



Felix Hoffmann

Thermische Modellierung
permanentmagneterregter
Synchronmaschinen mit
wellenseitiger Öl-Sprühkühlung



Thermische Modellierung permanentmagneterregter Synchronmaschinen mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung

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

von der KIT-Fakultät für
Elektrotechnik und Informationstechnik
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
angenommene

Dissertation

von
M.Sc. Felix Hoffmann
geb. in: Landau in der Pfalz

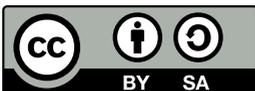
Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Korreferent:

24.04.2024
Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer
Prof. Dr.-Ing. Joachim Böcker
(Universität Paderborn)

**Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Elektrotechnisches Institut (ETI)**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften von der KIT-Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) angenommene Dissertation von M.Sc. Felix Hoffmann, geb. in Landau in der Pfalz

Tag der mündlichen Prüfung: 24.04.2024
Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Joachim Böcker
(Universität Paderborn)



This document - excluding pictures and graphs - is licensed under the Creative Commons Attribution-ShareAlike 4.0 International License (CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Elektrotechnischen Institut (ETI) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Der Fokus meiner Arbeit lag von Beginn an auf der thermischen Modellierung von elektrischen Maschinen mit dem Ziel das thermische Verhalten im Auslegungsprozess zu beschreiben. Durch die ständig vorangetriebene Steigerung der Leistungsdichte bei elektrischen Maschinen, kamen viele neue Kühlkonzepte in Betracht. Letztendlich durfte ich mich im Rahmen des öffentlich geförderten Projekts SprayCEM mit der Modellierung von Öl-Sprühkühlungen beschäftigen. Durch die Erarbeitung von Wärmeübergangsmodellen konnte die Kühlung realitätsgetreu abgebildet werden, wodurch das enorme Potential der Kühlung ersichtlich wurde.

Ohne die durchgehende Unterstützung aus meinem beruflichen, aber auch privaten Umfeld wäre eine erfolgreiche Anfertigung der Arbeit nicht möglich gewesen. Dafür möchte ich mich bei allen Beteiligten bedanken.

Besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer für die Ermöglichung der vorliegenden Arbeit und das entgegengebrachte Vertrauen. Die große Freiheit und die fachlichen Diskussionen haben maßgeblich zur erfolgreichen Umsetzung meiner Forschungstätigkeit geführt.

Für die Übernahme des Korreferats und das Interesse an der Arbeit möchte ich mich ganz herzlich bei Prof. Dr.-Ing. Joachim Böcker bedanken.

Ein besonderer Dank gilt meinen langjährigen Bürokollegen Simon, Felix und Benedict für die zahlreichen fachlichen und auch überfachlichen Diskussionen. Ebenso möchte ich mich bei allen weiteren Kollegen bedanken, die in der Zeit am ETI zu Freunden geworden sind und die Zeit am Institut unvergesslich gemacht haben.

Weiterhin bedanke ich mich bei den Kollegen im Projekt SprayCEM, besonders bei Jonas Bender, für die angenehme und stets produktive Zusammenarbeit.

Bei allen Studierenden, die mit ihrer Abschlussarbeit in meinem Forschungsbereich einen Beitrag zur Dissertation gebracht haben, möchte ich mich bedanken. Für die Unterstützung beim Aufbau meiner Prüfstände und der angenehmen Zusammenarbeit möchte ich mich bei der Werkstatt des ETI bedanken, besonders bei Rouven Burgert.

Meinen Eltern gilt der Dank für die Möglichkeit zum Studium und die uneingeschränkte Unterstützung in allen Lebenslagen, die diese Arbeit erst möglich gemacht haben. Ebenso bedanke ich mich bei allen Freunden, Verwandten und Bekannten, die mich auf meinem bisherigen Weg unterstützt haben.

Nicht zuletzt gilt ein besonderer Dank meiner wundervollen Freundin Sarah, die mich mit ihrer liebevollen Art in allen Situationen unterstützt hat und auf deren Rückhalt ich immer zählen konnte.

Felix Hoffmann

Landau in der Pfalz, im Dezember 2023

Kurzfassung

Elektrische Maschinen mit einer hohen Leistungsdichte sind vor allem durch die Kühlleistung begrenzt. Die Öl-Sprühkühlung bietet eine Möglichkeit zur Steigerung der Leistungsdichte durch die direkte Benetzung der Wickelköpfe mit einem Kühlmedium. Die Vorausberechnung dieser Kühlwirkung war bisher jedoch nahezu unmöglich, wodurch der Auslegungsprozess erschwert wird.

In dieser Arbeit wird ein thermisches Modell einer permanenterregten Synchronmaschine mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung vorgestellt. Dabei wird für die Kugellager ein drehzahlabhängiges Modell entwickelt und für die Statorwicklung ein dreidimensionales Modell zur Ermittlung des Temperaturfelds vorgestellt. Basierend auf einem binären Modellfluid werden Korrelationen für die lokalen als auch mittleren konvektiven Wärmeübergänge der Öl-Sprühkühlung an den Wicklungsenden aufgestellt, welche direkt im dreidimensionalen Modell der Statorwicklung genutzt werden können. Die Formation eines Sumpfs im Boden der Maschine reduziert die lokalen Wärmeübergänge signifikant und führt zu zusätzlichen Reibungsverlusten im Luftspalt.

Zur Validierung der Modelle wird eine permanenterregte Synchronmaschine mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung aufgebaut und hinsichtlich ihres Dauermoments untersucht. Durch die Anwendung der zuvor ermittelten Berechnungsvorschrift kann das Dauermoment mit einem mittleren absoluten prozentualen Fehler von 7 % bestimmt werden. Mit einer maximalen Stromdichte von 30 A/mm^2 kann das Dauermoment der Maschine mit Öl-Sprühkühlung, bezogen auf eine reine Wassermantelkühlung, um bis zu 48 % gesteigert werden.

Abstract

High power-density electrical machines are primarily limited by their cooling system. Oil-spray cooling offers a way to increase the power density by directly wetting the end windings. However, the prediction of the cooling effect is almost impossible, complicating the design process.

In this work, a thermal model of a permanent magnet synchronous machine with shaft spray cooled end windings is presented. A speed-dependent approach is adopted for the ball bearings and a three-dimensional approach is developed for the stator winding to determine the temperature field. Based on a binary model fluid, correlations are established for the local as well as average convective heat transfers of oil spray cooled end windings, which can be used directly in the three-dimensional model of the stator winding. The formation of a sump in the bottom of the machine significantly reduces the local heat transfer and leads to additional air gap losses.

To validate the model, an oil-spray cooled permanent magnet synchronous machine is built and investigated with respect to its continuous torque. By applying the previously determined correlation, the continuous torque can be predicted with a mean absolute percentage error of 7%. With a maximum current density of 30 A/mm^2 , the continuous torque of the oil-spray cooled machine can be increased by up to 48% relative to a water jacket cooling.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	iii
Abstract	v
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Stand der Technik	2
1.3 Gliederung der Arbeit	11
2 Grundlagen	15
2.1 Wärmeübertragung	15
2.1.1 Wärmeleitung	15
2.1.2 Wärmekonvektion	16
2.1.3 Wärmestrahlung	17
2.1.4 Phasenübergang	18
2.2 Permanenterregte Synchronmaschine	18
2.2.1 Temperaturabhängige Maschinenparameter	18
2.2.2 Verluste	20
2.2.3 Temperaturgrenzen	24
2.3 Messtechnik	25
2.3.1 Stoffdaten	25
2.3.2 Temperaturmessung	27
3 Modellbildung Gesamtsystem	29
3.1 Verteilte Leistungseinspeisung	29
3.2 Modellierung des Luftspalts	31
3.3 Kühlmantel	32
3.3.1 Thermische Kontaktwiderstände	34

3.4	Modellierung des Rotors	35
3.5	Verschaltung	36
3.6	Implementierung	38
4	Modellbildung Kugellager	41
4.1	Stand der Technik	41
4.2	Prüfling	43
4.3	Thermisches Ersatzschaltbild	43
4.4	Wärmeübertragungsmechanismen	45
4.4.1	Kontaktwiderstände	45
4.4.2	Konvektiver Wärmeübergang	47
4.4.3	Kugelrotation	50
4.4.4	Kugelwiderstand	51
4.5	Messaufbau und Messprinzip	54
4.6	Validierung	57
5	Modellbildung Statorwicklung	61
5.1	Stand der Technik	61
5.2	Modellierung Nut	64
5.3	Wickelkopf	67
5.3.1	Direkte Wickelkopfkühlungen	71
5.4	Versuchsaufbau	72
5.5	Validierung	74
6	Modellbildung Öl-Sprühkühlung	79
6.1	Stand der Technik	79
6.2	Vermessung lokaler Wärmeübergangskoeffizienten	81
6.2.1	Messkonzept	81
6.2.2	Modellfluidkonzept	84
6.2.3	Versuchsaufbau	86
6.2.4	Messergebnisse	89
6.2.5	Modellentwicklung	94
6.3	Vermessung mittlerer Wärmeübergangskoeffizienten	97
6.3.1	Messkonzept	97
6.3.2	Prüfling	101
6.3.3	Messergebnisse	103
6.3.4	Modellentwicklung	107

7	Systemprüfstand	111
7.1	Gesamtaufbau	111
7.2	Prüflingsmaschine	112
7.2.1	Fluidkreislauf	115
7.2.2	Materialeigenschaften	117
7.2.3	Temperatursensoren	118
7.3	Lastmaschine	119
7.4	Leistungselektronik	119
7.4.1	Antriebsumrichter	120
7.4.2	Aktiver Gleichrichter und Tiefsetzsteller	120
7.5	Signalverarbeitung und Messtechnik	120
8	Potentialanalyse	125
8.1	Wassermantelkühlung	126
8.2	Öl-Sprühnebelkühlung	129
8.2.1	Einfluss der Öl-Einlasstemperatur	129
8.2.2	Einfluss des Volumenstroms	133
9	Zusammenfassung	137
9.1	Ergebnisse der Arbeit	137
9.2	Möglichkeiten der Weiterentwicklung	139
A	Anhang	141
A.1	T-Ersatzschaltbild	141
A.2	Konvektive Wärmeübergänge in elektrischen Maschinen	144
A.2.1	Kühlmantel	144
A.2.2	Rotorkühlung	146
A.2.3	Wickelkopf	146
A.2.4	Stirnseite Statorblech	147
A.2.5	Stirnseite Rotorblech	147
A.2.6	Innenseite Lagerschild	148
A.2.7	Frei rotierende Welle	148
A.2.8	Freie Konvektion am Gehäuse	149
A.3	Blechquerschnitte	150
A.3.1	Querschnitt KSPM80	150
A.3.2	Querschnitt SKS1136	151
	Symbolverzeichnis	153

Abbildungsverzeichnis	163
Tabellenverzeichnis	169
Literaturverzeichnis	171

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Elektrische Antriebssysteme sind im alltäglichen Leben fest verankert, wobei die derzeitigen Fortschritte in der Entwicklung der Akkumulatortechnik neue Einsatzgebiete in mobilen Anwendungen ermöglichen. Vor allem die Elektrifizierung von Personenkraftwagen (PKWs) nimmt immer mehr an Fahrt auf, nicht zuletzt durch das Verbot der Zulassung von PKWs mit fossilen Brennstoffen ab 2035 in der Europäischen Union [1]. Dabei stieg die Zulassung von rein elektrisch betriebenen PKWs in Deutschland von 63.000 Elektroautos im Jahr 2019 auf 470.000 Elektroautos im Jahr 2022 an [2].

Durch diese zunehmende Elektrifizierung des Automobils, aber auch der Luft- und Schifffahrt [3, 4], gewinnt die Entwicklung von kompakten, leistungsdichten und energieeffizienten Elektromotoren immer mehr an Bedeutung. Dabei ist es prinzipiell möglich, alle Arten von Elektromotoren in den Fahrzeugen zu verbauen, wobei aktuell die permanenterrregte Synchronmaschine (PSM) aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte und ihrem hohen Wirkungsgrad die am weitesten verbreitete Variante darstellt. Neben der PSM ist auch die Asynchronmaschine häufig vertreten, da diese Variante keine vergleichsweise kostspieligen Permanentmagnete verwendet und als sehr robust gegenüber kurzzeitiger Überbelastung gilt. Unabhängig von der Art und Bauweise der elektrischen Maschine sinkt infolge der kompakteren Bauweise mit zunehmender Leistungsdichte die verfügbare Oberfläche zur Abfuhr der freigesetzten Wärme in der Maschine. Nach den allgemeinen Wachstumsgesetzen von elektrischen Maschinen kann eine Steigerung der Leistungsdichte bei gleichbleibend eingesetzten Materialien

durch eine Erhöhung der Drehzahl oder durch eine Erhöhung des Strombelags erzielt werden [5, 6]. Entsprechend kann die Kühlung verbessert werden, um bei geringerem Maschinenvolumen den gleichen Strombelag zu erzielen oder den Strombelag bei gleichbleibendem Maschinenvolumen zu erhöhen. Ebenfalls kann die Drehzahl der Maschine erhöht werden. Die Drehzahl ist dabei zum einen durch das Getriebe limitiert, da im Automobil die Raddrehzahl begrenzt ist. Entsprechend wird bei höheren Motordrehzahlen eine höhere Getriebeübersetzung benötigt, die zu einem geringeren Wirkungsgrad des Getriebes führt. Zum anderen ist die Drehzahl durch die mechanische Festigkeit des Rotors und die Eigenfrequenzen des Motors selbst begrenzt.

Bei der Verbesserung der Kühlung stoßen konventionelle Kühlmethoden, wie beispielsweise eine Wassermantelkühlung [7–10], an ihre Grenzen, da es zu einer Ausbildung von lokalen Temperaturerhöhungen kommen kann. Besonders die thermisch schlecht an die Mantelkühlung angebondenen Wicklungsenden der Statorwicklung neigen dabei zur Überhitzung.

Daher besteht die Notwendigkeit zur Entwicklung neuer Kühlkonzepte, um die Leistungsdichte in elektrischen Maschinen zu steigern und um eine thermisch bedingte Leistungsreduktion oder gar -degradation im Betrieb zu verhindern. Dabei ist es wichtig, die Kosten und die Komplexität des Systems für eine serientaugliche Produktion so gering wie möglich zu halten. Ebenfalls ist es wichtig, das thermische Verhalten durch die Kühlung zu bestimmen, um das Kühlkonzept in den Auslegungsprozess der Maschine einbinden zu können.

1.2 Stand der Technik

Zur Verbesserung der Kühlwirkung in elektrischen Maschinen gibt es in der Literatur verschiedene Methoden. Dabei unterscheiden sich die Methoden zwischen neuen Kühlkonzepten und denjenigen, die eine effektive Führung der Kühlkanäle nutzen, um die Kühlfläche zu maximieren und den thermischen Pfad zur Wärmequelle zu reduzieren. Ein solches Konzept wird beispielsweise im *Audi e-tron* [11, 12] angewendet, wobei ein gemeinsamer Kreislauf von Leistungselektronik und Maschine genutzt wird. Zudem werden in der Maschine der Mantel, die Lagerschilde und der Rotor in einem Kreislauf gekühlt, wodurch die Kühlfläche und entsprechend auch die Wärmeabfuhr maximiert wird.

Eine solches Kühlkonzept stößt jedoch ebenfalls schnell an seine Grenzen und ist in der Wärmeabfuhr limitiert, wodurch im Folgenden nur die neuartigen Kühlkonzepte betrachtet werden, da der Fokus dieser Arbeit ebenfalls auf einem dieser neuartigen Konzepte liegt.

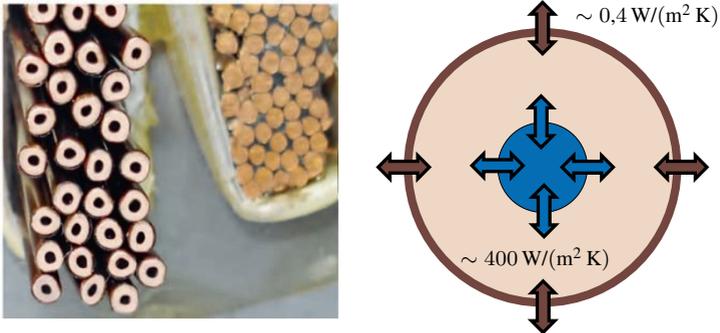


Abbildung 1.1: Abgewandelte Darstellung des Kühlkonzepts der Hohldrähte nach [17].

So untersuchen Lindh et al. und Petrov et al. [13–16] direktgekühlte Leiter, wobei Hohldrähte verwendet werden, um das Innere des Leiters als Kühlkanal zu nutzen. Dabei zeigen sie, dass sich der Temperaturanstieg der Leiter bei der Anwendung von Radial- und Axialflussmaschinen signifikant reduziert. Nitsche et al. [17] verfolgen zusammen mit *dynamic E flow* ein ähnliches Prinzip und zeigen, dass mit der Anwendung von direktgekühlten Hohldrähten nach Abbildung 1.1 die Maschine um bis zu 50 % kleiner dimensioniert werden kann. Ebenfalls dieser Art von Kühlkonzept zuzuordnen ist die Arbeit von Koushan et al. [18], in der für den Anwendungsfall der Luftfahrt eine additiv hergestellte Wicklung aus Aluminium verwendet wird und im Hohlraum der Leiter Wärmeröhre zur Wärmeabfuhr genutzt werden. Bei dem vorgestellten Motor wird simulativ eine maximale Leistungsdichte von 22,5 kW/kg für 60 s erreicht, wobei nur die Aktivteile zur Berechnung der Masse berücksichtigt werden. Als Nachteil des Kühlkonzepts der direktgekühlten Leiter gilt die Komplexität und die damit verbundenen höheren Kosten zur Herstellung der Leiter sowie der reduzierte elektrische Füllfaktor aufgrund des benötigten Bauraums für die Kühlkanäle. Zudem besteht das Risiko im Wickelprozess die Form des Kühlkanals durch Pressung zu verändern und im schlimmsten Fall sogar zu verschließen. Aus diesen Gründen beschränkt sich dieses Kühlkonzept auf Spezialanwendungen oder Anwendungen, bei denen die Kosten eine untergeordnete Rolle spielen, wie beispielsweise in der Luftfahrt.

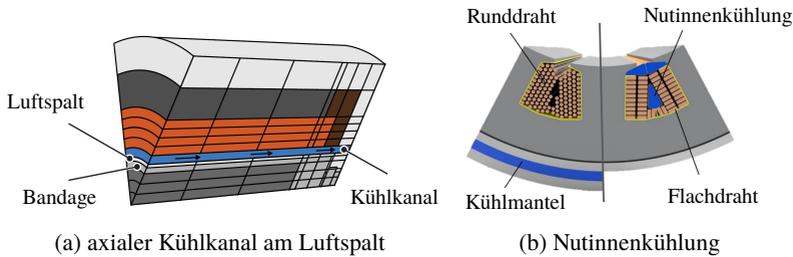


Abbildung 1.2: Anordnung axialer Kühlkanäle in der Nut, abgeändert von [19] und [20].

Des Weiteren existieren in der Literatur Methoden zur indirekten Nutinnenkühlung, wobei Kühlkanäle im Inneren der Nut platziert werden. Tüysüz et al. [19] untersuchen dabei ein in Abbildung 1.2 (a) dargestelltes Konzept für Hochdrehzahlmaschinen und platzieren den Kühlkanal an der Nutöffnung, wodurch nahezu eine Verdopplung der Leistungsdichte erzielt wird. Wie in Abbildung 1.2 (b) abgebildet, untersuchen Schiefer et al. und Langheck et al. [20, 21] einen Kühlkanal in der Mitte der Nut für eine konzentrierte Wicklung sowie Rechteckleiter und erreichen damit eine Dauerleistungsdichte von $3,3 \text{ kW/kg}$. Acquaviva et al. [22] untersuchen ein ähnliches Prinzip für Rundleiter und steigern die Dauerleistung um 75% .

Das Konzept bringt vor allem für konzentrierte Wicklungen mit einem vergleichsweise kurzen Wickelkopf ein Verbesserungspotential mit sich, wohingegen für Maschinen mit verteilter Wicklung der Wickelkopf nicht direkt gekühlt wird und das Potential eingeschränkt ist.

Einhergehend mit den zuletzt genannten Varianten der Nutinnenkühlung, werden Leichtbaukonzepte mit einem Kunststoffgehäuse [21] und Kühlkonzepte mit additiven Fertigungsmethoden getestet, wodurch komplexe Geometrien des Kühlkanals hergestellt werden können. Lamichhane et al. [23] und Ghahfarokhi et al. [24] geben dazu einen Überblick. Vergleichbar zur Nutinnenkühlung beschränken sich die gezeigten Konzepte vor allem auf die Kühlung in der aktiven Länge der Maschine, wodurch der Wickelkopf weiterhin thermisch schlecht angebunden ist und andere Konzepte zur Steigerung der Leistungsdichte notwendig sind.

Um eine bessere Kühlung der Wicklungsenden zu erzielen, nutzen Madonna et al. [25, 26] einen Epoxidschlauch als Kühlkanal und platzieren diesen zwischen zwei Leiterbündeln des Wickelkopfs einer konzentrierten Wicklung. Durch die Kühlung mit Wasser im Epoxidschlauch reduziert sich die maximale Temperatur der Wicklung um 25 %. Xu et al. [27] führen das Konzept des direktgekühlten Wickelkopfs weiter und fluten diesen komplett mit Öl, wobei der geflutete Endraum zum Luftspalt hin mit einem Mantel aus kohlenstoffverstärktem Kunststoff abgedichtet ist. Das Öl wird dabei von einem Endraum in den anderen Endraum durch axiale Öffnungen im Statorblech gepumpt. Der Effekt auf die Temperatur oder die Dauerleistung wird nicht analysiert. Nachteilig bei diesem Konzept ist die Notwendigkeit einer leistungsstarken Pumpe, da der Druckverlust im Wickelkopf aufgrund der komplexen Struktur vergleichsweise hoch ist. Entsprechend steigen die Kosten zur Implementierung dieses Kühlkonzepts. Zudem werden die einzelnen Bereiche des Wickelkopfs durch die komplexe Struktur unterschiedlich angeströmt. Dies führt zu unterschiedlichen konvektiven Wärmeübergängen und damit einhergehend zu einer inhomogenen Temperaturverteilung.

Eine weitere Option zur Verbesserung der Leistungsdichte mit einem direktgekühlten Wickelkopf ist die Öl-Sprühkühlung, auf der auch der Fokus dieser Arbeit liegt. Öl-Sprühkühlung wird in dieser Arbeit als allgemeiner Begriff des Kühlkonzepts verwendet und beinhaltet auch die Öl-Sprühnebelkühlung, die eine Zerstäubung des Öls und die Ausbreitung eines Ölnebels voraussetzt.

Die Idee bei diesem Konzept ist es, den Wickelkopf direkt mit Öl zu benetzen, um die Wärme direkt an den heißesten Stellen der Wicklung abzuführen. Das Öl sammelt sich anschließend am Boden jeden Endraums, von wo es mit einer zweiten Pumpe in den Ausgleichsbehälter gefördert wird. Durch die direkte Benetzung der Wicklungen wird der thermische Pfad zum Kühlmedium so kurz wie möglich gehalten. Somit liegen keine zusätzlichen thermischen Widerstände vor, wie beispielsweise beim Epoxidkanal der indirekten Nutinnenkühlung. Zudem sind vor allem die Herstellungskosten zur Implementierung einer solchen Kühlung gering, wodurch sie sich besonders für kostengetriebene Anwendungen, wie zum Beispiel als Traktionsantrieb im PKW, eignet. Allerdings werden für die Umsetzung zwei Pumpen benötigt, da es sich um ein offenes System handelt, wobei die zum Rückfördern des Öls benötigte Pumpe aufgrund des geringen Druckverlusts sehr klein dimensioniert werden kann.

Abbildung 1.3 zeigt eine beispielhafte elektrische Maschine mit drei unterschiedlichen Arten der Benetzung des Wickelkopfs. Bei dem Konzept der Öl-Sprühkühlung unterscheidet man zwischen der radialen ①, axialen ② und

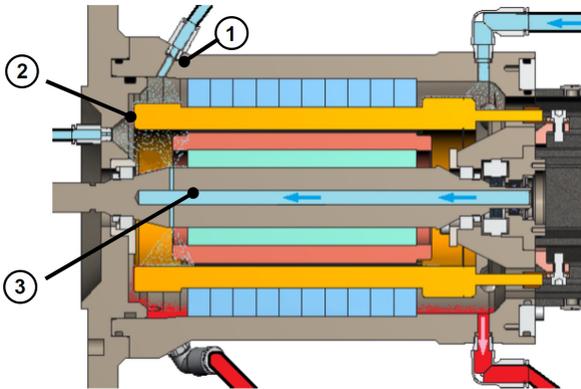


Abbildung 1.3: Beispielhafte elektrische Maschine mit den drei in der Literatur bekannten Arten der Öl-Sprühkühlung: ① radiale, ② axiale und ③ wellenseitige Benetzung.

wellenseitigen ③ Benetzung. Die axiale sowie radiale Benetzung kann passiv oder aktiv ausgeführt werden.

Von einer aktiven Benetzung wird in dieser Arbeit gesprochen, sofern Düsen zur Zerstäubung des Öls verwendet werden. In diesem Fall bildet sich ein Ölnebel aus, wie es bei einer passiven Benetzung, beispielsweise durch einfache Durchgangsbohrungen, nicht der Fall ist. Dabei ist zu beachten, dass bei einer aktiven Zerstäubung ein Druck von mehreren Bar notwendig ist, abhängig von der verwendeten Düse und dem verwendeten Kühlmedium. Dahingegen ist für eine passive Benetzung ein vergleichsweise geringer Druck ausreichend und es werden keine Düsen benötigt, sodass die Kosten des Systems weiter gesenkt werden können.

Zusätzlich untersuchen Li et al. [28–31] und Sarmadian [32] Fälle, bei denen der Wickelkopf mit Öl an dessen Sättigungsgrenze benetzt wird und beim Aufprall an den Wicklungsenden verdampft. Bei dem Prozess des Phasenwechsels kann die abgeführte Wärme deutlich gesteigert werden, wobei die Lebensdauer des Isolationslacks der Wicklung signifikant reduziert wird. Aus diesem Grund wird diese Art von Kühlung im Weiteren nicht betrachtet.

Beginnend mit der radialen Benetzung liefern Davin et al. [33] eine der ersten Veröffentlichungen und untersuchen dabei sowohl eine aktive als auch passive Benetzung einer Maschine mit konzentrierter Wicklung. Für die passive Benetzung unterscheiden sie zwischen einem Verteilerrohr mit Durchgangsbohrungen, das nur in der oberen Halbebene die Wicklungen benetzt und einem kompletten Ring mit Öffnungen. Dabei zeigt sich, dass die abgeführte Leistung je nach verwendeter Düse und eingesetztem Verteilerrohr um einen Faktor von 2,5 bis 5 gesteigert werden kann, im Vergleich zu einer Referenzmaschine. Ebenfalls belegen sie, dass bei steigender Drehzahl die Ölverteilung nicht mehr homogen über den Umfang verteilt ist. Ludois et al. [34] nutzen einen ähnlichen Verteilerring, der am Lagerschild befestigt ist und benetzen die Wicklungsenden in axialer Richtung. Chong et al. [35] untersuchen bei einer Hairpin-Wicklung mit aktiver radialer Benetzung den Einfluss der Düsenanzahl auf die Temperaturverteilung und arbeiten heraus, dass im unteren Bereich der Maschine aufgrund von Gravitationseffekten keine Düsen notwendig sind. Ebenso demonstrieren sie, dass die Auswahl eines breiteren Sprühwinkels der Düse, eine größere Düsenanzahl und eine höhere Einlassgeschwindigkeit zu einer homogeneren Temperaturverteilung im Motor führt.

Liu et al. [36, 37] untersuchen die gleiche Maschine und betrachten zusätzlich zur aktiven radialen Benetzung eine Platte mit Durchgangsbohrungen für eine passive radiale Benetzung. Diese Platte ist im oberen Teil der Maschine über den Wicklungen angebracht. Für die aktive Benetzung werden 12 über den Umfang gleichverteilte Düsen in axialer Richtung untersucht. Aus den erzielten Messergebnissen stellen sie über die gemessenen Temperaturen eine Berechnungsvorschrift für den Wärmeübergangskoeffizienten auf, die von der Volumenstromdichte und dem Einlassdruck abhängig ist. Ebenfalls untersuchen Liu et al. [38] den Temperaturanstieg jeder Nut für eine axiale Benetzung und berechnen aus der gesamten abgeführten Wärme und der Temperaturdifferenz zwischen Öl und Wickelkopf einen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten. Dabei wird festgestellt, dass der Wärmeübergangskoeffizient je nach verwendeter Düse bei gleichem Volumenstrom um bis zu einem Faktor von 7 variiert. Dies zeigt, dass die entwickelten Korrelationen nicht ohne Weiteres auf unterschiedliche Düsen übertragbar sind. An der gleichen Maschine ermitteln Zhang et al. [39] den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten jedes einzelnen Hairpin-Leiters für eine aktive axiale Benetzung und parametrisieren damit ein thermisches Ersatzschaltbild. Die Abweichung der berechneten mittleren Wicklungstemperatur liegt dabei unterhalb eines Fehlers von 13 %.

Als letzte Benetzungsvariante ist die wellenseitige Benetzung zu nennen, wobei bei dieser Variante lediglich passive Kühlungen in der Literatur existieren. Lim

et al. [40, 41] nutzen mehrere Öffnungen in der Welle, um das Öl an die Lager, die Statorwicklung und an das Getriebe zu schleudern. Bei dem vorgestellten Radnabenantrieb kann die maximale Wicklungstemperatur gegenüber dem Referenzmotor, bei dem eine nicht zirkulierende Ölkühlung eingesetzt wird, von 220 °C auf 140 °C reduziert werden. Park et al. [42] verwenden den gleichen Motor und leiten die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten des Wickelkopfs mithilfe einer Leistungsbilanz ab, wobei sie feststellen, dass der Wärmeübergangskoeffizient stark drehzahlabhängig ist. Dieser erhöht sich nahezu um Faktor 4 bei einer Drehzahlerhöhung von der Eckdrehzahl bis hin zur Maximaldrehzahl. Basierend auf den erzielten Erkenntnissen optimieren Saleem et al. [43] die zuvor beobachtete ungleichmäßige Fluidverteilung in beiden Endräumen simulativ, indem die Geometrie der Kühlkanäle angepasst wird. Assaad et al. [44] untersuchen eine Asynchronmaschine mit einer wellenseitigen Öl-Sprühkühlung und greifen dabei auf ein einfaches Design der Welle mit Durchgangsbohrungen zurück, wodurch eine äquivalente Fluidaufteilung in beiden Endräumen erreicht wird. Durch die Anwendung der Öl-Sprühkühlung kann die Dauerleistung im Vergleich zu einer luftgekühlten Asynchronmaschine verdoppelt werden, wobei die mechanischen Verluste für Volumenströme größer 3 l/min signifikant ansteigen.

Neben den Forschungsarbeiten wird die Öl-Sprühkühlung bereits in einigen Antriebssystemen, überwiegend im Automobilbereich, eingesetzt beziehungsweise befindet sich im Entwicklungsstatus. So untersuchen Gronwald et al. [45] zusammen mit *Volkswagen* an einem Hairpin-Stator des werksinternen modularen E-Antriebs-Baukastens den Effekt von acht radialen sowie axialen Düsen je Endraum in verschiedenen Konfigurationen. Je nach Konfiguration beobachten sie eine Temperaturreduktion von 15 - 30 K im Vergleich zur Referenzmaschine bei einer Gehäusetemperatur von 85 °C - 100 °C.

Neben den Entwicklungsarbeiten von *Volkswagen* untersuchen El-Refaeie et al. [46] mit *General Electric* bei einer Auslegung für das *FreedomCAR 2020* eine Variante mit der Anbringung von radialen Düsen und eine Variante mit Kühlkanälen in der Nutöffnung. Dabei wird gezeigt, dass die Öl-Sprühkühlung der Wicklungsenden den Temperaturanstieg im Vergleich zu den Kühlkanälen in der Nutöffnung weiter senken kann und das Design für die Serienproduktion geeigneter ist, ohne die mechanischen Reibungsverluste zu steigern.

Sano et al. [47] entwickeln zusammen mit *Toyota* den neuen Antriebsmotor mit einer Hairpin-Wicklung für deren Kompaktklassen Hybrid einschließlich des *Prius*. Dabei werden zum einen die Wicklungen passiv radial über einen Kühlkanal im Gehäuse beträufelt und zum anderen wird ein Teil des Öls direkt der Welle

zugeführt. Hierbei wird in axialer Mitte des Rotorblechpakets das Öl radial nach außen geleitet und fließt axial durch das Blechpaket, bevor es in dem jeweiligen Endraum verteilt wird. Somit wird durch die Rotation ebenfalls der Wickelkopf ausgehend von der Welle benetzt. Im Vergleich zum Vorgängermodell des *Prius* kann durch das neue Kühlkonzept der Motor um 35 % kleiner dimensioniert werden bei vergleichbarer Ausgangsleistung. Ein nahezu identisches Konzept ist von *Nidec* im *GAC Aion S* umgesetzt [48].

Lucid [49] und *Tesla* [50] haben das Konzept weiterentwickelt und ebenfalls in Serie umgesetzt. Dabei verfolgen beide ein Prinzip, bei dem das Statorblech in drei Teile segmentiert ist. Das Kühlmedium wird im mittleren Segment durch das einwandige Gehäuse zugeführt, durch axiale Kühlkanäle im Blech geleitet und anschließend auf die Wicklungen geträufelt. *Lucid* untersucht dabei mehrere Anordnungen und versucht die Kühlkanäle so nahe wie möglich an der Nut zu platzieren, um den thermischen Widerstand der Wicklungen in der Nut zum Kühlmedium zu verringern, ohne jedoch das elektromagnetische Verhalten maßgeblich zu beeinträchtigen. *Tesla* nutzt in seinem *Model 3* zusätzlich ein Rotorkühlsystem, wodurch das Öl in axiale Richtung aus dem Rotor geschleudert wird und somit die Wicklungen benetzt.

Als letzte Anwendung ist das Antriebssystem *Voltec 4ET50* von *General Motors* [51] zu nennen, wobei das Öl direkt vom Getriebe in den Motor geleitet und auf die Hairpin-Wicklungen geträufelt wird.

Daraus ergibt sich der erste wesentliche Vorteil der Öl-Sprühkühlung, bei der das verwendete Kühlmedium direkt vom Getriebe in den Motor weitergeleitet werden kann. Durch die direkte Benetzung des Wickelkopfs kann sowohl die Dauer- als auch Spitzenleistung, die primär von der Wickelkopftemperatur abhängig ist, maßgeblich gesteigert werden. Zudem wird eine homogenere Temperaturverteilung in den Wicklungen erzielt, resultierend in einer gesteigerten Lebensdauer der Wicklungen.

Nachteilig bei der Öl-Sprühkühlung ist jedoch die aufwändige Vorausberechnung des thermischen Verhaltens der Maschine im Auslegungsprozess. Dabei versuchen La Rocca et al. [52, 53] das thermische Verhalten über Computational Fluid Dynamics (CFD)-Simulationen zu bestimmen, wobei nur eine qualitative Aussage über beispielsweise die Anzahl und Position der verwendeten Düsen möglich ist. Das in der Maschine vorherrschende Strömungsverhalten ist dahingegen nahezu nicht nachzubilden.

Eine zweite Möglichkeit zur Vorhersage des thermischen Verhaltens der Maschine ist die Verwendung von thermischen Ersatzschaltbildern, wobei sich hierbei zwei Arten unterscheiden lassen. Zum einen kann ein Ersatzschaltbild mit einer geringen Anzahl von Knoten genutzt und die thermischen Parameter

durch die Methode der inversen Modellierung [54, 55] bestimmt werden. Diese Methode ist vielversprechend, sofern eine bestehende Auslegung einer Maschine mit Öl-Sprühkühlung genutzt wird, um das Modell zu parametrisieren und somit auf das thermische Verhalten der Maschine selbst oder auf das einer ähnlichen Auslegung zu schließen. Eine Adaption auf ein abweichendes Maschinendesign ist jedoch nicht ohne weiteres möglich.

Die zweite Art von thermischen Ersatzschaltbildern beschreibt eine Modellierung basierend auf Geometrie- und Materialparametern. Die Modelle haben im Vergleich zu den Modellen mit inverser Parametrisierung eine deutlich höhere Anzahl an Knoten- und Massenpunkten. Zur Anwendung und Vorhersage der Öl-Sprühkühlung sind geeignete Korrelationen notwendig, die abhängig vom hydrodynamischen Prozess, dem verwendeten Kühlmedium und dem Betriebspunkt der Maschine den konvektiven Wärmeübergang beschreiben.

In der Literatur existieren Modelle zum konvektiven Wärmeübergang von Prallstrahl- und Sprühnebelkühlungen in einem breiten Parameterbereich, jedoch sind zum aktuellen Zeitpunkt keine Modelle bekannt, die den konvektiven Wärmeübergang der Öl-Sprühkühlung in elektrischen Maschinen auf einem breiten Parameterraum beschreiben können.

Zusammenfassend lassen sich die für leistungsdichte elektrische Maschinen relevanten Varianten der Öl-Sprühkühlung nach Tabelle 1.1 klassifizieren.

Tabelle 1.1: Stand der Technik zur Öl-Sprühkühlung, eingeteilt in die unterschiedlichen Benetzungsvarianten des Kühlkonzepts.

Art der Benetzung	aktiv	passiv
radial	[33, 35–37, 45, 46]	[33, 37, 47–53]
axial	[36–39, 45, 53]	[34]
wellenseitig	-	[40–44, 47, 48, 50]

Eingliederung dieser Arbeit in den Stand der Technik

Die hier vorliegende Arbeit befasst sich mit der wellenseitigen Öl-Sprühkühlung von elektrischen Maschinen. Die im Rahmen dieser Arbeit ausgelegte PSM verfügt über einfache radiale Durchgangsbohrungen in der Welle, um das Öl an die Wicklungsenden der Maschine zu schleudern, wodurch eine passive Benetzung der Welle vorliegt.

In dieser Arbeit wird erstmals eine generische elektrische Maschine genutzt, um allgemeingültige lokale Wärmeübergangsmessungen in Abhängigkeit der maschinenspezifischen als auch hydrodynamischen Betriebsparameter durchzuführen. Dies ermöglicht das Erfassen von lokalen Effekten des konvektiven Wärmeübergangs. Auf Basis der lokalen Wärmeübergangsmessungen werden mittlere Wärmeübergangsmessungen durchgeführt, um daraus eine analytische Berechnungsvorschrift für den konvektiven Wärmeübergang an den Wickelköpfen zu entwickeln, die direkt in thermischen Ersatzschaltbildern genutzt werden kann. Durch die Verwendung von dimensionslosen Größen ist die Berechnungsvorschrift auf beliebige Geometrien innerhalb der Grenzen von üblichen PKW und LKW Antriebsmaschinen sowie für beliebige Kühlmedien und hydrodynamische Zustände anwendbar, womit der Anwendungsbereich gegenüber bestehenden Korrelation deutlich erweitert ist.

Basierend auf der vorliegenden Maschine wird ein thermisches Netzwerk aufgebaut, sodass das thermische Verhalten bereits im Auslegungsprozess bestimmt werden kann. Dabei wird ein Modell basierend auf den Geometrie- und Materialparametern entwickelt, um ein breites Einsatzspektrum zu ermöglichen.

Zur genauen Bestimmung des thermischen Verhaltens werden alle Teilkomponenten der Maschine modelliert, wobei der Fokus auf den Wicklungen und den Lagern liegt. Im Fall der Wicklungen wird ein dreidimensionales Modell basierend auf einer Unterteilung der Wicklung in axiale Ebenen und einer Temperatursausbreitung in Schichten innerhalb dieser Ebenen entwickelt. Durch diesen segmentierten Aufbau kann die Auswirkung der Öl-Sprühkühlung auf die Wicklungstemperatur realitätsgetreu berücksichtigt werden.

Neben der Wicklung bilden die Kugellager und die Permanentmagnete in einer PSM temperaturkritische Komponenten, wobei letztere durch in der Literatur bekannte Methoden thermisch modelliert werden können. Zur genauen Modellierung des thermischen Verhaltens der Kugellager wird ein drehzahlabhängiges Modell vorgestellt.

Die Dauerleistung einer PSM wird zuletzt mit dem entworfenen thermischen Ersatzschaltbild bestimmt und mit einem Prototyp am Prüfstand validiert.

1.3 Gliederung der Arbeit

Die Entwicklung von kompakten Antriebsmotoren, wie sie im Automobil zur Anwendung kommen, dient als Motivation dieser Arbeit, wobei alle elektrischen Maschinen mit hoher Leistungsdichte eine potenzielle Einsatzmöglichkeit der Öl-Sprühkühlung darstellen.

Im ersten Kapitel wird der Stand der Technik vorgestellt und die Arbeit eingeordnet. In Kapitel 2 werden die zur Modellierung notwendigen Grundlagen zur Wärmeübertragung, zum untersuchten Maschinentyp und der Messtechnik vorgestellt. Die Zusammenfassung des thermischen Gesamtmodells folgt in Kapitel 3.

Die im Detail modellierten Komponenten werden in den darauffolgenden Kapiteln näher beschrieben, wobei ein Überblick zum Stand der Technik der Detailkomponenten in den jeweiligen Kapiteln erfolgt.

Die Modellierung der Rillenkugellager in Kapitel 4 basiert auf einem drehzahlabhängigen Modell. Die in Kapitel 5 vorgestellte Modellierung der Statorwicklung verfolgt ein dreidimensionales Modell zur Bestimmung der Temperaturverteilung im Wickelkopf. In Zusammenarbeit mit dem Institut für thermische Verfahrenstechnik (TVT) wird die Öl-Sprühkühlung im Projekt *SprayCEM* (AiF-IGF 20913 N) ausgehend von einer wellenseitigen Benetzung in Kapitel 6 in Hinblick auf die lokalen als auch mittleren Wärmeübergangskoeffizienten untersucht und eine Berechnungsvorschrift zur direkten Einbindung in die thermischen Netzwerke entwickelt.

Nach der Vorstellung der untersuchten Maschine und des Prüfstands in Kapitel 7 wird die Validierung des thermischen Modells der Maschine in Kapitel 8 präsentiert. Der zentrale Aspekt der Validierung ist die Potentialanalyse der wellenseitigen Öl-Sprühkühlung in Bezug auf die Steigerung des Dauermoments im Vergleich zur Verwendung einer Wassermantelkühlung für die baugleiche PSM. Abschließend werden die zentralen Ergebnisse der Arbeit in Kapitel 9 zusammengefasst und Möglichkeiten zur Weiterentwicklung genannt.

