fertigmachen Werkstoffs Edelstahl – EOS CX sind im Materialdatenblatt [EOS24] nur unvollständig dokumentiert; es sind überwiegend mechanische Kennwerte enthalten. Die fehlenden thermischen Parameter wurden daher gemäß der Methode nach [EKRG23] bestimmt. Die resultierenden Werte sind in Tabelle A.2 aufgeführt.

Tabelle A.2: Ermittelte thermophysikalische Materialeigenschaften für EOS CX bei 20 °C

Eigenschaft	Symbol	Einheit	Wert
Dichte	ρ	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	7690
Wärmeleitfähigkeit	λ	$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$	24
Spezifische Wärmekapazität	c_p	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$	460

B Geometrische Parameter der E-Maschinenauslegung

Die in den folgenden Tabellen aufgeführten geometrischen Parameter zur Blechschnittauslegung der betrachteten EM basieren auf [HE22, Gru16] und orientieren sich an den Eingabeparametern der Software *Ansys MotorCAD*.

Tabelle B.1: Geometrische Daten des Rotor- und Statorblechschnitts

Stator			Rotor		
Kategorie	Symbol	Wert	Kategorie	Symbol	Wert
Slot Number	z_N	48	Pole Number	$2p$	8
Stator Lam Dia	$d_{S,a}$	182 mm	Notch Depth	–	0 mm
Stator Bore	$d_{S,i}$	122,9 mm	Magnet Layers	–	2
Tooth Width	–	4,5 mm	L1 Magnet Thickness	–	4,1 mm
Slot Depth	–	19,2 mm	L1 Magnet Bar Width	–	16,4 mm
Slot Corner Radius	–	2 mm	L1 Bridge Thickness	–	7,65 mm
Tooth Tip Depth	–	1 mm	L1 Web Thickness	–	2,5 mm
Slot Opening	–	1,8 mm	L1 Web Length	–	0 mm
Tooth Tip Angle	–	27°	L1 Pole V Angle	–	153°
Sleeve Thickness	–	0 mm	L1 Pole Arc [ED]	–	153°
			L1 Magnet Post	–	1
			L1 Magnet Separation	–	1,2 mm
			L1 Magnet Segments	–	1
			L1 Magnet Clearance	–	0 mm
			L2 Magnet Thickness	–	4,1 mm
			L2 Magnet Bar Width	–	16,4 mm
			L2 Bridge Thickness	–	1,8 mm
			L2 Web Thickness	–	5 mm
			L2 Web Length	–	0 mm
			L2 Pole V Angle	–	180°
			L2 Pole Arc [ED]	–	150°
			L2 Magnet Post	–	1
			L2 Magnet Separation	–	1,2 mm
			L2 Magnet Segments	–	1
			L2 Magnet Clearance	–	0 mm
			Airgap	s	0,7 mm
			Banding Thickness	–	0 mm
			Shaft Dia	d_{shaft}	72,8 mm
			Shaft Hole Diameter	–	70 mm

Tabelle B.2: Radiale und axiale Abmessungen der betrachteten EM

Radial Dimensions			Axial Dimensions		
Kategorie	Symbol	Wert	Kategorie	Symbol	Wert
Stator Lam Dia	$d_{S,a}$	182 mm	Motor Length	l_{motor}	260 mm
Stator Bore	$d_{S,i}$	122,9 mm	Stator Lam Length	$l_{Fe,S}$	150 mm
Airgap	s	0,7 mm	Magnet Length	l_{mag}	150 mm
Banding Thickness	–	0 mm	Magnet Segments	–	18
Sleeve Thickness	–	0 mm	Rotor Lam Length	$l_{Fe,R}$	150 mm
Shaft Dia	d_{shaft}	72,8 mm	EWdg Overhang [F]	$l_{WK,F}$	30 mm
Shaft Dia [F]	–	72,8 mm	EWdg Overhang [R]	$l_{WK,R}$	30 mm
Shaft Dia [R]	–	72,8 mm	Wdg Extension [F]	–	5 mm
Shaft Hole Diameter	–	70 mm	Wdg Extension [R]	–	5 mm
			Shaft Extension [F]	–	30 mm
			Shaft Extension [R]	–	0 mm