Einen grafischen Überblick der Gliederung der Arbeit liefert Abbildung 1.4.

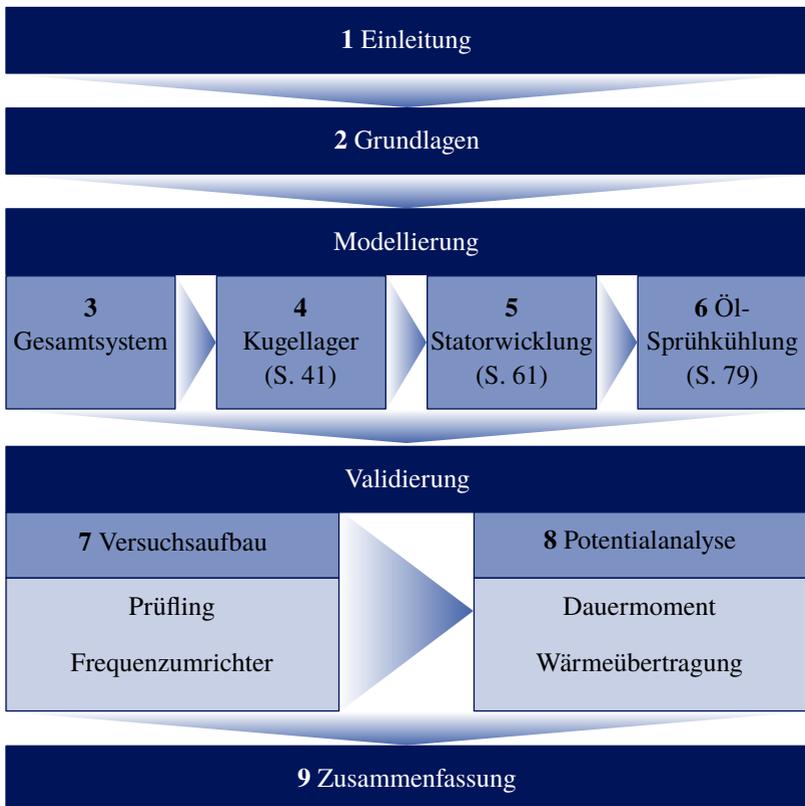


Abbildung 1.4: Struktureller Aufbau der vorliegenden Arbeit. Auf der in den Klammern der Teilkomponenten angegebenen Seite befindet sich die für jede Komponente spezifisch durchgeführte Literaturrecherche.

Kapitel 2

Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen der Thermodynamik beschrieben, soweit sie für die spätere Modellbildung der einzelnen Komponenten notwendig sind. Bezogen auf den untersuchten Maschinentyp der PSM werden die temperaturabhängigen Verluste und die Temperaturgrenzen, die in den einzelnen Komponenten zu beachten sind, beschrieben. Zuletzt werden die in dieser Arbeit verwendeten Messtechniken zum Erfassen der Stoffdaten und zum Messen der Temperaturen erläutert.

2.1 Wärmeübertragung

Die im folgenden Abschnitt behandelten Grundlagen zur Wärmeübertragung können den einschlägigen Standardwerken zur Wärmeübertragung, wie beispielsweise [56], entnommen werden.

2.1.1 Wärmeleitung

Unter Wärmeleitung, auch Wärmediffusion oder Wärmekonduktion genannt, wird der Wärmefluss in einem Feststoff oder ruhenden Fluid, das als gemeinsamer Begriff für Flüssigkeiten und Gase gilt, infolge eines Temperaturgradienten verstanden. Der Wärmestrom ist dabei stets normal zu den Linien konstanter Temperatur gerichtet und der Wärmestrom fließt gemäß dem zweiten Hauptsatz

der Thermodynamik immer in Richtung des geringeren Temperaturniveaus. Die Wärmestromdichte \vec{q} ist gegeben durch Gleichung (2.1):

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \nabla \vartheta \quad (2.1)$$

Darin beschreibt λ die Wärmeleitfähigkeit und ϑ die Temperatur des Elements. Für den eindimensionalen Fall und konstante Stoffdaten ergibt sich der Wärmestrom \dot{Q} im stationären Zustand ohne Wärmequellen einer ebenen Wand zu

$$\dot{Q} = \frac{\lambda \cdot A_Q}{d} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2), \quad (2.2)$$

wobei ϑ_1 und ϑ_2 die Temperaturen an den Seiten eines Elements bezeichnen sowie A_Q die Querschnittsfläche und d die Dicke des Elements (hier: Wand) beschreibt. Der thermische Widerstand R_{th} der Wärmeleitung ergibt sich zu

$$R_{th} = \frac{d}{\lambda \cdot A_Q} \quad (2.3)$$

Wärmeleitung tritt in elektrischen Maschinen innerhalb der Feststoffe jeder Komponente auf. Zusätzlich entstehen zwischen Komponenten verschiedener Materialien thermische Kontaktwiderstände. Eine genaue Betrachtung des Kontaktwiderstands zwischen dem Kühlgehäuse und dem Statorblechpaket wird in Abschnitt 3.3.1 durchgeführt.

2.1.2 Wärmekonvektion

Wärmekonvektion ist die Ausbreitung der Wärmeenergie, wobei die Materie ihre Lage in der Umgebung ändert. Die Materie wird mittels eines Fluids an- und abtransportiert. Zwei Arten der Konvektion werden dabei unterschieden:

Natürliche beziehungsweise freie Konvektion ist ein Phänomen der Fluidmechanik, bei dem ein Gradient im Fluid eine Bewegung verursacht. Dieser Gradient kann sich auf verschiedene Größen beziehen, wie zum Beispiel den Temperaturunterschied (Wärmekonvektion), den Konzentrationsunterschied (chemische Konvektion) oder die Oberflächenspannung (thermokalillare Konvektion). Ein Temperatur- oder Konzentrationsgradient verursacht Dichteunterschiede im Fluid. Die dabei entstehende archimedische Auftriebskraft verursacht laterale Bewegungen. Natürliche Konvektion findet in elektrischen Maschinen beispielsweise an den Lagerschilden oder am Gehäuse statt, an denen es aufgrund des Temperaturgradienten zur Umgebung zum Wärmeaustausch kommt.

Erzwungene beziehungsweise forcierte Konvektion findet statt, wenn das Fluid von einer externen Quelle, zum Beispiel einem Lüfter oder einer Pumpe in Bewegung versetzt wird.

Ein weit verbreitetes Beispiel für die erzwungene Konvektion im Bereich der elektrischen Maschinen stellt die Mantelkühlung dar. Hierbei wird das Kühlmedium mithilfe einer externen Pumpe durch den Mantel der Maschine geleitet. Für beide beschriebenen Fälle ergibt sich der Wärmestrom \dot{Q} zu

$$\dot{Q} = \frac{1}{R_{\text{th}}} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) = h \cdot A \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2), \quad (2.4)$$

wobei A die umströmte Fläche beschreibt. Der Wärmeübergangskoeffizient h hängt von den Eigenschaften des Fluids, aber auch vom Volumenstrom ab.

2.1.3 Wärmestrahlung

Die Wärmestrahlung ist ein Phänomen, das sich durch den elektromagnetischen Energieaustausch charakterisieren lässt und woran die dazwischen liegende Umgebung nur wenig oder gar nicht teilnimmt. Strahlung ist der einzige Wärmeübertragungsmechanismus, der Wärmeenergie im Vakuum verbreitet. Bei Strahlung durch Luft wärmen sich die Oberflächen wesentlich stärker auf als die Luft selbst. Die Menge der abgegebenen Wärmeenergie hängt stark von den Eigenschaften der Oberfläche ab. Dunkle Oberflächen emittieren beziehungsweise absorbieren bei gleicher Temperatur mehr Wärmestrahlung als hellere. Dies lässt sich durch den Emissionsgrad ϵ beschreiben.

Der entstehende Wärmestrom durch Wärmestrahlung lässt sich mit dem Stefan-Boltzmann-Gesetz ausdrücken:

$$\dot{Q} = A \cdot \sigma \cdot \epsilon \cdot (\vartheta_1^4 - \vartheta_2^4), \quad (2.5)$$

wobei σ die Stefan-Boltzmann-Konstante, gegeben durch $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$, beschreibt. In der Praxis der elektrischen Maschinen wird der Anteil der Wärmestrahlung bei Temperaturen unter $400 \text{ }^\circ\text{C}$ gewöhnlich nicht betrachtet [57], da dieser im Verhältnis zur Wärmeleitung und der Wärmekonvektion einen vernachlässigbaren Einfluss hat.

2.1.4 Phasenübergang

Ein Phasenübergang beschreibt in der Thermodynamik die Umwandlung einer Phase eines Stoffs in eine andere Phase. Bei dieser Phasenumwandlung wird Energie freigesetzt beziehungsweise aufgenommen. Die Phasengrenzlinien hängen von Temperatur, Druck und chemischer Zusammensetzung ab. Die Menge an aufgenommener beziehungsweise freigesetzter Energie ist ebenfalls stoffspezifisch und abhängig von der Lage der Phasengrenzlinie. In elektrischen Maschinen gibt es spezielle Kühlkonzepte, die den Phasenübergang nutzen. Die abgeführte Wärmemenge kann beispielsweise bei einer direkten Wickelkopfkühlung signifikant erhöht werden, wenn beim Auftreffen des Fluids eine Phasenumwandlung stattfindet [28–32].

2.2 Permanenterregte Synchronmaschine

Im folgenden Abschnitt werden die temperaturabhängigen Maschinenparameter, die Verluste und die Temperaturgrenzen in einer PSM betrachtet. Insbesondere die betriebspunktabhängigen Verluste sind ein wichtiger Teil der thermischen Modellierung der elektrischen Maschine, da diese direkt als Wärmequellen in den Modellen dienen. Auf eine detaillierte Funktionsweise sowie Betriebsstrategie einer PSM wird aus Gründen der Übersichtlichkeit verzichtet und kann beispielsweise [58] entnommen werden.

2.2.1 Temperaturabhängige Maschinenparameter

Das elektromagnetische Verhalten einer PSM ist temperaturabhängig, da sich die Eigenschaften der Permanentmagnete mit ihrer Temperatur ändern. Im Gegensatz dazu ist die Änderung der elektromagnetischen Eigenschaften des Elektroblechs vernachlässigbar [59]. Abbildung 2.1 zeigt einen Ausschnitt der Magnetisierungskurve eines Magneten vom Typ *N30UH* des Herstellers *Arnold Magnetics* [D1]. Dabei ist erkennbar, dass die Remanenzflussdichte B_{rem} und die Koerzitivfeldstärke der magnetischen Flussdichte H_{cB} bei steigender Magnettemperatur ϑ_{PM} sinken. Der Einfluss auf diese Größen ist je nach Magnetmaterial verschieden und in Tabelle 2.1 zusammengefasst. In einer elektrischen Maschine ändert sich die Permanentmagnetflussverkettung Ψ_{PM} in Abhängigkeit der Magnettemperatur ϑ_{PM} und kann als Funktion der Magnettemperatur aufgefasst werden $\Psi_{\text{PM}} = f(\vartheta_{\text{PM}})$. Die Permanentmagnetflussverkettung wirkt sich

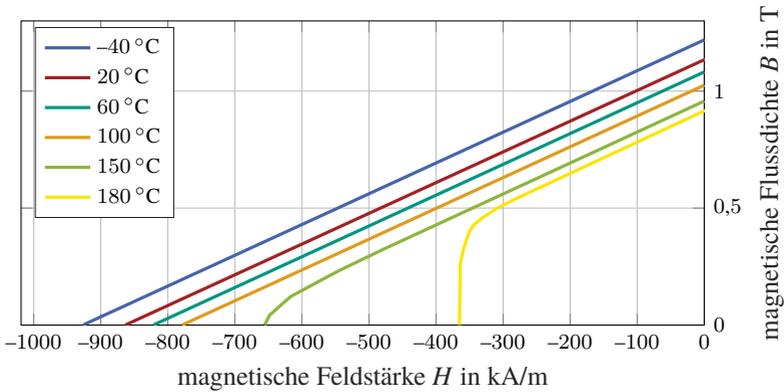


Abbildung 2.1: Magnetisierungskurve in Abhängigkeit der Magnettemperatur für einen beispielhaften Permanentmagneten vom Typ *N30UH* des Herstellers *Arnold Magnetics* [D1] mit $B_{\text{rem}} = B(H = 0)$ und $H_{\text{cB}} = H(B = 0)$.

Tabelle 2.1: Temperaturabhängigkeit der Materialdaten von Permanentmagneten

Magnetmaterial	ΔB_{rem}	ΔH_{cB}
NdFeB	$-0,09 \dots -0,12 \text{ \%}/\text{K}$	$-0,4 \dots -0,6 \text{ \%}/\text{K}$
SmCo	$-0,03 \dots -0,05 \text{ \%}/\text{K}$	$-0,2 \dots -0,3 \text{ \%}/\text{K}$
AlNiCo	$-0,025 \dots -0,035 \text{ \%}/\text{K}$	$-0,025 \dots +0,03 \text{ \%}/\text{K}$

direkt auf das elektromagnetische Drehmoment M_{em} aus und ergibt sich unter der Annahme von konstanten Induktivitäten zu

$$M_{\text{em}} = \frac{3}{2} \cdot p \cdot [(\Psi_{\text{PM}}(\vartheta_{\text{PM}}) + L_{\text{d}} \cdot i_{\text{d}}) \cdot i_{\text{q}} - L_{\text{q}} \cdot i_{\text{q}} \cdot i_{\text{d}}] \quad (2.6)$$

Darin bezeichnet p die Polpaarzahl, i_{d} und i_{q} den Strom sowie L_{d} und L_{q} die Induktivitäten im d- und q-Rotorkoordinatensystem. Für einen vordefinierten maximalen Statorstrom ändert sich entsprechend das maximale elektromagnetische Moment der Maschine in Abhängigkeit der Magnettemperatur. Neben dem elektromagnetischen Moment hat die Permanentmagnetflussverkettung Einfluss

auf die Spannungsgleichungen, welche im quasistationären Zustand folgendermaßen ausgedrückt werden können:

$$u_d = R_S(\vartheta) \cdot i_d - \omega_{el} \cdot (L_q \cdot i_q) \quad (2.7)$$

$$u_q = R_S(\vartheta) \cdot i_q + \omega_{el} \cdot (\Psi_{PM}(\vartheta_{PM}) + L_d \cdot i_d) \quad (2.8)$$

Dabei bezeichnet $R_S(\vartheta)$ den temperaturabhängigen Statorwiderstand einer Phase und ω_{el} die elektrische Winkelgeschwindigkeit. Mit der Annahme eines konstanten Statorwiderstands ändert sich die im Stator induzierte Spannung in Abhängigkeit der Magnettemperatur und unter Berücksichtigung der Spannungsgrenze mit $u_{max} = \sqrt{u_d^2 + u_q^2}$ verschiebt sich der Eckpunkt der Maschine. Je nach Magnettemperatur ändern sich die optimalen Ströme zur verlustoptimalen Ansteuerung [58], die im Betrieb beispielsweise durch Lookup-Tabellen in Abhängigkeit der Magnettemperatur nachgeführt werden können.

2.2.2 Verluste

Stromwärmeverluste

Stromwärmeverluste oder auch I^2R -Verluste sind Verluste in stromdurchflossenen Leitern und können mit Gleichung (2.9) beschrieben werden. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass der elektrische Widerstand des Leiters $R_{el}(\vartheta)$ nach Gleichung (2.10) von der Temperatur ϑ abhängig ist:

$$P_{Cu}(\vartheta) = R_{el}(\vartheta) \cdot I^2 \quad (2.9)$$

$$R_{el}(\vartheta) = k_I \cdot R_{el,0} \cdot [1 + \alpha_0 \cdot (\vartheta - \vartheta_0)] \quad (2.10)$$

Darin beschreibt I den Effektivstrom im Leiter und $R_{el,0}$ den elektrischen Widerstand des Leiters bei einer Referenztemperatur ϑ_0 . Im Fall von Kupferleitern beträgt der Temperaturkoeffizient $\alpha_0 = 3,93 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}$.

Der Effekt der Stromverdrängung wird durch den Faktor k_I berücksichtigt, der die Erhöhung des Leiterwiderstands beschreibt. Zu Stromverdrängungseffekten gehören der Skin-Effekt und der Proximity-Effekt. Die beiden frequenzabhängigen Effekte sind in der Literatur vielfach beschrieben und können beispielsweise in [60] nachgelesen werden.

Eisenverluste

Die Eisenverluste, auch Ummagnetisierungsverluste genannt, fallen in elektrischen Maschinen sowohl im Statorblech als auch im Rotorblech an. Die Verluste sind von der Frequenz und damit direkt von der Drehzahl der Maschine abhängig und setzen sich nach Bertotti [61] aus drei Teilen zusammen:

- Die **Hystereseverluste** entstehen durch die ständige Ummagnetisierung des Eisens, in dem eine Hysteresekurve durchlaufen wird. Der Flächeninhalt dieser Hystereseschleife entspricht der spezifischen Energie, die in jedem Zyklus zugeführt werden muss. Physikalisch lässt sich diese Arbeit mit Reibungswärme beim Drehen der Weisschen Bezirke erklären. In erster Näherung ist die Verlustleistungsdichte p_{hyst} proportional zum Quadrat der Amplitude der magnetischen Flussdichte \hat{B}^2 und der elektrischen Frequenz f :

$$p_{\text{hyst}} = k_{\text{hyst}} \cdot f \cdot \hat{B}^2 \quad (2.11)$$

Der Vorfaktor k_{hyst} beinhaltet den Materialkennwert für die spezifischen Hystereseverluste σ_{hyst} sowie einen Korrekturfaktor, der den Einfluss von Gefügeänderungen im Bereich der Schnittkanten berücksichtigt.

- **Wirbelstromverluste** entstehen durch ein sich zeitlich änderndes Magnetfeld. Dieses Magnetfeld induziert im Stator- beziehungsweise Rotorblechpaket eine Spannung, die im elektrisch leitfähigen Elektromblech einen Stromfluss hervorruft. Die dadurch entstehenden Stromwärmeverluste werden als Wirbelstromverluste bezeichnet. Die Verlustleistungsdichte p_{wb} kann unter Annahme eines sinusförmigen magnetischen Flussdichteverlaufs mit Gleichung (2.12) ausgedrückt werden:

$$p_{\text{wb}} = \frac{\pi^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{\text{Fe}}}{\rho_{\text{Fe}}} \cdot d_{\text{Fe}}^2 \cdot f^2 \cdot \hat{B}^2 \quad (2.12)$$

Dabei beschreibt ρ_{Fe} die Dichte, σ_{Fe} die elektrische Leitfähigkeit und d_{Fe} die Dicke des Blechmaterials. Die Wirbelstromverluste steigen quadratisch mit der Frequenz und sind vor allem bei hohen Frequenzen zu berücksichtigen. Verringert werden können die Wirbelstromverluste durch eine möglichst dünne Ausführung der Elektrombleche, die mittels einer Lack- oder Oxidschicht gegeneinander isoliert sind. Übliche Dicken von kaltgewalztem Elektromblech sind zwischen 0,2 mm – 1 mm, wobei im Bereich der Traktionsantriebe üblicherweise Dicken von 0,2 mm – 0,35 mm eingesetzt werden [62].

- **Exzessverluste** beschreiben eine Verschiebung der Blochwände innerhalb der Domänenstruktur des Werkstoffs, die nicht verlustfrei vonstatten geht [63]. Mathematisch beschreiben lässt sich die Verlustleistungsdichte der Exzessverluste p_{exz} mit Gleichung (2.13):

$$p_{\text{exz}} = k_{\text{exz}} \cdot f^{3/2} \cdot \hat{B}^{3/2} \quad (2.13)$$

Der Faktor k_{exz} ist unter anderem von der Materialstruktur und dem elektrischen Leitwert abhängig.

Die gezeigten Verlustfaktoren sind nicht nur von den Materialeigenschaften abhängig, sondern ändern sich auch durch die Fertigungseinflüsse [64] und die mechanischen Spannungen, die auf das Material wirken [65].

Der Einfluss der Temperatur auf die Verluste besteht aus zwei Faktoren. Zum einen sinkt die Amplitude der magnetischen Flussdichte bei einer höheren Magnettemperatur und die Verluste reduzieren sich. Zum anderen steigt bei einer steigenden Blechtemperatur der spezifische Widerstand des Blechs, wodurch sich die Verluste ebenfalls reduzieren [59, 66]. Der Einfluss des sich ändernden spezifischen Widerstands erfordert eine genau Kenntnis über die Materialeigenschaften und wird aus diesem Grund vernachlässigt.

Magnetverluste

Durch die Statornutung sowie den Einfluss der Wechselrichtertaktung, kommt es zu Oberwellen in der magnetischen Luftspaltflussdichte und auch in den Magneten kommt es zu einer zeitlichen Änderung der magnetischen Flussdichte. Durch die elektrische Leitfähigkeit der Permanentmagnete entstehen Wirbelstromverluste analog zu den Wirbelstromverlusten in den Blechpaketen.

Lagerverluste

Die in einem Kugellager entstehenden Verluste sind vor allem auf die Rollreibung und Gleitreibung zwischen den Kugeln und den Laufbahnen zurückzuführen. Zusätzliche Verluste bei ölgefluteten Lagern oder Lagern mit einer schleifenden Abdichtung werden hier nicht betrachtet und können beispielsweise in [67] nachgelesen werden. Die Lagerverlustleistung P_{Lager} kann nach Gleichung (2.14) für einen rotierenden Innenring bestimmt werden:

$$P_{\text{Lager}} = \omega_i \cdot (M_{\text{rr}} + M_{\text{gleit}}) \quad (2.14)$$

Dabei beschreibt ω_i die Winkelgeschwindigkeit des Innenrings. Das Rollreibungsmoment M_{rr} kann näherungsweise bestimmt werden durch

$$M_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (\nu_F \cdot n)^{0,6}, \quad (2.15)$$

wobei ϕ_{ish} den Schmierfilmdickenfaktor, ϕ_{rs} den Schmierstoffverdrängungsfaktor, G_{rr} einen lager- und lastspezifischen Rollreibungsgrundwert, ν_F die kinematische Viskosität des Schmierfetts und n die Drehzahl beschreibt. Das Gleitreibungsmoment hingegen kann mit Gleichung (2.16) angenähert werden:

$$M_{gleit} = G_{gleit} \cdot \mu_{gleit} \quad (2.16)$$

Darin beschreibt μ_{gleit} die Gleitreibungszahl und G_{gleit} einen lager- und lastspezifischen Gleitreibungsgrundwert. Alle Faktoren sind den herstellereigenen Datenblättern zu entnehmen. Zusätzlich zu den lagerspezifischen Parametern ändern sich mit der Lagertemperatur die Stoffdaten des Schmierfetts, die einen Einfluss auf die Verlustleistung des Lagers haben.

Luftreibungsverluste

Die Grundlagen zur Berechnung der Luftreibungsverluste für einen Innenläufer sind in [68] zu finden. Dabei werden drei unterschiedliche Strömungen unterschieden:

- tangentielle Strömungen durch die Rotation des Rotors
- axiale Strömung eines Fluids durch einen externen Lüfter oder einer Pumpe
- Taylorwirbel durch die Zentrifugalkraft

Die Luftreibungsverluste P_{LS} , unter Vernachlässigung einer axialen Strömung, werden durch Gleichung (2.17) beschrieben:

$$P_{LS} = k_1 \cdot C_f \cdot \rho_F \cdot \pi \cdot \omega_{rot}^3 \cdot r_{rot}^4 \cdot l_{rot} \quad (2.17)$$

Darin beschreibt k_1 einen Rauigkeitskoeffizienten, der für glatte Oberflächen $k_1 = 1$ beträgt, ρ_F die Dichte des Fluids im Luftspalt, ω_{rot} die Winkelgeschwindigkeit des Rotors, r_{rot} den Rotorradius und l_{rot} die Rotorlänge. Der

Reibungskoeffizient C_f wird für zwei verschiedene Turbulenzbereiche, die durch die Reynolds-Zahl Re_{LS} beschrieben werden, definiert:

$$C_f = 0,515 \cdot \frac{1}{Re_{LS}^{0,5}} \cdot \left(\frac{\delta_{LS}}{r_{rot}} \right)^{0,3} \quad 500 < Re_{LS} < 10^4 \quad (2.18)$$

$$C_f = 0,0325 \cdot \frac{1}{Re_{LS}^{0,2}} \cdot \left(\frac{\delta_{LS}}{r_{rot}} \right)^{0,3} \quad Re_{LS} > 10^4 \quad (2.19)$$

Die Reynoldszahl im Luftspalt Re_{LS} wird in Abhängigkeit der Luftspaltweite δ_{LS} , der kinematischen Viskosität ν_F des Fluids und der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors v_{rot} durch Gleichung (2.20) ausgedrückt:

$$Re_{LS} = \frac{v_{rot} \cdot \delta_{LS}}{\nu_F} \quad (2.20)$$

In Abhängigkeit der Temperatur des Fluids im Luftspalt ändern sich die Stoffdaten des Fluids, wodurch sich die Reynolds-Zahl ändert, die über den Reibungskoeffizienten einen direkten Einfluss auf die Luftspaltverluste hat.

Gelangt beispielsweise das Öl einer direkten Wickelkopfkühlung in den Luftspalt, so steigen die Luftspaltverluste durch die deutlich höhere Dichte des Fluids signifikant an.

In dieser Arbeit wird angenommen, dass sich die Luftspaltverluste hälftig auf den Rotor und den Stator aufteilen.

2.2.3 Temperaturgrenzen

Im thermischen Auslegungsprozess einer PSM beschreiben die Permanentmagnete im Rotor und das Isolationssystem der Statorwicklung die kritischen Komponenten. Das Isolationssystem der Statorwicklung besteht aus dem Isolationspapier, das die Statorwicklung elektrisch gegen das Statorblechpaket isoliert, den Phasentrennern zur Isolation zweier Phasen und dem Isolationslack der einzelnen Kupferdrähte. Durch die hohe thermische Belastung kann der Isolationslack verspröden oder schrumpfen. Einhergehend mit den unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten des Kupferleiters und der Lackschicht entsteht bei Erwärmung der Leiter zudem eine mechanische Belastung, die zu Spannungsrissen in der Lackschicht führen kann [69]. Zusätzlich verringert sich sowohl die elektrische als auch die mechanische Robustheit des Lackdrahts in Abhängigkeit seines Alterungszustands.

Tabelle 2.2: Thermische Klassifikation von Isolationswerkstoffen

Isolierstoffklasse	Kennung	Dauerbetriebstemperatur in °C
130	B	130
155	F	155
180	H	180
200	N	200

Die verschiedenen Isolierstoffklassen sind in der *DIN EN 60085* [D2] genormt. Eine Auswahl an relevanten Isolierstoffklassen ist Tabelle 2.2 zu entnehmen. Dabei gibt die Dauerbetriebstemperatur eine Referenzlebensdauer von 20 000 h an und wird je 8 K dauerhafte Temperaturüberhöhung halbiert [70]. PKW Antriebsmotoren werden typischerweise auf ca. 6000 h – 8000 h ausgelegt [71]. Weitere kritische Komponenten in elektrischen Maschinen bezogen auf deren maximale Temperatur sind die Lager und die Vergussmasse. Bei den Vergussmassen liegt ein ähnliches System vor wie bei den Isolierwerkstoffen der Statorwicklung. Die Vergussmasse sollte aus diesem Grund für den gleichen oder einen höheren Temperaturindex als das Isoliersystem ausgelegt werden. Für Kugellager, wie sie in elektrischen Maschinen eingesetzt werden, ist die maximale Betriebstemperatur vor allem durch den Schmierstoff und das Dichtungssystem begrenzt. So sind die standardmäßigen Rillenkugellager vom Hersteller *SKF* für Betriebstemperaturen bis mindestens 120 °C geeignet [67]. Für Hoch- oder auch Tieftemperaturanwendungen sind Lager mit speziellen Schmierstoffen und Dichtungen auszuwählen.

2.3 Messtechnik

2.3.1 Stoffdaten

Für eine präzise Modellierung ist die genaue Kenntnis der Stoffdaten der jeweiligen Komponenten notwendig. Die temperaturabhängigen Stoffdaten der Materialien sind nicht immer vom Hersteller gegeben, weshalb es unausweichlich ist, die Stoffdaten der Materialien zu ermitteln.

Dichte

Zur Bestimmung der Dichte ρ von Flüssigkeiten und Gasen kann beispielsweise ein Biegeschwinger genutzt werden. Dabei wird das Fluid in ein U-förmiges Röhrchen gegeben und zu einer Schwingung angeregt. Über die Bestimmung der Eigenfrequenz kann auf die Dichte geschlossen werden [72]. Bei Festkörpern kann ein Pyknometer, ein Glaskolben mit genau justiertem Füllvolumen, genutzt werden. Durch Bestimmung der Masse eines leeren Kolbens und einem mit dem zu untersuchenden Festkörper bestimmten Volumens gefüllten Kolben, kann die Dichte berechnet werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Pyknometer vom Typ *Micro-Ultrapys 1200e* des Herstellers *Quantachrome* verwendet.

Spezifische Wärmekapazität

Die spezifische Wärmekapazität c_p wird mittels zwei identischer, verkapselter Behälter bestimmt, wobei ein Behälter die zu untersuchende Probe bekannter Masse enthält und der andere luftgefüllte Behälter als Referenz dient. Die beiden Behälter werden in einem Wärmebad dem gleichen Temperaturänderungsprogramm ausgesetzt. Aus der sich einstellenden Temperaturdifferenz zwischen den beiden Behältern, kann die spezifische Wärmekapazität der Probe bestimmt werden. Das Verfahren wird als dynamische Differenzkalorimetrie [73] bezeichnet und wird für die vorgestellten Materialien mit dem Gerät *DSC Q2000* des Herstellers *TA Instruments* durchgeführt.

Wärmeleitfähigkeit

Die Wärmeleitfähigkeit λ wird mittels des Laser-Flash-Verfahrens nach Parker [74] mit dem Gerät *LFA 467* des Herstellers *Netzsch* ermittelt. Dabei wird eine präparierte Probe auf einer Seite mit einem kurzen Laserimpuls erhitzt. Die Temperaturerhöhung, erzeugt durch die variabel einstellbare Energie des Laserpulses, wird durch ein Infrarotmessgerät auf der Gegenseite der Probe detektiert. Aus der daraus resultierenden Temperaturleitfähigkeit κ kann die Wärmeleitfähigkeit λ über Gleichung (2.21) bestimmt werden:

$$\lambda = \kappa \cdot \rho \cdot c_p \quad (2.21)$$

Hierin beschreibt ρ die Dichte und c_p die spezifische Wärmekapazität der Probe. Die Wärmeleitfähigkeit kann durch vorheriges Erwärmen der Probe temperaturabhängig vermessen werden.

Eine alternative Methode beschreibt die stationäre Zylindermethode nach ASTM D5470-12 [75], wobei ein Thermal Interface Material (TIM)-Tester verwendet wird. Die Probe wird zwischen zwei Zylinder bekannten Referenzmaterials eingespannt und mit einem Wärmestrom beaufschlagt. Durch die entstehende Temperaturdifferenz über der Probe und Kenntnis des eingepprägten Wärmestroms, kann die Wärmeleitfähigkeit bestimmt werden.

2.3.2 Temperaturmessung

Zur Temperaturmessung können sowohl berührende Sensoren (Thermoelemente, Widerstandsmessung) als auch berührungslose Sensoren (Infrarotsensoren) eingesetzt werden. Bei den berührenden Sensoren ist vor allem die thermische Anbindung an den Prüfling wichtig. In dieser Arbeit werden Typ K Thermoelemente und Platin-Messwiderstandssensoren vom Typ Pt100 eingesetzt, weshalb nur diese Messmethoden im Folgenden beschrieben werden. Andere Messkonzepte zur Temperaturmessung können beispielsweise in [76] nachgeschlagen werden.

Thermoelemente

Thermoelemente bestehen aus zwei metallischen Adern unterschiedlichen Materials. Wie in Abbildung 2.2 gezeigt, ist ein Ende des Leiterpaares elektrisch miteinander verbunden (Messstelle), wobei die Klemmen am anderen Ende des Kabels offen ausgeführt sind (Vergleichsstelle).

Die Temperaturmessung basiert auf dem Seebeck-Effekt, der besagt, dass bei einer Temperaturdifferenz zwischen zwei miteinander verbundenen elektrischen Leitern unterschiedlichen Materials an diesen eine Spannungsdifferenz entsteht. Sofern eine Temperaturdifferenz zwischen der Messstelle und der Vergleichsstelle vorliegt, fließen Elektronen von der heißen Stelle hin zur kälteren Stelle und an dem offenen Ende ist eine Spannung messbar. Diese Thermospannung liegt im Bereich von einigen Millivolt.

Mit einem Thermoelement wird die Temperaturdifferenz zwischen Messstelle und Referenzstelle gemessen, wobei die Referenzstelle auf einer bestimmten Referenztemperatur gehalten wird, um die absolute Temperatur zu bestimmen. Da im Betrieb Temperaturabweichungen an der Referenzstelle unvermeidbar sind, ist eine Kaltstellenkompensation in der Auswerteeinheit implementiert. Dabei wird die Temperatur der Referenzstelle gemessen und kompensiert, um eine Referenztemperatur von 0°C zu simulieren. Demnach entspricht die gemessene Temperaturdifferenz direkt der absoluten Temperatur an der Messstelle.

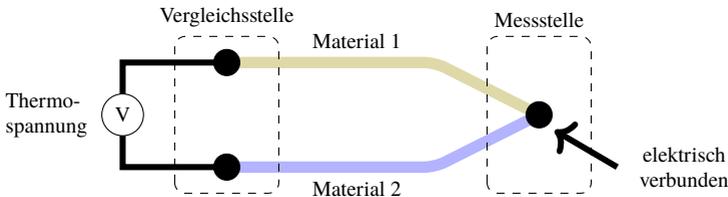


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung des Messkonzepts eines Thermoelements.

Je nach Typ des Thermoelements liegt eine andere Materialpaarung der Adern vor, was zu einer unterschiedlichen Thermospannung führt. Im Fall von Typ K Thermoelementen liegt eine NiCr-Ni Materialpaarung vor. Die verschiedenen Materialpaarungen und Grenzabweichungen können in den DIN Normen *DIN EN 60584-1* [D3] und *DIN EN 60584-2* [D4] nachgelesen werden.

Aufgrund ihres geringen Bauraums und einer kurzen Ansprechzeit im Vergleich zu Messwiderstandsthermometern eignen sich Thermoelemente besonders gut für den Einsatz in elektrischen Maschinen. Zusätzlich führt die hohe Temperaturdifferenz zwischen Messstelle und Vergleichsstelle zu einer hohen Thermospannung, was die Messgenauigkeit erhöht.

Platin-Messwiderstandsthermometer

Platin-Messwiderstandsthermometer gehören zu der Gruppe der resistiven Sensoren. Das Messprinzip basiert auf der Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstands. Im Gegensatz zu Thermoelementen, kann die absolute Temperatur direkt bestimmt werden. Bei der Gruppe der PtX-Sensoren bezeichnet die Kennziffer X den elektrischen Widerstand bei 0 °C. Platin besitzt einen mittleren Temperaturkoeffizienten α_0 von $3,851 \cdot 10^{-3}$ 1/K, womit ein Pt100 Sensor bei einer Temperaturerhöhung von 10 K eine Erhöhung des elektrischen Widerstands von ca. 4 Ω aufweist. Diese Widerstandsänderung kann messtechnisch erfasst werden, um auf die Absoluttemperatur zu schließen. Die Normung zu den Toleranzklassen und Grenzabweichung kann in der DIN Norm *DIN EN 60751* [D5] nachgeschlagen werden.

Durch die erhöhte Genauigkeit im Vergleich zu Thermoelementen eignen sich die Platin-Widerstandssensoren vor allem zur Messung der Kühlmitteltemperatur oder von Komponententemperaturen, die bauraumtechnisch gut zugänglich sind, zum Beispiel das Statorblechpaket.

Kapitel 3

Modellbildung Gesamtsystem

Zur Modellierung des Gesamtsystems der elektrischen Maschine sind die einzelnen thermischen Modelle der Komponenten miteinander zu verknüpfen. Die allgemeinen Komponenten, die Verschaltung der Komponenten sowie die Implementierung des thermischen Netzwerks werden im folgenden Kapitel behandelt. Die Detailmodelle der Kugellager, der Statorwicklung sowie der Öl-Sprühkühlung werden in den Kapiteln 4 - 6 detailliert beschrieben.

3.1 Verteilte Leistungseinspeisung

Im thermischen Ersatzschaltbild werden die einzelnen Körper als Punktmassen angenommen. Diese Art der Modellierung stellt einen geeigneten Kompromiss zwischen Komplexität und Genauigkeit der Ergebnisse dar. Das einfachste Modell zur Leistungseinspeisung ist die konzentrierte Leistungseinspeisung, bei der die Verlustleistung direkt in der Punktmasse eingespeist wird. In der Realität entstehen die Verluste nicht konzentriert, sondern annähernd gleichverteilt über das Volumen des Körpers. Bei einer Modellierung einer Punktmasse im Schwerpunkt eines jeden Körpers ist der thermische Pfad, unter Annahme einer konstanten Dichte und demselben Material, hin zu den Außenseiten des Körpers maximal. Die Wärme, die nicht direkt in der Punktmasse generiert wird, hat in der Praxis einen kürzeren thermischen Pfad als im Modell angenommen. Demzufolge ist die in der Punktmasse berechnete Temperatur höher als in der Realität.

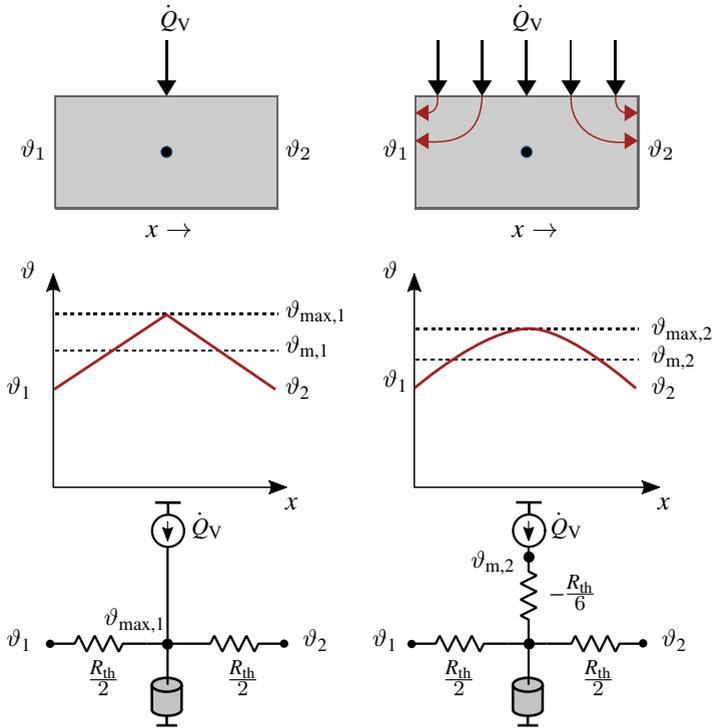


Abbildung 3.1: Realer Temperaturverlauf und 1D-Ersatzschaltbild eines Körpers mit konzentrierter Leistungseinspeisung (links) und T-Ersatzschaltbild zur Modellierung verteilter Leistungseinspeisung (rechts).

Da bei der Modellierung vor allem die mittlere Temperatur eines Körpers ϑ_m von Interesse ist, wird zur Abhilfe ein negativer thermischer Ersatzwiderstand eingeführt. Dieser negative Ersatzwiderstand wird zwischen die Leistungseinspeisung und die thermische Masse geschaltet und bewirkt eine Temperaturreduktion in der Punktmasse, sodass diese Temperatur der mittleren Komponententemperatur entspricht. In Abbildung 3.1 ist der Unterschied zwischen einer konzentrierten und einer verteilten Leistungseinspeisung in einer Dimension dargestellt.

Der negative Ersatzwiderstand wird nach Gleichung (3.1) berechnet, um eine verteilte Leistungseinspeisung nachzubilden:

$$R_{\text{th,neg}} = -\frac{R_{\text{th}}}{6} \quad (3.1)$$

Eine genaue Herleitung nach [77] und [78] ist in Anhang A.1 zu finden. Im mehrdimensionalen Fall wird für jede Dimension im gewählten Koordinatensystem ein negativer Ersatzwiderstand eingeführt. Die entstehenden Widerstände werden als Parallelschaltung zwischen der Leistungseinspeisung und der thermischen Masse realisiert. Der Einfluss des negativen Ersatzwiderstandes ist vor allem bei großen Teilkörpern des Materials zu erkennen. Bei einer feinen Diskretisierung der Komponenten wird der Körper durch die Modellierung bereits in kleinere Teile homogenisiert, wodurch eine Annäherung der verteilten Leistungseinspeisung erzielt wird.

3.2 Modellierung des Luftspalts

Der konvektive Wärmeübergang in einem Ringspalt, wie er zwischen Rotor und Stator in einer elektrischen Maschine vorliegt, ist stark drehzahlabhängig [79]. Um im Betrieb eine drehzahlabhängige Wärmeübertragung zu modellieren, ist ein genaues Wissen über den Wärmeübergangskoeffizienten notwendig. Dabei wird angenommen, dass der innere Zylinder rotiert und der äußere Zylinder fest steht. Die Taylor-Strömung beschreibt die Strömung eines inkompressiblen viskosen Fluids, das sich im Raum zwischen zwei koaxialen, relativ zueinander rotierenden Zylindern befindet. Mit Hilfe der Taylor-Zahl lassen sich die Taylorwirbel, die Luftverwirbelungen im Luftspalt, beschreiben. Nach Jokinen et al. [79] kann die Taylor-Zahl Ta für einen rotierenden Innenzylinder nach Gleichung (3.2) berechnet werden:

$$Ta = \frac{\omega_{\text{rot}}^2 \cdot r_{\text{LS}} \cdot \delta_{\text{LS}}^3}{\nu_{\text{F}}^2}, \quad (3.2)$$

wobei ω_{rot} die Winkelgeschwindigkeit des Rotors, r_{LS} den Luftspaltradius, δ_{LS} die Luftspaltweite und ν_{F} die kinematische Viskosität des Fluids im Spalt beschreiben. Je nach Ausprägung der Taylorwirbel kann die Strömung nach Becker und Kaye [80] in einen laminaren Bereich, einen turbulenten Bereich und einen

Übergangsbereich unterteilt werden. Dabei kann mit dem Geometriefaktor F_G die modifizierte Taylor-Zahl Ta_m ausgedrückt werden als

$$Ta_m = \frac{Ta}{F_G} \quad (3.3)$$

Unter der Annahme, dass die Luftspaltweite deutlich kleiner ist als der Luftspaltradius $\delta_{LS} \ll r_{LS}$, ist der Geometriefaktor näherungsweise 1. Da dies für die in dieser Arbeit untersuchte Maschine zutrifft, wird im folgenden Abschnitt $Ta_m = Ta$ angenommen. Die Nusselt-Zahl $Nu_{R \leftrightarrow S}$ für die verschiedenen Turbulenzbereiche ergibt sich nach [80] zu

$$Nu_{R \leftrightarrow S} = \begin{cases} 2 & 0 \leq Ta_m < 1700 \\ 0,128 \cdot Ta_m^{0,367} & 1700 \leq Ta_m \\ 0,409 \cdot Ta_m^{0,241} & Ta_m \geq 10\,000 \end{cases} \quad (3.4)$$

Mithilfe der Luftspaltweite δ_{LS} als charakteristische Länge und der Wärmeleitfähigkeit des Fluids im Luftspalt λ_F , berechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient $h_{R \leftrightarrow S}$ zwischen Rotor und Stator zu

$$h_{R \leftrightarrow S} = \frac{Nu_{R \leftrightarrow S} \cdot \lambda_F}{\delta_{LS}} \quad (3.5)$$

Durch eine nicht kreisrunde Querschnittsfläche des Rotors und die Nutzung des Stators kommt es zu einer verstärkten Verwirbelung der Luft. Die kann durch einen Geometriefaktor $F_G < 1$ berücksichtigt werden. Aufgrund unzureichender Kenntnisse in der Literatur wird der Effekt einer erhöhten Luftverwirbelung auf den Wärmeübergang durch den Einfluss der Rotorgeometrie und der Statornutzung in dieser Arbeit nicht berücksichtigt.