Tabelle B.3: Wicklungsparameter der betrachteten EM

Kategorie	Symbol	Wert
Phases	m	3
Turns	–	6
Throw	–	5
Parallel Paths	–	4
Winding Layers	–	2
Offset	–	16

C Drehzahl- und Drehmomentprofile der elektrischen Maschine des Mehrzwecktransportermodell mit eCVT

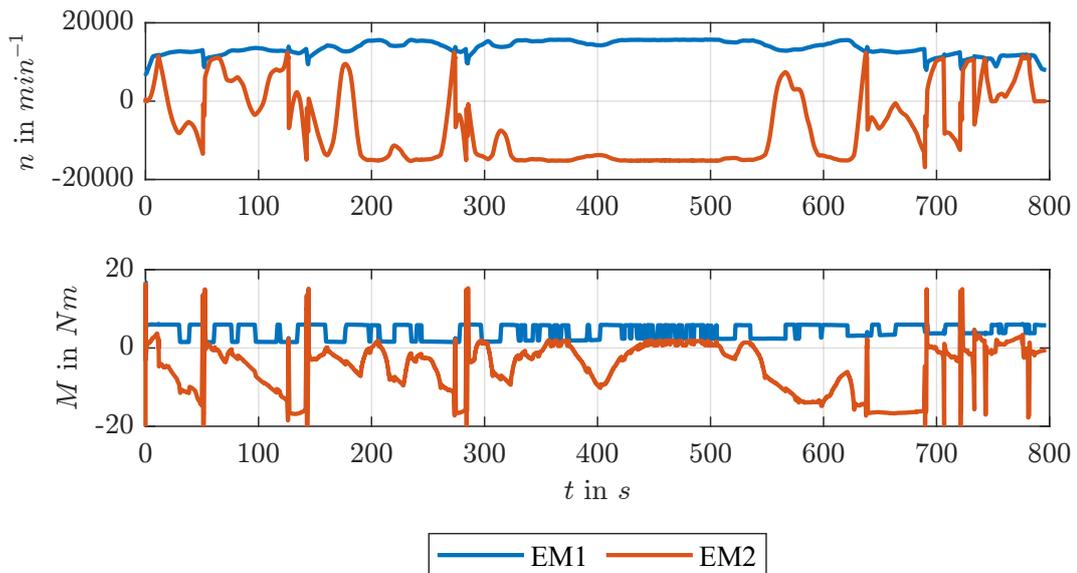


Abbildung C.1: Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im Zyklus $TP470 - 0t$