3.3 Kühlmantel

Der konvektive Wärmeübergang in einem durchströmten Kanal, wie er am Kühlmantel in elektrischen Maschinen vorliegt, ist abhängig von dem verwendeten Kühlmedium, der Geometrie des Kanals sowie den Prozessparametern, wie der Strömungsgeschwindigkeit und der Fluidtemperatur.

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wird im folgenden Abschnitt genauer erläutert, um den Einfluss der Parameter zu identifizieren. Die Herleitung basiert auf den Erkenntnissen des VDI-Wärmeatlas [81].

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit v wird mit dem Volumenstrom \dot{V} und der Querschnittsfläche A_Q des Kanals berechnet zu

$$v = \frac{\dot{V}}{A_Q} \quad (3.6)$$

Mit der Strömungsgeschwindigkeit v kann die Reynolds-Zahl $Re_{G \leftrightarrow S}$ für den Übergang vom Kühlmedium zum Gehäuse nach Gleichung (3.7) berechnet werden. Diese gibt Auskunft über das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften und beschreibt das Turbulenzverhalten des Kühlmediums:

$$Re_{G \leftrightarrow S} = \frac{v \cdot d_h}{\nu_F}, \quad (3.7)$$

wobei d_h den hydraulischen Durchmesser und ν_F die kinematische Viskosität des Fluids beschreibt. Der hydraulische Durchmesser ist eine rechnerische Größe zur Berechnung des Strömungsdurchsatzes in nicht kreisrunden Rohrquerschnitten. Im Falle eines nicht kreisrunden Querschnitts, durchströmt das Fluid im Kühlkanal nicht die komplette Querschnittsfläche. Der hydraulische Durchmesser nähert die durchströmte Fläche stets mit einer kreisrunden Fläche an, sodass der resultierende Druckverlust gleich dem Druckverlust eines kreisrunden Rohrs mit gleicher Länge und gleicher mittlerer Strömungsgeschwindigkeit entspricht. Der hydraulische Durchmesser lässt sich für ein geschlossenes Rechteck nach [82] mit Gleichung (3.8) ausdrücken:

$$d_h = \frac{2 \cdot a_{KK} \cdot b_{KK}}{a_{KK} + b_{KK}}, \quad (3.8)$$

wobei a_{KK} und b_{KK} die Kantenlängen des rechteckigen Kühlkanals darstellen. Die Prandtl-Zahl Pr stellt nach Gleichung (3.9) eine Verknüpfung zwischen dem Geschwindigkeitsfeld und dem Temperaturfeld eines Fluids dar und ist ein Maß für das Verhältnis der Dicken von der Strömungsgrenzschicht zur Temperaturgrenzschicht:

$$Pr = \frac{\eta_F \cdot c_{p,F}}{\lambda_F} \quad (3.9)$$

Darin beschreibt η_F die dynamische Viskosität, $c_{p,F}$ die spezifische Wärmekapazität und λ_F die Wärmeleitfähigkeit des Fluids. Je nach Reynolds-Zahl lässt sich die mittlere Nusselt-Zahl berechnen.

Die Berechnungsvorschrift für die unterschiedlichen Turbulenzbereiche ist aus Gründen der Übersichtlichkeit Anhang A.2 zu entnehmen. Mithilfe der mittleren Nusselt-Zahl des vorliegenden Turbulenzverhaltens, lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient $h_{G \leftrightarrow S}$ zwischen Kühlmedium und Gehäuse beschreiben durch

$$h_{G \leftrightarrow S} = \frac{Nu_m \cdot \lambda_F}{d_h} \quad (3.10)$$

3.3.1 Thermische Kontaktwiderstände

Die Oberflächen von Feststoffkörpern sind nicht ideal glatt und eben, wodurch an den Kontaktflächen zwischen zwei Materialien kein idealer Wärmeübergang stattfindet [83]. Unter Betrachtung der Oberflächen der beiden Materialien auf mikroskopischer Ebene, liegt nur ein Bruchteil der gesamten Kontaktfläche in tatsächlichem Kontakt. Die restlichen Bereiche bilden Hohlräume, die meistens mit Luft gefüllt sind und somit den thermischen Widerstand des Übergangs maßgeblich erhöhen. Der gesamte thermische Kontaktwiderstand setzt sich demnach aus der Wärmeleitung der Kontaktbereiche und der Wärmeleitung beziehungsweise Konvektion der Lufteinschlüsse zusammen. Der thermische Kontaktwiderstand ist abhängig von den Oberflächenrauigkeiten, den Materialien, die in Kontakt zueinander stehen, und dem Kontaktdruck [84].

In elektrischen Maschinen ist vor allem der Übergang zwischen dem Statorblechpaket und dem Kühlgehäuse relevant und führt zu einem Temperatursprung, der nicht vernachlässigt werden darf. Abbildung 3.2 zeigt eine mikroskopische Darstellung dieser Kontaktfläche. Der Kontaktwiderstand zwischen Statorblechpaket und Kühlgehäuse wird in der Arbeit von Staton et al. [85] für Maschinen unterschiedlicher Bauform und Materialpaarung analysiert. Die resultierende thermisch effektive Luftspaltweite zwischen Statorblechpaket und Kühlgehäuse gemittelt über alle untersuchten Maschinen beträgt $37 \mu\text{m}$.

In der vorliegenden Arbeit wird eine Paarung von Elektroblech und Aluminiumgehäuse untersucht, das nach [85] eine deutlich geringere effektive Luftspaltweite aufweist. Die messtechnische Ermittlung der effektiven Luftspaltweite analog zu [85] ergibt einen Wert von $11 \mu\text{m}$.

Generell haben alle thermischen Kontaktwiderstände in einer elektrischen Maschine einen Einfluss auf das Temperaturverhalten und führen somit zu einer zusätzlichen Unsicherheit in der thermischen Modellierung, da diese größtenteils nicht quantifizierbar sind.

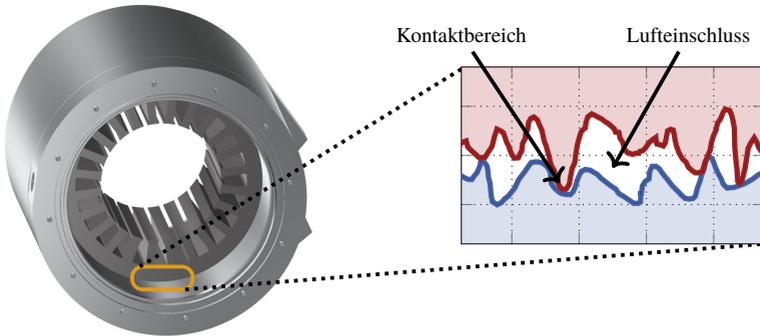


Abbildung 3.2: Mikroskopische Darstellung der Kontaktfläche zwischen Statorblechpaket (rot) und Kühlgehäuse (blau).

3.4 Modellierung des Rotors

Zur Modellierung des Rotors mit den Permanentmagneten wird die Geometrie des Rotors vereinfacht und auf die Symmetrie des Stators angepasst. Je nach Magnetanordnung ändert sich das thermische Netzwerk des Rotors, wobei eine sehr genaue Kenntnis der Geometrie erforderlich ist, um das Netzwerk aufzubauen. Zudem kann mit einer allgemeinen Modellierungsmethode, wie sie beispielsweise in [86] vorgestellt wird, nicht die genaue Geometrie nachgebildet werden, wodurch Vereinfachungen notwendig sind.

Abbildung 3.3 zeigt den Ablauf der vereinfachten Modellierung des Aktivteils des Rotors. Bei Betrachtung eines Rotorpols, wird das Originalmodell in drei Kreisringsegmente unterteilt, wobei das innere und das äußere Kreisringsegment stets als Elektroblech modelliert werden. Das mittlere Teilsegment wird anteilig mit Elektroblech, Magnetmaterial und Luft modelliert. Die Breite des mittleren Kreissegments entspricht der Magnetbreite b_{PM} und der mittlere Radius des Segments wird als arithmetisches Mittel von minimalem und maximalem Magnetradius angenommen:

$$r_{m,PM} = \frac{r_{\min,PM} + r_{\max,PM}}{2} \quad (3.11)$$

Die Bogenlänge der Materialien wird so gewählt, dass der volumetrische Anteil der Materialien konstant bleibt.

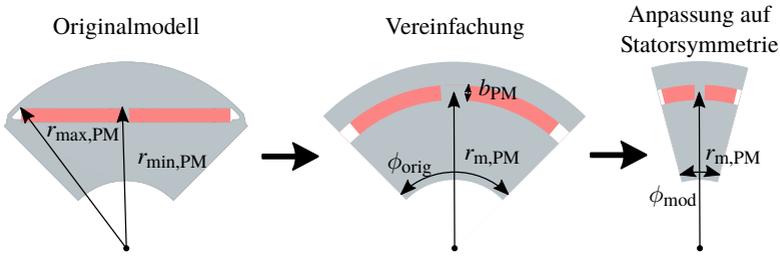


Abbildung 3.3: Geometrievereinfachung eines Rotors mit vergrabenen Magneten ausgehend vom Originalmodell (links) über die vereinfachte Geometrie (Mitte) bis hin zum auf den Stator angepassten Teilmodell (rechts).

Zur weiteren Vereinfachung wird der Rotor auf die Statorsymmetrie adaptiert. Wie in Kapitel 5 gezeigt wird, ist es ausreichend, eine Nut zu simulieren, um das thermische Verhalten der Statorwicklung zurückzuschließen. Daher werden alle geometrischen Abmaße des Rotors mit dem Faktor k_S skaliert:

$$k_S = \frac{\phi_{\text{mod}}}{\phi_{\text{org}}} = \frac{2 \cdot p}{N}, \quad (3.12)$$

wobei p die Polpaarzahl und N die Anzahl der Statornuten beschreibt. In axialer Richtung wird eine Unterteilung des Modells entsprechend der Modellunterteilung des Stators vorgenommen (vergleiche Abschnitt 5.3).

Zur korrekten thermischen Modellierung des Rotors werden die absoluten Verluste in den Magneten sowie im Blechpaket nach Abschnitt 2.2.2 ebenfalls mit k_S gewichtet. Die Verlustleistungsdichte bleibt entsprechend unverändert.

Die vereinfachte Geometrie wird nach der Methode der kubischen Elemente nach [86] modelliert.

3.5 Verschaltung

Im folgenden Abschnitt wird die Verschaltung der einzelnen thermischen Komponenten betrachtet. Abbildung 3.4 zeigt ein Blockschaltbild des thermischen Netzwerks der untersuchten elektrischen Maschine. Eine vollständige Darstellung für das thermische Netzwerk ist aufgrund der hohen Anzahl an Massenpunkten nicht möglich. Über die durchgezogenen Verbindungen findet Wärme-

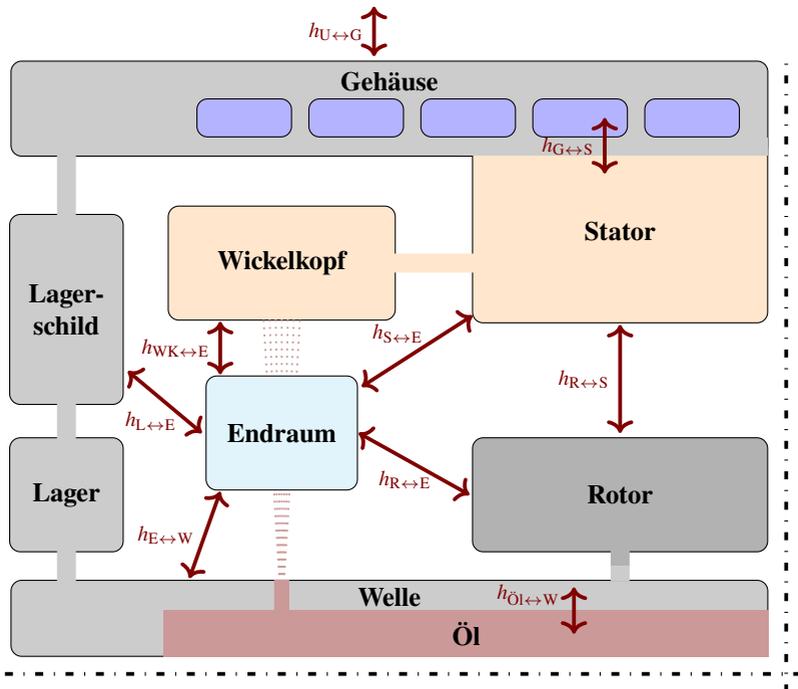


Abbildung 3.4: Blockschaltbild des thermischen Netzwerks für die untersuchte elektrische Maschine mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung. Die durchgezogenen Linien stellen eine konduktive Wärmeübertragung durch einen physikalischen Kontakt zwischen den Komponenten dar, die roten Pfeile bilden den konvektiven Wärmeübergang.

konduktion statt, wohingegen bei den in rot dargestellten Pfeilen ein konvektiver Wärmeübergang vorliegt. Gronwald et al. [87] geben einen detaillierten Überblick über die in der Literatur bekannten Modelle zur Beschreibung der vorliegenden Konvektionsphänomene. Der konvektive Wärmeübergang zwischen Stator und Rotor und vom Kühlmantel hin zum Statorblechpaket werden in Abschnitt 3.2 beziehungsweise 3.3 beschrieben. Die übrigen Konvektionsphänomene werden an dieser Stelle nicht weiter erläutert. Eine detaillierte Beschreibung ist Anhang A.2 zu entnehmen. Dabei werden die Korrelationen, die zur Modellierung der vorliegenden Maschine genutzt werden, beschrieben.

Im Allgemeinen ist dieses Modell auf alle Wicklungsvarianten von elektrischen Maschinen mit innenliegendem Rotor anwendbar. Liegt ein anderes Kühlkonzept vor, muss das Modell entsprechend erweitert oder angepasst werden.

Der Einfachheit halber ist nur ein Ausschnitt des Motors zu sehen, wobei das Modell rotationssymmetrisch um die Rotationsachse und achsensymmetrisch zur Mittelebene der aktiven Länge ist. In Umfangsrichtung wird das Modell in eine Statornut und einen Statorzahn beziehungsweise in eine halbe Spule unterteilt, da sich die Wicklungen entlang des Umfangs thermisch gleich verhalten (vergleiche Abschnitt 5.2). Entsprechend wird ein Ausschnitt mit dem Winkel $\phi = \frac{360^\circ}{N}$ betrachtet, wobei N die Anzahl Statornuten bezeichnet. Alle Komponenten werden lediglich in diesem Ausschnitt modelliert, wobei sich die Geometrien zur Berechnung der thermischen Widerstände ändern. Aufgrund einer konstanten Verlustleistungsdichte werden die Verlustleistungen nur für diesen Ausschnitt betrachtet. Nach Gleichung (2.1) stellen sich die gleichen Komponententemperaturen ein. Des Weiteren werden die Welle, der Rotor und das Gehäuse entsprechend der axialen Diskretisierung der Statorwicklung nach Abschnitt 5.3 in axialer Richtung unterteilt.

Die Komponenten, die nicht im Detail beschrieben werden, werden nach der Modellierungsvariante der kubischen Elemente nach Wrobel et al. [86] modelliert, wodurch eine material- und geometrieabhängige Modellierung möglich ist.

3.6 Implementierung

Zur Implementierung des zuvor gezeigten thermischen Netzwerks wird MATLAB[®] Simulink mit dessen Erweiterung Simscape genutzt. Simscape bietet dabei die Möglichkeit einer akasalen Modellbildung, die für die Beschreibung von realen, physikalischen Systemen besonders geeignet ist. Durch die akasale Modellierung existiert kein gerichteter Informationsfluss, wodurch sich die Flussrichtung der Energieströme im System aus dem aktuellen Systemzustand definiert und die Flussrichtung nicht vordefiniert sein muss.

Die verschiedenen Domänen können jeweils über eine Flussgröße und eine Potentialgröße beschrieben werden. Im Fall der thermischen Modellierung beschreibt der Wärmestrom die Flussgröße und die Temperatur die Potentialgröße. Über die Fluss- und Potentialgröße können verschiedene Domänen miteinander gekoppelt werden.

Zum Lösen des akasalen Simulationsmodells werden die vorliegenden Differentialgleichungen in jedem Knotenpunkt gelöst. Für die Temperatur in jedem

dieser Massenpunkte lässt sich die Differentialgleichung nach Gleichung (3.13) aufstellen:

$$m_i \cdot c_{p,i} \cdot \frac{d\vartheta_i}{dt} = P_{v,i} + \sum_j \frac{\vartheta_j - \vartheta_i}{R_{th,ij}} \quad (3.13)$$

Darin beschreibt m_i die Masse, $c_{p,i}$ die spezifische Wärmekapazität, ϑ_i die Temperatur und $P_{v,i}$ die eingespeiste Verlustleistung im Knotenpunkt i . Die Verlustleistung in den jeweiligen Knotenpunkten ändert sich je nach Arbeitspunkt der Maschine. $R_{th,ij}$ bezeichnet den gesamten thermischen Widerstand zwischen den Knotenpunkten i und j . Der resultierende thermische Ersatzwiderstand ergibt sich aus den einzelnen konduktiven und konvektiven thermischen Widerständen nach den Gesetzmäßigkeiten in Abschnitt 2.1.1. Eine Temperaturabhängigkeit der jeweiligen thermischen Widerstände kann ebenfalls berücksichtigt werden. Unter Anwendung von Gleichung (3.13) in jedem Massenpunkt des thermischen Netzwerks, lässt sich das Modell mit n Massenpunkten in die allgemeine Form der Zustandsraumdarstellung nach Gleichung (3.14) bringen:

$$\dot{\vec{\vartheta}}(t) = \mathbf{A} \cdot \vec{\vartheta}(t) + \mathbf{B} \cdot \vec{P}(t) \quad (3.14)$$

Die expliziten Matrizen ergeben sich dabei zu

$$\dot{\vec{\vartheta}}(t) = \begin{bmatrix} \dot{\vartheta}_1(t) \\ \vdots \\ \dot{\vartheta}_n(t) \end{bmatrix} \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{m_1 \cdot c_{p,1} \cdot \sum_j R_{th,1j}} & \cdots & \frac{1}{m_1 \cdot c_{p,1} \cdot R_{th,1n}} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{1}{m_n \cdot c_{p,n} \cdot R_{th,n1}} & \cdots & -\frac{1}{m_n \cdot c_{p,n} \cdot \sum_j R_{th,nj}} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$\vec{\vartheta}(t) = \begin{bmatrix} \vartheta_1(t) \\ \vdots \\ \vartheta_n(t) \end{bmatrix} \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_1 \cdot c_{p,1}} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_2 \cdot c_{p,2}} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & \frac{1}{m_n \cdot c_{p,n}} \end{bmatrix} \quad \vec{P}(t) = \begin{bmatrix} P_{v,1}(t) \\ \vdots \\ P_{v,n}(t) \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

Zur Lösung des Gleichungssystems wird die in MATLAB[®] eingebaute Methode *ode45* genutzt, die auf einer expliziten Runge-Kutta Methode der Ordnung 4 und 5 nach Dormand und Prince basiert [88]. Durch eine adaptive Schrittweitensteuerung können die Zustände, also die Temperaturen und Wärmeströme, in jedem Zeitschritt berechnet werden. Die maximale Schrittweite wurde auf 1 s begrenzt.

Kapitel 4

Modellbildung Kugellager

Die thermische Modellierung von Kugellagern ist vor allem für Maschinen ohne einen aktiv gekühlten Rotor zu berücksichtigen. Die im Falle einer PSM in den Magneten und im Rotor entstehende Wärme wird zum Großteil über die Lager hin zum Kühlmantel abgeführt. Zusätzlich erhält der Rotor einen Wärmeeintrag durch den Stator, sofern dessen Temperaturniveau über dem des Rotors liegt, wodurch der thermische Pfad über die Lager nochmals an Bedeutung gewinnt.

Daher ist es notwendig, das thermische Verhalten der Lager im Auslegungsprozess präzise vorhersagen zu können, um die Temperaturgrenzen der Lager nicht zu überschreiten.

Im folgenden Kapitel wird die Modellierung eines Radialrillenkugellagers mit rotierendem Innenring nach [E1, E2] vorgestellt und messtechnisch validiert.

4.1 Stand der Technik

Bei der thermischen Modellierung von Rillenkugellagern in elektrischen Maschinen ist vor allem das drehzahlabhängige Verhalten interessant, um das transiente thermische Verhalten der Maschine bestimmen zu können. In Hinblick auf die Drehzahlabhängigkeit sind nur wenige Beiträge in der Literatur bekannt. So beschreiben Harris et al., Cooper et al., Nguyen-Schäfer und Nakajima [89–92] die Kontaktflächen zwischen den Kugeln und den Laufringen basierend auf dem Hertz'schen Pressungstheorem.

Nakajima nimmt an, dass die thermischen Kontaktwiderstände den größten Anteil bei der Wärmeübertragung im Stillstand haben, wodurch der Kugelwiderstand vernachlässigt wird. Seine Theorie belegt er mit Messungen bei

unterschiedlichen axialen, radialen und kombinierten Lasten. Der Drehzahleinfluss wird nicht weiter untersucht. Churchill et al., Rohsenow et al., Chen et al., Kreith et al. und Hirsoshi et al. [93–97] beschreiben neben der konduktiven Wärmeübertragung der Kontaktflächen verschiedene Phänomene der konvektiven Wärmeübergänge für rotierende Zylinder. Diese können direkt zur Beschreibung der konvektiven Wärmeübergänge im Kugellager verwendet werden.

Zheng et al. [98] vergleichen einfache thermische Modelle in Hinblick auf den Temperaturanstieg basierend auf den Kontaktwiderständen und erweitern diese mit den oben beschriebenen konvektiven Wärmeübertragungsmodellen. Die Messergebnisse zeigen, dass die Abweichung zwischen Messung und Simulation durch die detaillierte Modellierung reduziert wird, jedoch eine bleibende Abweichung existiert, die mit steigender Drehzahl zunimmt. Dies unterstreicht die Wichtigkeit eines drehzahlabhängigen Modells des Kugelwiderstands.

Isert [99] nutzt einen konstanten thermischen Widerstand der Kugeln und modelliert ebenfalls die Konvektionseffekte. Sie präsentiert eine drehzahlabhängige Modellierung für sehr geringe Umfangsgeschwindigkeiten < 1 m/s und validiert ihr Modell messtechnisch. Der zur Validierung genutzte Drehzahlbereich ist jedoch so gering, dass ein Einfluss des drehzahlabhängigen Kugelwiderstands mit der vorliegenden Messunsicherheit nicht zu erkennen ist.

Bossmanns et al. [100] verfolgen bei der Anwendung eines Hochdrehzahlspindelantriebs eine Modellierung des Lagers, bei der der Kugelwiderstand vernachlässigt wird. Basierend auf den Messungen ist zu sehen, dass das Modell für die hohen vorliegenden Umfangsgeschwindigkeiten des Innenrings von ca. 80 m/s valide ist.

Zuletzt sind die Beiträge von Kylander [101] und Uhlmann et al. [102] zu erwähnen, die beide die Drehzahl des Innenrings direkt nutzen, um drehzahlabhängige Kontaktwiderstände zwischen den Laufringen und den Lagern zu modellieren. Der Kugelwiderstand wird dabei den Kontaktflächen zugeordnet. Uhlmann et al. nutzen empirische Werte einer weiteren Arbeit für deren Modell. Eine Validierung des thermischen Verhaltens der Lager wird nicht durchgeführt. Kylander hingegen nutzt eigene Messwerte zweier Lager und stellt eine lineare Regression zur Parametrisierung der drehzahlabhängigen Kontaktwiderstände auf. Die aufgestellte Regression ist lediglich für den eingesetzten Lagertyp sowie deren Drehzahlbereich einsetzbar. Eine Übertragung auf andere Lagertypen und Drehzahlen ist hingegen nicht möglich.

Das nachfolgend entwickelte Modell basiert auf der Umfangsgeschwindigkeit der Kugeln und ist daher auf eine Vielzahl unterschiedlicher Lagertypen und einen breiten Drehzahlbereich anwendbar.

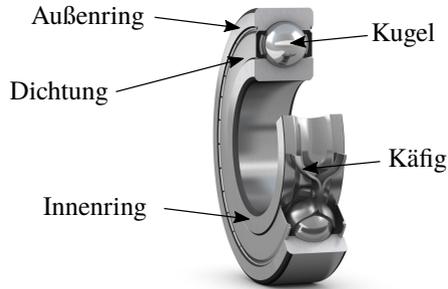


Abbildung 4.1: Untersuchtes Rillenkugellager vom Typ *61807-2Z C3* von *SKF* [67].

4.2 Prüfling

Das betrachtete Lager ist ein Rillenkugellager des Typs *61807-2Z C3* von *SKF* [67]. Das Lager ist mit zwei berührunglosen Stahldichtungen und einer erhöhten Lagerluft ausgestattet. Abbildung 4.1 zeigt eine grafische Darstellung des Lagers. Das Kugellager besteht aus 19 Kugeln mit einem Käfig, der die Kugeln in Position hält. Neben der Breite von 7 mm beträgt der Innendurchmesser des Innenrings 35 mm und der Außendurchmesser des Außenrings 47 mm. Das Lager ist für Drehzahlen bis zu 15 000 1/min ausgelegt und eignet sich daher für Anwendungen in der Automobilindustrie. Das Material der Kugeln und der Laufringe ist ein Wälzlagereisen (100Cr6). Zur Schmierung wird das Standardschmierfett *MT47* von *SKF* verwendet, das auf einem Mineralöl basiert und Lithiumseife als Dickungsmittel verwendet [67]. Die wichtigsten Geometrieparameter und thermischen Materialeigenschaften des Lagers sowie des Schmierfetts *MT47* sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

4.3 Thermisches Ersatzschaltbild

Abbildung 4.2 zeigt das thermische Ersatzschaltbild des untersuchten Rillenkugellagers. Dabei sind die drei Hauptkomponenten bestehend aus Innenring, Außenring und den Kugeln dargestellt. Die thermischen Massen werden im Schwerpunkt der Komponenten angenommen und mittels der Geometrie- und Materialdaten berechnet.

Tabelle 4.1: Geometrieparameter und Materialeigenschaften des untersuchten Lagers

Parameter	Wert	
Anzahl Kugeln	19	
Innendurchmesser	35	mm
Außendurchmesser	47	mm
Breite	7	mm
Kugeldurchmesser	~ 3,5	mm
Grenzdrehzahl	15000	1/min
Wärmeleitfähigkeit Stahl	46	W/(m K)
spezifische Wärmekapazität Stahl	470	J/(kg K)
Dichte Stahl	7830	kg/m ³
kinematische Viskosität <i>MT47</i> @40 °C	70	mm ² /s
kinematische Viskosität <i>MT47</i> @100 °C	7,3	mm ² /s
Wärmeleitfähigkeit <i>MT47</i>	0,13	W/(m K)
Dichte <i>MT47</i>	2000	kg/m ³

Der Käfig wird in der Modellierung nicht berücksichtigt, da dieser nicht zur Wärmeübertragung beiträgt, sondern nur eine zusätzliche thermische Masse liefert, die den Kugeln zugeordnet werden kann.

Um die in der Literatur bestehenden Modelle zu verbessern, wird eine Aufteilung des Kugelwiderstands in einen statischen und einen rotatorischen, drehzahlabhängigen Teil vorgenommen. Somit können sowohl sehr kleine Drehzahlen als auch sehr große Drehzahlen modelliert werden.

Die Aufteilung der im Lager selbst entstehenden Verlustleistung wird nach [101] durchgeführt, wobei 50 % in den Kugeln eingespeist wird und je 25 % an den Kontaktflächen. Die zur Wärmeübertragung wesentlichen Elemente, bestehend aus den Kontaktflächen, den konvektiven Wärmeübergängen und der Wärmeübertragung in den Kugeln selbst, werden im Folgenden detailliert beschrieben. Der Einfachheit halber werden die einzelnen thermischen Widerstände in den Ringen nicht dargestellt. Diese thermischen Widerstände sind nach der Methode der kubischen Elemente [86] modelliert.

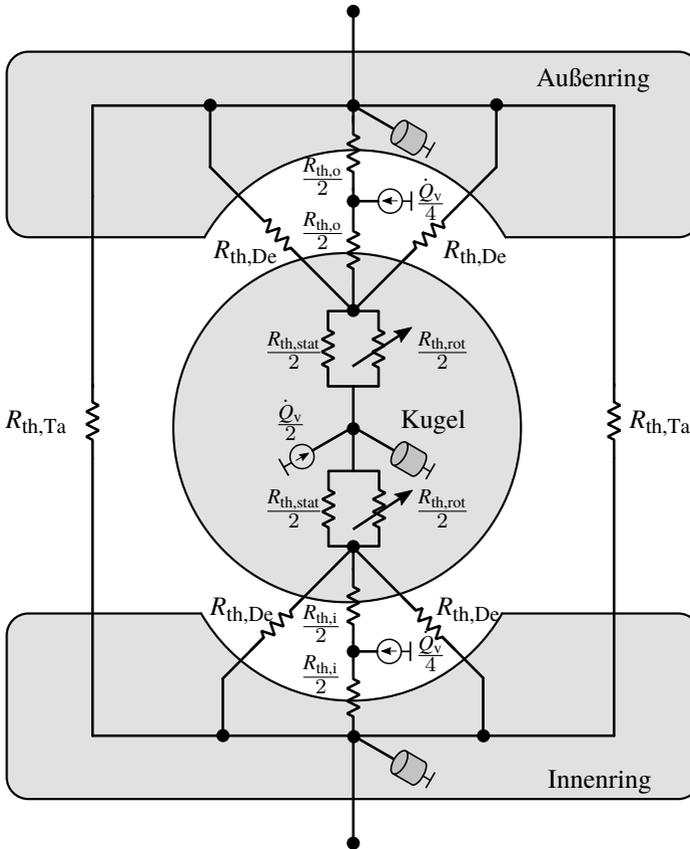


Abbildung 4.2: Thermisches Ersatzschaltbild des untersuchten Rillenkugellagers.

4.4 Wärmeübertragungsmechanismen

4.4.1 Kontaktwiderstände

Werden zwei gekrümmte Flächen physikalisch zusammengepresst, so entstehen nach [91] Kontaktflächen elliptischer Form. Mit der resultierenden Kontaktfläche kann der Kontaktwiderstand des Lagers, der einen essenziellen Teil der konduktiven Wärmeleitung innerhalb des Lagers bildet, berechnet werden. Der

resultierende Kontaktwiderstand des Rillenkugellagers teilt sich in zwei separate Kontaktwiderstände auf. Zum einen in einen thermischen Widerstand zwischen der inneren Laufbahn und den Kugeln und zum anderen in einen zwischen der äußeren Laufbahn und den Kugeln. Beide können nach [92] wie folgt berechnet werden:

$$R_{\text{th},i,o} = \frac{\Gamma(a_{i,o}/b_{i,o})}{4 \cdot \lambda \cdot a_{i,o}} \quad (4.1)$$

$$\text{mit } \Gamma(a_{i,o}/b_{i,o}) = \frac{2}{\pi} \cdot K_1 \left(e, \frac{\pi}{2} \right) \quad (4.2)$$

Darin beschreiben die Indizes i und o die innere beziehungsweise äußere Laufbahn, λ die Wärmeleitfähigkeit des Lagermaterials, a die kleine und b die große Halbachse der Kontaktfläche, K_1 das vollständige elliptische Integral erster Ordnung und e die Exzentrizität der Halbachsen. Eine detaillierte Berechnung der Kontaktflächen kann [91] entnommen werden. Der gesamte Kontaktwiderstand ergibt sich nach [92] aus der Summe des inneren und äußeren Kontaktwiderstands und kann unter Annahme eines einheitlichen Materials für Laufbahnen und Kugeln mit Gleichung (4.3) ausgedrückt werden:

$$R_{\text{th,Kontakt}} = \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \left[\frac{\Gamma(a_i/b_i)}{a_i} + \frac{\Gamma(a_o/b_o)}{a_o} \right] \quad (4.3)$$

Die Kontaktwiderstände zwischen den Kugeln und den Laufbahnen sind abhängig von der auf das Lager ausgeübten radialen und axialen Kraft. Aus diesem Grund muss der Kontaktwiderstand für jede Kugel einzeln berechnet werden. Die Radialkraft eines Radiallagers, das in elektrischen Maschinen eingesetzt wird, ist meist deutlich größer als die zur Vorspannung verwendete Axialkraft, wodurch diese vernachlässigt werden kann. In Anwendungsfällen, bei denen die Axialkraft in der Größenordnung der Radialkraft liegt, muss der Einfluss der Axialkraft auf die Kontaktflächen berücksichtigt werden. Abbildung 4.3 zeigt die Aufteilung der Radialkraft F_r auf die einzelnen Kugeln, wobei die Kugeln in der oberen Halbebene nicht belastet sind. Nach [92] ergibt sich die Kraft auf jede Kugel zu

$$F_n = F_r \cdot \cos^{3/2}(n \cdot \theta) \quad \text{für } n \cdot \theta < \frac{\pi}{2} \quad (4.4)$$

Entsprechend kann, mit der auf jede Kugel wirkenden Kraft, die Kontaktfläche jeder einzelnen Kugel berechnet werden. Der gesamte Kontaktwiderstand ergibt

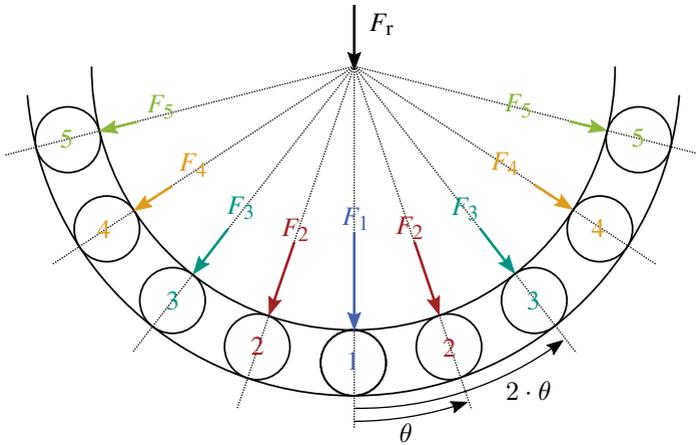


Abbildung 4.3: Belastungsaufteilung auf die einzelnen Kugel bei reiner Radialbelastung. Die Kugeln in der oberen Halbebene sind nicht belastet.

sich aus der Parallelschaltung aller Kontaktwiderstände der einzelnen Kugeln. Abbildung 4.4 zeigt die resultierenden Kontaktwiderstände der einzelnen Kugeln und der Laufbahnen für das in Abschnitt 4.2 beschriebene Rillenkugellager in Abhängigkeit der Radialkraft.

4.4.2 Konvektiver Wärmeübergang

Neben den Kontaktwiderständen liegen zudem konvektive Wärmeübergänge zwischen den Ringen als auch zwischen den Laufbahnen und den Kugeln in einem Rillenkugellager vor. Dabei unterscheidet man zwischen der Dean-Strömung, die den konvektiven Wärmeübergang zwischen den Laufbahnen und den Kugeln beschreibt, sowie der Taylor-Couette-Strömung, die den konvektiven Wärmeübergang zwischen den Ringen beschreibt. Beide Strömungsvarianten sind drehzahlabhängig. Zur besseren Beschreibung der Strömungen ist in Abbildung 4.5 eine grafische Darstellung der Geometrieparameter eines Lagers zu sehen. Die Dean-Strömung, die in gekrümmten Kanälen, bei denen der Radius

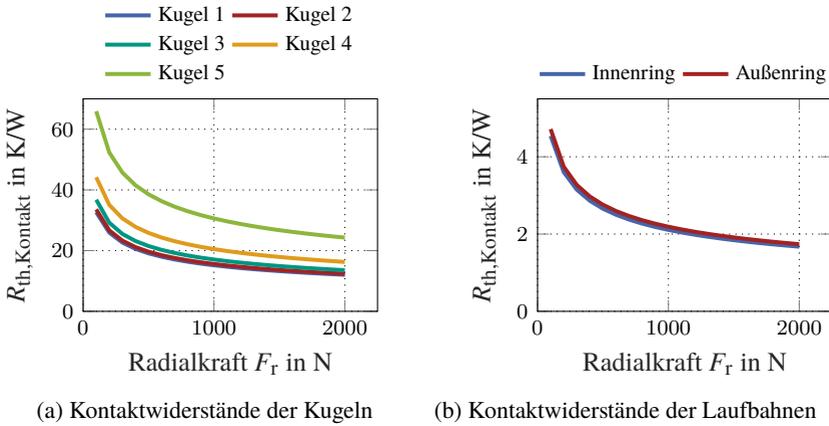


Abbildung 4.4: Thermische Kontaktwiderstände aufgeteilt auf die einzelnen Kugeln (a) und zusammengefasster thermischer Kontaktwiderstand für Innen- beziehungsweise Außenring (b).

der Krümmung viel größer als die Kanalbreite ist, auftritt, kann durch die Dean-Zahl De nach [95] beschrieben werden:

$$De = Re_{De} \cdot \left[\frac{d_L}{2 \cdot r_m} \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

Darin beschreibt d_L den Durchmesser der gekrümmten Lauffläche und r_m den mittleren Radius des Kugellagers. Die Reynolds-Zahl für die Dean-Strömung ergibt sich mit dem Kugeldurchmesser d_K als charakteristische Länge zu

$$Re_{De} = \frac{\omega_i \cdot d_K^2}{\nu_F}, \quad (4.6)$$

wobei ν_F die kinematische Viskosität des Schmierfilms und ω_i die Winkelgeschwindigkeit des Innenrings beschreibt. Mithilfe der Dean-Zahl und der in [94]

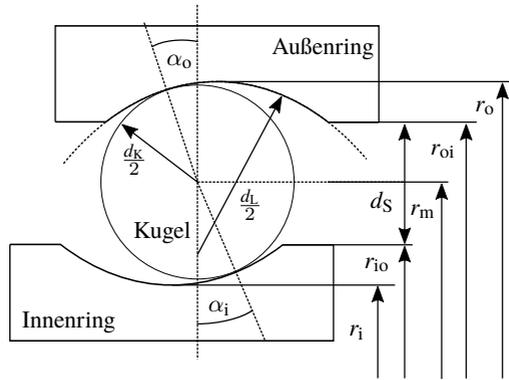


Abbildung 4.5: Schematische Darstellung der Lagergeometrien.

beschriebenen Manlapaz-Churchill Korrelation, die auf einem Regressionsansatz basiert, ergibt sich die Nusselt-Zahl zu

$$Nu_{De} = \left[\left(3,657 + \frac{4,343}{x_1} \right)^3 + 1,158 \cdot \left(\frac{De}{x_2} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (4.7)$$

$$\text{mit } x_1 = \left(1 + \frac{957}{De^2 \cdot Pr} \right)^2 \quad (4.8)$$

$$x_2 = 1 + \frac{0,477}{Pr}, \quad (4.9)$$

worin Pr die Prandtl-Zahl des Schmierfilms beschreibt. Der Wärmeübergangskoeffizient für die Dean-Strömung h_{De} mit der Wärmeleitfähigkeit des Schmierfilms λ_F berechnet sich zu

$$h_{De} = \frac{Nu_{De} \cdot \lambda_F}{d_K} \quad (4.10)$$

Bei der Taylor-Couette-Strömung kommt es durch die Rotation des Innenrings und dem stillstehenden Außenring zu einer Verwirbelung der Luft. Dabei wird unterschieden, ob sich eine zirkulare Taylor-Couette-Strömung ausbildet oder Taylorwirbel vorliegen. Mithilfe der Taylor-Zahl Ta kann das Strömungsverhalten in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit des Innenrings ω_i , dem

Außenradius der inneren Laufbahn r_{oi} , der kinematischen Viskosität ν_F des Fluids zwischen Innen- und Außenring und dem Spaltmaß d_S zwischen diesen beschrieben werden:

$$Ta = \frac{\omega_i^2 \cdot r_{io} \cdot d_S^3}{\nu_F^2} \quad (4.11)$$

Nach [97] ergibt sich die Nusselt-Zahl der Taylor-Strömung zu

$$Nu_{Ta} = \frac{2 \cdot k}{\ln(k+1)} \quad \text{für } Ta < Ta_c \quad (4.12)$$

$$Nu_{Ta} = 1 + 1,438 \cdot \left(1 - \frac{Ta_c}{Ta}\right) \cdot Pr^{1/3} \quad \text{für } Ta \geq Ta_c \quad (4.13)$$

Darin beschreibt $k = \frac{d_S}{r_{io}}$ das Verhältnis zwischen dem Spaltmaß der zwei Ringe und dem Außenradius der inneren Laufbahn. Die kritische Taylor-Zahl Ta_c berechnet sich aus der kritischen Taylor-Zahl Ta_{c0} bei $k \approx 0$ zu

$$Ta_c = F_{G,L} \cdot Ta_{c0} \quad \text{mit } Ta_{c0} = 1689 \quad (4.14)$$

Der Geometriefaktor $F_{G,L}$ ist nach dem Verhältnis k wie folgt definiert:

$$F_{G,L} = \frac{0,05766 \cdot (1 + k/2)}{0,0571 \cdot (1 - 0,652 \cdot k) + 0,00056 \cdot (1 - 0,652 \cdot k)^{-1}} \quad (4.15)$$

Mithilfe der Gleichungen (4.11) - (4.15) kann der Wärmeübergangskoeffizient der Taylor-Couette-Strömung mit der charakteristischen Länge d_S des Luftspalts zwischen den Ringen bestimmt werden:

$$h_{Ta} = \frac{Nu_{Ta} \cdot \lambda_F}{d_S} \quad (4.16)$$

4.4.3 Kugelrotation

Durch die Rotation des Innenrings rotieren ebenfalls die Kugeln, wodurch ein zusätzlicher Wärmeübertragungsmechanismus entsteht. Die zur Berücksichtigung dieses Wärmeübertragungsprozesses notwendige Winkelgeschwindigkeit der Kugeln ω_K ist abhängig von der Lagergeometrie und der Winkelgeschwin-

digkeit des Innenrings ω_i . Die Berechnung nach [103] ist in Gleichung (4.17) gegeben:

$$\omega_K = -\frac{\omega_i}{d_K} \cdot \frac{1}{(T_1 + T_2)} \quad (4.17)$$

$$\text{mit } T_1 = \frac{\cos\left(\alpha_i - \arctan\left(\frac{d_m \cdot \sin(\alpha_o)}{d_m \cdot \cos(\alpha_o) + d_K}\right)\right)}{d_m - d_K \cdot \cos(\alpha_i)} \quad (4.18)$$

$$\text{und } T_2 = \frac{\cos\left(\alpha_o - \arctan\left(\frac{d_m \cdot \sin(\alpha_o)}{d_m \cdot \cos(\alpha_o) + d_K}\right)\right)}{d_m + d_K \cdot \cos(\alpha_i)} \quad (4.19)$$

Darin beschreibt d_m den mittleren Durchmesser des Kugellagers. Dies impliziert, dass sich die Kugeln in die entgegengesetzte Richtung zum inneren Lauftring drehen. Für die Wärmeübertragung ist es gleichgültig, in welche Richtung die Kugeln rotieren. Daher wird stets der Betrag der Kugeldrehzahl zur Berechnung verwendet.

4.4.4 Kugelwiderstand

Bei der Wärmeübertragung in der Kugel selbst liegen zwei maßgebliche Phänomene vor. Zum einen wird die Wärme durch reine Wärmeleitung übertragen und zum anderen wird die Wärme durch die Rotation vom Innenring an den Außenring beziehungsweise umgekehrt übertragen. Die Wärme wird dabei auf der Oberfläche der Kugel transportiert. Der statische thermische Widerstand zur Beschreibung reiner Wärmeleitung hängt vor allem vom Kugeldurchmesser und von den Materialeigenschaften, aber auch von der Belastung ab. Durch eine steigende Radialkraft vergrößert sich die Kontaktfläche und verringert dadurch den thermischen Widerstand aufgrund eines kürzeren thermischen Pfads innerhalb der Kugel.

Der statische Widerstand einer Kugel kann durch eine Finite Elemente Methode (FEM)-Simulation bestimmt werden. Auf Basis von mehreren FEM-Simulationen in ANSYS Mechanical für einen Kugeldurchmesser d_K von 1,5 mm – 5,5 mm und variierender Kontaktflächen, lässt sich der statische Kugelwiderstand, unter der Annahme einer gleichen Kontaktfläche am Innen- und Außenring, näherungsweise mit Gleichung (4.20) ausdrücken:

$$R_{\text{th,stat}} = R_{K0} \cdot \left(\frac{A_{K,\text{max}}}{A_{\text{Kontakt}}}\right)^{-1/\gamma} \quad \text{mit } \gamma = 1,9 \quad (4.20)$$

Darin beschreibt $A_{K,\text{kontakt}}$ die Kontaktfläche nach [92] und $A_{K,\text{max}}$ die maximale Querschnittsfläche der Kugel:

$$A_{K,\text{max}} = \pi \cdot \frac{d_K^2}{4} \quad (4.21)$$

R_{K0} beschreibt den thermischen Widerstand durch die Kugel mit einer Querschnittsfläche, die der Kontaktfläche entspricht. Es wird angenommen, dass die Kontaktfläche die gesamte Länge der Kugel nicht beeinflusst.

$$R_{K0} = \frac{d_K}{A_{K,\text{kontakt}} \cdot \lambda_K} \quad (4.22)$$

Entsprechend kann Gleichung (4.20) so interpretiert werden, dass der Wärmefluss zunächst nur die Kontaktfläche als Querschnittsfläche durchtritt. Die Querschnittsfläche wird je nach Kugelgeometrie und vorliegender Belastung skaliert, wodurch der thermische Widerstand sinkt.

Um den rotatorischen thermischen Widerstand der Kugeln in Abhängigkeit der Drehzahl zu bestimmen, werden ebenfalls FEM-Simulationen in ANSYS Mechanical durchgeführt. Es wird angenommen, dass alle Kugeln nach Gleichung (4.17) mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit rotieren.

Abbildung 4.6 zeigt den gesamten thermischen Widerstand aller Kugeln für eine rein radiale Belastung von 500 N in Abhängigkeit der Kugeldrehzahl n_K für das in Abschnitt 4.2 beschriebene Lager, wobei in diesem Fall die Kugeln um einen Faktor von 5,74 schneller rotieren als der Innenring.

Der thermische Widerstand der Kugel sinkt exponentiell ausgehend von 2,5 K/W im Stillstand auf etwa 0,16 K/W bei 50 000 1/min. Der Wärmewiderstand erreicht 50 % seines statischen Werts bei etwa 2000 1/min.

Um im Folgenden eine separate Betrachtung des statischen und rotatorischen thermischen Widerstands zu erhalten, wird der rotatorische Widerstand $R_{\text{th,rot}}$ auf den statischen Widerstand $R_{\text{th,stat}}$ normiert. Des Weiteren wird die Umfangsgeschwindigkeit der Kugeln v_{rot} betrachtet, um den Einfluss unterschiedlicher Kugeldurchmesser zu minimieren.

Abbildung 4.7 stellt den rotierenden thermischen Widerstand normiert auf den statischen Widerstand einer Kugel über der Umfangsgeschwindigkeit der Kugeln für Kugeldurchmesser von 2,5 mm (blau), 3,5 mm (rot) und 4,5 mm (grün) dar. Es ist direkt zu sehen, dass keine Abhängigkeit der Kugeldurchmesser vorliegt. Die Abweichungen zwischen den Simulationen sind auf die Diskretisierung der Geometrie und die damit entstehende numerische Ungenauigkeit zurückzuführen. Die Umfangsgeschwindigkeit, bei der sich die beiden Effekte der

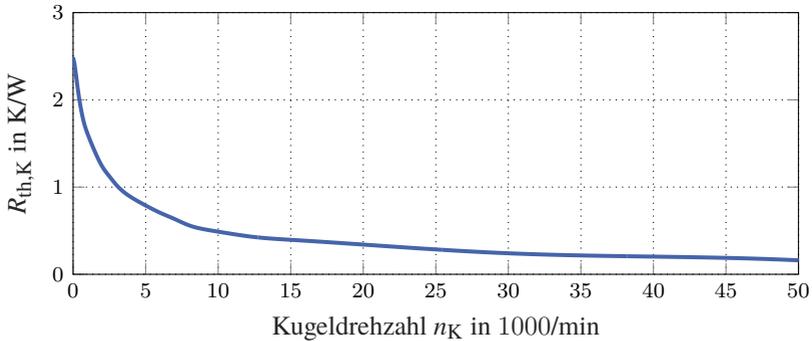


Abbildung 4.6: Thermischer Widerstand $R_{th,K}$ aller Kugeln kombiniert in Abhängigkeit der Kugeldrehzahl n_K vom Stillstand bis zu einer Kugeldrehzahl von 50 000 1/min für einen Kugeldurchmesser d_K von 3,5 mm.

Wärmeübertragung durch Konduktion und Rotation die Waage halten, liegt bei etwa 280 mm/s. Unterhalb dieser Umfangsgeschwindigkeit überwiegt die konduktive Wärmeübertragung, während die Wärmeübertragung durch die Kugelrotation oberhalb dieser Geschwindigkeit dominiert. Die Simulationsergebnisse zeigen für den gezeigten Gültigkeitsbereich, dass der rotatorische Widerstand unabhängig vom Kugeldurchmesser parametrisiert werden kann.

Zur Anwendung in einem thermischen Modell, kann der gesamte thermische Widerstand der Kugel $R_{th,K}$ in Abhängigkeit des statischen Widerstands mit Gleichung (4.23) approximiert werden. Die Koeffizienten wurden dabei nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt.

$$R_{th,K}(\omega_K) = R_{th,stat} \cdot \left(\frac{350 \cdot \left(\frac{d_K}{2} \cdot |\omega_K|\right)^{-0,989} + 0,045}{350 \cdot \left(\frac{d_K}{2} \cdot |\omega_K|\right)^{-0,989} + 1,045} \right) \quad (4.23)$$

Somit sind die thermischen Widerstände für den rotatorischen und statischen Teil der Kugeln bekannt. Die Widerstände werden als Parallelschaltung in das thermische Ersatzschaltbild aus Abbildung 4.2 eingebunden, da beide Mechanismen des Wärmetransports gleichzeitig vorliegen. Je nach Drehzahl der Maschine dominiert einer der beiden Wärmeübertragungsprozesse.

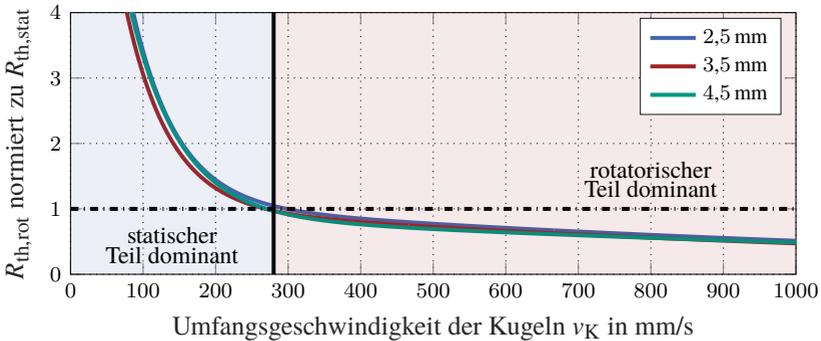


Abbildung 4.7: Rotierender Anteil des thermischen Widerstands $R_{th,rot}$ einer Kugel normiert zum statischen Anteil $R_{th,stat}$ in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit v_K der Kugeln für variierende Kugeldurchmesser d_K .

4.5 Messaufbau und Messprinzip

Zur Vermessung des thermischen Widerstands der Rillenkugellager wurde der in Abbildung 4.8 dargestellte Prüfstand aufgebaut. Der thermische Widerstand kann in Abhängigkeit der Temperatur des Innenrings, der Radialkraft und der Drehzahl bestimmt werden. Diese drei Parameter stellen die Haupteinflussgrößen auf den thermischen Widerstand eines Lagers dar.

Die beiden Rillenkugellager vom Typ *61807-2Z C3* sind auf einer Stahlwelle aus *42CrMo4* gepresst. Das Lager auf der Belüftungs (B)-Seite ist mit einer Wellenfeder vom Typ *YSSB-0185* vom Hersteller *Smalley* mit einer Federkraft von 150 N vorgespannt. Zur Aufbringung der Radialkraft wird ein zweites Rillenkugellager vom Typ *6000-2Z* genutzt, das über einen Querbolzen auf die Welle drückt. Die entsprechende Kraft lässt sich über den Federweg zweier Wellenfeder des Typs *YCM14-H3* ebenfalls von *Smalley* bestimmen.

Die Welle verfügt über eine 8 mm Innenbohrung, in die eine 24 V Heizpatrone mit einer Nennleistung von 320 W gesteckt ist. Zur besseren Wärmeleitung und zur mechanischen Fixierung ist das Innere der Welle mit dem Zweikomponenten-Epoxid-Träufelharz von *Huntsmann*, bestehend aus der Basis *Araldite® CY 246* und dem Härter *Aradur® XB 5911* [D6], vergossen. Die Zuführung der elektrischen Leistung der Heizpatrone erfolgt über einen Schleifringkörper mit zwei Ringen vom Hersteller *Erich Geiss GmbH & Co. KG*.

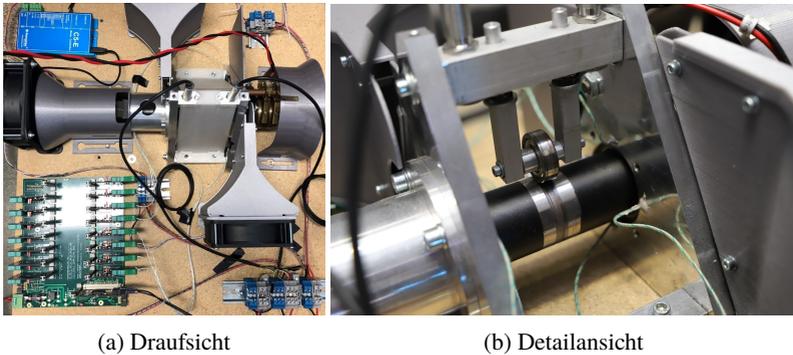


Abbildung 4.8: Versuchsaufbau zur thermischen Vermessung der Kugellager in einer Draufsicht des gesamten Prüfstands mit Messequipment und Antriebsmaschine (a) sowie Detailansicht der Welle (b).

Die Welle ist über eine Miniaturbalgkupplung des Typs *MK1* vom Hersteller *R+W* mit der Antriebsmaschine des Prüfstands gekoppelt. Die Antriebsmaschine mit einer Bemessungsdrehzahl von 3500 1/min ist eine PSM vom Typ *DB59M024035R-B3* des Herstellers *Nanotec* und wird mit einer Motorkontroll-einheit des Typs *C5-E-2-09* ebenfalls von *Nanotec* angetrieben. Zur Drehzahlregelung wird der in der Antriebsmaschine verbaute Inkrementalgeber vom Typ *NME2-UVW-U06-05-C* mit 4096 Impulsen pro Umdrehung genutzt.

Die Wärmeabfuhr am Prüfstand wird durch Axiallüfter realisiert, um eine möglichst konstante Temperatur am Außenring der Maschine zu realisieren. Damit der Luftstrom nur die Außenseiten des jeweiligen Lagerschildes auf der Abtrieb (A)- und B-Seite umströmt und damit die Wärmeübertragung im Kugellager so wenig wie möglich beeinflusst, werden additiv gefertigte Abschirmungen aus Polylactide (PLA) eingesetzt.

Zur Bestimmung des thermischen Widerstands der Lager wird die Innenring- und die Außenringtemperatur des Lagers gemessen. Die Innenringtemperatur ϑ_i wird über Infrarotsensoren des Typs *CS LT* des Herstellers *Optris* mit einer Messgenauigkeit von $\pm 1,5$ K erfasst. Die Welle wird an der Messstelle mit einem schwarzen Backlack versehen, um den Emissionsgrad zu erhöhen. Der thermische Widerstand von dieser Messstelle zum Innenring wird aufgrund der vergleichsweise hohen Wärmeleitfähigkeit von Stahl vernachlässigt.

Zur Messung der Außenringtemperatur ϑ_o sind mit einem Abstand von 1 mm zum Lagersitz vier Bohrungen um je 90° versetzt in den Lagerschilden angebracht. In diesen Bohrungen sind Typ K Thermoelemente verklebt und werden entsprechend Abschnitt 7.5 ausgewertet. Die zur Auswertung genutzte Außenringtemperatur entspricht dem Mittel der vier Temperaturen eines Lagerschildes. Der Wärmestrom in den Kugellagern besteht einerseits aus dem zugeführten Wärmestrom der Heizpatronen \dot{Q}_{heiz} , der sich näherungsweise gleich auf die beiden Lager aufteilt und zum anderen aus dem im Lager selbst entstehenden Verlustwärmestrom \dot{Q}_V . Dabei ist zu berücksichtigen, dass ein Teil der eingespeisten Wärme direkt über freie Konvektion an die Umgebung abgegeben wird. Der Anteil an abgegebener Wärme \dot{Q}_{konv} wird analytisch abgeschätzt, wobei die freie Konvektion im Stillstand nach dem VDI-Wärmeatlas [81] und im Fall der Rotation nach Anderson et al. [104] abgeschätzt wird. Eine genaue Beschreibung ist Anhang A.2.7 zu entnehmen. Unter Kenntnis aller Wärmeströme lässt sich der thermische Widerstand der Rillenkugellager berechnen. Abbildung 4.9 zeigt ein vereinfachtes Ersatzschaltbild des Prüfstands, das zur Berechnung des Gesamtwiderstands der Lager herangezogen wird. Dabei wird angenommen, dass sich beide Lager thermisch identisch verhalten.

Die Lager selbst werden der Einfachheit halber mit zwei gleichen Widerständen modelliert, wobei zwischen diesen die gesamte Verlustleistung des Lagers temperaturabhängig eingespeist wird.

Diese Vereinfachung wird vorgenommen, da die einzelnen thermischen Widerstände nach Abbildung 4.2 im Messaufbau nicht separat voneinander bestimmt werden können. Der thermische Gesamtwiderstand eines Kugellagers $R_{\text{th,L}}$ ergibt sich zu:

$$R_{\text{th,L}} = \frac{2 \cdot (\vartheta_i - \vartheta_o)}{\dot{Q}_V + \dot{Q}_{\text{heiz}} - \dot{Q}_{\text{konv}}} \quad (4.24)$$

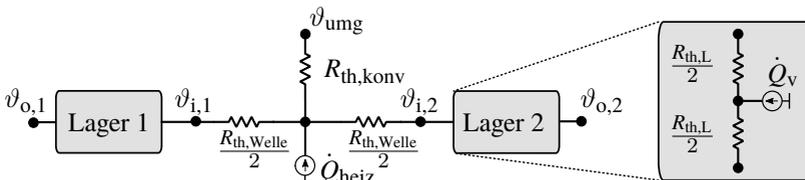


Abbildung 4.9: Thermisches Ersatzschaltbild des Prüfstands zur Vermessung eines Rillenkugellagers.

4.6 Validierung

Zur Validierung des Modells wurde der thermische Widerstand des untersuchten Rillenkugellagers für verschiedene Betriebszustände vermessen und mit dem entwickelten Modell verglichen. Die Axialkraft wurde dabei nicht variiert, da die genutzten Radiallager nicht für Axialkräfte ausgelegt sind und in diesem Fall lediglich zur Geräuschreduktion dient.

Es gilt zu beachten, dass die gemessenen Außenringtemperaturen direkt in das Modell gegeben werden, um vergleichbare Randbedingungen zu erhalten. Die beiden Kugellager werden getrennt ausgewertet, wobei der mittlere gemessene thermische Widerstand dem Mittelwert der beiden Widerstände der jeweiligen Lager entspricht und die Abweichung zwischen den beiden Lagern dem Fehlerbalken entspricht.

Die Kugellager wurden an jedem Messtag zu Beginn eine Stunde bei einer Drehzahl n von 1000 1/min eingefahren, um reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen. Die Messreihen wurden an verschiedenen Tagen aufgenommen, wobei keine systematische Abweichung der Messergebnisse durch äußere Einflüsse, wie der Raumtemperatur, erkennbar war. Ein Verschleiß der Lager konnte ebenfalls nicht festgestellt werden.

Zuerst wird der Einfluss der Drehzahl ausgehend vom Stillstand bis zu einer Drehzahl n von 3000 1/min untersucht. Abbildung 4.10 zeigt den thermischen Widerstand der Kugellager sowohl für die Simulations- als auch für die Messergebnisse. Eine Auswertung bis zu dieser Drehzahl wurde gewählt, da in diesem Bereich die Rotation in den Simulationsergebnissen einen entscheidenden Einfluss hat, wohingegen für höhere Drehzahlen der Einfluss vernachlässigbar ist [E1]. Die Radialkraft F_r beträgt 90 N und die eingespeiste Leistung über die Heizpatrone \dot{Q}_{heiz} 50 W.

Es ist direkt ersichtlich, dass der thermische Widerstand der Lager mit steigender Drehzahl abnimmt und einen asymptotischen Verlauf zeigt. Ausgehend vom Stillstand mit einem gemessenen thermischen Widerstand $R_{\text{th,L}}$ von 2,54 K/W reduziert sich der thermische Widerstand auf 1,58 K/W bei einer Drehzahl von 3000 1/min, was einer Reduktion um 38 % entspricht. Aus allen Messpunkten ergibt sich ein mittlerer absoluter prozentualer Fehler (MAPE) von 4,9 % zwischen Simulation und Messung, wobei zu beobachten ist, dass die Abweichung mit steigender Drehzahl abnimmt. Dies ist auf einen möglicherweise zu großen statischen Kugelwiderstand zurückzuführen, der bei steigender Drehzahl einen geringeren Einfluss auf den gesamten thermischen Widerstand des Lagers hat.

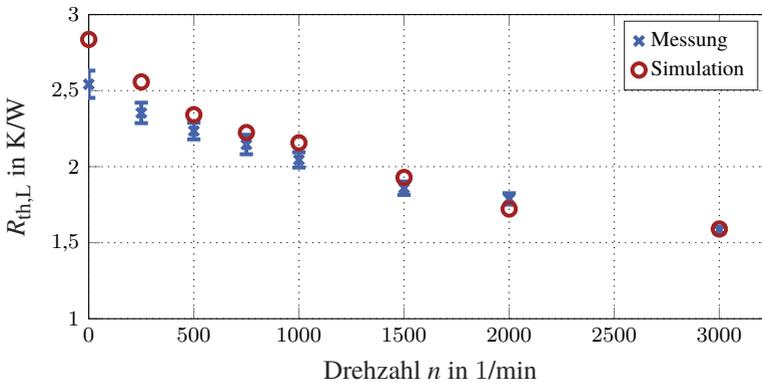


Abbildung 4.10: Thermischer Widerstand des Lagers $R_{th,L}$ in Abhängigkeit der Drehzahl n bei einer Radialkraft F_r von 90 N und einer eingespeisten Leistung \dot{Q}_{heiz} von 50 W.

Im nächsten Schritt wird der Einfluss der eingespeisten Leistung über die Heizpatrone untersucht. Da diese Leistung einen direkten Einfluss auf die Temperatur des Lagers hat, wird der Einfluss der Durchschnittstemperatur zwischen Innen- und Außenring analysiert, die wiederum einen Einfluss auf die Stoffdaten der Schmierung und somit auf die Wärmeübertragung des Lagers hat.

Abbildung 4.11 zeigt den thermischen Widerstand des Kugellagers in Abhängigkeit der Durchschnittstemperatur bei einer Radialkraft F_r von 10 N und einer Drehzahl n von 1000 1/min. Die eingespeiste Leistung wird variiert, um eine Änderung in der Durchschnittstemperatur zu erzielen.

Der thermische Gesamtwiderstand der Lager $R_{th,L}$ von 3 K/W sinkt ausgehend von einer Durchschnittstemperatur von 34 °C auf 2,18 K/W bei 74,5 °C. Dies entspricht einer Reduktion von 27,3 %. Der sinkende thermische Widerstand ist auf eine sinkende Viskosität des Schmiermittels zurückzuführen, wodurch der konvektive Wärmeübergang zwischen den Kugeln und den Laufringen verbessert wird und gleichzeitig die Verluste des Lagers durch ein sinkendes Rollmoment reduziert werden [67].

Der schwankende Verlauf der Messergebnisse ist mit einer nicht konstanten Außenringtemperatur zu begründen. In Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur und dem aktuellen Arbeitspunkt ändert sich die Temperatur des Außenrings, der durch die Lüfter als Wärmesenke anzusehen ist. Durch die sich ändernde

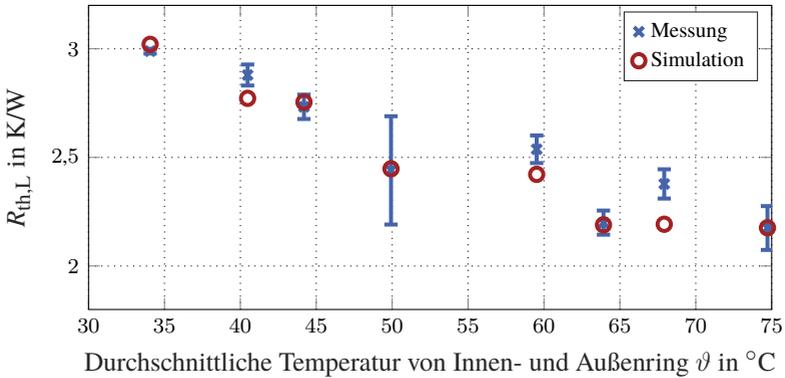


Abbildung 4.11: Thermischer Widerstand des Lagers $R_{th,L}$ in Abhängigkeit der Durchschnittstemperatur ϑ von Innen- und Außenring bei einer Drehzahl n von 1000 1/min und einer Radialkraft F_r von 10 N.

Temperaturverteilung im Lager ändern sich entsprechend die Stoffdaten des Schmiermittels und somit auch der konvektive Wärmeübergang. Der MAPE liegt bei den gezeigten Messungen bei 2,5 %.

Als letzter Punkt wird der Einfluss der Radialkraft untersucht. Abbildung 4.12 zeigt dazu den thermischen Widerstand in Abhängigkeit der Radialkraft bei einer Drehzahl n von 1000 1/min und einer eingespeisten Leistung \dot{Q}_{heiz} von 20 W beziehungsweise 50 W. Der schon zuvor beobachtete Effekt eines sinkenden thermischen Widerstands ist bei steigender Durchschnittstemperatur wieder ersichtlich. Bei steigender eingespeister Leistung, was einer steigenden Durchschnittstemperatur entspricht, sinkt der thermische Widerstand der Lager unabhängig von der aufgebrachten Radialkraft. Bei steigender Radialkraft F_r von 10 N auf 170 N ist kein systematischer Trend des thermischen Widerstands zu erkennen, wobei dieser nahezu konstant bleibt. Der MAPE liegt bei dieser Messreihe bei 3,3 %. Es ist jedoch zu beachten, dass bei steigender radialer Last die Verluste in dem Lager zunehmen.

Die aufgebrachten Kräfte repräsentieren die Radialkräfte in einer elektrischen Maschine. Eine umlaufende Radialkraft liegt zusätzlich bei einer existierenden Unwucht des rotierenden Teils vor.

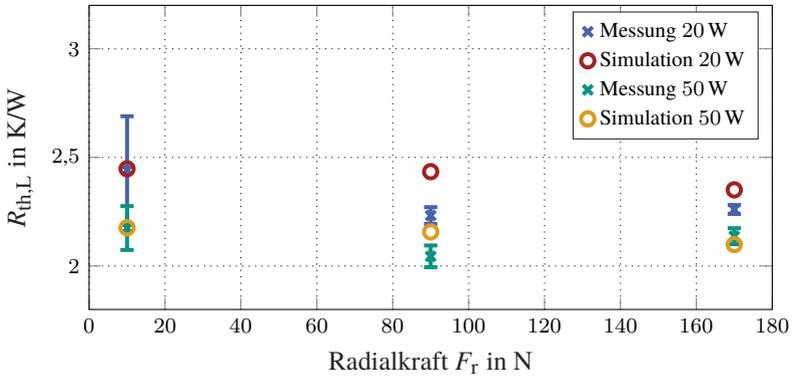


Abbildung 4.12: Thermischer Widerstand des Lagers $R_{th,L}$ in Abhängigkeit der Radialkraft F_r bei einer Drehzahl n von 1000 1/min und einer eingespeisten Leistung \dot{Q}_{heiz} von 20 W beziehungsweise 50 W.

Das Modell wurde an verschiedenen Messreihen mit einer breiten Parametervariation erprobt und kann für das verwendete Rillenkugellager somit als valide angenommen werden. Es wurde festgestellt, dass bei einer steigenden Drehzahl, als auch bei einer steigenden Temperatur des Lagers, die Wärmeübertragung verbessert wird. Dieser Effekt wirkt im Betrieb einer Temperaturerhöhung des Lagers durch höhere Rotorverluste oder höheren Lagerverlusten durch eine Drehzahlerhöhung entgegen.

Kapitel 5

Modellbildung Statorwicklung

In diesem Kapitel wird die thermische Modellierung der Statorwicklung für eine Runddrahtwicklung vorgestellt. Die Modellierung basiert maßgeblich auf den eigenen Veröffentlichungen des Autors [E3, E4]. Das Modell wird an der in Abschnitt 7.2 vorgestellten PSM für zwei verschiedene Lastprofile validiert.

5.1 Stand der Technik

Die thermische Modellierung von elektrischen Maschinen wird in zahlreichen Veröffentlichungen behandelt. Da das Ziel der Arbeit die Modellierung auf Basis von Material- und Geometriedaten ist, werden Modelle zur inversen Parametrisierung des analytischen thermischen Modells, wie beispielsweise in [54] vorgestellt, hier nicht weiter diskutiert.

Die in der Literatur aufgeführten Modelle lassen sich in die zweidimensionale Modellierung der Statornut und die dreidimensionale Modellierung der Statornut mit dem Wickelkopf unterteilen.

2D-Modellierung

Zunächst gilt es, die analytischen Modelle zur Berechnung einer äquivalenten Wärmeleitfähigkeit zu betrachten, da ein genaues thermisches Modell aufgrund der Komplexität von Rundleitern [105] nicht ohne weiteres aufzustellen ist.

So stellen Hashin et al. [106] und Milton et al. [107] eine Berechnungsvorschrift für die äquivalente Wärmeleitfähigkeit der Nut auf, unter der Annahme eines heterogenen Zweikomponenten-Verbundwerkstoffs aus Kupfer und der Isoliermasse, bestehend aus der Vergussmasse und dem Isolationslack. Powell [108] zeigt dabei mit hochaufgelösten FEM-Modellen, dass bei vergossenen Leitern die exakte Position der Leiter eine geringe Auswirkung auf die Temperaturverteilung hat. Idoughi et al. [109] nutzen ebenfalls hochaufgelöste FEM-Modelle und berechnen eine Vielzahl von verschiedenen Geometrien bei einer zufälligen Anordnung von Litzenleitern. Dabei geben sie die Streuung der äquivalenten Wärmeleitfähigkeit an, wobei die Ergebnisse in einem Bereich des Kupferfüllfaktors von 30 % bis 60 % mit der Berechnungsvorschrift von Hashin et al. und Milton et al. gut übereinstimmen.

Simpson et al. [110] erweitern dieses Modell auf einen Verbundwerkstoff aus drei Komponenten, da insbesondere bei großen Unterschieden in der Wärmeleitfähigkeit zwischen Isolationslack und Vergussmasse das Modell eines Zweikomponenten-Verbundwerkstoffs zu einer fehlerhaften Berechnung der äquivalenten Wärmeleitfähigkeit führt. Mellor et al. [111] beziehen sich auf ein Modell, das die äquivalente Wärmeleitfähigkeit der Nut primär von dem Vergussmaterial abhängt. Aus diesem Grund wählen sie diese um einen Faktor von 2,5 größer als die Wärmeleitfähigkeit des Vergussmaterials. Ayat et al. stellen in ihren Publikationen [112, 113] Spezialfälle der oben genannten Berechnungsvorschriften vor. Sie behandeln dabei den Fall von Profilleitern und sehr hohen Kupferfüllfaktoren. Liu et al. [114] behandeln den Fall von Litzenleitern, wobei die Abstraktionsebene auf ein Leiterbündel gesetzt wird und eine ähnliche Vorschrift wie in den Beiträgen zuvor genutzt wird. Ilhan et al. [115] und Oechslen [116] bilden quaderförmige Bereiche eines Materials, wobei die entsprechende Größe der Bereiche entsprechend dem volumetrischen Anteil in der Nut gewählt wird. Durch unterschiedliche Verschaltungsvarianten werden die äquivalenten Wärmeleitfähigkeiten bestimmt. Oechslen validiert seine verschiedenen Modelle mit Wicklungsproben, bei denen er die Wärmeleitfähigkeit längs und quer zu den Leitern mit Hilfe eines TIM-Testers vermisst. Ein ähnliches Vorgehen für verschiedene Leitergeometrien und Vergussmaterialien untersuchen Hoffmann et al. und Halwas et al. [E5, E6] und bestimmen messtechnisch die resultierende Wärmeleitfähigkeit. Kuehbacher [117] nutzt diese äquivalenten Wärmeleitfähigkeiten, teilt die Nut in Zonen nach [86] ein und stellt einen Verschiebungsansatz vor, sodass die mittleren Komponententemperaturen besser bestimmt werden. Neben den Modellen der äquivalenten Wärmeleitfähigkeiten, stellen Staton et al. [85] und Nategh et al. [118] ein Modell vor, bei dem davon ausgegangen wird, dass sich Äquipotentiallinien der Temperatur in Schichten ausgehend vom

Zentrum der Nut bilden. Dabei werden die einzelnen Schichten der jeweiligen Materialien in der Nut einzeln modelliert und deren Dicke entsprechend dem volumetrischen Anteil in der Nut und der Gesamtanzahl Schichten eines Materials bestimmt. Nategh et al. gehen dabei von einer elliptischen Temperaturverteilung aus, wobei Staton et al. die Schichten in Form eines Trapezes wählen. Dieses Modell bildet die mittlere Temperatur der Nut unabhängig von den verwendeten Materialien präzise ab. Als Nachteil ergibt sich jedoch, dass die lokalen Temperaturerhöhungen nicht erfasst werden können.

3D-Modellierung

Mehrere Publikationen, wie beispielsweise [26, 118, 119], zeigen die Relevanz einer dreidimensionalen thermischen Modellierung auf.

Nategh et al. [118] nutzen mehrere Ebenen des elliptischen Schichtmodells und verbinden diese in axiale Richtung, um den Temperaturverlauf innerhalb des Aktivteils in axiale Richtung zu beschreiben. Die Wickelköpfe werden als zusätzlicher Widerstand modelliert, wobei die Wärmeleitfähigkeit des Wickelkopfs als die Wärmeleitfähigkeit längs der Leiter angenommen wird. Somit fehlt eine genaue Kenntnis über die Temperaturverteilung im Wickelkopf.

Madonna et al. [26] nutzen die genaue Kenntnis der Leiteranordnung einer Einzelzahnwicklung, um die Wicklung anschließend mit den äquivalenten Wärmeleitfähigkeiten in Zonen einzuteilen und somit die Temperatur vorherzusagen. Polikarpova et al. [120] nehmen an, dass alle Leiter im Wickelkopf in Umfangsrichtung liegen und nutzen zur Modellierung ebenfalls die äquivalenten Wärmeleitfähigkeiten längs und quer der Leiter. Dabei entspricht die Annahme, dass die Leiter ausschließlich in Umfangsrichtung liegen, nicht der Realität. Aus diesem Grund nutzen Cai et al. [119] und Pradhan et al. [121] ein Modell eines ortsabhängigen Wärmeleitfähigkeitstensors, wodurch die Wärmeleitfähigkeiten je nach Lage der Leiter angepasst werden. Oechslen [116] führt dieses Modell weiter aus und dreht diesen Tensor immer in Richtung der mittleren Orientierung der Kupferleiter, um die Berechnungsvorschrift zu vereinfachen. Mit diesen Modellen erhält man eine genaue Auflösung des Temperaturfelds, jedoch ist die genaue Kenntnis der Lage der Leiter eine notwendige Voraussetzung.

Neben den analytischen Modellen existieren auch numerische Verfahren. So nutzen Huber et al. [122] und Jux et al. [123] hochaufgelöste dreidimensionale FEM-Modelle zur thermischen Modellierung der Statorwicklung. Damit einhergehend ist ein enormer Aufwand zur Erstellung des Modells und eine lange Rechenzeit, wodurch diese Verfahren im Auslegungsprozess zur schnellen Prognose der Temperaturen in der Wicklung nicht geeignet sind.

Im Folgenden wird ein dreidimensionales Modell vorgestellt, das die bekannten Modelle weiterführt, um eine präzise Bestimmung der minimalen, mittleren und maximalen Wicklungstemperatur zu erzielen.

5.2 Modellierung Nut

In diesem Abschnitt wird zunächst ein Modell der Statornut vorgestellt, wobei das Modell die lokalen Temperaturmaxima in Betracht zieht. Es werden lediglich die gegebenen Geometrie- und Materialparameter der Komponenten verwendet, nicht jedoch äquivalente Wärmeleitfähigkeiten, wie es in den zuvor vorgestellten Modellen oft praktiziert wird.

Die Statornut wird als zweidimensionaler Schnitt in der aktiven Länge des Motors betrachtet, wodurch der Wärmestrom in axiale Richtung zunächst nicht modelliert wird. Es wird angenommen, dass der Luftspalt aufgrund der niedrigen Wärmeleitfähigkeit von Luft als isolierend betrachtet werden kann. Außerdem wird der Stator im Schnittbild als symmetrisch angenommen, wobei sich die Symmetrie mit jeder Statornut wiederholt. Nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik (Gleichung (2.1)) fließt zwischen zwei Punkten gleicher Temperatur keine Wärme, womit es ausreichend ist, ein Symmetriesegment zu modellieren, um auf das thermische Verhalten des gesamten Systems zu schließen. Im Fall von elektrischen Maschinen mit N Statornuten, entspricht der benötigte Winkel des Ausschnitts der Nutteilung τ_N

$$\tau_N = \frac{2 \cdot \pi}{N}, \quad (5.1)$$

wobei stets eine Statornut und je zwei Hälften des Statorzahns modelliert werden müssen, um die Symmetriebedingung zu erfüllen.

Abbildung 5.1 links zeigt ein solches Statorsegment einer beispielhaften Maschine. Zur Modellierung mit analytischen Ersatzschaltbildern können einzelne Rundungen nur schwer erfasst werden, weshalb in einem ersten Schritt die Statornut zu einer trapezförmigen Querschnittsfläche vereinfacht wird. Die resultierende Querschnittsfläche bleibt dabei unverändert. Die Wärmeübertragung von einzelnen Rundleitern ist aufgrund deren Geometrie und der meist unbekanntenen Lage in der Nut sehr komplex, wodurch in diesem Fall eine Vereinfachung vorgenommen wird und die Statornut in Schichten der jeweiligen Materialien aufgebaut wird. Diese Vereinfachung wird auch in der Literatur von Staton et al. [85] verwendet, da gezeigt wurde, dass sich das Temperaturfeld in einer Statornut in Schichten ausbreitet. Die Nut wird zusätzlich in vier Richtungen

■ Statorblech ■ Vergussmasse ■ Kupfer ■ Isolationslack ■ Isolationspapier

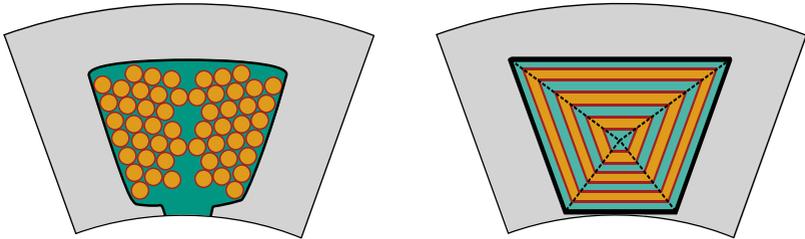


Abbildung 5.1: Querschnitt einer Symmetrieeinheit eines beispielhaften Stators (links) und vereinfachte Darstellung der Nut durch das *Schichtmodell* (rechts).

aufgeteilt, um eine Ermittlung der lokalen Temperaturmaxima zu ermöglichen (siehe Abbildung 5.1 rechts). Jede Richtung besteht aus einer vordefinierten Anzahl an Schichten in radialer Richtung, wobei jede Schicht aus einer Lage Kupfer umgeben von je zwei Lagen aus Isolationslack und Vergussmasse besteht. Die Lagen des Isolationslacks und der Vergussmasse werden jeweils in zwei Teile untergliedert, um die Realität eines Kupferlackdrahts besser nachzubilden. Die Wärmeübertragung wird als reine Wärmeleitung betrachtet, resultierend in den jeweiligen thermischen Widerständen nach Gleichung (2.3). Aufgrund der Aufteilung in Schichten wird das Modell auch *Schichtmodell* genannt.

Die Dicke der einzelnen Lagen wird entsprechend ihres volumetrischen Anteils in der Nut berechnet und ist konstant für das jeweilige Material sowie die jeweilige Richtung. Die Schichtdicken sind in den unterschiedlichen Richtungen aufgrund der nicht quadratförmigen Nutgeometrie verschieden.

Abbildung 5.2 zeigt einen exemplarischen Aufbau des Schichtmodells mit einer beispielhaften Anzahl von zwei Kupferlagen je Richtung. Die einzelnen Richtungen sind dabei ebenfalls miteinander verbunden, wobei jede einzelne Lage mit der komplementären Lage in den benachbarten Richtungen verbunden ist. Der thermische Widerstand zwischen den benachbarten Lagen berechnet sich nach Gleichung (2.3) und ist abhängig von der Geometrie und dem jeweiligen Material. Im Massenschwerpunkt der jeweiligen Lagen werden thermische Massen entsprechend der gravimetrischen Masse der jeweiligen Lage modelliert.

In den Kupferlagen werden anteilig zur gesamten Kupfermasse die Stromwärmeverluste nach der Methode der verteilten Leistungseinspeisung (vergleiche Abschnitt 3.1) eingespeist. Stromverdrängungseffekte können somit auch berücksichtigt werden, wobei ein Modell nach [117] gewählt wird. Darin wird die Nut

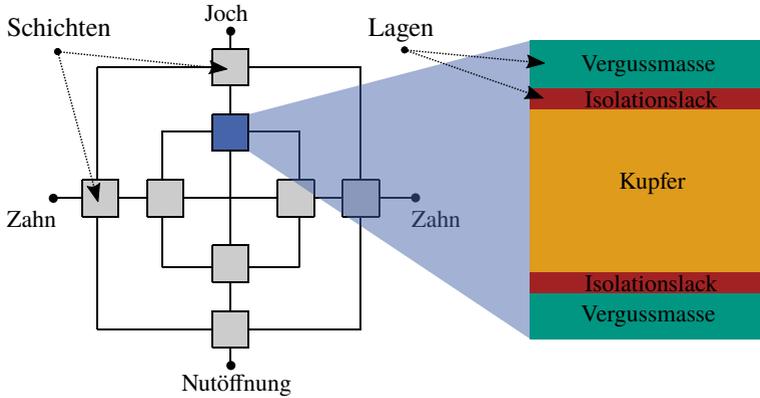


Abbildung 5.2: Exemplarische Darstellung der einzelnen Lagen sowie die Verschaltung der jeweiligen Schichten innerhalb der Nut.

ausgehend vom Nutgrund bis hin zur Nutöffnung in Elemente gleicher Höhe eingeteilt. Die in der FEM berechneten AC-Verluste werden den einzelnen Elementen zugeordnet. Entsprechend können diese zusätzlichen Verluste direkt in die Kupferlagen, die in den jeweiligen Elementen liegen, eingespeist werden. Abbildung 5.3 veranschaulicht das zweidimensionale Ersatzschaltbild für eine Lage mit verteilter Leistungseinspeisung und dem thermischen Widerstand

$$R_{th,i} = \frac{d_i}{\lambda_i \cdot A_{Q,i}} \quad (5.2)$$

Durch das Zusammensetzen dieser zweidimensionalen Ersatzschaltbilder für jede Lage ergibt sich das Ersatzschaltbild einer Schicht nach Abbildung 5.4. Das Verbinden aller Schichten führt zu dem vollständigen Ersatzschaltbild für den Querschnitt der Nut. Für den Aktivteil muss zudem das Elektroblech modelliert werden. Dies wird durch das Modell der kubischen Elemente nach [86] erzielt. An der Mantelfläche wird zur Modellierung der Kühlung ein konvektiver Wärmeübergang zu einer festen Fluidtemperatur angenommen. Der Wärmeübergangskoeffizient $h_{G \leftrightarrow S}$ berechnet sich nach Abschnitt 3.3.