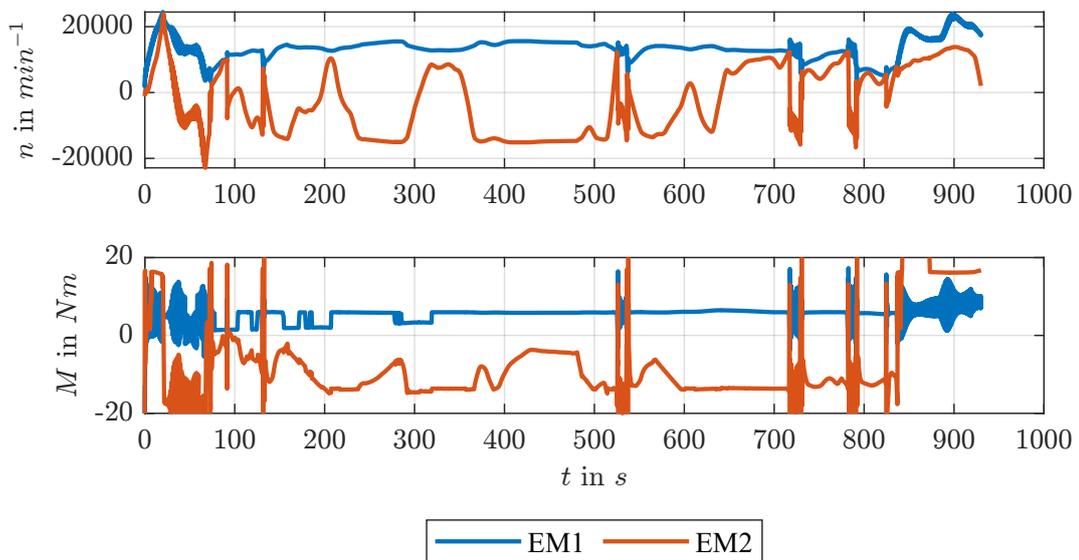


Abbildung C.2: Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im Zyklus $TP470 - 3t$

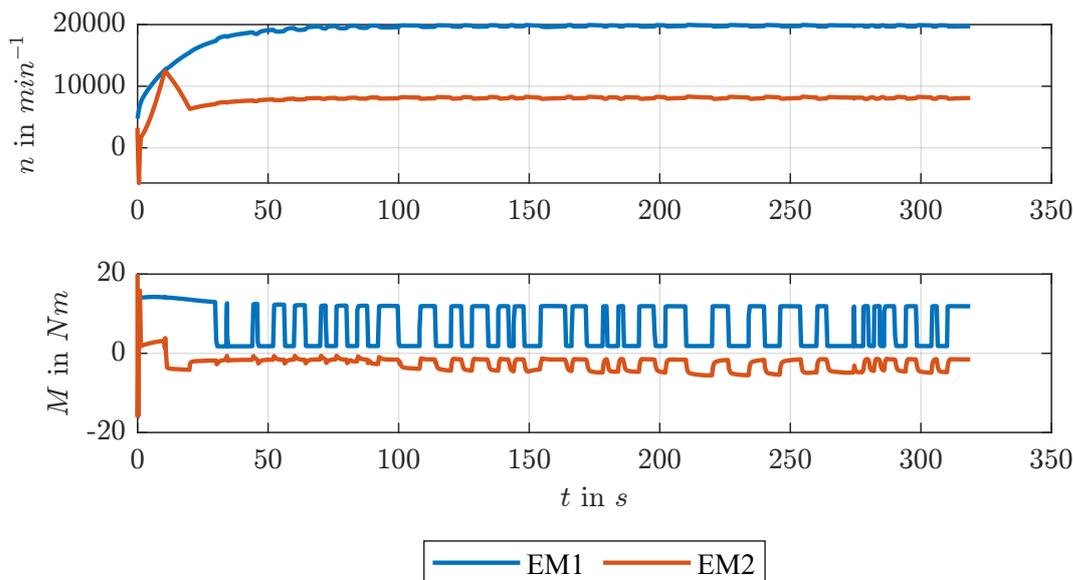


Abbildung C.3: Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im Zyklus Z10 - M40