Zur Bestimmung der geeigneten Anzahl an Kupferschichten je Richtung, wird ein Vergleich mit einer FEM-Simulation durchgeführt.

Dazu wird ein Einzelleitermodell in ANSYS Mechanical aufgebaut, verschiedene Lastprofile simuliert und mit den Ergebnissen der analytischen Modellie-

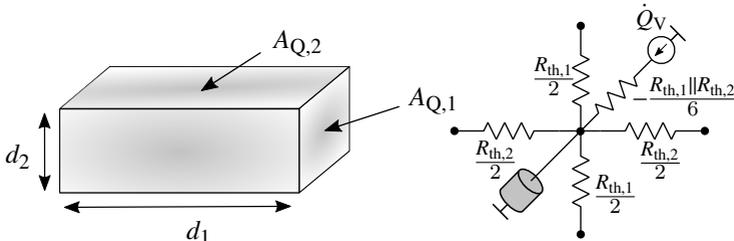


Abbildung 5.3: Zweidimensionales thermisches Ersatzschaltbild mit verteilter Leistungseinspeisung und thermischer Masse im Massenschwerpunkt zur Modellierung der Lagen in der Nut und dem Elektroblech.

rung verglichen. Einen guten Kompromiss zwischen Rechenzeit und Genauigkeit zeigt dabei die Wahl von sechs Schichten je Richtung. Die genaue Vorgehensweise zur Ermittlung der Anzahl an Schichten kann [E4] entnommen werden. Im Folgenden wird immer von sechs Schichten je Richtung ausgegangen.

5.3 Wickelkopf

Als Basis für die Modellierung des Wickelkopfs dient das Schichtmodell der Nut. Für den Wickelkopf gelten die gleichen Randbedingungen wie für die Nut, wodurch nur ein Ausschnitt des Stators betrachtet wird. Zusätzlich wird angenommen, dass sich die Wickelköpfe der A- und B-Seite der Maschine bei einer näherungsweise konstanten Manteltemperatur äquivalent verhalten. Entsprechend entsteht in der Mitte der aktiven Länge eine weitere Symmetrieebene, wodurch es ausreichend ist, einen Endraum zu analysieren. Jeder Statornut in der Maschine wird die halbe Länge eines Wickelkopfs eines Endraums zugewiesen, womit für den Wickelkopf ein Viertel einer Spule analysiert wird, um auf das thermische Verhalten der gesamten Statorwicklung zu schließen.

Zur Berücksichtigung der axialen Wärmeübertragung werden mehrere zweidimensionale Schichtmodelle (vergleiche Abbildung 5.2) in axialer Richtung verschaltet. Aufgrund der schlechten thermischen Anbindung des Wickelkopfs zum Statorgehäuse und den Lagerschilden bei einem Träufelverguss und keiner direkten Wickelkopf Kühlung (vergleiche Abschnitt 5.3.1), werden die Wicklungen an den Außenseiten als thermisch isolierend betrachtet.

Kommt es zu Luftverwirbelungen im Endraum infolge der Rotation der Welle kann der konvektive Wärmeübergang am Wickelkopf analog zu Abschnitt 5.3.1

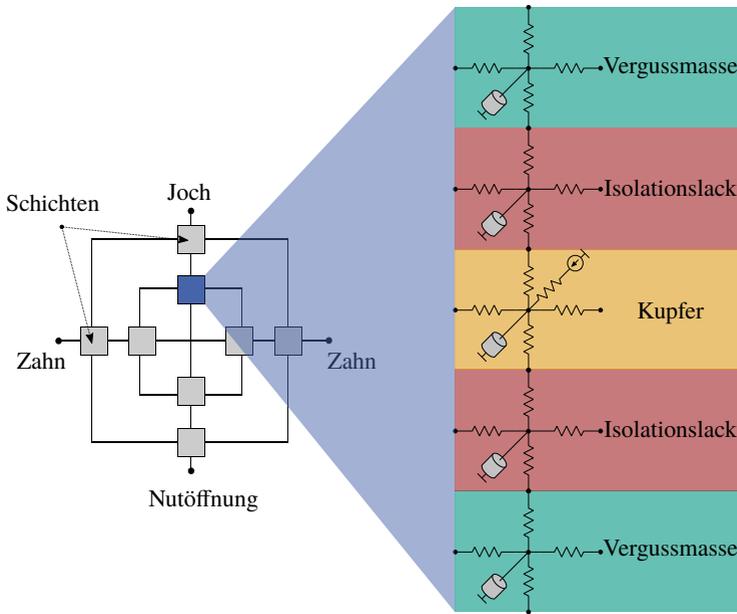


Abbildung 5.4: Zweidimensionales thermisches Ersatzschaltbild einer vollständigen Schicht.

mit der Berechnungsvorschrift in Anhang A.2 modelliert werden.

Abbildung 5.5 zeigt eine schematische Darstellung mit einer axialen Verbindung von drei Schichtmodellen. Die einzelnen Lagen gleicher Richtung und gleicher Schicht werden dabei miteinander verbunden. Der resultierende thermische Widerstand zwischen den Lagen ergibt sich zu

$$R_{th,ax} = \frac{l_{ax}}{\lambda \cdot A_{Q,ax}}, \tag{5.3}$$

wobei l_{ax} die axiale Länge zwischen zwei miteinander verbundenen Lagen und $A_{Q,ax}$ die Querschnittsfläche der jeweiligen Lage in axiale Richtung bezeichnet. Die axiale Länge zwischen den jeweiligen Lagen kann beispielsweise für konzentrierte Wicklungen aufgrund der Krümmung des Wickelkopfs je nach Position in der jeweiligen Ebene stark variieren.

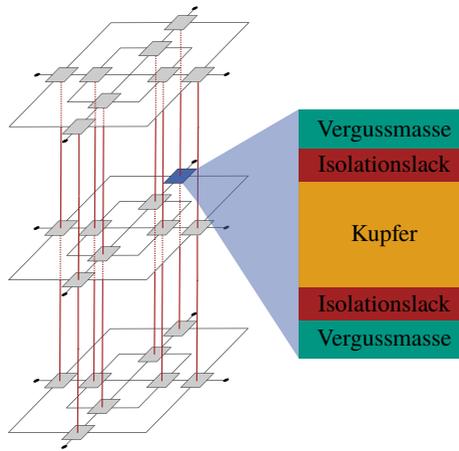


Abbildung 5.5: Axiale Verschaltung der Schichtmodelle zur Erweiterung des Modells für einen dreidimensionalen Wärmefluss.

Bei der Platzierung der Ebenen wird zwischen dem Aktivteil und dem Wickelkopf unterschieden, wobei eine vordefinierte Anzahl der Schichtmodelle in die Hälfte des Aktivteils und die Hälfte des Wickelkopfs gelegt wird. Dazu wird der Aktivteil und der Wickelkopf in äquidistante Segmente untergliedert und die Schichtmodelle in der axialen Mitte eines jeden Segments implementiert.

Abbildung 5.6 zeigt einen Ausschnitt der Statorwicklung mit zwei Ebenen in der Hälfte des Aktivteils und zwei Ebenen in der Hälfte des Wickelkopfs. Zur Behebung des Problems einer genauen Kenntnis der Lage der Leiter im Wickelkopf und somit der Anpassung der Wärmeleitfähigkeit in axiale beziehungsweise radiale sowie tangentielle Richtung bezogen auf ein globales kartesisches Koordinatensystem, wird für jede Ebene ein neues Koordinatensystem eingeführt. Dieses wird so gewählt, dass die z-Achse des kartesischen Koordinatensystems in Richtung der Leiter zeigt. Somit sind die resultierenden Wärmeleitfähigkeitstensoren positionsunabhängig und die Materialparameter konstant zu wählen.

Zur Bestimmung der Anzahl Ebenen wird in [E3] äquivalent zu Abschnitt 5.2 ein dreidimensionales Einzelleitermodell einer beispielhaften Maschine für verschiedene Lastprofile in einer FEM-Analyse mit den Ergebnissen des analytischen Ersatzschaltbilds verglichen, wobei die Anzahl an Ebenen für den halben Aktivteil und den halben Wickelkopf je zwischen eins und zehn variiert wird.

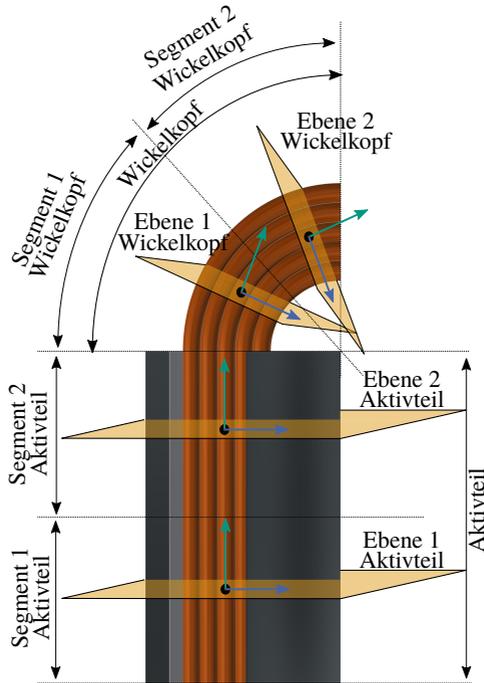


Abbildung 5.6: CAD-Modell einer Vierterspule zur exemplarischen Veranschaulichung der Modellierung mit zwei Segmenten im halben Aktivteil und zwei Segmenten im halben Wickelkopf.

Einen guten Kompromiss zwischen Rechenzeit des Modells und Genauigkeit im Vergleich zur FEM-Analyse liefern zwei Ebenen im halben Aktivteil und vier Ebenen im halben Wickelkopf. Für alle in dieser Arbeit durchgeführten thermischen Simulationen wird diese Konfiguration verwendet.

Das vorgestellte Modell gilt für Runddrahtwicklungen, ist nicht auf eine bestimmte Wicklungstopologien begrenzt und sowohl für verteilte als auch für konzentrierte Wicklungen gültig. Je nach Anwendungsfall und einer inhomogenen Kühlung der beiden Endräume kann die Annahme, dass sich die Wicklungsenden in den jeweiligen Endräumen äquivalent verhalten, nicht mehr gültig sein. In diesen Fällen kann das Modell einer Vierterspule zu einer halben Spule

beziehungsweise ganzen Spule erweitert werden, um die in axiale Richtung inhomogene Temperaturverteilung abzubilden. So wird beispielsweise in [E7] das thermische Verhalten während eines Windungsschlusses untersucht. Dabei ist es unabdingbar eine komplette Spule zu untersuchen, wobei nach [123] der Einfluss auf benachbarte Spulen aufgrund der vergleichsweise hohen axialen Wärmeleitfähigkeit des Kupferlackdrahts nicht betrachtet werden muss.

5.3.1 Direkte Wickelkopfkühlungen

Eine direkte Wickelkopfkühlung kann durch mehrere Verfahren erfolgen. So können die Wicklungen durch ein Lüfterrad mit Luft angeströmt werden, Öl in einem Kreislauf durch einen mit Epoxid abgedichteten Wickelkopf gepumpt werden oder Öl direkt an die Wicklungen gesprüht werden (vergleiche Kapitel 6). In allen Fällen ist die Annahme eines an den Außenseiten thermisch isolierten Wickelkopfs nicht mehr gültig und der Wärmetransport über die Außenseiten muss betrachtet werden. Aus diesem Grund wird an den Außenseiten jeder Ebene des Modells ein konvektiver Wärmeübergang zu einem Kühlmedium konstanter Temperatur ϑ_F modelliert, wodurch sich der abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{WK} bei gegebener Oberflächentemperatur des Wickelkopfs $\vartheta_{WK,O}$ folgendermaßen bestimmen lässt:

$$\dot{Q}_{WK} = h_{WK,mod} \cdot A_{WK,mod} \cdot (\vartheta_{WK,O} - \vartheta_F) \quad (5.4)$$

Darin beschreibt $A_{WK,mod}$ die Außenfläche eines jeweiligen Segments des Schichtmodells und $h_{WK,mod}$ den Wärmeübergangskoeffizienten an dieser Stelle. Der Wärmeübergangskoeffizient ist dabei abhängig von den Stoffdaten und den Betriebsparametern, wie beispielsweise dem Volumenstrom. Abbildung 5.7 zeigt das abgewandelte Schichtmodell mit einer direkten Wickelkopfkühlung. Ein Beispiel dafür wird in Kapitel 6 mit der Öl-Sprühkühlung ausgehend von der Welle betrachtet. Die Berechnungsvorschrift für die Nusselt-Zahl in Gleichung (6.20) kann direkt genutzt werden, um den Wärmeübergangskoeffizienten an den Außenseiten des Modells zu berechnen. Sofern die Bezugsfläche im Modell $A_{WK,mod}$ von der Bezugsfläche in der Berechnungsvorschrift A_{WK} abweicht, muss der Wärmeübergangskoeffizient für das Modell $h_{WK,mod}$ nach Gleichung (5.5) angepasst werden, um eine äquivalente abgeführte Wärme zu modellieren:

$$h_{WK,mod} = h_{WK} \cdot \frac{A_{WK}}{A_{WK,mod}} \quad (5.5)$$

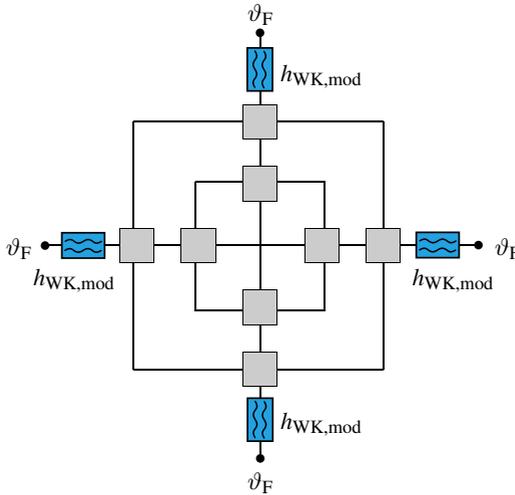


Abbildung 5.7: Exemplarische Darstellung zur Verschaltung der Schichten im Wickelkopf bei einer direkten Wickelkopfkühlung. In blau sind die konvektiven Wärmeübergänge zum Kühlmedium dargestellt.

Kommen andere Benetzungsvarianten, wie beispielsweise eine Benetzung ausgehend vom Lagerschild oder vom Gehäuse, zum Einsatz, so muss die entsprechende Berechnungsvorschrift der Wärmeübergangskoeffizienten genutzt werden, wobei die Modellstruktur nicht verändert wird.

5.4 Versuchsaufbau

Zur Validierung wird der in Kapitel 7 beschriebene Maschinenprüfstand verwendet, wobei in diesem Fall nur die Prüflingsmaschine betrieben wird. Die Welle der Maschine wird mittels eines additiv hergestellten Thermoplasts vom Typ Polyethylenterephthalat-Glykol (PET-G) festgeklemmt. Folglich ist der Wärmeübergang im Luftspalt nach Abschnitt 3.2 und der Wärmeübergang durch freie Konvektion vernachlässigbar. Die genaue Geometrie der analysierten Nut ist in Anhang A.3.1 zu finden. Abbildung 5.8 zeigt ein Schlibbild der modellierten Nut der untersuchten Prüflingsmaschine.



Abbildung 5.8: Schliffbild der analysierten Nut der Prüflingsmaschine nach Abschnitt 7.2

Im Stator werden sinusförmige Ströme mit einer Frequenz von 10 Hz eingepreßt, wobei sich mit der Amplitude des Phasenstroms i_{amp} die Verlustleistung nach Gleichung (5.6) ergibt.

$$P_V = \frac{3}{2} \cdot R_S(\vartheta) \cdot i_{\text{amp}}^2 \quad (5.6)$$

Der ohmsche Widerstand einer Phase R_S wurde bei verschiedenen mittleren Wicklungstemperaturen mit dem digitalen Multimeter 34405A des Herstellers *Agilent Technologies* vermessen. Die Widerstände der jeweiligen Phasen unterschieden sich um maximal 0,5 %. Während der Messung wird der Phasenwiderstand temperaturabhängig mitgeführt, um nach Gleichung (5.6) eine konstante Verlustleistungseinspeisung zu erzielen. Die Eisenverluste sind aufgrund der geringen Frequenz vernachlässigbar. Es ist jedoch unabdingbar Wechselströme in den jeweiligen Phasen einzuprägen, um eine gleichmäßige Aufteilung der Verlustleistung auf die Phasen zu gewährleisten.

Die Einprägung der Ströme wird mit der in Abschnitt 7.4 beschriebenen Leistungselektronik vorgenommen und die Erfassung der Sensorwerte, insbesondere der Temperatursensoren, ist äquivalent zur Messtechnik in Abschnitt 7.5. Zur Auswertung werden alle in der Wicklung verklebten Thermoelemente in der Konfiguration nach Abschnitt 7.5 verwendet. Der Kühlmantel wird mit dem Fluidkreislauf aus Abschnitt 7.2.1 auf eine konstante Temperatur gebracht.

5.5 Validierung

Zur Validierung werden zwei verschiedene Lastprofile genutzt, wobei eine konstante Wassertemperatur von $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ bei einem Volumenstrom von 6 l/min eingestellt wird. Die Fluideintrittstemperatur zeigte im Messbetrieb eine maximale Abweichung von $0,5\text{ K}$.

Die Wärmeübergangskoeffizienten am Kühlmantel wurden zu Beginn gemessen und nach Abschnitt 3.3 berechnet, um den Einfluss des mikroskopischen Luftspalts zwischen Blechpaket und Kühlgehäuse zu berücksichtigen. Dazu wurde eine definierte Verlustleistung in die Wicklungen eingepreist und die Temperatur zwischen Statorjoch und Fluideintrittstemperatur gemessen, womit sich nach Gleichung (2.4) der Wärmeübergangskoeffizient berechnen lässt. Die Wärmeströme durch freie Konvektion vom Gehäuse an die Umgebung wurden hierbei vernachlässigt. Es ergab sich eine mittlere Luftspaltweite von $11\text{ }\mu\text{m}$. Der Wärmeübergangskoeffizient für eine Wassertemperatur von $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ und einen Volumenstrom von 6 l/min ergab sich unter Berücksichtigung des Kontaktwiderstands zu $2000\text{ W}/(\text{m}^2\text{ K})$.

Abbildung 5.9 zeigt den Vergleich zwischen gemessenen und simulierten maximalen, mittleren und minimalen Wicklungstemperaturen für das jeweilige Lastprofil. Die maximalen und minimalen Temperaturen werden entsprechend der minimalen und maximalen Temperaturen aus den 33 Temperatursensoren in der Wicklung gewählt. Für die mittleren Temperaturen werden alle 33 Temperatursensoren in der Wicklung gemittelt. Es wird dabei angenommen, dass eine Mittelwertbildung über alle in der Wicklung verklebten Temperatursensoren die mittlere Wicklungstemperatur, aufgrund der ausreichend großen Anzahl an Sensoren, ausreichend genau beschreibt. Die sich einstellenden Temperaturen zum Ende der Lastprofile können als stationär angenommen werden. Mögliche verbleibende Abweichungen sind auf die Schwankungen der Kühlmitteltemperatur zurückzuführen.

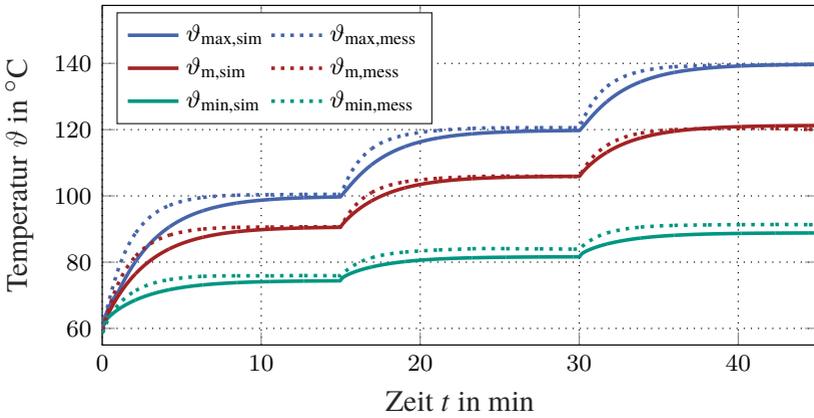
Bei beiden Lastprofilen ist erkennbar, dass die Zeitkonstante bei einem Lastsprung in der Messung deutlich geringer ist als in der Simulation mit dem Modell. Im Modell werden den verschiedenen Schichten in den Segmenten thermische Massen zugewiesen, die in Abhängigkeit der axialen Diskretisierung variieren, wobei die thermische Masse für eine höhere Diskretisierung reduziert wird. Die verklebten Temperatursensoren messen im Gegensatz dazu direkt die an der Wicklung anliegende Temperatur, wodurch die Zeitkonstante nur durch die thermische Anbindung des Thermoelements beschränkt ist. Diese wurde durch die Verwendung eines Epoxidklebstoffs hoher Wärmeleitfähigkeit (vergleiche Abschnitt 7.2.3) bestmöglich realisiert.

Die maximale Abweichung im transienten Fall ist dabei in Abbildung 5.9 (b) direkt zu Beginn mit dem Lastsprung der Kupferverluste von 600 W sichtbar. Die maximale Abweichung beträgt für die maximale Wicklungstemperatur ϑ_{\max} 16 K, für die mittlere Wicklungstemperatur ϑ_m 10 K und für die minimale Wicklungstemperatur ϑ_{\min} 6 K.

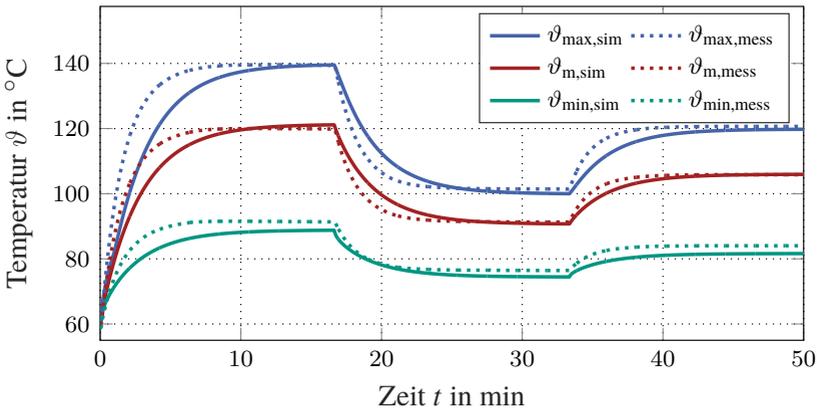
Die stationären Temperaturen für die minimale Wicklungstemperatur ϑ_{\min} weichen um maximal 3,6 K ab. Die im Vergleich zum Modell höher gemessene Temperatur der minimalen Wicklungstemperatur lässt sich auf die Position des Temperatursensors zurückführen. Im Modell wird die global niedrigste Temperatur ausgewählt, wobei im Messbetrieb nicht garantiert werden kann, dass der Temperatursensor an der kältesten Stelle positioniert ist. Die kälteste Temperatur befindet sich im Falle einer Wassermantelkühlung mit der Annahme einer konstanten Manteltemperatur am Nutgrund in der Mitte der axialen Länge des Stators. Eine Positionierung des Thermoelements in der axialen Mitte würde das Temperaturfeld der Nut durch die Zuleitung des Sensors maßgeblich beeinflussen, wodurch der Temperatursensor nur eine Eintauchtiefe in die Nut von ca. 5 mm besitzt. Entsprechend befindet sich der Temperatursensor nicht an der kältesten Stelle der Wicklung. In der Mitte des Wickelkopfs hingegen herrscht aufgrund der Länge des Wickelkopfs und der schlechten thermischen Anbindung an den Kühlmantel eine nahezu homogene Temperaturverteilung in der Schnittebene. Demzufolge hat die genaue Positionierung des Thermoelements im Wickelkopf nur eine untergeordnete Rolle zur Erfassung der maximalen Temperatur. Die simulierten maximalen Temperaturen ϑ_{\max} weisen im Vergleich zur Messung eine maximale Abweichung von 1,1 K im stationären Fall auf.

Die mittleren Temperaturen ϑ_m können ebenfalls sehr genau abgeschätzt werden und haben eine maximale Abweichung von 0,9 K im stationären Fall. Unter Berücksichtigung einer leicht schwankenden Einlasstemperatur und der gegebenen Messunsicherheit der Temperatursensoren kann die Berechnung der stationären Temperaturen als ausreichend genau angenommen werden. Diese präzise Abschätzung der mittleren Temperatur zeigt, dass die Annahme der Mittelwertbildung aller Temperatursensoren als valide angenommen werden kann.

Die Abweichungen im transienten Fall sind vor allem bei dem initialen Temperaturanstieg aufgrund der großen Temperaturdifferenz merklich. Im Zyklusverhalten sind die Temperatursprünge deutlich geringer, wodurch die Abweichung ebenfalls geringer ist.



(a) Kupferverluste $P_{Cu} = [300\ 450\ 600]$ W zu den Zeitpunkten $t = [0\ 900\ 1800]$ s



(b) Kupferverluste $P_{Cu} = [600\ 300\ 450]$ W zu den Zeitpunkten $t = [0\ 1000\ 2000]$ s

Abbildung 5.9: Maximale ϑ_{max} , mittlere ϑ_m und minimale ϑ_{min} Wicklungstemperaturen gemessen an der Prüfmaschine (···) und berechnet nach dem vorgestellten Modell (–) für den Anwendungsfall von zwei verschiedenen Lastprofilen in der Statorwicklung.

Die stationären Temperaturen sind insbesondere für die Bestimmung der Dauerleistung der Maschine und zur Bestimmung der Lebensdauer notwendig. Diese Temperaturen werden sehr präzise abgeschätzt, wodurch das Modell im Auslegungsprozess einer elektrischen Maschine zur genauen Beschreibung des thermischen Verhaltens der Statorwicklung genutzt werden kann. Die Simulation für ein Lastprofil von einer Stunde benötigt mit dem vorgestellten Modell 120 s, was einem Verhältnis von 1/30 entspricht und somit den Einsatz in Echtzeitsimulationen ermöglicht.

Kapitel 6

Modellbildung Öl-Sprühkühlung

Zur Bestimmung des thermischen Verhaltens der Maschine ist eine genaue Kenntnis des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühkühlung an den Wickelköpfen notwendig. Im Folgenden wird nach der Vorstellung des Stands der Technik ein Modell für lokale Wärmeübergangskoeffizienten für eine Benetzung ausgehend von der Welle präsentiert, gefolgt von einem Modell des mittleren konvektiven Wärmeübergangs. Dabei ist vor allem der lokale Wärmeübergang zum Verständnis der Kühlung relevant, da lokale Effekte betrachtet werden können, wohingegen bei den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten lokale Effekte nicht mehr aufgelöst werden. Beide Modellierungen beschreiben einen breiten Parameterbereich sowohl für die Betriebsparameter als auch für verschiedene Stoffeigenschaften des verwendeten Kühlmediums.

Die Modellierung wird für elektrische Maschinen bestehend aus einer verteilten Wicklung mit Rundleitern durchgeführt. Ein Übertragung des Modells auf Rechteckleiter ist nicht direkt möglich, das Messkonzept kann jedoch zur Entwicklung eines Modells für diese genutzt werden.

6.1 Stand der Technik

Zu den in Abschnitt 1.1 genannten Ausführungen der Öl-Sprühkühlung beschreiben nur wenige Autoren ein Modell zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten, wodurch eine Übertragbarkeit auf andere Kühlmedien, andere

Betriebszustände, abweichende Baugrößen sowie unterschiedliche Auslegungen der Kühlung nur begrenzt möglich ist.

Die existierenden Modelle der Wärmeübergangskoeffizienten für unterschiedliche Benetzungsvarianten in elektrischen Maschinen fokussieren den mittleren Wärmeübergang, während kein Modell des lokalen Wärmeübergangs existiert. Die lokalen Effekte des Wärmeübergangs werden daher nicht berücksichtigt.

Liu et al. [36] nutzen ein Modell über die Volumenstromdichte und den Einlassdruck an der Düse zur Berechnung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten. Diese Methode basiert auf einer Leistungsbilanz, wobei angenommen wird, dass die komplette Verlustleistung im Wickelkopf durch den Sprühnebel abgeführt wird. Das Modell nutzt anwendungsspezifische Parameter, wie beispielsweise den Düsendruck, welcher sich bei der Verwendung eines Kühlmediums mit abweichenden Stoffdaten ändert und somit den Wärmeübergang beeinflusst. Entsprechend ist das Modell nur für die genutzten Düsen und das genutzte Kühlmedium gültig. Für einen Transfer auf andere Düsen sowie Kühlmedien ist eine neue Kalibrierung der Berechnungsvorschrift durchzuführen.

Gronwald et al. [45] nehmen das Modell nach Liu et al. [36] für ihre Düsenkonfiguration auf und adaptieren dieses. Zusätzlich verfolgen sie ein Modell basierend auf dem Sauterdurchmesser der Tropfen sowie der Reynolds-Zahl des Sprühnebels nach [124] zur Berechnung des dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten, der Nusselt-Zahl. Beide Modellierungen sind unabhängig von der Drehzahl ausgeführt, wobei eine zunehmende Abweichung zwischen Modellierung und Messung bei steigender Drehzahl zur Kenntnis genommen wird, was auf eine mögliche Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Drehzahl zurückzuführen ist. Da beide Modelle auf einer aktiven Zerstäubung basieren, ist ein Transfer auf die wellenseitige Sprühkühlung mit Durchgangsbohrungen in der Welle aufgrund eines anderen vorherrschenden hydrodynamischen Prozesses nicht möglich.

Für Anwendungen von Prallstrahlkühlungen außerhalb von elektrischen Maschinen gibt es in der Literatur ebenfalls Verfahren zur Modellierung der Nusselt-Zahl. So beschreiben Molana et al., Renon et al., Liu et al. und Stevens et al. [125–128] den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten für einen Prallstrahl auf einer ebenen, beheizten Oberfläche. Wang et al. [129] untersuchen neben ebenen Flächen den Einfluss der Struktur auf den Wärmeübergangskoeffizienten. Easter et al. [130] nutzen ein Modell, das den konvektiven Wärmeübergang über eine gekrümmte Fläche mittelt, um den Einfluss von Regionen ohne direkten Strahlaufrall mit einzubeziehen. Die konkave Krümmung der Fläche kann als Krümmung des Wickelkopfs interpretiert werden. Alle Autoren entscheiden sich für eine Modellierung nach der Reynolds-Zahl und der Prandtl-Zahl, um ein

dimensionsloses Modell zu gewährleisten. Dies ist vor allem wichtig, da man im Vergleich zu [36] die für die Modellierung notwendigen Größen einfach bestimmen kann und die Berechnungsvorschrift auf andere Kühlmedien, Düsenöffnungen und Betriebszustände transferierbar ist.

Keiner der oben genannten Modelle von Prallstrahlkühlungen berücksichtigt jedoch die Rotation der Strahlquelle relativ zur Wärmequelle, wodurch der Strahl eine zusätzliche Tangentialkomponente der Strömungsgeschwindigkeit erhält und nicht orthogonal auf den Wickelkopf aufprallt. Zudem werden die beheizten Flächen dauerhaft benetzt, wobei in einer elektrischen Maschine eine spezifische Stelle des Wickelkopfs, betrachtet über eine vollständige Umdrehung, nicht dauerhaft benetzt wird.

Aus den vorgestellten Literaturquellen existiert daher aktuell kein Modell, das direkt auf die wellenseitige Öl-Sprühkühlung in einer elektrischen Maschine anwendbar ist.

Aus diesem Grund wird im folgenden Abschnitt eine neue Modellierung für den lokalen konvektiven Wärmeübergang, basierend auf [E8, E9], als auch für den mittlere konvektiven Wärmeübergang für eine wellenseitige Öl-Sprühkühlung vorgestellt.

6.2 Vermessung lokaler Wärmeübergangskoeffizienten

Im Folgenden wird ein Messkonzept und ein Versuchsaufbau vorgestellt, um die lokalen konvektiven Wärmeübergänge der Sprühkühlung in einer elektrischen Maschine zu bestimmen. Ein Verständnis der lokalen Effekte ermöglicht eine Identifikation von lokalen Temperaturerhöhungen im Betrieb der Maschine, wodurch der Auslegungprozess der Sprühkühlsysteme unterstützt wird.

6.2.1 Messkonzept

Zur Messung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten wurde in Zusammenarbeit mit dem TVT ein neues Messkonzept entwickelt. Eine schematische Darstellung dieses Messkonzepts zeigt Abbildung 6.1. Dazu wird ein aus einer Aluminiumlegierung gefertigtes T-Stück als Messelement (MEL) ① in einen Silikonkörper ② eingesetzt.

Das Material des T-Stücks kann variieren, jedoch sollte darauf geachtet werden, dass die Wärmeleitfähigkeit des eingesetzten Materials möglichst hoch

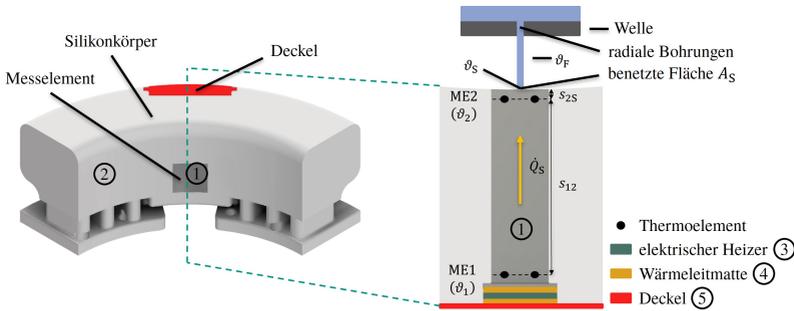


Abbildung 6.1: Messeslement aus einer Aluminiumlegierung (1) eingebettet in einen Probenkörper aus Silikon (2) zur Vermessung von lokalen Wärmeübergangskoeffizienten, abgeändert aus [E10].

gewählt wird, um die Messunsicherheit zu reduzieren. Am Boden des Messeslements ist ein elektrischer Heizer (3) des Typs HAP6947 des Herstellers Minco platziert. Diese elektrische Heizfolie dient als Wärmequelle und generiert einen Wärmestrom, der durch das Messeslement fließt. Zur optimalen Anbindung des elektrischen Heizers werden flexible Wärmeleitmatten (4) und ein aus dem Thermoplast Acrylnitril-Butadien-Styrol-Copolymer (ABS) additiv hergestellter Deckel (5) zur Erhöhung des Anpressdrucks genutzt.

Somit werden die thermischen Kontaktwiderstände reduziert und der Wärmeeintrag vom elektrischen Heizer in das Messeslement maximiert. Im Messeslement wird in zwei Messebenen (MEs) die Temperatur mit jeweils zwei Typ K Thermoelementen gemessen. Durch die genaue Kenntnis der Wärmeleitfähigkeit λ_{12} des Messeslements und dem Abstand s_{12} der beiden Messebenen ME1 und ME2, kann der Wärmestrom auf Basis des Fourier'schen Wärmeleitungsgesetzes bestimmt werden:

$$\dot{Q}_S = (\vartheta_1 - \vartheta_2) \cdot \frac{A_Q \cdot \lambda_{12}}{s_{12}} \quad (6.1)$$

Darin beschreibt ϑ_1 und ϑ_2 die Temperatur in Messebene 1 beziehungsweise 2, A_Q die Querschnittsfläche des T-Stücks und λ_{12} die effektive Wärmeleitfähigkeit des Messeslements. Durch die Kenntnis des Wärmestroms im Messeslement und der effektiven Wärmeleitfähigkeit λ_{2S} kann über die Distanz s_{2S} zwischen der

oberen Messebene und der benetzten Oberfläche auf die Oberflächentemperatur des Messelements ϑ_S geschlossen werden:

$$\vartheta_S = \vartheta_2 - \dot{Q}_S \cdot \frac{s_{2S}}{A_Q \cdot \lambda_{2S}} \quad (6.2)$$

Folglich wird unter Verwendung der Kinetik des Wärmeübergangs mit der Fluidtemperatur ϑ_F der Wärmeübergangskoeffizient h_{MEL} an der Messelementoberfläche A_S berechnet:

$$h_{MEL} = \frac{\dot{Q}_S}{A_S \cdot (\vartheta_S - \vartheta_F)} \quad (6.3)$$

$$= \frac{\lambda_{12}}{s_{12}} \cdot \frac{A_Q}{A_S} \cdot \frac{(\vartheta_1 - \vartheta_2)}{\left(\vartheta_2 - \frac{\lambda_{12}}{\lambda_{2S}} \cdot \frac{s_{2S}}{s_{12}} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) - \vartheta_F\right)} \quad (6.4)$$

Zur Minimierung der Messunsicherheit wurden die genauen Abmessungen jedes Messelements mit einem Digitalmikroskop vom Typ *VHX-7000 N* des Herstellers *Keyence* ermittelt.

Durch das gewählte Messkonzept wird der Wärmeübergang entsprechend der gewählten Messelementabmessungen diskretisiert. Das Messergebnis entspricht dem Mittelwert des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Messelementoberfläche. Für das verwendete Aluminium-Messelement wird basierend auf [124] eine Kantenlänge von $b_{MEL} = 12,7$ mm gewählt. Eine feinere beziehungsweise gröbere Auflösung des konvektiven Wärmeübergangs kann durch Abändern der Dimensionen der Oberfläche des Messelements erreicht werden.

Der Silikonkörper wird zum einen zur thermischen Isolierung des Messelements genutzt und zum anderen zur Nachbildung der Peripherie. So kann der Wickelkopf nachgebildet werden und zwischen verschiedenen Wicklungstopologien unterschieden werden. Der Silikonkörper in Abbildung 6.1 ist als Kreissegment ausgeführt und bildet den Fluidabfluss entsprechend einer gegebenen elektromagnetischen Auslegung durch die Nachbildung der Windungen am Nutaustritt ab. Durch die beliebige Position des Messelements im Silikonkörper kann der Wärmeübergangskoeffizient räumlich gesehen lokal aufgelöst werden.

Die Thermoelemente zur Messung der Temperatur in den Messebenen eines jeden Messelements (vergleiche Abschnitt 6.2.1) haben eine temperierte Vergleichsstelle, um die Messgenauigkeit zu erhöhen. Sowohl die Thermoelemente als auch die Platinwiderstandssensoren zur Messung der Fluideintrittstemperatur wurden vor Beginn der Messungen kalibriert. Die Messunsicherheit aller Wärmeübergangsmessungen wird nach der Richtlinie *GUM-B* [131] betrachtet.

6.2.2 Modellfluidkonzept

Die Verwendung von verschiedenen Getriebeölen bei verschiedenen Temperaturen hat einen Einfluss auf die Stoffdaten des Kühlmediums und somit auch auf den Wärmeübergangskoeffizienten. Um einen möglichst breiten Parameterbereich für eine Vielzahl von verschiedenen Getriebeölen bei verschiedenen Temperaturen abzudecken, wird ein Modellfluidkonzept verfolgt [E10, E11]. Dabei wird ein binäres Fluidgemisch aus Wasser und Glycerin verwendet. Durch die unterschiedlichen Zusammensetzungen des Gemischs können verschiedene Getriebeöle abgebildet werden. Die Abbildung erfolgt dabei anhand zwei dimensionsloser Kennzahlen: der Prandtl-Zahl und der Ohnesorge-Zahl. Die Prandtl-Zahl Pr beschreibt dabei den thermischen Transportprozess während des Sprühvorgangs und kann mit Gleichung (6.5) ausgedrückt werden:

$$Pr = \frac{\eta_F \cdot c_{p,F}}{\lambda_F} \quad (6.5)$$

Darin beschreibt η_F die dynamische Viskosität, $c_{p,F}$ die spezifische Wärmekapazität und λ_F die Wärmeleitfähigkeit des Fluids.

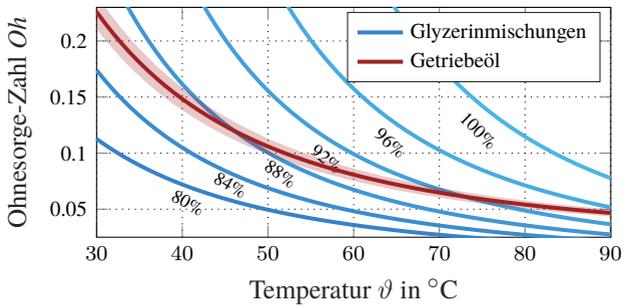
Die Ohnesorge-Zahl dient der Charakterisierung des Strahlerfalls während des Sprühvorgangs und kann mit Gleichung (6.6) beschrieben werden:

$$Oh = \frac{\eta_F}{\sqrt{d_{\text{Bohrung}} \cdot \rho_F \cdot \sigma_F}} \quad (6.6)$$

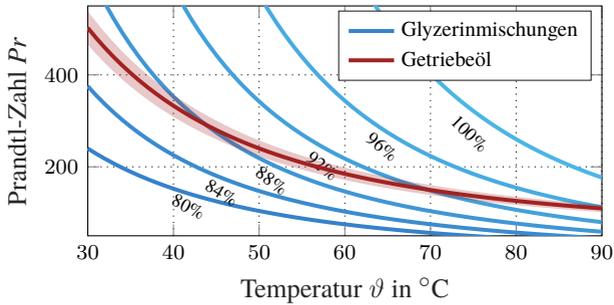
Dabei entspricht d_{Bohrung} dem Durchmesser einer radialen Bohrung, ρ_F der Dichte und σ_F der Oberflächenspannung des Fluids. Beide Kennzahlen sind unabhängig von den Betriebsparametern und beschreiben primär die temperaturabhängigen Stoffdaten des Kühlmediums.

Abbildung 6.2 (a) und 6.2 (b) zeigen den Bereich der Ohnesorge- beziehungsweise Prandtl-Zahl für Glycerinmischungen mit einem Massenanteil Glycerin von 72 % bis 100 % in einem Temperaturbereich von 30 °C bis 90 °C und einem Durchmesser der radialen Bohrung von 1 mm. Dazu ist ein kommerzielles Getriebeöl vom Typ *Dexron ATF VI* mit der erweiterten Messunsicherheit der Stoffdaten dargestellt. Die Stoffdaten wurden dazu für verschiedene Zusammensetzungen von Wasser und Glycerin nach Abschnitt 2.3.1 temperaturabhängig vermessen. Zur genauen Modellierung der einzelnen Stoffdaten werden Stoffdatenmodelle nach [E10] verwendet.

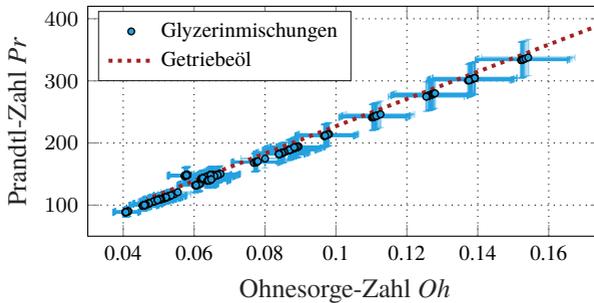
Es ist zu erkennen, dass die beiden dimensionslosen Kennzahlen für ein kommerzielles Getriebeöl in einem Temperaturbereich von 30 °C bis 90 °C mit einer



(a) Ohnesorge-Zahl Oh in Abhängigkeit der Temperatur ϑ



(b) Prandtl-Zahl Pr in Abhängigkeit der Temperatur ϑ



(c) Prandtl-Zahl Pr in Abhängigkeit der Ohnesorge-Zahl Oh

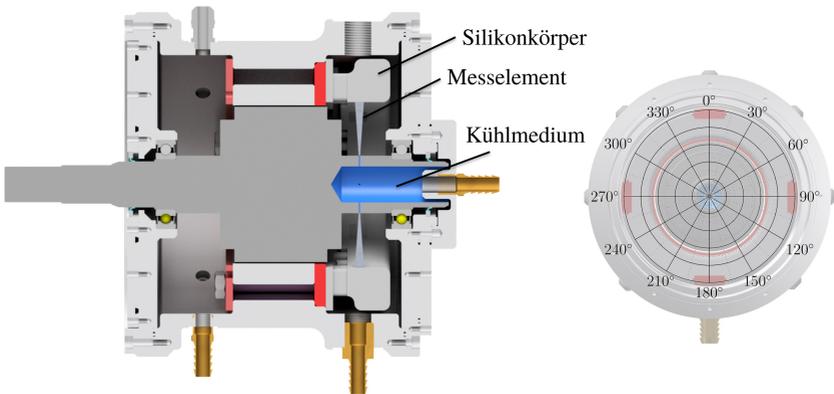
Abbildung 6.2: Modellfluidkonzept zur Abbildung der Prandtl-Zahl Pr und Ohnesorge-Zahl Oh eines kommerziellen Getriebeöls mithilfe eines wässrigen Glyzeringemischs unterschiedlicher Temperaturen und Zusammensetzungen.

variierenden Zusammensetzung und einer variierenden Temperatur des Glyzeringemischs abgebildet werden können. Abbildung 6.2 (c) zeigt die Prandtl-Zahl über der Ohnesorge-Zahl aufgetragen für das Getriebeöl und alle untersuchten Zusammensetzungen des Glyzeringemischs. Dabei zeigt sich, dass unabhängig des Wertebereichs der Prandtl- und Ohnesorge-Zahl, der Wertebereich des Getriebeöls dieser beiden dimensionslosen Kennzahlen simultan abgebildet werden kann. Dabei ist zu beachten, dass die Stoffdaten nicht nur im gängigen Temperaturbereich von 60 °C bis 90 °C des Getriebeöls abgebildet werden können, sondern auch Stoffdaten deutlich unterhalb und oberhalb dieses Bereichs. Demzufolge kann mit diesem Modellfluidkonzept eine breite Parameterebene der Stoffdaten von kommerziellen Getriebeölen abgedeckt werden. Eine Validierung des Konzepts wird in [E10] vorgestellt.

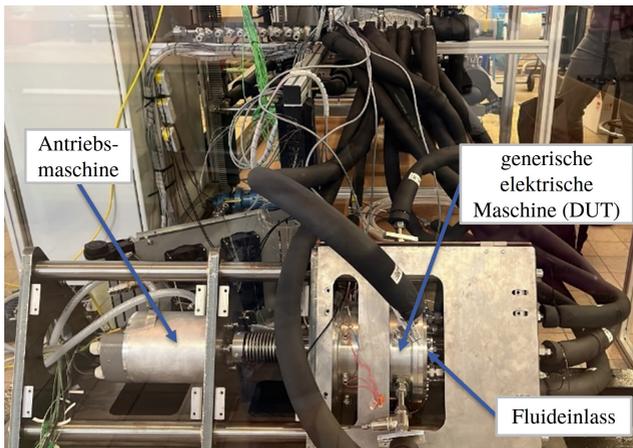
6.2.3 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau der Anlage unterteilt sich in den Fluidkreislauf und die generische elektrische Maschine mit dessen Frequenzumrichter. Im Folgenden werden nur die wichtigsten Elemente des Fluidkreislaufs aus Gründen der Übersichtlichkeit erläutert. Eine detaillierte Beschreibung ist in [E10] zu finden. Die Temperatur des Fluidkreislaufs wird über den Thermostat vom Typ *RP 3530 CW* des Herstellers *Lauda* eingestellt. Mithilfe einer Zahnradpumpe und einer Bypassregelung wird der Volumenstrom zur Maschine geregelt. Die Messung des Massenstroms, mit dem unter Kenntnis der Stoffdaten auf den Volumenstrom rückgeschlossen werden kann, wird mit einem Coriolis Durchflussmesser vom Typ *SITRANS MASS 2100* des Herstellers *Siemens* durchgeführt. Am Eintritt der Welle wird der Druck mittels Relativdrucksensoren vom Typ *AP017* des Herstellers *Autosen* gemessen. Ebenfalls am Eintritt wird die Fluidtemperatur mit einem PT100 Platinwiderstandssensor der Toleranzklasse 1 gemessen. Zum Einstellen der gewünschten Drehzahl wird eine externe Antriebsmaschine verwendet, die über eine Balgkupplung mit der generischen elektrischen Maschine verbunden ist. Die externe Antriebsmaschine ist baugleich zu der Lastmaschine, die in Abschnitt 7.3 beschrieben ist. Der zur Ansteuerung der Maschine verwendete Frequenzumrichter ist baugleich zu dem in Abschnitt 7.4 erläuterten Umrichter mit der in Abschnitt 7.5 beschriebenen Messtechnik.

Abbildung 6.3 (a) zeigt die verwendete generische elektrische Maschine als Schnittbild und Abbildung 6.3 (b) stellt den gesamten aufgebauten Prüfstand dar. Die Messungen in dieser Maschine werden stets in einem Endraum durchgeführt, damit ein möglicher Einfluss einer ungleichmäßigen Fluidverteilung zwischen den beiden Endräumen vernachlässigt werden kann.



(a) Schnittbild und Fronansicht der generischen elektrischen Maschine mit den verwendeten Messwinkeln.



(b) Prüfsandaufbau mit der Antriebsmaschine, der generischen elektrischen Maschine und Zuleitung des Fluidkreislaufs.

Abbildung 6.3: Aufbau der Versuchsanlage zur Vermessung lokaler Wärmeübergangskoeffizienten elektrischer Maschinen mit Sprühkühlung.

Die Stahlwelle besitzt vier radiale Bohrungen mit einem Bohrungsdurchmesser von 1 mm, wobei der Innendurchmesser der Welle 20 mm und der Außendurchmesser am Fluidaustritt 40 mm beträgt.

Die Auslegung wurde dabei nach [E12] durchgeführt, wobei basierend auf der rotationsbehafteten Bernoulli-Gleichung der Druckverlust über der Welle als Auslegungskriterium herangezogen wird. Abhängig von der maximalen Drehzahl der Maschine und dem verwendeten Kühlmedium wird die Welle so dimensioniert, dass der Druckverlust im Stillstand minimiert wird und bei maximaler Drehzahl eine einphasige Strömung des Kühlmediums vorliegt.

Um einen möglichst realistischen Endraum nachzubilden, wird eine realistische Statorgeometrie mit 36 Nuten ausgewählt. Ein Schnitt des verwendeten Blechpakets *SKS1136* vom Hersteller *Kienle+Spiess* [D7] ist in Anhang A.3.2 zu sehen. Dabei beträgt der Statorinnendurchmesser 110 mm und der Statoraußendurchmesser 180 mm. Bei einer Luftspaltweite von 1 mm ergibt sich der Rotordurchmesser zu 108 mm. Die aktive Länge ist nicht von entscheidender Rolle, da nur ein Endraum betrachtet wird, und beträgt 60 mm. Zur Lagerung werden Rillenkugellager vom Typ *6007-2Z C3* des Herstellers *SKF* sowohl auf der A-Seite als auch B-Seite verwendet, wobei das Lager auf der B-Seite durch eine Wellenfeder vorgespannt ist. Zur Abdichtung zwischen rotierendem und statischem Teil werden zwei Radialwellendichtringe des Typs *TJMB003406* des Herstellers *Trelleborg Sealing Solutions* [D8] verwendet. Diese besitzen eine glasfaserverstärkte Polytetrafluorethylen (PTFE) Dichtlippe und sind bis zu einem Druck von 3 bar bei einer Drehzahl von 17 000 1/min ausgelegt. Abbildung 6.3 (a) zeigt eine Frontansicht der generischen elektrischen Maschine mit den Messwinkeln. Dabei sind vier in einem Silikonkörper eingebettete Messelemente im Endraum der B-Seite montiert. Die Probenkörper entsprechen dem Probenkörper in Abbildung 6.1, decken jeweils einen azimutalen Winkel von 90° ab und der Fluidabfluss beziehungsweise die Nachbildung der Wicklung ist entsprechend dem ausgewählten Blechpaket durchgeführt. Die Höhe des Wickelkopfs wurde nach [132] abgeschätzt, wodurch der Silikonkörper mit einer Höhe von 45 mm gefertigt wurde. Der Mittelpunkt eines jeden Messelements liegt auf halber Höhe, was 22,5 mm entspricht. Die radialen Bohrungen der Welle sind in axialer Richtung zentrisch zu den Messelementen positioniert. Um einen in azimutaler Richtung aufgelösten konvektiven Wärmeübergang zu erhalten, sind die Messkörper auf einem rotierend gelagerten Kreisring montiert (rot dargestellt in Abbildung 6.3 (a)).

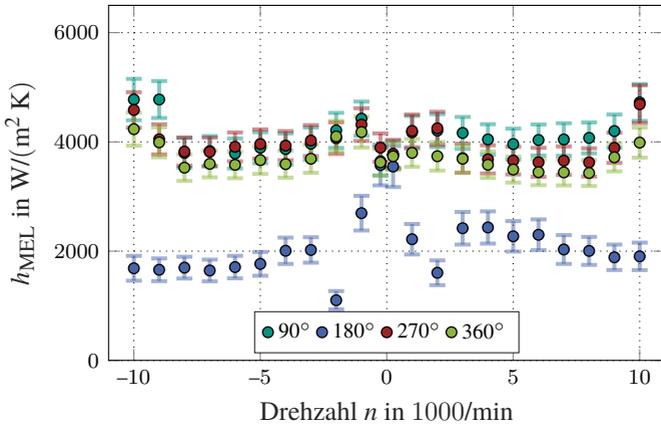
6.2.4 Messergebnisse

Die in diesem Abschnitt gezeigten Messergebnisse basieren auf einer Glycerinmischung mit einem Massenanteil von Wasser von ca. 11 %. Nach jedem Messtag wurde eine Probe der Glycerinmischung entnommen und die exakte Zusammensetzung bestimmt, um somit die exakten Stoffdaten zu jeder Messung zu erhalten. Die Temperatur des Fluids ϑ_F wird zwischen $54\text{ }^\circ\text{C}$ und $68\text{ }^\circ\text{C}$ variiert, um den kompletten Stoffdatenbereich eines kommerziellen Getriebeöls im Betriebsbereich von $60\text{ }^\circ\text{C}$ bis $90\text{ }^\circ\text{C}$ abzudecken (siehe Abschnitt 6.2.2). Der Volumenstrom wird je radialer Bohrung angegeben, da bei einem konstanten Druckabfall über der Welle unabhängig von der Anzahl radialer Bohrungen der gleiche Volumenstrom pro Bohrung resultiert. Somit wird eine bessere Skalierbarkeit auf unterschiedliche Auslegungen der Kühlmethode erreicht. Der Systemvolumenstrom \dot{V}_S in einem Endraum ergibt sich aus der Anzahl radialer Bohrungen $N_{\text{Bohrungen}}$ und dem Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B zu

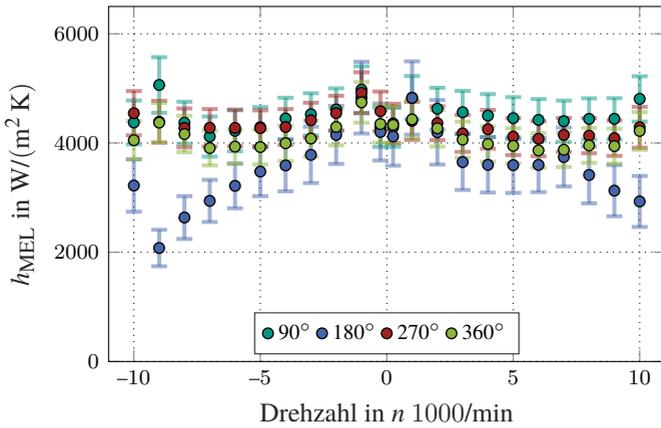
$$\dot{V}_S = N_{\text{Bohrungen}} \cdot \dot{V}_B \quad (6.7)$$

In einem ersten Schritt wird der Einfluss der Drehzahl untersucht. Abbildung 6.4 zeigt eine Drehzahlvariation von $-10\,000\text{ 1/min}$ bis $10\,000\text{ 1/min}$ mit einem Drehzahlschritt von 1000 1/min bei einem Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von $0,6\text{ l/min}$. Abbildung 6.4 (a) zeigt die Wärmeübergangskoeffizienten mit der nach GUM-B ermittelten Unsicherheiten für eine Fluidtemperatur ϑ_F von $54\text{ }^\circ\text{C}$ und Abbildung 6.4 (b) für $68\text{ }^\circ\text{C}$.

Es ist direkt zu sehen, dass sich der Wärmeübergangskoeffizient symmetrisch über der Rotationsrichtung für beide Temperaturen verteilt. Das Messelement bei einem Messwinkel ϕ von 180° zeigt einen deutlich geringeren Wärmeübergangskoeffizienten als die Messelemente an den übrigen Messpositionen. Diese Reduktion ist auf die Ausbildung eines Sumpfs am Boden der Maschine zurückzuführen, wodurch Teile des Messelements bedeckt sind und die aus der Welle austretenden Flüssigkeitsstrahlen nicht direkt auf die beheizte Fläche auftreffen, sondern zunächst eine Schicht der Glycerinmischung verdrängen müssen. Dieser Effekt ist bei einer Fluidtemperatur ϑ_F von $54\text{ }^\circ\text{C}$ aufgrund der höheren dynamischen Viskosität des Fluids, die zu einem besseren Fluidabfluss führt, stärker ausgebildet. Bei steigender Drehzahl verstärkt sich der Effekt durch einen erhöhten Gaseintrag in dem Kühlmedium, ein größerer Sumpf bildet sich aus und der konvektive Wärmeübergang verschlechtert sich. Die genaue Höhe des Sumpfs kann mit der hier vorgestellten Messeinrichtung nicht ermittelt werden. Die übrigen drei Messelemente zeigen keinen erkennbaren systematischen



(a) Fluidtemperatur $\vartheta_F = 54\text{ °C}$



(b) Fluidtemperatur $\vartheta_F = 68\text{ °C}$

Abbildung 6.4: Wärmeübergangskoeffizient h_{MEL} für einen Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von 0,6 l/min bei Messwinkeln von $\phi = [90^\circ\ 180^\circ\ 270^\circ\ 360^\circ]$ und einer variierenden Drehzahl n von $-10\ 000$ 1/min bis zu $10\ 000$ 1/min.

Trend. Alle gemessenen Wärmeübergänge liegen innerhalb der Messunsicherheit. Alle drei Messelemente zeigen ausgehend von 250 1/min bis zu einer Drehzahl n von 1000 1/min einen erhöhten konvektiven Wärmeübergang, der sich darauf bis zu einer Drehzahl n von 7000 1/min verschlechtert und anschließend wieder ansteigt. Der initiale Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten ist auf eine steigende absolute Fluidgeschwindigkeit zurückzuführen, wodurch die Reynolds-Zahl und damit auch die Wärmeübergangskoeffizienten steigen. Die anschließende Reduktion kann durch einen steigenden Gaseintrag im Fluid begründet werden. Durch die reduzierte Wärmeleitfähigkeit aufgrund des Eintrags von Luft im Gemisch verschlechtert sich auch der konvektive Wärmeübergang. Eine potentielle Erklärung für den Anstieg bei hohen Drehzahlen ist die steigende kinematische Energie des Flüssigkeitsstrahls, die ab einer Drehzahl n von 7000 1/min gegenüber dem steigenden Gaseintrag im Fluid dominant ist und eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten mit sich bringt.

Als nächster Schritt wird der Einfluss des Volumenstroms auf den konvektiven Wärmeübergang untersucht. Abbildung 6.5 zeigt den Wärmeübergangskoeffizienten für einen variierenden Volumenstrom pro radialer Bohrung \dot{V}_B von 0,5 l/min bis zu 0,7 l/min bei einer Drehzahl n von 1000 1/min, einer Fluidtemperatur ϑ_F von 54 °C und unterschiedlichen Messwinkeln. Eine Wahl des Volumenstroms \dot{V}_B unter 0,5 l/min führt zu einem nicht konstanten Volumenstrom, wobei oberhalb von 0,7 l/min der Eingangsdruck den begrenzenden Faktor darstellt. Die Lage der Messwinkel kann Abbildung 6.3 (a) entnommen werden. Dabei ist zu erkennen, dass der Wärmeübergangskoeffizient h_{MEL} mit steigendem Volumenstrom aufgrund der steigenden Reynolds-Zahl ebenfalls leicht zunimmt, wobei der Anstieg von ca. 4000 W/(m² K) auf ca. 4600 W/(m² K) im Falle einer Volumenstromsteigerung von 0,5 l/min auf 0,7 l/min und einem Messwinkel ϕ von 225° 15 % beträgt. Der Anstieg ist je nach Messwinkel aufgrund der Messunsicherheit leicht verschieden. Lediglich das Messelement bei einem Messwinkel ϕ von 180° weist einen sinkenden Wärmeübergangskoeffizienten bei steigendem Volumenstrom auf. Dies ist wieder auf den Sumpf zurückzuführen, wobei sich der Sumpf bei einem größeren Volumenstrom stärker ausbildet und somit den konvektiven Wärmeübergang verschlechtert. Die Messungen bei einem Messwinkel ϕ von 135° respektive 225° sind von dem Sumpf hingegen unbeeinflusst. Daraus lässt sich folgern, dass eine Steigerung des Volumenstroms nicht zwangsläufig zu einer Verbesserung des Wärmeübergangs führt. Daher ist es notwendig einen ausreichend guten Fluidabfluss sicherzustellen, da die maximale Wicklungstemperatur der elektrischen Maschine durch den lokal schlechtesten konvektiven Wärmeübergang maßgeblich beeinflusst ist.

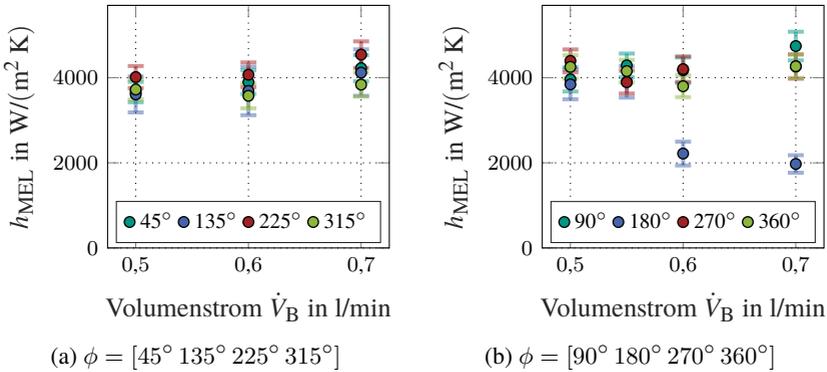


Abbildung 6.5: Wärmeübergangskoeffizient h_{MEL} für eine Fluidtemperatur ϑ_F von 54°C , einer Drehzahl n von 1000 l/min und variierenden Messwinkeln ϕ .

Zuletzt wird der Wärmeübergangskoeffizient über den Umfang genauer untersucht. Abbildung 6.6 zeigt die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten h_{MEL} über den Umfang verteilt bei einer Drehzahl n von 1000 l/min , einer Fluidtemperatur von $\vartheta_F\ 54^\circ\text{C}$ und einem Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von $0,5\text{ l/min}$ in Abbildung 6.6(a) und $0,6\text{ l/min}$ in Abbildung 6.6(b). Die gestrichelte rote Linie beschreibt dabei den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten ohne die Messelemente im Sumpf. Der mittlere Wert liegt bei einem Volumenstrom von $0,5\text{ l/min}$ bei $3527\text{ W/(m}^2\text{ K)}$ und bei einem Volumenstrom von $0,6\text{ l/min}$ bei $3908\text{ W/(m}^2\text{ K)}$, was einer Steigerung von $10,8\%$ entspricht. Es ist zudem auffällig, dass bei den Messungen mit einem Volumenstrom von $0,5\text{ l/min}$ unter Berücksichtigung der Messunsicherheit und abweichenden Prozessparametern keine systematische Abweichung über den Umfang erkennbar ist und der konvektive Wärmeübergang als konstant angenommen werden kann. Die Prozessparameter, wie der Volumenstrom oder die Fluidtemperatur, weichen dabei leicht vom Sollwert ab, wodurch zusätzliche Abweichungen entstehen, die jedoch nicht in der Messunsicherheit enthalten sind. Aus diesem Grund können die Abweichungen unter den Messwerten außerhalb der Messunsicherheit liegen, obwohl keine systematische Abweichung erkennbar ist.

Bei einem Volumenstrom von $0,6\text{ l/min}$ ist erkennbar, dass das Vorliegen eines Sumpfs am Boden der Maschine zu einem schlechteren Wärmeübergang bei einem Messwinkel ϕ von 180° führt.

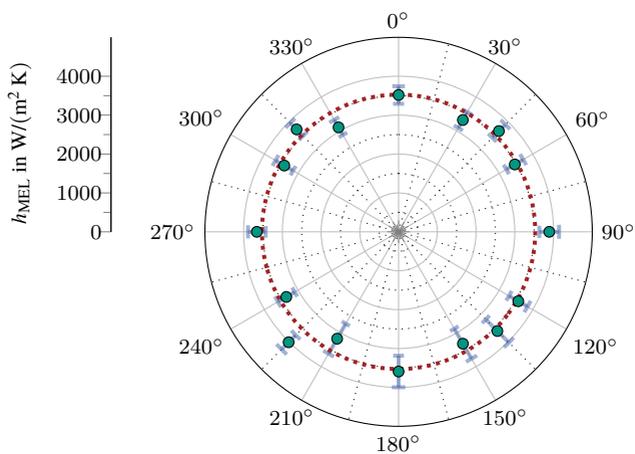
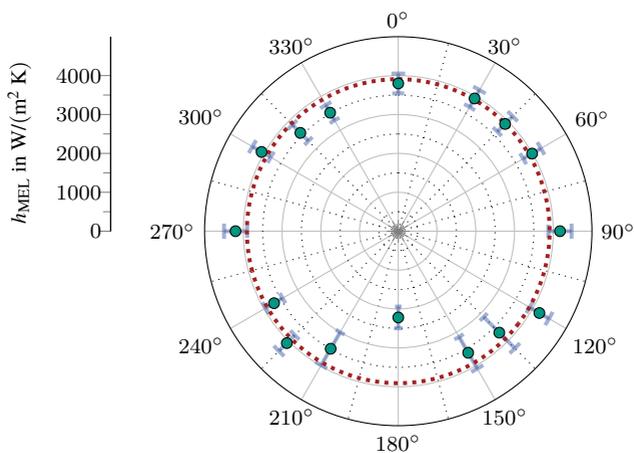

 (a) Volumenstrom pro Bohrung $\dot{V}_B = 0,5$ l/min.

 (b) Volumenstrom pro Bohrung $\dot{V}_B = 0,6$ l/min.

Abbildung 6.6: Wärmeübergangskoeffizient h_{MEL} aufgetragen über den Umfang der Maschine für eine Fluidtemperatur ϑ_F von $54^\circ C$ und einer Drehzahl n von 1000 1/min. In rot dargestellt ist der über den Umfang gemittelte Wärmeübergangskoeffizient.

Die Reduktion in diesem Fall gegenüber dem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten beträgt 43 %, was im Betrieb der elektrischen Maschine zwangsläufig zur Bildung einer lokalen Temperaturüberhöhung in der Wicklung führen würde.

6.2.5 Modellentwicklung

Die gezeigten Messergebnisse im vorherigen Abschnitt beziehen sich alle auf ein Wasser-Glyzeringemisch. Um nun die Ergebnisse auf andere Fluide, insbesondere Getriebeöle, und eine beliebige Betriebstemperatur zu übertragen, müssen die Ergebnisse entdimensioniert und in ein Modell übertragen werden. Dabei ist es das Ziel, den entdimensionierten Wärmeübergangskoeffizienten, die Nusselt-Zahl, in Abhängigkeit der Stoffdaten zu beschreiben. Da jegliche Modellierungsansätze der Literatur (siehe Abschnitt 6.1) eine kontinuierliche Benetzung der Wärmequelle beschreiben, wird zunächst die relative Zeit während einer vollständigen Umdrehung der Welle, bei der der Strahl ausgehend von der Welle das Messelement direkt benetzt, bestimmt. Dieses Verhältnis t_{Strahl} ergibt sich aus der Kantenlänge des Messelements b_{MEL} , dem Innendurchmesser des generischen Wickelkopfs $d_{\text{Stator,in}}$ und der Anzahl radialer Bohrungen in einem Endraum $N_{\text{Bohrungen}}$ zu:

$$t_{\text{Strahl}} = \arcsin\left(\frac{b_{\text{MEL}}}{d_{\text{Stator,in}}}\right) \cdot \frac{N_{\text{Bohrungen}}}{\pi} \quad (6.8)$$

In dem verwendeten Versuchsaufbau ergibt sich eine relative Aufprallzeit von $t_{\text{Strahl}} = 0,14$. Als allgemeine Modellierung von Wärmeübergängen für Prallstrahl- und Sprühnebelkühlungen wird die Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von Potenzfunktionen der Reynolds- und Prandtl-Zahl modelliert. Dabei wird die Abhängigkeit der Prandtl-Zahl zur Potenz $1/3$ festgesetzt, da dieser Zusammenhang in der thermischen Grenzschichttheorie zum konvektiven Wärmeübergang von Prallstrahlen analytisch hergeleitet werden kann [133]. Entsprechend ergibt sich die allgemeine Modellierung zu

$$Nu = t_{\text{Strahl}} \cdot a \cdot Re^b \cdot Pr^{1/3} \quad (6.9)$$

Darin wird die Reynolds-Zahl nach Gleichung (6.10) definiert:

$$Re = \frac{v_{\text{F}} \cdot d_{\text{Bohrung}}}{\nu_{\text{F}}}, \quad (6.10)$$

wobei d_{Bohrung} den Durchmesser einer radialen Bohrung und ν_{F} die kinematische Viskosität des verwendeten Fluids beschreibt. Die Fluidgeschwindigkeit v_{F} setzt sich aus einer Komponente in radialer Richtung basierend auf dem Volumenstrom und einer tangentialen Komponente basierend auf der Umfangsgeschwindigkeit der Welle zusammen und kann mit Gleichung (6.11) ausgedrückt werden:

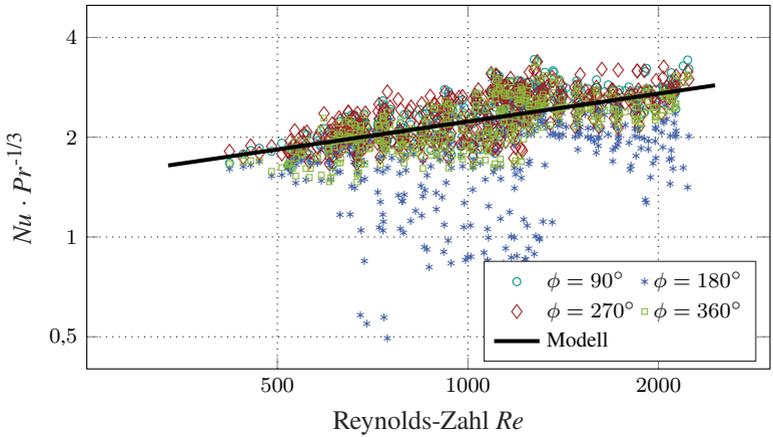
$$v_{\text{F}} = \sqrt{\left(\frac{\dot{V}_{\text{B}}}{\frac{\pi \cdot d_{\text{Bohrung}}^2}{4}}\right)^2 + (\omega_{\text{rot}} \cdot r_{\text{Welle}})^2} \quad (6.11)$$

Darin beschreibt ω_{rot} die Winkelgeschwindigkeit des Rotors und r_{Welle} den Radius der Welle am Fluidaustritt. Abbildung 6.7 (a) zeigt die Nusselt-Zahl multipliziert mit der Prandtl-Zahl zum Exponent -1/3 über der Reynolds-Zahl in logarithmischer Darstellung. Diese Darstellung wird gewählt, um den Einfluss der Prandtl-Zahl auf die Messdaten zu eliminieren und die Abhängigkeit nur auf die Reynolds-Zahl zu beschränken. Die verschiedenen Messelemente sind durch unterschiedliche Farben gekennzeichnet. Darüber hinaus wird das Modell aus Gleichung (6.9) gezeigt, das durch einen Algorithmus der kleinsten Fehlerquadrate ermittelt wurde. Die durch einen Sumpf beeinflussten Wärmeübergangsmessungen werden bei der Modellierung vernachlässigt. Die Einbeziehung der Messungen, bei denen ein Sumpf vorliegt, würde die resultierende Korrelation aufgrund des abweichenden hydrodynamischen Prozesses erheblich verändern. Daraus resultiert für die Nusselt-Zahl die folgende Berechnungsvorschrift:

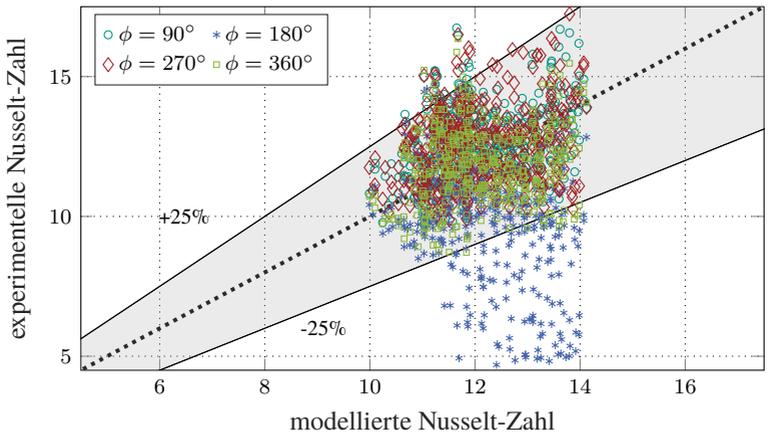
$$Nu = t_{\text{Strahl}} \cdot 2,29 \cdot Re^{0,28} \cdot Pr^{1/3} \quad (6.12)$$

Das Modell zeigt einen MAPE von 10,8 % zwischen der experimentell bestimmten und der modellierten Nusselt-Zahl.

Zur weiteren Validierung des Modells zeigt Abbildung 6.7 (b) ein Paritätsdiagramm der experimentell bestimmten Nusselt-Zahl Nu_{exp} über der modellierten Nusselt-Zahl Nu_{mod} gemäß Gleichung (6.12) für alle Messdaten. Darüber hinaus wird ein Konfidenzintervall von 25 % gezeigt. Dabei liegen 6,9 % der Messpunkte außerhalb des Konfidenzintervall von 25 %, zusätzlich zu den Messungen, bei denen ein Sumpf vorhanden ist. Die Messungen mit der Ausbildung eines Sumpfs zeigen eine niedrigere experimentell bestimmte Nusselt-Zahl im Vergleich zur modellierten Nusselt-Zahl, was auch bei den vorherigen Messergebnissen, beispielsweise in Abbildung 6.4 (a), beobachtet werden kann.



(a) $Nu \cdot Pr^{-1/3}$ über der Reynolds-Zahl Re in logarithmischer Darstellung.



(b) Experimentelle Nusselt-Zahl Nu_{exp} über modellierter Nusselt-Zahl Nu_{mod} .

Abbildung 6.7: Modellentwicklung aus allen durchgeführten Messungen des lokalen konvektiven Wärmeübergangs mit unterschiedlichen Betriebszuständen und einem Konfidenzintervall von $\pm 25\%$. Die unterschiedlichen Farben entsprechen den unterschiedlichen Messelementen.

Ein Konfidenzintervall von 25 % ist eine in der Literatur akzeptierte Vorhersagegenauigkeit eines Wärmeübergangsmodells und kann daher auf die Entwicklungen elektrischer Maschinen angewendet werden.

Es ist jedoch anzumerken, dass bei den gezeigten Messungen keine Variation der Distanz zwischen Strahlquelle und Statorinnendurchmesser vorgenommen wurde. Die Ergebnisse für diese Variation müssen überprüft werden, auch wenn in [128] gezeigt wird, dass die Sprühdistanz, unter Annahme einer konstanten Benetzungsdauer der beheizten Fläche, einen geringen Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten aufweist.

6.3 Vermessung mittlerer Wärmeübergangskoeffizienten

Bei der Vermessung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten können die lokalen Effekte sehr gut beschrieben werden, allerdings ist durch die vorliegende Diskretisierung gemäß der Messelementoberfläche keine direkte Aussage über die gesamte abgeführte Wärme im Wickelkopf möglich. Zudem wird der konvektive Wärmeübergang durch das Messkonzept und die dadurch einhergehende Geometrieänderung des Wickelkopfs beeinflusst.

Aus diesem Grund wird im folgenden Abschnitt ein Messkonzept und eine Modellierung für den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten vorgestellt, um auf die gesamte abgeführte Wärme rückzuschließen, wobei lokale Effekte nicht mehr berücksichtigt werden können.

6.3.1 Messkonzept

Das Messkonzept der mittleren konvektiven Wärmeübergänge basiert auf einer Enthalpiebilanz, wobei das Kühlmedium als Bilanzraum betrachtet wird. Als Kühlmedium wird ein Getriebeöl des Typs *Dexron ATF VI* eingesetzt, da der Motor bei realen Temperaturen betrieben wird, wodurch für das Modellfluidkonzept nach Abschnitt 6.2.2 ein blasenbildender Wärmeübergang vorliegen würde und daher nicht mehr anwendbar ist.

Abbildung 6.8 zeigt eine grafische Darstellung des Bilanzraums in der aufgebauten elektrischen Maschine. Dabei kann die Enthalpiedifferenz des Öls zwischen Ein- und Austritt mit dem Massenstrom $\dot{m}_{\text{Öl}}$ und der mittleren spezifischen Wär-

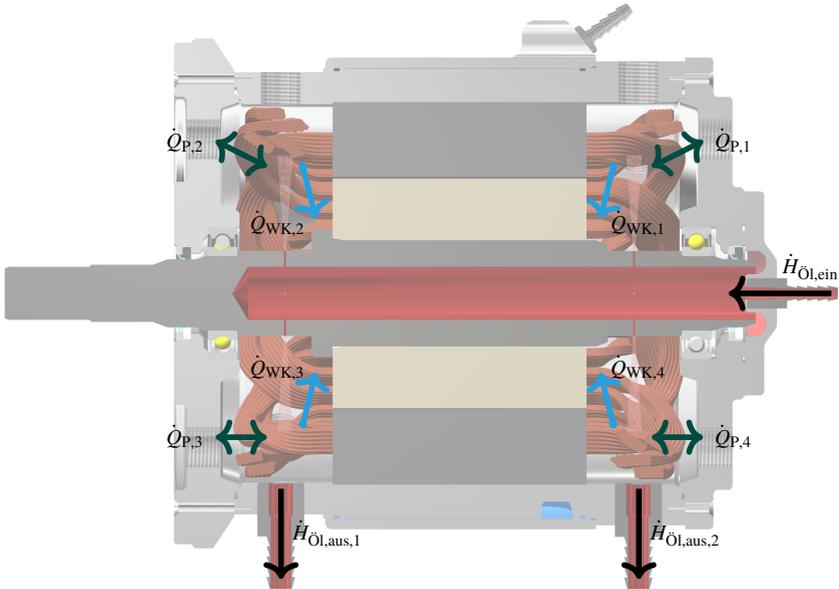


Abbildung 6.8: Enthalpiebilanzraum zur Messung mittlerer Wärmeübergangskoeffizienten. In schwarz dargestellt sind die Enthalpieströme des Öls am Ein- und Austritt der Maschine, in grün die Wärmeströme zwischen Peripherie und Öl sowie in blau die Wärmeströme der Wicklung in das Öl.

mekapazität des Öls $\bar{c}_{p,\text{Öl}}$ basierend auf der mittleren Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{\text{Öl}}$ mit Gleichung (6.13) ausgedrückt werden:

$$\dot{H}_{\text{Öl,ein}} - \dot{H}_{\text{Öl,aus}} = \dot{m}_{\text{Öl}} \cdot \left(\bar{c}_{p,\text{Öl}} \cdot \vartheta_{\text{Öl,ein}} - \bar{c}_{p,\text{Öl}} \cdot \bar{\vartheta}_{\text{Öl,aus}} \right) \quad (6.13)$$

Die mittlere Auslasstemperatur des Öls $\bar{\vartheta}_{\text{Öl,aus}}$ berechnet sich aus dem Mittel der beiden Auslasstemperaturen. Bei Betrachtung des Öls als Bilanzraum, ergibt sich die Enthalpiebilanz im quasistationären Zustand nach Gleichung (6.14):

$$\frac{dH}{dt} \stackrel{!}{=} 0 = \dot{H}_{\text{Öl,ein}} - \dot{H}_{\text{Öl,aus}} - \dot{Q}_P + \dot{Q}_{WK} \quad (6.14)$$

\dot{Q}_P beschreibt den Wärmestrom, der von dem Öl an die Peripherie, wie beispielsweise an das Gehäuse, abgegeben beziehungsweise aufgenommen wird. Sofern Öl in den Luftspalt gelangt, entstehen zusätzliche Reibungsverluste. Diese werden ebenfalls dem Wärmestrom der Peripherie zugeordnet, wobei diese dem mechanischen Leistungsanstieg der Antriebsmaschine direkt zu entnehmen sind und daher separiert betrachtet werden können.

Abbildung 6.8 stellt den Wärmestrom zur Peripherie beispielhaft durch vier einzelne Wärmeströme $\dot{Q}_{P,i}$ dar, wobei die Summe aller einzelnen Wärmeströme dem gesamten Wärmestrom im Austausch mit der Peripherie \dot{Q}_P entspricht. Gleiches gilt für die Wärmeströme des Wickelkopfs $\dot{Q}_{WK,i}$. Der Wärmestrom zur Peripherie \dot{Q}_P ist abhängig von der Temperatur des Öls $\vartheta_{\text{Öl}}$, dem Einlassvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ und der Winkelgeschwindigkeit des Rotors ω_{rot} und kann mit Gleichung (6.15) ausgedrückt werden:

$$\dot{Q}_P = f(\bar{\vartheta}_{\text{Öl}}, \dot{V}_{\text{Öl}}, \omega_{\text{rot}}) \quad (6.15)$$

Zur Minimierung des Wärmeaustauschs mit der Peripherie wird ein Kühlmantel genutzt und mit einem Kühlmedium durchströmt, um das Gehäuse auf das gleiche Temperaturniveau wie die mittlere Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{\text{Öl}}$ zu bringen. Entsprechend wird die Temperaturdifferenz zwischen dem Öl und dem Gehäuse minimiert, was zur Minimierung des Wärmestroms an die Peripherie führt.

Eine genaue Quantifizierung des gesamten Wärmestroms an die Peripherie wird in Vorversuchen im Stillstand untersucht, um diesen ohne zusätzliche Reibungsverluste durch einen Öleintrag im Luftspalt zu quantifizieren. Ohne eine externe Leistungseinspeisung in den Wicklungen kann dabei der vom Wickelkopf aufgenommene beziehungsweise abgegebene Wärmestrom vernachlässigt werden, wodurch mit $\dot{Q}_{WK} = 0$ der Wärmestrom der Peripherie nach Gleichung (6.14) bestimmt werden kann. Die mittlere Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{\text{Öl}}$ und der Volumenstrom pro Bohrung des Öls \dot{V}_B werden in dem verwendeten Parameterbereich nach Abschnitt 6.3.3 variiert. Auch bei mehreren Wiederholungsmessungen gleicher Betriebsparameter ist kein systematisches Verhalten zu erkennen, da die Temperaturdifferenz des Öls zwischen Ein- und Auslass innerhalb der Messunsicherheit der Thermoelemente liegt. Aus allen Messungen wird deshalb die mittlere Temperaturabweichung ermittelt und bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten als Messunsicherheit der Auslasstemperatur zugeordnet. Die in den Voruntersuchungen bestimmte mittlere Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Öls im Stillstand ohne externe Leistungseinspeisung in den Wickelkopf beträgt 0,26 K. Der Wärmeeintrag der Reibungsverluste durch ei-

nen Öleintrag im Luftspalt wird weiterhin über die mechanische Leistung der Antriebsmaschine ermittelt und somit direkt in der Bestimmung der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt.

Zur Messung des konvektiven Wärmeübergangs zwischen Wickelkopf und Kühlmedium wird die Statorwicklung bestromt, um ohmsche Verluste zu erzeugen. Die drei Phasen der im Stern verschalteten Maschine werden parallel geschaltet. Zwischen den Phasenklemmen und dem Sternpunkt wird eine DC-Spannung angelegt. In den drei Phasen wird somit unter Vernachlässigung der Variation des Phasenwiderstands eine äquivalente Wärmemenge freigesetzt.