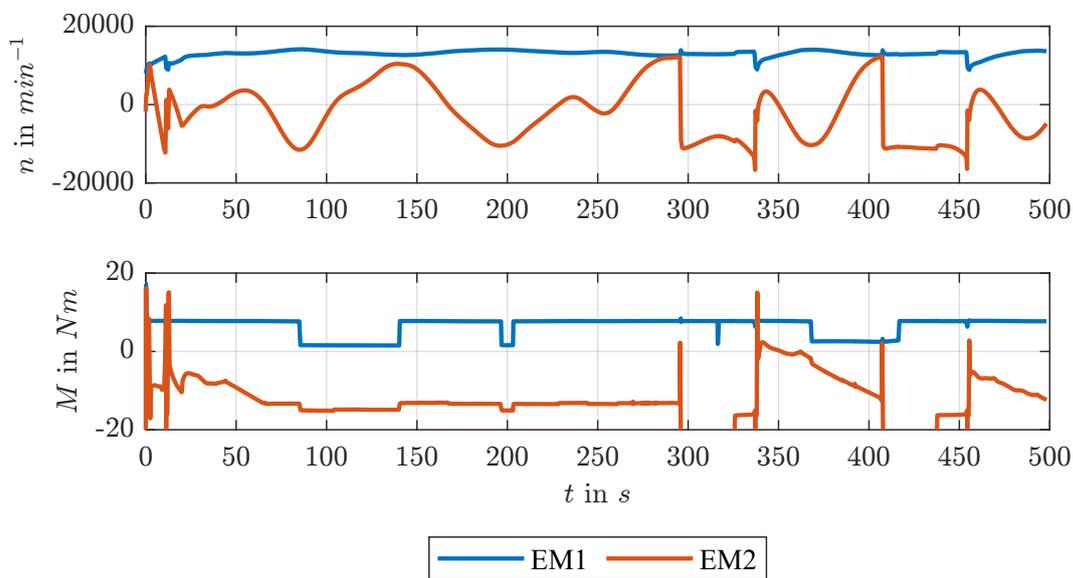


Abbildung C.4: Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im Zyklus Z13 - TUH

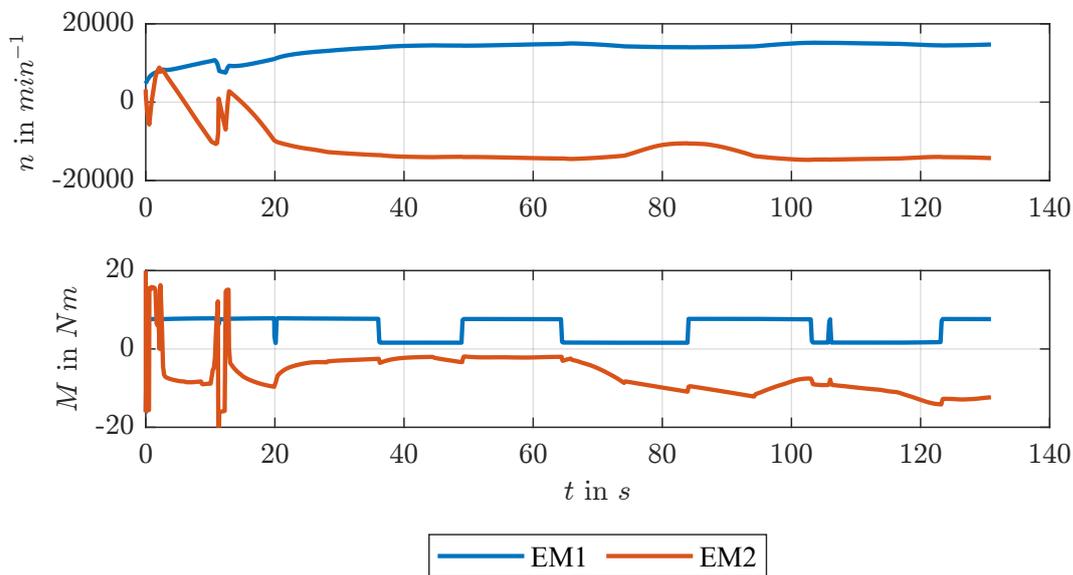


Abbildung C.5: Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im Zyklus Z14 - TCR

D Drehzahl- und Drehmomentprofile der elektrischen Maschine des hybridisierten Bagger-Modells