Der Kühlmantel der Maschine wird weiterhin durchströmt und auf die gleiche Temperatur wie die mittlere Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{\text{Öl}}$ temperiert, um entsprechend der Voruntersuchungen die Wärmeströme der Peripherie \dot{Q}_{P} zu minimieren.

Der vom Wickelkopf abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{WK} kann unter Kenntnis des Wärmestroms der Peripherie und durch die Messung der Ein- und Austrittstemperatur des Öls nach Gleichung (6.14) bestimmt werden, wodurch direkt auf den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten h_{WK} nach Gleichung (6.16) geschlossen werden kann. Es muss jedoch beachtet werden, dass die eingespeiste Leistung des DC-Netzteils nicht dem Wärmestrom \dot{Q}_{WK} entspricht, da beispielsweise über die Zuleitung sowie den Kühlmantel ein Teil der Wärme abgeführt wird.

$$h_{\text{WK}} = \frac{\dot{Q}_{\text{WK}}}{A_{\text{WK}} \cdot (\vartheta_{\text{O,WK}} - \bar{\vartheta}_{\text{Öl}})} \quad (6.16)$$

Darin beschreibt A_{WK} die wärmeübertragende Fläche, die als die Einhüllende des Wickelkopfs eines Endraums nach Gleichung (6.17) angenommen wird:

$$A_{\text{WK}} = \pi \cdot \left[(d_{\text{WK,in}} + d_{\text{WK,out}}) \cdot l_{\text{WK}} + \frac{1}{4} \left(d_{\text{WK,out}}^2 - d_{\text{WK,in}}^2 \right) \right], \quad (6.17)$$

wobei l_{WK} der axialen Länge des Wickelkopfs, $d_{\text{WK,in}}$ dem Innendurchmesser und $d_{\text{WK,out}}$ dem Außendurchmesser des Wickelkopfs entspricht. Der Innendurchmesser $d_{\text{WK,in}}$ wird gleich dem Statorinnendurchmesser gesetzt und der Außendurchmesser des Wickelkopfs $d_{\text{WK,out}}$ bildet sich aus dem arithmetischen Mittel zwischen dem Durchmesser des Nutgrunds und dem Statoraußendurchmesser. Diese fiktive Fläche wird gewählt, da eine genaue Vorhersage der Oberfläche des Wickelkopfs nicht möglich ist und die Übertragbarkeit auf andere Maschinen dadurch nicht gegeben ist.

Die mittlere Oberflächentemperatur des Wickelkopfs $\bar{\vartheta}_{\text{O,WK}}$ wird mit Typ K Thermoelementen nach Abschnitt 7.5 gemessen.

Zur Reduktion der Messunsicherheit wird die eingespeiste Leistung durch das DC-Netzteil maximiert, sodass die Temperaturdifferenz zwischen dem Wickelkopf und dem Öl maximiert wird. Dadurch wird der Einfluss der Messunsicherheit der Thermoelemente auf den mittleren Wärmeübergang minimiert. Die Messunsicherheit wird nach der Richtlinie *GUM-B* [131] betrachtet.

6.3.2 Prüfling

Der Prüfling zur Vermessung der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten ist von den Dimensionen nahezu identisch zur Maschine der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten (siehe Abschnitt 6.2.3), wobei zusätzlich ein Kühlmantel mit meanderförmigen Kühlkanalführungen verwendet wird. Als Kühlmedium wird im Kühlmantel das wässrige Glyzeringemisch aus Abschnitt 6.2.2 genutzt.

Abbildung 6.9 zeigt den physikalischen Aufbau des Stators sowie des Rotors für den untersuchten Prüfling. Die aktive Länge beträgt 120 mm und je vier radiale Bohrungen in der Welle mit einem Durchmesser von 1 mm sind in beiden Endräumen mittig zur Wickelkopfhöhe positioniert.

Die verteilte Wicklung ist mit einem Drahtdurchmesser von 0,71 mm ausgeführt, wobei sich bei 96 Leitern in einer Statornut ein elektrischer Füllfaktor von 40 % ergibt. Die resultierende maximale Wickelkopfhöhe l_{WK} beträgt 44 mm. Zur Berechnung der wärmeübertragenden Fläche des Wickelkopfs ergibt sich der Innendurchmesser $d_{\text{WK,in}}$ zu 110 mm und der Außendurchmesser des Wickelkopfs $d_{\text{WK,out}}$ der B-Seite und A-Seite zu 165 mm beziehungsweise 164 mm. Die resultierende Fläche des Wickelkopfs A_{WK} zur Berechnung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten beträgt nach Gleichung (6.17) 994 cm^2 .

Die drei Phasen der Wicklung sind parallel verschaltet und der Sternpunkt der Maschine ist aus der Maschine herausgeführt. Zur Leistungseinspeisung in der Wicklung wird ein DC-Netzteil des Typs *EA-PSB 9200-140* vom Hersteller *EA Elektro-Automatik* genutzt. Durch die DC-Erregung des Stators wird ein stationäres Magnetfeld in der Maschine erzeugt, weshalb das Rotorpaket aus Polyetheretherketon (PEEK) gefertigt wird, um die induzierte Spannung und die damit einhergehenden Stromwärmeverluste in dem rotierenden Teil der Maschine zu minimieren.

Zur Messung der Oberflächentemperatur sind auf der Oberfläche des Wickelkopfs auf der A-Seite 9, respektive 18 Thermoelemente auf der B-Seite angebracht. Auf der A-Seite sind sechs Positionen im Umfangsrichtung mit je 60° Versatz und auf der B-Seite drei Positionen mit je 120° Versatz mit Typ K Thermoelementen bestückt. An jeder Position sind drei Thermoelemente mit dem Zweikomponenten-Epoxid *Loctite 9497* vom Hersteller *Henkel*

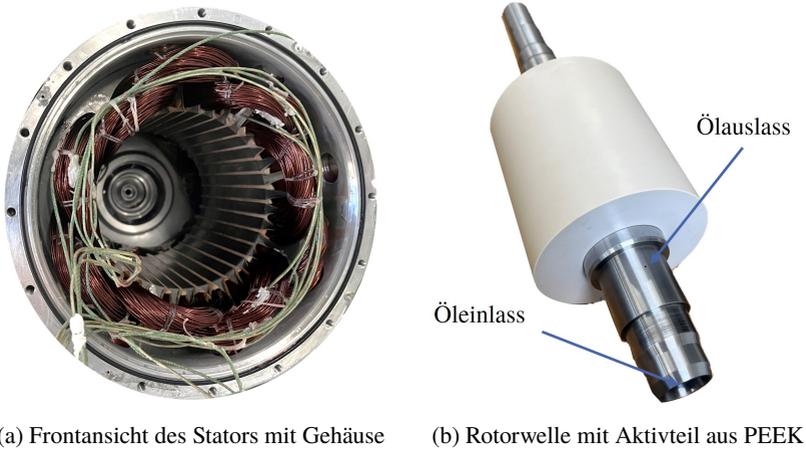


Abbildung 6.9: Physikalischer Aufbau der elektrischen Maschine zur Vermessung mittlerer Wärmeübergangskoeffizienten mit der Statorwicklung und eingeklebten Typ K Thermoelementen in (a) und Rotorwelle mit Einlass der Öl-Sprühkühlung sowie radialen Bohrungen als Auslass in (b).

Adhesives verklebt, wobei die thermische Anbindung aller Thermoelemente äquivalent durchgeführt wurde. Die drei Thermoelemente befinden sich auf der Innenseite, Außenseite und Stirnseite des Wickelkopfs. Abbildung 6.10 zeigt eine schematische Darstellung der Klebpositionen der Thermoelemente an der Oberfläche des Wickelkopfs für ein Teilsegment auf der B-Seite. Zusätzlich zur Wickelkopftemperatur befinden sich in der Nut fünf Thermoelemente zur Temperaturüberwachung. Im Gehäuse und im Lagerschild sind sowohl auf der A- als auch auf der B-Seite je vier Thermoelemente mit 90° Versatz eingebracht, um die mittleren Komponententemperaturen zu bestimmen. Ebenso sind mit einem Abstand von 1 mm zu den Außenringen beider Radialkugellager zwei Thermoelemente mit 180° Versatz zur Überwachung der Lagertemperatur platziert. Zur Messung der Ein- und Auslasstemperatur des Mantels und der Auslasstemperatur des Öls auf der A- und B-Seite werden kalibrierte Typ K Thermoelemente genutzt, wohingegen die Einlasstemperatur des Öls mit einem kalibrierten PT100 Platinwiderstandssensor gemessen wird.

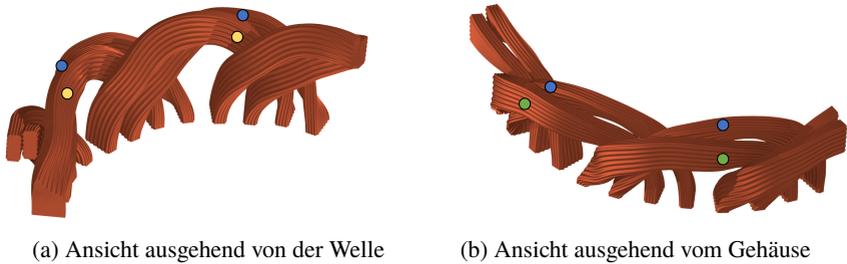


Abbildung 6.10: Positionen der verklebten Typ K Thermoelemente auf der Innenseite (gelb), Stirnseite (blau) und Außenseite (grün) in einem Teilsegment von 120° des Wickelkopfs.

Die Lagerung und Ausführung der Radialwellendichtringe sowie die Lastmaschine und der Frequenzumrichter sind äquivalent zu dem Aufbau in Abschnitt 6.2.3. Zusätzlich zu dem in Abschnitt 6.2.3 erläuterten Fluidkreislauf für das wässrige Glyzeringemisch wird für das Getriebeöl ein identischer Fluidkreislauf mit identischer Messtechnik genutzt, wobei lediglich ein anderer Thermostat vom Typ *RP 3090 CW* des Herstellers *Lauda* verwendet wird.

6.3.3 Messergebnisse

Ausgehend von dem zuvor vorgestellten Messkonzept werden im folgenden Abschnitt die Messergebnisse zu den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Drehzahl n , dem Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B und der mittleren Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{\text{Öl}}$ betrachtet. Dabei ist zu beachten, dass die Messergebnisse für zusätzliche Reibungsverluste im Luftspalt von über 2 kW nicht berücksichtigt werden, da die Messunsicherheit in diesen Betriebspunkten durch den Temperaturanstieg des Öls und den dadurch im Endraum stark variierenden Stoffdaten des Öls zu groß ist.

Abbildung 6.11 zeigt den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten h_{WK} für eine Drehzahl n von 1000 1/min, einer variierenden mittleren Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{\text{Öl}}$ sowie einem variierenden Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B . Dabei ist zu erkennen, dass die mittlere Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{\text{Öl}}$ einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten hat, was ebenfalls in [E12] für einen Prallstrahl gezeigt wird. Dies kann auf eine bei steigender Öltemperatur steigende Reynolds-Zahl

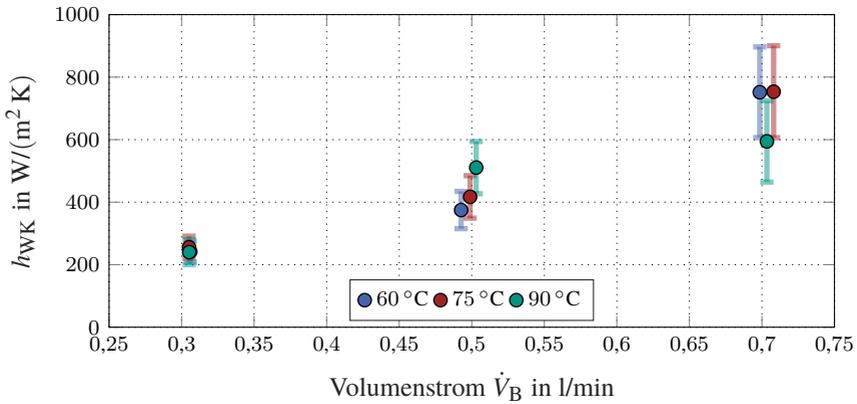


Abbildung 6.11: Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient h_{WK} für eine Drehzahl n von 1000 1/min, eine variierende mittlere Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{Öl}$ von 60 °C bis 90 °C sowie variierendem Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von 0,3 l/min bis 0,7 l/min.

und zugleich sinkende Prandtl-Zahl zurückgeführt werden, wodurch der Effekt einer Änderung des Wärmeübergangs vernachlässigbar ist. Entgegen der Öltemperatur steigt der mittlere Wärmeübergangskoeffizient für einen steigenden Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B . Demnach werden bei einem höheren Volumenstrom die Regionen des Wickelkopfs ohne direkten Strahlaufrall besser gekühlt, wobei eine homogenere Benetzung des Wickelkopfs eine mögliche Erklärung ist. Entgegen den lokalen Wärmeübergangsmessungen wird eine starke Volumenstromabhängigkeit des mittleren Wärmeübergangs beobachtet. Auf Basis einer Abschätzung des direkten Aufprallbereichs der Flüssigkeitsstrahlen lässt sich darauf schließen, dass die Filmströmung des Kühlmediums der primär verantwortliche hydrodynamische Prozess für den mittleren Wärmeübergang im Wickelkopf ist. Die Wärmeabfuhr durch den direkten Strahlaufrall spielt dabei nur eine untergeordnete Rolle. Für eine mittlere Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{Öl}$ von 60 °C steigt der mittlere Wärmeübergangskoeffizient h_{WK} von 242 W/(m² K) bei einem Volumenstrom von 0,3 l/min auf 752 W/(m² K) bei 0,7 l/min an, was einer Steigerung von 211 % entspricht.

Um diesen Effekt näher zu untersuchen, stellt Abbildung 6.12 den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten bei einer mittleren Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{Öl}$ von 75 °C und

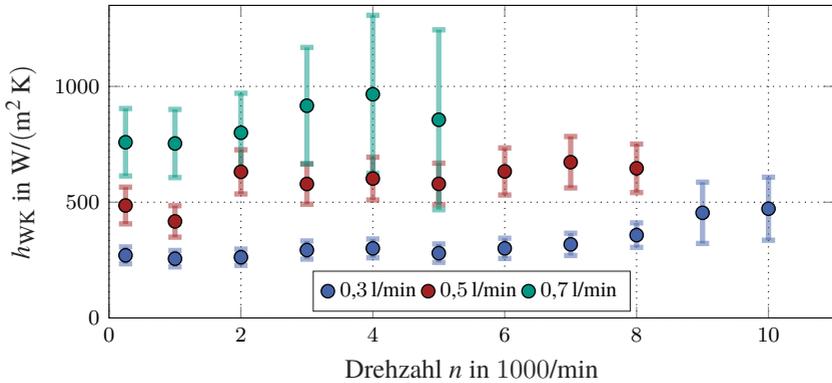


Abbildung 6.12: Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient h_{WK} für einen Drehzahlbereich bis 10 000 1/min, eine mittlere Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{Ö1}$ von 75 °C sowie variierendem Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von 0,3 l/min bis 0,7 l/min.

einem variierenden Volumenstrom bis zu einer Drehzahl n von 10 000 1/min dar. Hierbei zeigt sich eine steigende Messunsicherheit bei steigender Drehzahl durch die zusätzlichen Reibungsverluste im Luftspalt. Für einen Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von 0,5 l/min und 0,7 l/min lässt sich keine Abhängigkeit zu der Drehzahl feststellen. Im Gegensatz dazu ist für den Volumenstrom von 0,3 l/min pro Bohrung für Drehzahlen ab 7000 1/min eine Steigerung im mittleren Wärmeübergangskoeffizient zu entnehmen, bei niedrigen Drehzahlen ist ebenfalls kein systematisches Verhalten erkennbar. Der Anstieg ist vor allem bei dem geringen Volumenstrom zu erkennen, da in diesem Fall die Rotation einen größeren Einfluss auf die absolute Fluidgeschwindigkeit im Vergleich zu höheren Volumenströmen hat. Bezogen auf eine Drehzahl n von 7000 1/min mit einem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten h_{WK} von 318 W/(m² K) bei einer Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{Ö1}$ von 75 °C und einem Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von 0,3 l/min liegt bei einer Drehzahl von 10 000 1/min ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient von 472 W/(m² K) vor, was einer Steigerung von 48 % entspricht. Dieses Verhalten einer Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten bei sehr hohen Drehzahlen deckt sich ebenfalls mit den erzielten Messergebnissen der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten aus Abschnitt 6.2 (vergleiche Abbildung 6.4), wobei nicht festgestellt werden kann, ob die Verbesserung des Wärmeübergangs durch eine höhere Austrittsgeschwindigkeit des Fluids oder ei-

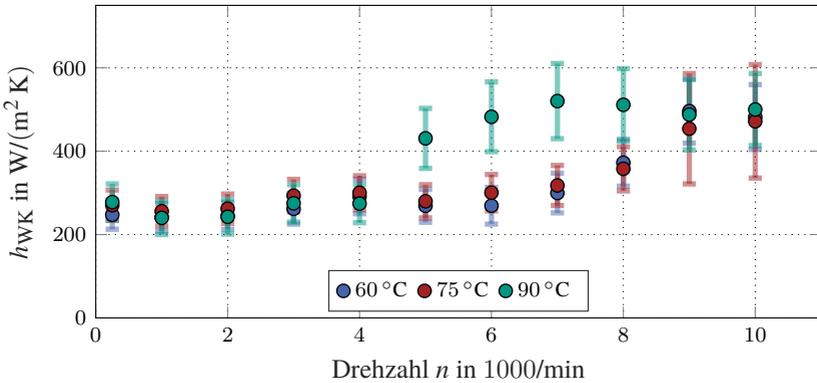


Abbildung 6.13: Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient h_{WK} für einen Drehzahlbereich bis 10 000 1/min, einem Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von 0,3 l/min und einer variierenden mittleren Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{Öl}$ von 60 °C bis 90 °C.

ner besseren Benetzung des Wickelkopfs verursacht wird.

Zuletzt gilt es noch, den Einfluss der mittleren Öltemperatur auf den Wärmeübergang über den gesamten Drehzahlbereich zu untersuchen. Abbildung 6.13 zeigt den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten für einen Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von 0,3 l/min und einer variierenden mittleren Öltemperatur über den gesamten Drehzahlbereich.

Der Einfluss der mittleren Öltemperatur auf den konvektiven Wärmeübergang ist abgesehen von den Messergebnissen bei einer mittleren Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{Öl}$ von 90 °C im mittleren Drehzahlbereich nicht erkennbar. Diese Abweichung ist auf stochastische Prozesse der Kühlung, wie beispielsweise der Schaumbildung, zurückzuführen. Dementsprechend ist der Einfluss der sich ändernden Stoffdaten durch eine Variation der Öltemperatur in dem untersuchten Temperaturbereich für das verwendete Öl vernachlässigbar. Dies muss jedoch für größere Temperaturvariationen und andere verwendete Kühlmedien abhängig von deren Stoffdaten nicht mehr gültig sein. Ebenfalls ist die systematische Verbesserung des konvektiven Wärmeübergangs ab einer Drehzahl n von 7000 1/min für alle mittleren Öltemperaturen deutlich ersichtlich und untermauert den zuvor festgestellten Effekt.

Bei den vorgestellten Messergebnissen wird ähnlich zu den lokalen Messungen deutlich, dass eine Steigerung des Volumenstroms nicht nur zu lokalen Variatio-

nen des Wärmeübergangs, sondern auch zu gesteigerten Reibungsverlusten im Luftspalt führen kann. Demnach ist bei der Auslegung der Maschine stets auf einen guten Fluidabfluss zu achten. Beispielsweise kann mit einer aktiven Fluidabsaugung gearbeitet werden, um den Effekt der Sumpfbildung zu minimieren und im besten Fall zu eliminieren.

6.3.4 Modellentwicklung

Zur Übertragbarkeit der Messergebnisse auf andere Kühlmedien und andere Betriebszustände wird im Folgenden analog zu Abschnitt 6.2.5 eine Modellentwicklung vorgestellt.

Basierend auf den Ergebnissen der lokalen Wärmeübergangsmessungen, bei denen gezeigt wurde, dass der lokale konvektive Wärmeübergang direkt proportional zur Benetzungsdauer des Messelements ist, wird bei dem mittleren konvektiven Wärmeübergang angenommen, dass der Wärmeübergang direkt proportional zu der Anzahl an radialen Bohrungen pro Endraum $N_{\text{Bohrungen}}$ ist. In den vorliegenden Messungen der mittleren Wärmeübergänge liegt nicht nur der hydrodynamische Prozess eines direkten Flüssigkeitsaufpralls vor, sondern auch der hydrodynamische Prozess der Filmströmung, durch den die Wärme des Wickelkopfs abgeführt wird. Aus den gezeigten Messergebnissen der lokalen als auch mittleren Wärmeübergänge, insbesondere bei der Variation des Volumenstroms pro Bohrung, lässt sich daraus schließen, dass der hydrodynamische Prozess der Filmströmung in Bezug auf den mittleren Wärmeübergang dominant ist. Demnach wird angenommen, dass die Tangentialkomponente der Fluidgeschwindigkeit beim Austritt an der Welle einen untergeordneten Einfluss auf den mittleren Wärmeübergang hat. Entgegen dem Modell aus Abschnitt 6.2.5 wird sich aus diesem Grund für eine Modellierung des mittleren Wärmeübergangs unabhängig von der Drehzahl entschieden. Folglich ergibt sich die Fluidgeschwindigkeit zur Berechnung der Reynolds-Zahl nach Gleichung (6.10) zu

$$v_F = \frac{\dot{V}_B}{\frac{\pi \cdot d_{\text{Bohrung}}^2}{4}} \quad (6.18)$$

Analog zu Abschnitt 6.2.5 wird ein allgemeine Modellierung der Prallstrahlkühlung mit der Form nach Gleichung (6.19) gewählt:

$$Nu = N_{\text{Bohrungen}} \cdot a \cdot Re^b \cdot Pr^{1/3} \quad (6.19)$$

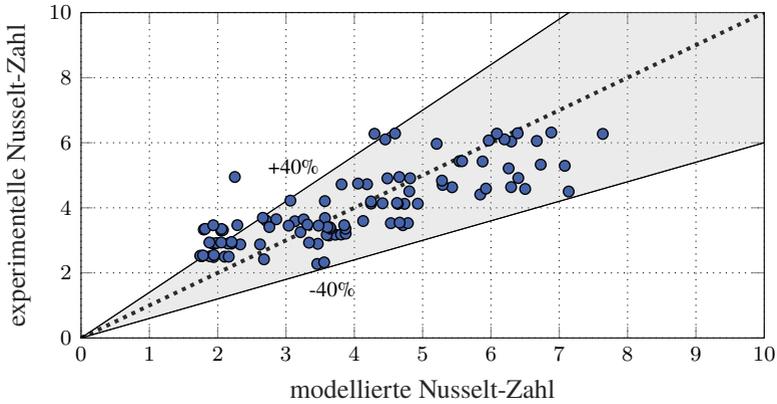


Abbildung 6.14: Experimentell bestimmte Nusselt-Zahl über modellierter Nusselt-Zahl für den mittleren konvektiven Wärmeübergang für alle durchgeführten Messungen mit unterschiedlichen Betriebszuständen sowie dem entwickelten Modell mit einem Konfidenzintervall von $\pm 40\%$.

Die Parameter a und b werden mit einem Algorithmus der kleinsten Fehlerquadrate ermittelt, wodurch sich die Berechnungsvorschrift für die Nusselt-Zahl des mittleren konvektiven Wärmeübergangs wie folgt ausdrücken lässt:

$$Nu = N_{\text{Bohrungen}} \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,715} \cdot Pr^{1/3} \quad (6.20)$$

Zur Bewertung der Berechnungsvorschrift zeigt Abbildung 6.14 ein Paritätsdiagramm der experimentell bestimmten Nusselt-Zahl und der nach Gleichung (6.20) modellierten Nusselt-Zahl mit einem Konfidenzintervall von 40%.

Bei allen durchgeführten Messungen liegt der MAPE bei 23,7%.

Die gesteigerten Abweichungen sind auf mehrere Faktoren zurückzuführen, wie die stochastischen Prozesse der Kühlung sowie die Unsicherheit der Thermoelemente mit ihrer thermischen Anbindung. Des Weiteren ändern sich die Fluideigenschaften des Öls aufgrund der variierenden Öltemperatur im Endraum, was zu einer erhöhten Messunsicherheit führt.

Dennoch kann der konvektive Wärmeübergang für unterschiedliche Kühlmedien und unterschiedliche Betriebspunkte bestimmt werden.

Die resultierende Berechnungsvorschrift kann direkt genutzt werden, um den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten zu berechnen und in thermische Netzwerke einzubinden, wobei stets darauf geachtet werden muss, dass die Bezugsfläche analog zu Gleichung (6.17) berechnet wird.

Ein Beispiel zur Implementierung der Berechnungsvorschrift in einem thermischen Modell wird in Abschnitt 5.3.1 vorgestellt.

Kapitel 7

Systemprüfstand

In diesem Kapitel wird der Prüfstand zur Vermessung des Dauermoments der untersuchten PSM vorgestellt. Dabei wird vor allem auf die Prüflings- und Lastmaschine sowie den Fluidkreislauf eingegangen. Ebenfalls wird die zur Ansteuerung der elektrischen Maschinen verwendete Leistungselektronik und Signalverarbeitung zusammen mit der Messtechnik beschrieben, die zum Erlangen der Messergebnisse in Kapitel 5, 6 und 8 genutzt wurden.

7.1 Gesamtaufbau

Abbildung 7.1 zeigt das Blockschaltbild des Leistungsteils am Prüfstand. Der aktive Gleichrichter, auch Active Front End (AFE) genannt, wandelt die dreiphasige Netzspannung des institutsinternen Labornetzes von $U_{\text{Netz}} = 125 \text{ V}$ in die Gleichspannung $U_{\text{DC,LAM}} = 400 \text{ V}$ um. Diese Gleichspannung entspricht der Zwischenkreisspannung des Antriebsumrichters der Lastmaschine (LAM). Ein dreiphasiger Tiefsetzsteller (TSS) setzt die Zwischenkreisspannung der LAM auf $U_{\text{DC,DUT}} = 250 \text{ V}$ herab. Diese Gleichspannung entspricht der Zwischenkreisspannung des Antriebsumrichters $U_{\text{DC,DUT}}$ für die Prüflingsmaschine, auch Device Under Test (DUT) genannt. Die Prüflingsmaschine ist über eine Drehmomentmesswelle (vergleiche Abschnitt 7.5) und zwei Balgkupplungen vom Typ *BKH 60* des Herstellers *R+W Antriebselemente* mit der Lastmaschine mechanisch gekoppelt. Beide Maschinen sind per Flanschmontage an den Prüfstand angebunden. Durch einen sogenannten *Back-to-Back-Aufbau* arbeitet eine Maschine als Motor und die andere Maschine als Generator, wodurch die Energie im Kreis zirkuliert und das AFE nur die Verluste des Gesamtsystems im

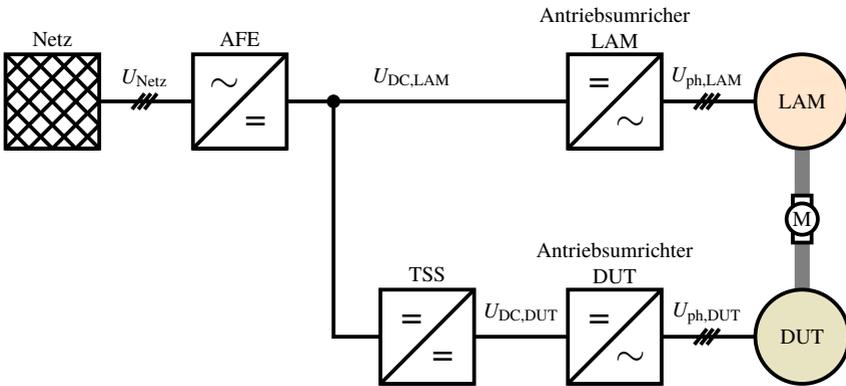


Abbildung 7.1: Blockschaltbild des Leistungsteils und Kopplung der beiden elektrischen Maschinen am Prüfstand.

Betrieb decken muss. Abbildung 7.2 zeigt den physikalischen Gesamtaufbau des Prüfstands, bestehend aus dem Frequenzumrichter und dem Maschinensatz. Die einzelnen Komponenten des Aufbaus werden in den nachfolgenden Abschnitten im Detail beschrieben.

7.2 Prüflingsmaschine

Für die Prüflingsmaschine wurde der kommerziell erhältliche Blechschnitt *KSPM 80/4.70* von *Kienle+Spiess* verwendet [D7]. Die Maschine mit der Baugröße 80 wird intern als *KSPM80* bezeichnet. Das Statorblechpaket hat einen Außendurchmesser von 120 mm und einen Innendurchmesser von 70 mm. Das Rotorblechpaket besitzt eine sinusförmige Oberfläche, wobei die minimale Luftspaltweite 0,5 mm beträgt. Die beiden Blechpakete mit einer Länge von 80 mm sind aus dem Material M400–50A mit einer Blechdicke von 0,5 mm gefertigt. Der Stator hat 24 Nuten und die Polpaarzahl ist durch den Rotor mit $p = 2$ bestimmt. In Anhang A.3.1 ist ein Blechschnitt der *KSPM80* zu sehen. Der Rotor besitzt vergrabene Neodym-Eisen-Bor Magnete, wobei über die aktive Länge jeweils zwei Magnete mit einer Länge von 40 mm verbaut sind. Die Magnete mit der Kennung *N30UH* besitzen eine nominale Remanenzflussdichte von 1,125 T und eine Koerzitivfeldstärke von 852 kA/m.

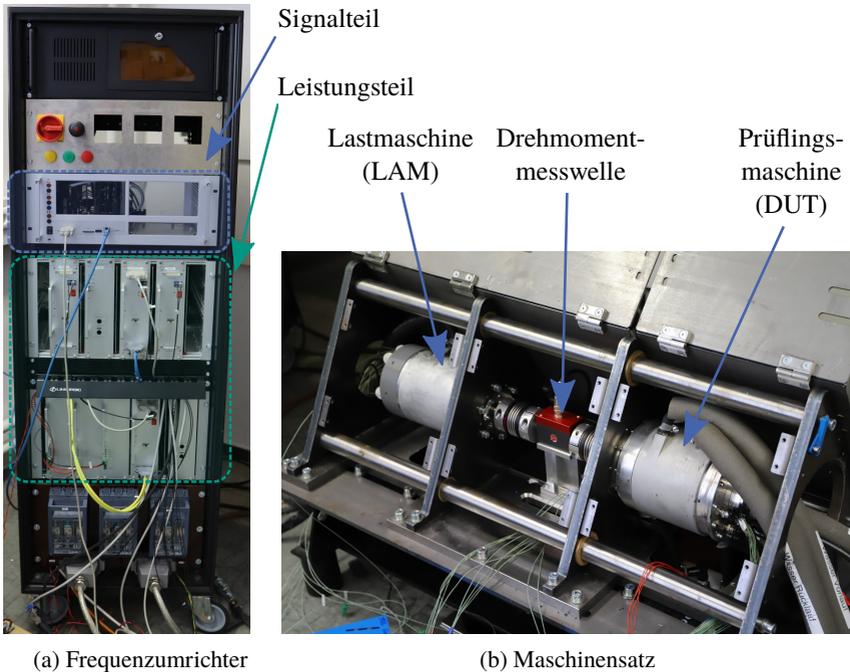


Abbildung 7.2: Physikalischer Gesamtaufbau des Prüfstands, bestehend aus dem Frequenzumrichter (a) und dem Maschinensatz (b).

Die Polpaare der Statorwicklung sind parallel verschaltet, wodurch sich die Anzahl paralleler Pfade zu $a = 2$ ergibt.

In jeder Nut sind 86 Leiter eingelassen, wobei jeweils zwei Leiter parallel geschaltet sind. Mit einem Blankdrahtdurchmesser von 0,71 mm ist ein elektrischer Füllfaktor von 38,04 % realisiert. Der Wickelkopf besitzt dabei einen Kupferanteil von 57 %. Die Lackisolation entspricht der Temperaturklasse H mit dem Temperaturindex 180. Die genaue Lackbasis des verwendeten Lackdrahts ist nicht bekannt, jedoch besteht diese für die angegebene Temperaturklasse häufig aus Polyamidimid [134] und besitzt für einen Kupferdurchmesser von 0,71 mm nach DIN EN 60317-0-1 [D9] eine mittlere Dicke von 32,5 μm . Zwischen dem Statorblechpaket und der Statorwicklung wird zum Isolationsschutz das

dreischichtige Isolationspapier Trivoltherm NKN 2520 verwendet, das aus einer Kaptonschiicht von 25 μm und zwei Schichten Nomex mit jeweils einer Dicke von 87,5 μm besteht (vergleiche IEC 60626-2:2005). Zur Verbesserung der mechanischen Stabilität und zur Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit sowie der elektrischen Isolation wurde der Stator mit einem Epoxidharz im Träufelverfahren vergossen. Das Zweikomponenten-Epoxid-Träufelharz von *Huntsmann* besteht aus der Basis *Araldite*[®] CY 246 und dem Härter *Aradur*[®] XB 5911 [D6].

Die Prüflingsmaschine *KSPM80* ist mit einer Wassermantelkühlung sowie einer Öl-Sprühkühlung ausgestattet. Die Wassermantelkühlung ist spiralförmig mit sechs Windungen und einer rechteckigen Querschnittfläche mit einer Länge der Seitenkanten von 11 mm beziehungsweise 7 mm aufgebaut.

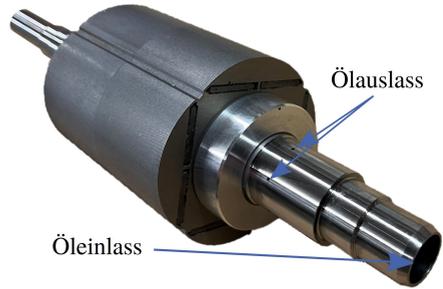
Die Öl-Sprühkühlung ist wellenseitig konstruiert, das Öl wird ausgehend von der Welle in radiale Richtung an die Wickelköpfe geschleudert. Der Innendurchmesser der Stahlwelle zur Ölzufuhr auf der B-Seite der Maschine beträgt 14 mm. Der Austritt des Öls befindet sich auf einem Wellendurchmesser von 24 mm, wobei jeweils sechs radiale Bohrungen mit einem Durchmesser von 1 mm gleichverteilt über den Umfang auf beiden Seiten des Endraums verwendet werden. Aufgrund des vergleichbar großen Durchmessers der inneren Bohrung im Vergleich zu den radialen Bohrungen kann eine gleichmäßige Fluidverteilung in beiden Endräumen angenommen werden.

Zur Abdichtung der rotierenden Welle zum Gehäuse werden zwei Radialwellendichtringe vom Typ *TJA3A0180-T405* der Firma *Trelleborg Sealing Solutions* verwendet [D8]. Die Radialwellendichtringe mit einer glasfaserverstärkten PTFE Dichtlippe sind für einen Druck bis zu 1 bar bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 20 m/s ausgelegt. Die Rotorwelle wird durch zwei einreihige Rillenkugellager des Typs *6004-2Z C3* von *SKF* gelagert [D10], wobei das A-Lager als Festlager und das B-Lager als Loslager realisiert ist. Die Lager sind bis zu einer Grenzdrehzahl von 19 000 1/min ausgelegt. Das Loslager ist mit einer Flachdraht-Wellenfeder des Typs *YSSB-0165* von *Smalley* mit einer Federkraft von ca. 115 N vorgespannt.

Die dreiphasige Prüflingsmaschine wird bei einer Zwischenkreisspannung von 250 V und einem maximalen effektiven Phasenstrom von 35 A betrieben. Die maximale Drehzahl der Maschine beträgt 6000 1/min. Abbildung 7.3 zeigt den Stator sowie den Rotor mit den radialen Bohrungen der Öl-Sprühkühlung der Prüflingsmaschine.



(a) Frontansicht des Stators eingepresst im Gehäuse



(b) Rotorwelle mit aufgepresstem Rotorblechpaket und vergrabenen Magneten

Abbildung 7.3: Physikalischer Aufbau der Prüflingsmaschine mit der Statorwicklung und eingeklebten Typ K Thermoelementen in (a) und Rotorwelle mit Einlass der Öl-Sprühkühlung sowie radialen Bohrungen als Auslass in (b).

7.2.1 Fluidkreislauf

Der Fluidkreislauf teilt sich in die beiden voneinander getrennten Kreisläufe der Wassermantelkühlung und der Öl-Sprühkühlung auf. Abbildung 7.4 zeigt beide Fluidkreisläufe, bestehend aus dem Wasserkreislauf in blau und dem Ölkreislauf in rot. Beide Fluidkreisläufe besitzen ein Temperiergerät des Herstellers *Regloplas*, wobei für den Wasserkreislauf der Typ *90S*, das für Wasser bis Temperaturen von $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ausgelegt ist, verwendet wird. Für den Ölkreislauf wird der Typ *150S*, das bis zu Öltemperaturen von $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ausgelegt ist, genutzt. Beide Temperiergeräte bestehen aus einem Plattenwärmetauscher, einem Tank, einer Heizspirale mit einer maximalen Leistung von 9 kW , einer Zahnradpumpe und einem Volumenstromsensor. Zusätzlich wird die Ein- und Austrittstemperatur des Fluids mittels eines Platinwiderstandsthermometers gemessen. Der Plattenwärmetauscher ist an einen Primärkreislauf mit Wasser ($20\text{ }^{\circ}\text{C}$ Normtemperatur) angeschlossen, der die generierte Wärme abführt. Die Zahnradpumpe der Temperiergeräte ist für einen maximalen Druck von $5,4\text{ bar}$ und einer Nullfördermenge von 70 l/min ausgelegt, wobei die Volumenstromregelung über eine Frequenzregelung der Zahnradpumpe durchgeführt wird. Die Ansteuerung der Geräte zur Vorgabe der Temperatur und des Volumenstroms wird über eine Controller Area Network (CAN)-Schnittstelle realisiert.

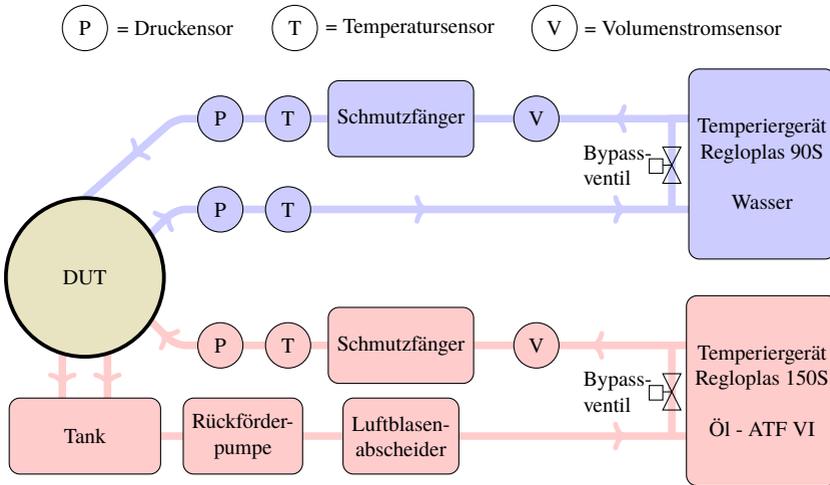


Abbildung 7.4: Fluidkreislauf der Prüfmaschine. Rot stellt dabei den Ölkreislauf dar und blau den Wasserkreislauf.

Ausgangsseitig befindet sich an beiden Geräten ein Bypass mit einem Nadelventil zwischen Vor- und Rücklauf. Dadurch kann der Volumenstrom hin zur Maschine weiter reduziert werden, wengleich die Pumpe bereits mit der minimalen Frequenz betrieben wird. Die Vorläufe der beiden Fluidkreisläufe sind nahezu identisch aufgebaut und bestehen aus einem Volumenstromsensor, wobei für den Wasserkreislauf der Turbinen-Durchflussmesser *FCH-C-MS* des Herstellers *B.I.O-TECH* und für den Ölkreislauf der Ovalradzähler *VZO-12-ALU* ebenfalls von *B.I.O-TECH* eingesetzt wird. Nach den beiden Volumenstromsensoren kommt jeweils ein Schmutzfänger mit einer Maschenweite von 600 μm zum Einsatz, um die Kühlkanäle der Maschine nicht zu verstopfen. Nach dem Schmutzfänger wird die Einlasstemperatur und der Einlassdruck des jeweiligen Fluidkreislaufts gemessen. Zur Temperaturmessung wird ein Typ K Thermoelement (siehe Abschnitt 7.2.3) und zur Druckmessung ein Relativdrucksensor der Reihe *3100* des Herstellers *Gems* verwendet. Der Rücklauf des Wasserkreislaufs besitzt ebenfalls den zuvor genannten Relativdrucksensor sowie eine Temperaturmessung, wodurch Auslassdruck und Auslasstemperatur des Wassers bestimmt werden können. Für den Rücklauf des Öls ist aufgrund des offenen Fluidkreislaufts eine zusätzliche Rückförderpumpe notwendig, die das in

einem Tank gesammelte Öl zurück in das Temperiergerät pumpt. Zur Minimierung des Gaseintrags im Öl sind nach der Rückförderpumpe zwei Luftblasenabscheider vom Typ *Spirotop* und *Spirovent* des Herstellers *Spirotech* installiert.

7.2.2 Materialeigenschaften

Die Materialeigenschaften der jeweiligen Komponenten werden größtenteils von den Datenblättern entnommen und direkt in die thermischen Modelle als Materialdaten gegeben. Für das verwendete Träufelharz wurden die Materialeigenschaften gemäß Abschnitt 2.3.1 temperaturabhängig bestimmt. Dabei war bei den Materialproben der Herstellungsprozess (Mischverhältnis und Aushärtezeit) identisch zu dem Prozess des Vergusses der Maschinen, um einen möglichen Einfluss des Herstellungsprozesses zu minimieren. Da die genaue Zusammensetzung des Isolationslacks der Kupferdrahtwicklungen nicht bekannt ist, werden zur Modellierung die Materialeigenschaften von Polyamidimid, das die Basis des Lacks bildet, angenommen. Tabelle 7.1 und 7.2 zeigen eine Übersicht der verwendeten Materialparameter. Bei dem Statorblech wird eine Differenzierung in axiale und radiale Richtung der Wärmeleitfähigkeit vorgenommen, da in axiale Richtung der Backlack des Pakets berücksichtigt werden muss. Die Dichte und die spezifische Wärmekapazität sind davon nahezu unbeeinflusst.