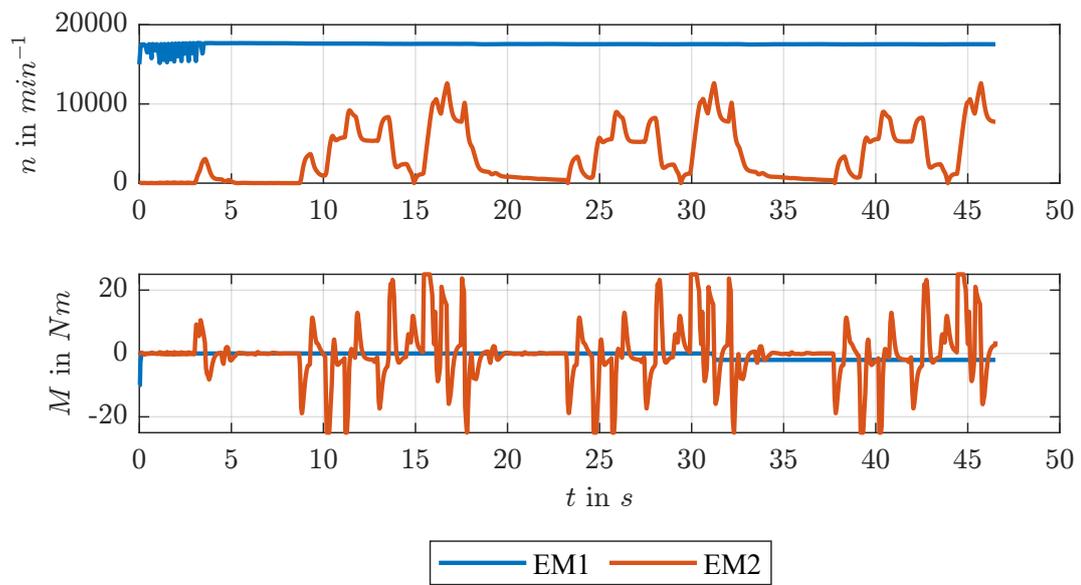


Abbildung D.1: Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1 und EM2 im 90° -Zyklus - Struktur A

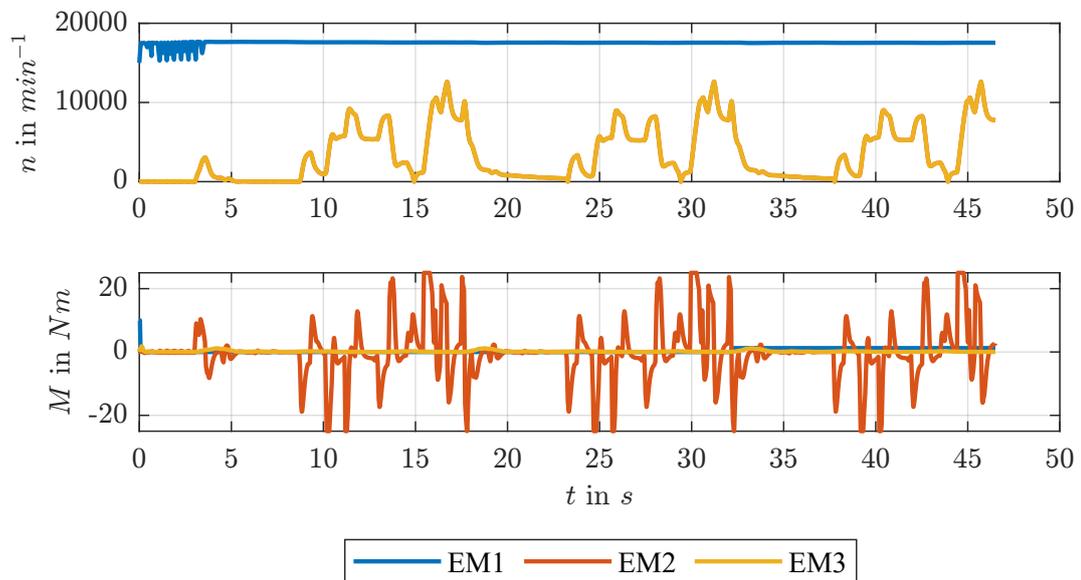


Abbildung D.2: Drehzahl- $n(t)$ und Drehmomentprofil $M(t)$ der EM1, EM2, EM3 im 90° -Zyklus - Struktur B