Tabelle 7.1: Materialeigenschaften der Festkörper der Prüflingsmaschine

Komponente	Dichte in kg/m^3	spezifische Wärmekapazität in $\text{J}/(\text{kg K})$	Wärmeleit- fähigkeit in $\text{W}/(\text{m K})$
Statorblech	7650	449	23 (radial) 8 (axial)
Kupfer	8920	368	385
Isolationslack	1400	330	0,26
Träufelharz (100 °C)	1121	1731	0,25
Isolationspapier	1100	330	0,14
Aluminium (AW 6062)	2700	888	165
Stahl (Cr42Mo4)	7720	470	42

Tabelle 7.2: Materialeigenschaften der verwendeten Kühlmedien der Prüflingsmaschine

Komponente	Dichte in kg/m^3	spezifische Wärmekapazität in $\text{J}/(\text{kg K})$	Wärmeleit- fähigkeit in $\text{W}/(\text{m K})$	kinematische Viskosität in mm^2/s
Dexron ATF VI	838	2160	0,135	25,47 @40 °C 5,55 @100 °C
Wasser (gefiltrert)	990	4180	0,654	0,658 @40 °C 0,413 @70 °C

7.2.3 Temperatursensoren

Ziel der Platzierung der Temperatursensoren ist es, eine möglichst gute Auflösung des Temperaturfelds in der Maschine zu erhalten, wobei der Fokus auf dem Wickelkopf und auf der Nut liegt. Dazu sind im Wickelkopf auf der B-Seite jeweils zwei Sensoren an um je 60° in Umfangsrichtung versetzten Positionen platziert, wobei ein Sensor in der Mitte des Wickelkopfs und ein Sensor auf halber Strecke von Nutaustritt zur Wickelkopfmitte platziert ist. Auf der A-Seite sind die Sensoren um je 120° versetzt, wodurch man in Summe 18 Temperatursensoren im Wickelkopf erhält. In der Nut sind je fünf Sensoren platziert, wobei auf der B-Seite zwei um 180° versetzte Nuten bestückt sind und auf der A-Seite eine Nut. Die Eindringtiefe der Sensoren in die aktive Länge beträgt ca. 5 mm. Entsprechend erhält man 15 Sensoren in der Nut. Auf der Stirnseite des Statorblechpakets sind je drei Sensoren gleichverteilt in radiale Richtung ausgehend vom Luftspalt hin zum Joch platziert. Auf der B-Seite sind zwei um 180° versetzte Positionen gewählt und auf der A-Seite wird eine Position verwendet. Entsprechend befinden sich neun Sensoren auf den Stirnseiten des Statorblechpakets. Zur Überwachung der Lagertemperatur sind auf der A- und B-Seite je zwei Sensoren am Lagerschild mit einem Abstand von 0,5 mm zum Außenring des Rillenkugellagers platziert. In Summe sind in der Prüflingsmaschine demnach 48 Temperatursensoren verbaut. Abbildung 7.5 zeigt eine grafische Darstellung der Platzierung der Temperatursensoren auf dem Statorblech und an den Wicklungen. Alle Temperatursensoren sind mit einem Zweikomponenten-Epoxid des Typs *Loctite 9497* des Herstellers *Henkel Adhesives* verklebt. Mit einer angegebenen Wärmeleitfähigkeit von $1,4 \text{ W}/(\text{m K})$ kann eine gute thermische Anbindung der Sensoren erzielt werden, wodurch die Reaktionszeit der Thermoelemente minimiert wird.

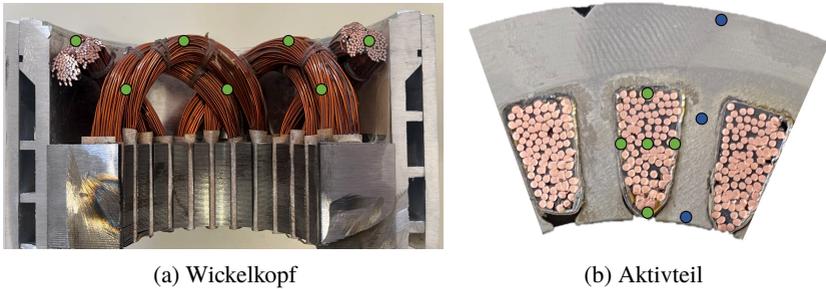


Abbildung 7.5: Schliffbilder der verwendeten Maschine zur grafischen Darstellung der Positionierung der Thermoelemente auf der B-Seite für den Wickelkopf in (a) und den Aktivteil in (b). Grün dargestellt sind die Thermoelemente auf der Wicklung und in blau die auf dem Blechpaket.

7.3 Lastmaschine

Als Lastmaschine wird ebenfalls eine PSM vom Typ *KSPM80* eingesetzt. Die elektromagnetische Auslegung der Maschine ist identisch zu der Prüflingsmaschine in Abschnitt 7.2. Die Lastmaschine wird durch eine reine Wassermantelkühlung gekühlt. Der maximale effektive Phasenstrom beträgt 35 A bei einer Zwischenkreisspannung von 400 V. An der Lastmaschine ist ein optischer Inkrementalgeber vom Typ *ROC 1013* des Herstellers *Heidenhain* montiert, der zur Winkel- und Drehzahlmessung verwendet wird [D11].

7.4 Leistungselektronik

Zu der Leistungselektronik im Umrichterschrank gehören neben den beiden Antriebsumrichtern, das AFE und der TSS. Alle vier Umrichter mit einer Drehstrombrückenschaltung basieren auf der *kombi-Einplattenstromrichter (EPSR)* Plattform, die am Elektrotechnischen Institut (ETI) entwickelt wurde. Dabei können sowohl Silizium-Insulated Gate Bipolar Transistors (IGBTs) als auch Siliziumkarbid-Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistors (MOS-FETs) als Halbleiterbauelemente genutzt werden.

7.4.1 Antriebsumrichter

Beide Antriebsumrichter für Prüfungs- und Lastmaschine sind mit dem Drehstrombrückenmodul *FS75R12KT4B15* des Herstellers *Infineon*, das auf der Silizium-IGBT Technologie basiert, bestückt [D12]. Die Taktfrequenz der über Kühlrippen luftgekühlten Module beträgt 10 kHz. Die Berechnung der Aussteuergrade für jede Halbbrücke wird mit einer Super-Sinus-Modulation auf einem System on Chip (SoC)-System durchgeführt, das in Abschnitt 7.5 näher erläutert wird. Die Aussteuergrade werden an eine zu jedem Umrichter gehörende Steuerplatine über Lichtwellenleiter gesendet, auf der die zur Ansteuerung der elektrischen Maschinen benötigten Gate-Signale generiert werden. Die einzelnen Ausgangsphasen des EPSRs sind über die Leistungsschütze *LEV200A5ANA* vom Hersteller *Tyco Electronics* mit den Klemmen der Maschinen verbunden.

7.4.2 Aktiver Gleichrichter und Tiefsetzsteller

Der aktive Gleichrichter (AFE) und der Tiefsetzsteller (TSS) sind mit Drehstrombrückenschaltungen auf Basis von Siliziumkarbid-MOSFETs bestückt. Dafür wird das Modul *CCS050M12CM2* des Herstellers *Wolfspeed* bei einer Taktfrequenz von 50 kHz genutzt [D13]. Durch die im Vergleich zu den Antriebsumrichtern erhöhte Taktfrequenz kann die Netzdrossel des AFEs beziehungsweise die Ausgangsdrosseln des TSSs deutlich kleiner dimensioniert werden. Für die Netzdrossel wird aufgrund der geringen Grundschiwingung des Netzes von 50 Hz eine Drossel mit Eisenkern und einer Induktivität von 1 mH verwendet. Da bei den Drosseln des TSSs die Taktfrequenz von 50 kHz dominiert, werden in diesem Fall Kerne aus Eisenpulver eingesetzt, um die Eisenverluste zu reduzieren. Die resultierende Induktivität beträgt 0,3 mH pro Phase. Die Regelung der Ausgangsspannung der beiden Umrichter wird vollständig auf dem Field Programmable Gate Array (FPGA) der zugehörigen Steuerplatine durchgeführt.

7.5 Signalverarbeitung und Messtechnik

Eine Übersicht des Signalflussplans, bestehend aus dem SoC-System und den Erweiterungskarten, zeigt Abbildung 7.6. In der dargestellten Signalverarbeitung wird während des Messbetriebs ein Großteil auf dem am Elektrotechnisches Institut (ETI) entwickelten SoC-System durchgeführt [135, 136]. Als Chip wird der *Zynq z-7030* aus der *Zynq-7000er* Reihe des Herstellers *Xilinx* verwendet [D14]. Dieser verfügt über einen ARM-Cortex A9 Prozessor mit zwei Ker-

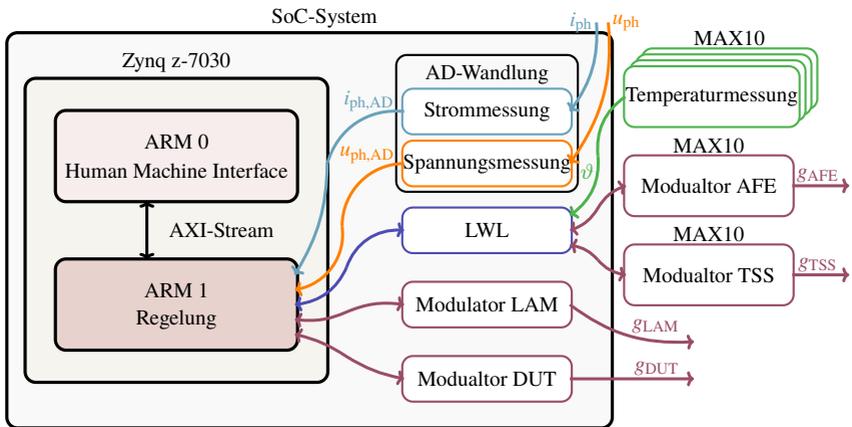


Abbildung 7.6: Signalflussplan der verwendeten Signalverarbeitung und Messtechnik, bestehend aus dem SoC-System und den Erweiterungskarten.

nen und einen Kintex-7 FPGA. Auf dem ersten Kern des Prozessors ist ein FreeRTOS Betriebssystem implementiert und stellt die Kommunikation zu dem Prüfstandsrechner her. Auf dem zweiten Kern des Prozessors ist die Regelung des Prüfstands basierend auf der C-Codegenerierung von MATLAB[®] Simulink implementiert. Die Kommunikation zwischen diesem Regelungskern und dem FPGA wird über einen AXI-Stream hergestellt. Der FPGA des SoC-Systems wird für die Anbindung der AD-Wandler, die Vorverarbeitung der Messwerte, die Generierung der Interrupts für die Regelung und die Ansteuerung der Antriebsumrichter verwendet. Zudem können über die Buskommunikation des FPGAs weitere Erfassungskarten eingebunden werden, wie beispielsweise zum Auswerten des Drehgebers. Ein weiterer Teil der Signalverarbeitung wird direkt auf den Steuerplatinen, die mit einem MAX10-FPGA vom Hersteller Intel [D15] bestückt sind, ausgeführt. Der FPGA auf den Steuerplatinen wird vor allem für Sicherheitsabschaltungen, Generierung der Gate-Signale und Kommunikation mit dem SoC-System eingesetzt. Bei dem AFE und dem TSS wird jedoch die komplette Spannungsregelung auf dem FPGA durchgeführt und das SoC-System dient nur zur Vorgabe der jeweiligen Sollspannungen.

Strommessung

Zur Strommessung der drei Ausgangsphasen des EPSRs wird der Stromsensor *CKSR 50-NP* von *LEM* für jede Phase verwendet [D16]. Dieser ist für einen effektiven Nennstrom von 50 A ausgelegt und verfügt über eine Bandbreite von 200 kHz. Die Gesamtgenauigkeit des Stromsensors bezogen auf den Nennstrom beträgt 0,9 %. Als Analog Digital Converter (ADC) wird bei der Strommessung der *LTC2325-16* von *Analog Devices* mit einer Auflösung von 16 Bit auf dem SoC genutzt [D17].

Spannungsmessung

Die Spannungsmessung der Ausgangsklemmen sowie der Zwischenkreisspannungen erfolgt über einen Spannungsteiler und wird galvanisch getrennt mittels eines Optokopplers ausgelesen. Durch den ADC *ADX8528SPM* von *Texas Instruments* wird dieses Signal mit einer Auflösung von 12 Bit auf dem EPSR quantisiert [D18].

Drehmomentmessung

Zur Drehmomentmessung wird die Drehmomentmesswelle *DRVL-II-50* mit integriertem Messverstärker des Herstellers *ETH Messtechnik* verwendet [D19]. Die Messwelle basiert auf der Dehnungsmessstreifen-Technik und besitzt eine kalibrierte Messgenauigkeit von 0,02 % bezogen auf das Nennmoment von 50 N m. Der Messverstärker liefert sowohl einen Spannungsausgang von ± 10 V als auch einen Frequenzausgang von $10 \text{ kHz} \pm 5 \text{ kHz}$ bei einer Grenzfrequenz von 200 Hz, wobei in dem vorgestellten Versuchsaufbau der analoge Spannungsausgang genutzt wird. Die maximale mechanische Drehzahl des Sensors ist mit 19 000 1/min angegeben.

Drehzahlmessung

Zur Drehzahlmessung wird der optische Inkrementalgeber *ROC 1013* des Herstellers *Heidenhain* verwendet. Der eigengelagerte Geber besitzt eine Auflösung von 13 Bit pro Umdrehung bei einer Grenzfrequenz von 190 kHz. Zur Einbindung in das SoC-System wird das Winkelsignal über die Schnittstelle EnDat 2.2 ausgelesen.

Temperaturmessung

Die für die Temperaturmessung eingesetzten Typ K Thermoelemente sind an der Messstelle verschweißt, wobei glasfaserisolierte Adern mit einem Durchmesser von 0,315 mm genutzt werden. Die verwendeten Thermoelemente vom Typ K weisen eine NiCr-Ni Materialpaarung der Adern auf (DIN EN 60584-1 [D3], Klasse 2: Genauigkeit $\pm 2,5$ K). Zur Verstärkung der Thermoelementspannung nach Abschnitt 2.3.2 wird der Thermoelementverstärker *AD8495* von *Analog Devices* mit integrierter Kaltstellenkompensation genutzt, wodurch eine Grenzabweichung von 1 K erzielt wird. Die Ausgangsspannung des Verstärkers wird mittels Lichtwellenleiter über einen *MAX10-FPGA* an das SoC-System übertragen. Die Temperatur aller verwendeten Thermoelemente war bei Raumtemperatur innerhalb eines Toleranzbands von 1,5 K.

Rotortemperaturmessung

Die Rotortemperaturmessung wurde mit dem Messsystem *TMS-EM* vom Hersteller *Kistler* durchgeführt. Das System wird dabei mit einem Abstand von 1 mm zum Rotor an der Maschine befestigt und misst die Temperatur basierend auf der Wärmestrahlung mit einer Abweichung von ± 1 K.

Durch eine Abtastrate von 1,3 MS/s kann zudem die Temperatur der Magnete und der Klebeschicht zwischen Blechpaket und Magnete ermittelt werden.

Kapitel 8

Potentialanalyse

Im Auslegungsprozess einer elektrischen Maschine ist die Dauer- und Spitzenleistungskennlinie eine charakteristische Größe, die je nach Anwendung angepasst werden muss. Für Motoren mit hoher Leistungsdichte ist es notwendig, ein innovatives Kühlsystem auszulegen, um die Dauerleistung zu maximieren.

Im Folgenden wird die Steigerung des Dauermoments durch die Ölsprühkühlung anhand der vorgestellten Maschine in Abschnitt 7.2 analysiert. Zusätzlich werden die gemessenen Dauermomente mit den berechneten Dauermomenten des analytischen Modells verglichen, wobei die Parametrisierung des analytischen Modells ausschließlich auf Material- und Geometriedaten basiert.

Dazu wird für eine Drehzahlvariation von 500 1/min bis 6000 1/min in 500 1/min Schritten das mechanische Moment M_{mech} an der Welle der Maschine inkrementell erhöht, bis die maximale Temperatur ϑ_{max} erreicht wird. Die maximale Temperatur wird als maximal gemessene Temperatur der Thermoelemente nach Abschnitt 7.2.3 definiert, wobei als Stationaritätsbedingung eine maximale Abweichung von 0,7 K in einem Zeitintervall von 60 s definiert wird. Das sich stationär einstellende mechanische Moment wird mit einer kalibrierten Drehmomentmesswelle nach Abschnitt 7.5 vermessen. Die analytisch erzielten Dauermomente werden mithilfe von simulierten Flusskennfeldern der Maschine berechnet.

Bei den Abbildungen im folgenden Kapitel entsprechen die Markierungen den Messwerten und die gestrichelten Linien den analytisch berechneten Werten.

Bei der Messung der Magnettemperatur nach Abschnitt 7.5 und der Lagertemperatur wurden die Maximaltemperaturen nicht erreicht, weshalb sich im folgenden Abschnitt lediglich auf die maximale Wicklungstemperatur beschränkt wird.

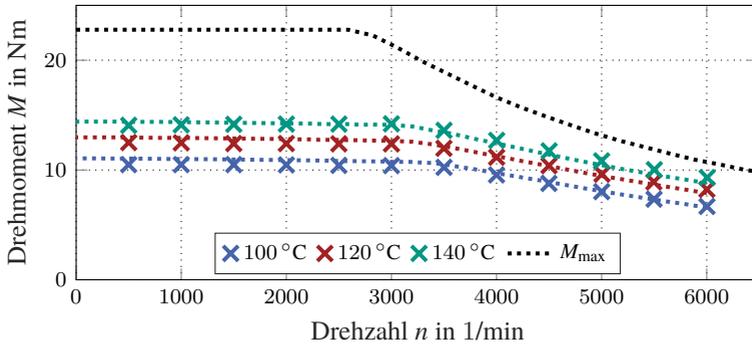


Abbildung 8.1: Gemessenes (x) und simuliertes Dauermoment (···) der Prüflingsmaschine mit Wassermantelkühlung über den Drehzahlbereich für einen Volumenstrom \dot{V}_{Wasser} von 6 l/min, einer Einlasstemperatur des Kühlmediums $\vartheta_{\text{Wasser}}$ von 60°C und variierender maximaler Wicklungstemperatur ϑ_{\max} .

8.1 Wassermantelkühlung

Als Referenz der Öl-Sprühkühlung wird eine Wassermantelkühlung genutzt. Dabei werden verschiedene Parametervariationen durchgeführt, um das analytische Modell ohne Öl-Sprühkühlung zu validieren. Somit wird ein Modellfehler nicht auf eine fehlerhafte Modellierung der Öl-Sprühkühlung projiziert.

Zunächst wird eine Variation der maximalen Temperatur ϑ_{\max} , die die Dauerleistung begrenzt, durchgeführt. Abbildung 8.1 zeigt die gemessenen und analytisch berechneten Dauermomente über den Drehzahlbereich der Maschine für einen Volumenstrom \dot{V}_{Wasser} von 6 l/min und einer Einlasstemperatur des Fluids $\vartheta_{\text{Wasser}}$ von 60°C . Es ist zu sehen, dass das Dauermoment nahezu linear steigt, bei einer Erhöhung der maximal zulässigen Wicklungstemperatur. Das gemessene Drehmoment steigt im Grunddrehzahlbereich von $10,9\text{ N m}$ für eine maximale Wicklungstemperatur ϑ_{\max} von 100°C auf $14,2\text{ N m}$ bei 140°C , was einer Steigerung von 30 % entspricht. Dies ist direkt auf die erhöhte Temperaturdifferenz von der heißesten Stelle in der Wicklung zum Kühlmedium zurückzuführen, die sich von 40 K auf 80 K erhöht.

Das Modell kann die gemessenen Dauermomente mit einer maximalen Abweichung von $0,57\text{ N m}$ vorausberechnen, wobei der maximale Fehler bei niedrigen Drehzahlen auftritt und für hohe Drehzahlen nahezu vernachlässigbar ist.

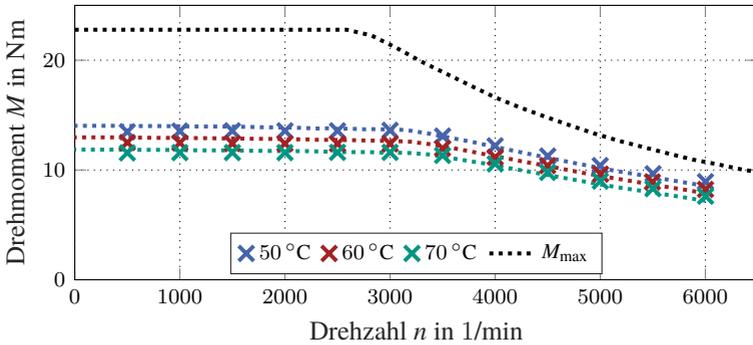


Abbildung 8.2: Gemessenes (x) und simuliertes Dauermoment (\cdots) der Prüflingsmaschine mit Wassermantelkühlung über den Drehzahlbereich für einen Volumenstrom \dot{V}_{Wasser} von 6 l/min, einer maximalen Wicklungstemperatur ϑ_{max} von 120 °C und einer variierenden Einlasstemperatur des Kühlmediums $\vartheta_{\text{Wasser}}$.

Dies folgt aus den verbesserten konvektiven Wärmeübergängen bei zunehmender Rotationsgeschwindigkeit der Welle, die im Modell nur mit begrenzter Genauigkeit bestimmt werden können. Für alle Datenpunkte ergibt sich ein mittlerer absoluter Fehler (MAE) zwischen Simulation und Messung von 0,28 N m, was einem MAPE von 2,57 % entspricht.

Als weiteren Parameter, der sich im Betrieb der Maschine ändern kann, wird die Einlasstemperatur $\vartheta_{\text{Wasser}}$ des Kühlmediums Wasser betrachtet. Abbildung 8.2 stellt die gemessenen und simulierten Dauermomente über den Drehzahlbereich der Maschine für einen Volumenstrom \dot{V}_{Wasser} von 6 l/min und einer maximal zulässigen Wicklungstemperatur ϑ_{max} von 120 °C dar. Je niedriger die Einlasstemperatur desto größer ist die Temperaturdifferenz ausgehend vom Kühlmantel zur maximalen Wicklungstemperatur und entsprechend kann eine größere Wärmemenge abgeführt werden, was zu einem höheren maximalen Dauerstrom und damit auch gesteigertem Dauermoment führt. In diesem Fall bewirkt eine Reduktion von 70 °C auf 50 °C der Einlasstemperatur des Wassers eine Steigerung um 17 % des Dauermoments im Grunddrehzahlbereich von 11,6 N m auf 13,6 N m. Der MAPE aller Datenpunkt liegt zwischen Messung und Simulation bei 2,35 % bei einer maximalen Abweichung von 0,55 N m.

Zuletzt wird der Einfluss des Volumenstroms des Kühlmediums \dot{V}_{Wasser} untersucht. Dieser wird ausgehend von 4 l/min bis auf 8 l/min erhöht bei einer

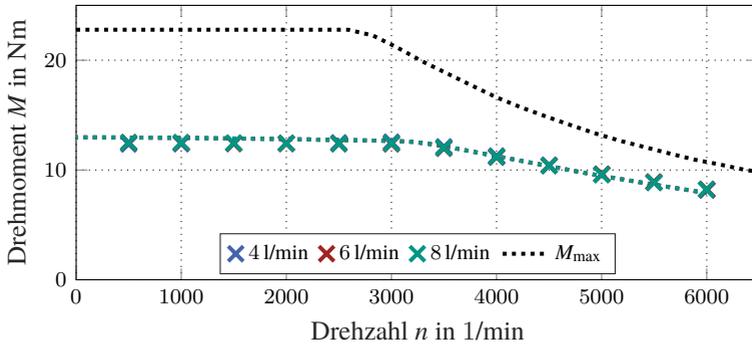


Abbildung 8.3: Gemessenes (x) und simuliertes Dauermoment (···) der Prüflingsmaschine mit Wassermantelkühlung über den Drehzahlbereich für eine Einlasstemperatur des Kühlmediums von $\vartheta_{\text{Wasser}} 60^\circ\text{C}$, einer maximalen Wicklungstemperatur ϑ_{max} von 120°C und einem variierenden Volumenstrom \dot{V}_{Wasser} .

Eintrittstemperatur $\vartheta_{\text{Wasser}}$ von 60°C und einer maximal zulässigen Wicklungstemperatur ϑ_{max} von 120°C . Abbildung 8.3 stellt die gemessenen und simulierten Dauermomente der Prüflingsmaschine für diese Versuchsreihe dar. Dabei ist direkt zu erkennen, dass der Volumenstrom des Kühlmediums einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Dauerleistung der Maschine hat. Eine Erhöhung des Volumenstroms resultiert nach Abschnitt 3.3 in einem verbesserten konvektiven Wärmeübergang zwischen Kühlmantel und Statorgehäuse, wodurch sich der thermische Widerstand reduziert. Betrachtet man den gesamten thermischen Pfad ausgehend vom Kühlmedium zur Wicklungsposition maximaler Temperatur, so ist der Einfluss des thermischen Widerstands am Kühlmantel vernachlässigbar klein. Demzufolge ist kein Einfluss auf das Dauermoment zu sehen, da dieses von der maximalen Wicklungstemperatur abhängig ist. Die simulierten Momente weisen in dieser Versuchsreihe einen MAPE von 2,31 % auf, bei einer maximalen Abweichung von 0,61 N m.

Ausgehend von den drei untersuchten Versuchsreihen kann das thermische Modell das Dauermoment der Maschine auf Basis der Material- und Geometrie-parameter ausreichend genau abbilden und wird daher als valide angenommen. Demzufolge kann im nächsten Schritt die Modellierung der Öl-Sprühkühlung an der Prüflingsmaschine untersucht werden, da eine Abweichung aufgrund anderer möglicher Modellierungsfehler ausgeschlossen werden kann.

8.2 Öl-Sprühnebelkühlung

Zur Validierung des gesamten thermischen Modells mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung wird im Folgenden das Dauermoment für verschiedene Betriebsparameter des Öls vermessen. Die Wassermantelkühlung bleibt zusätzlich aktiv, die Parameter werden jedoch nicht variiert und der Kühlmantel wird bei allen Messungen mit einer Einlasstemperatur $\vartheta_{\text{Wasser}}$ von $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ und einem Volumenstrom \dot{V}_{Wasser} von 6 l/min durchströmt. Die maximale zulässige Wicklungstemperatur ϑ_{max} wird zu $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ gewählt und nicht weiter variiert.

Je nach Volumenstrom des Öls $\dot{V}_{\text{Öl}}$ und Einlasstemperatur des Öls $\vartheta_{\text{Öl}}$ kann es zu Betriebspunkten kommen, bei denen die baugleiche wassergekühlte Lastmaschine das Drehmoment aufgrund ihrer thermischen Begrenzung des Kupferlackdrahts nicht dauerhaft aufbringen kann. In diesen Fällen werden die Ansteuerströme der Prüflingsmaschine entlang der Drehmomenthyperbeln verschoben, wobei die Stromamplitude durch eine Verringerung des d-Stroms erhöht wird. Die Prüflingsmaschine wird somit nicht im verlustoptimalen Arbeitspunkt betrieben. Mit der im stationären Zustand gemessenen Amplitude des Phasenstroms wird das Drehmoment über eine Lookup-Tabelle berechnet. Das Drehmoment wurde zuvor in Abhängigkeit der d- und q-Ströme bei den jeweiligen Öltemperaturen vermessen. Dieses Vorgehen war möglich, da die Lastmaschine bei der Vermessung des Drehmoments nicht in den thermischen Beharrungszustand kommt.

Die bei diesem Vorgehen sich ändernden Eisenverluste aufgrund der Abweichung zu den verlustoptimalen Ansteuerströmen in der elektrischen Maschine wurden mittels FEM-Berechnungen in den jeweiligen Arbeitspunkten verglichen. Dabei konnte gezeigt werden, dass die Änderung der Eisenverluste in den gemessenen Arbeitspunkten gegenüber den Arbeitspunkten mit verlustoptimalen Ansteuerströmen $< 1\%$ der Gesamtverluste beträgt, womit der Einfluss auf das Dauermoment aufgrund des verhältnismäßig kurzen thermischen Pfads zum Kühlmedium vernachlässigbar ist. Die Gültigkeit der Messergebnisse wird somit nicht beeinträchtigt.

Die Dauerleistungskurve bei einer reinen Wassermantelkühlung mit den angegebenen Parametern wird als Referenz zu der Öl-Sprühkühlung mitgeführt.

8.2.1 Einfluss der Öl-Einlasstemperatur

Als Erstes wird der Einfluss der Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ untersucht und von $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ erhöht bei einem Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ von 3 l/min . Die analysierten Öltem-

peraturen entsprechen dabei gängigen Einsatztemperaturen eines Getriebeöls. Abbildung 8.4 zeigt die berechneten und gemessenen Dauermomente über den Drehzahlbereich der Prüflingsmaschine für die genannten Betriebspunkte.

Das Dauermoment steigt bei einer Drehzahl n von 2000 1/min ausgehend von 16,4 N m bei einer Öltemperatur von 90 °C auf 18,7 N m bei einer Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ von 70 °C an, was einem Anstieg von 14 % entspricht. Im Grunddrehzahlbereich der Maschine ist ein leicht sinkendes gemessenes Dauermoment zu erkennen, was auf die steigenden Eisenverluste und Lufttreibungsverluste zurückzuführen ist.

Im Feldschwächbereich gleichen sich die Dauermomente bei den verschiedenen Öltemperaturen an und verlaufen nahe der Grenzkennlinie der Maschine. Je näher die Dauermomente an der Grenzkennlinie liegen, desto mehr Kupferverluste je inkrementellem Momentenschritt fallen in der Maschine an, was zu einer Annäherung der Dauermomente führt.

Die berechneten Dauermomente weisen bei allen Datenpunkten eine maximale Abweichung von 1,41 N m und einen MAPE von 3,7 % auf. Die im Vergleich zur Modellierung der Wassermantelkühlung erhöhte Abweichung lässt sich durch zwei wesentliche Punkte begründen. Zum einen können die aus der Berechnungsvorschrift genommenen Wärmeübergangskoeffizienten zu groß angenommen worden sein und zum anderen führt eine inhomogene Benetzung zu einer Erhöhung der maximalen Wicklungstemperatur, die das Dauermoment der Maschine beeinflusst. Im analytischen Modell wird die Öl-Sprühkühlung als homogene Kühlung angenommen, bei der alle Wicklungsflächen gleichmäßig gekühlt werden. Im realen Fall werden gewisse Positionen, vor allem die, die nicht direkt vom Prallstrahl getroffen werden, schlechter gekühlt als andere und es kommt zu einer Formation von lokalen Temperaturerhöhungen, die das Dauermoment reduzieren. In der Simulation werden keine erhöhten Verluste durch eine Sumpfbildung berücksichtigt und somit wird auch der Öleintritt in den Luftspalt nicht modelliert. Daraus lässt sich schließen, dass in den vorliegenden Betriebspunkten kein signifikanter Öleintrag im Luftspalt vorliegt, der zu einer drastischen Reduktion des Dauermoments führen würde.

Im Vergleich zur Wassermantelkühlung, die als Referenz dient, wird bei einer Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ von 70 °C eine Steigerung des Dauermoments von 41,5 % bei 500 1/min erzielt. Die sich einstellende Amplitude des Phasenstroms im stationären Betrieb konnte dabei von 24 A auf 36,6 A erhöht werden, was einer Erhöhung der Kupferverluste um ca. 130 % entspricht. Diese zusätzlichen Verluste werden durch die Öl-Sprühkühlung abgeführt. Die maximal erreichte Stromdichte beträgt 23,1 A/mm².

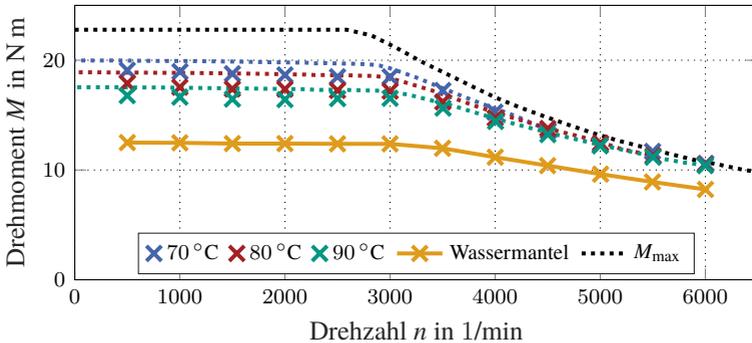


Abbildung 8.4: Gemessenes (x) und simuliertes Dauermoment (···) der Prüfmaschine mit Öl-Sprühkühlung über den Drehzahlbereich für einen Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ von 3 l/min und einer variierenden Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$.

Um die aus der Korrelation genutzten Wärmeübergangskoeffizienten bewerten zu können, kann man die in der Messung vorliegenden mittleren Wärmeübergangskoeffizienten der untersuchten Maschine abschätzen. Nimmt man die abgeführte Verlustleistung der Referenzkühlung $P_{V,\text{Wasser}}$ und die abgeführte Verlustleistung der Öl-Sprühkühlung $P_{V,\text{Öl}}$, so kann, unter Vernachlässigung sich ändernder Verlustwärmeströme an die Umgebung, angenommen werden, dass die Verlustleistungsdifferenz der beiden Kühlkonzepte rein durch das Öl abgeführt wird. Analog zu Abschnitt 6.3.1 kann mit der gemessenen Öleinlasstemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ und der gemessenen mittleren Wickelkopftemperatur $\bar{\vartheta}_{\text{WK}}$ sowie der wärmeübertragenden Fläche A_{WK} der Wärmeübergangskoeffizient nach Gleichung (8.1) berechnet werden:

$$h_{\text{WK}} = \frac{P_{V,\text{Öl}} - P_{V,\text{Wasser}}}{A_{\text{WK}} \cdot (\bar{\vartheta}_{\text{WK}} - \vartheta_{\text{Öl}})} \quad (8.1)$$

Die wärmeübertragende Fläche wird analog zum Modell der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten nach Gleichung (6.17) berechnet. Abbildung 8.5 stellt den messtechnisch ermittelten und den aus dem Modell berechneten Wärmeübergangskoeffizienten h_{WK} für eine Variation der Einlasstemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ bei einem Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ von 3 l/min dar. Dabei ist kein systematischer Trend der gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten zu erkennen, weder in Abhängigkeit der Drehzahl noch in der Temperatur. Die aus der

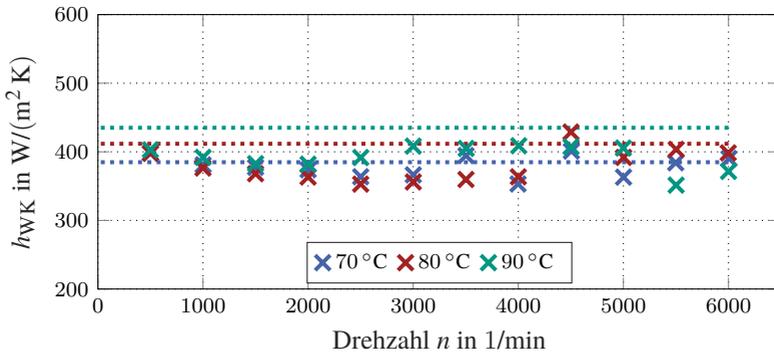


Abbildung 8.5: Messtechnisch ermittelter (x) und aus dem Modell nach Abschnitt 6.3 berechneter (\dots) Wärmeübergangskoeffizient der Prüfingmaschine mit Öl-Sprühkühlung über den Drehzahlbereich für einen Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ von 3 l/min und einer variierenden Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$.

Korrelation berechneten Wärmeübergangskoeffizienten weisen gegenüber den messtechnisch ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten eine mittlere Abweichung von $30,2 W/(m^2 K)$ und einen MAPE von $7,2\%$ auf. Die berechneten Koeffizienten übersteigen dabei im Mittel die messtechnisch ermittelten Koeffizienten, wobei zusätzlich beachtet werden muss, dass der messtechnisch ermittelte Wert überschätzt wird. Die Berechnungsvorschrift nach Gleichung (8.1) nimmt an, dass die zusätzliche Verlustleistung alleine durch das Öl abtransportiert wird und sich das Temperaturfeld innerhalb der Maschine nicht verändert. Mit der zusätzlichen Öl-Sprühkühlung wird der Wickelkopf besser gekühlt, wodurch das Temperaturniveau in der Nut bei gleichbleibender maximaler Wicklungstemperatur ansteigt. Da die Geometrie und damit die thermischen Widerstände ausgehend von der Nut hin zum Kühlmantel sich unter Vernachlässigung der temperaturabhängigen Materialparameter nicht ändern, folgt aus einer höheren Temperaturdifferenz zwischen Nut und Kühlmantel ein gesteigerter Wärmestrom, der durch den Kühlmantel abtransportiert wird. Dieser gesteigerte Wärmestrom wird jedoch dem Öl in der Bilanzierung zugerechnet, was zu einer Überschätzung des Wärmeübergangskoeffizienten führt.

Dieser Effekt wird durch eine niedrigere Öltemperatur gesteigert, da das Temperaturniveau der Nut gesteigert wird. Aus diesem Grund lässt sich in Abbildung 8.5 kein systematisches Verhalten des Wärmeübergangskoeffizienten nach

der Öltemperatur feststellen, wobei dies modellbedingt in den Koeffizienten der Berechnungsvorschrift zu sehen ist.

Zum einen sind die Schwankungen auf die Messunsicherheit der Thermoelemente zurückzuführen und zum anderen resultieren die stochastischen Prozesse der Öl-Sprühkühlung zu einer sich ändernden Benetzung der Wicklungen. Effekte einer Drehzahlabhängigkeit der Öl-Sprühkühlung sind in den Schwankungen nicht zu erkennen, obgleich solch ein Effekt vorliegen kann.

8.2.2 Einfluss des Volumenstroms

Der zweite Parameter, den man beim Betrieb der Öl-Sprühkühlung variieren kann, ist der Einlassvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$. Abbildung 8.6 zeigt das gemessene Dauermoment bei einer Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ von 80°C und einem variierenden Einlassvolumenstrom des Öls von $2,5\text{ l/min}$ bis $3,5\text{ l/min}$.

Die Verläufe von einem Volumenstrom von $2,5\text{ l/min}$ und 3 l/min sind vergleichbar, wohingegen das Dauermoment bei $3,5\text{ l/min}$ ab 3500 1/min einen signifikanten Anstieg des Moments aufweist. Die abgeführte Wärme durch das Öl steigt ab dieser Drehzahl deutlich an und verursacht somit auch eine deutliche Steigerung der Dauerleistung. Dies führt dazu, dass der Wickelkopf in diesem Fall nicht mehr die thermisch kritische Komponente ist und die maximale Wicklungstemperatur in der Nut vorliegt.

Die im Vergleich zur Wassermantelkühlung erzielte Steigerung des Dauermoments ist bei einer Drehzahl n von 500 1/min maximal und beträgt $47,6\%$. Die maximal erreichte Stromdichte beträgt für diese Messreihe 30 A/mm^2 .

Im Vergleich zu den analytischen Berechnungen des Modells ergibt sich der MAPE zwischen gemessenem und simuliertem Drehmoment zu $4,4\%$, bei einer maximalen Abweichung von $1,54\text{ Nm}$ im Grunddrehzahlbereich. Die analytisch zu hoch berechneten Dauermomente lassen sich auf dieselben Gründe wie in den vorherigen Betriebspunkten zurückführen.

Zur besseren Beurteilung des Effekts bei einem Einlassvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ von $3,5\text{ l/min}$ zeigt Abbildung 8.7 den Wärmeübergangskoeffizienten h_{WK} für eine Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ von 80°C und einem variierenden Volumenstrom des Öls $\dot{V}_{\text{Öl}}$. Die Ursache des Anstiegs beginnend bei einer Drehzahl n von 3500 1/min kann nicht genau quantifiziert werden. Eine mögliche Ursache kann die steigende kinetische Energie des Strahls sein. Zuvor unbenetzte Bereiche werden durch das Öl getroffen, wodurch die maximale Temperatur des Wickelkopfs sinkt. Dies führt zu einer homogeneren Kühlung des Wickelkopfs und hat insbesondere Einfluss auf das Dauermoment, falls die Position maximaler Temperatur zuvor unbenetzt

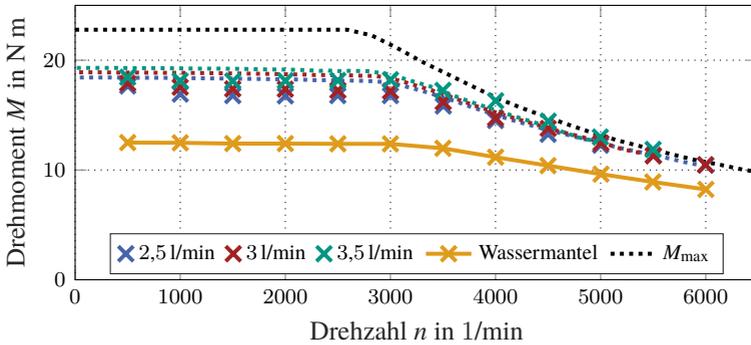


Abbildung 8.6: Gemessenes (x) und simuliertes Dauermoment (···) der Prüfingmaschine mit Öl-Sprühkühlung über den Drehzahlbereich für eine Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ von 80 °C und einen variierenden Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$.

war. Des Weiteren kann aufgrund der steigenden Reynolds-Zahl ein Prozess der Zerstäubung einsetzen, wodurch die Oberfläche der Tropfen um ein Vielfaches vergrößert wird und der Wärmeübergangskoeffizient signifikant ansteigt. Der Wärmeübergangskoeffizient h_{WK} steigert sich in diesem Fall um ca. 100 %.

Die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten aus dem Modell nach Abschnitt 6.3.4 weichen in einem Mittel um 76,3 W/(m² K) ab und weisen einen MAPE von 17,7 % auf. Der Anstieg bei hohen Drehzahlen und einem Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ von 3,5 l/min kann dabei nicht vom Modell berücksichtigt werden, wodurch zum einen die hohen Abweichungen der Koeffizienten entstehen und zum anderen das berechnete Dauermoment in Abbildung 8.6 für hohe Drehzahlen von dem gemessenen Dauermoment abweicht.

Basierend auf den gezeigten Messdaten lässt sich sagen, dass das thermische Modell der Öl-Sprühkühlung als valide angenommen werden kann. Besonders hervorzuheben ist, dass die genutzte Berechnungsvorschrift der Wärmeübergangskoeffizienten mit einer Maschine anderer Baugröße aufgestellt wurde, was den Transfer auf andere Maschinen noch einmal unterstreicht.

Demnach kann das Modell im Auslegungsprozess von elektrischen Maschinen mit einer Öl-Sprühkühlung genutzt werden, um die Dauerleistung und das thermische Verhalten der Maschine zu bestimmen.

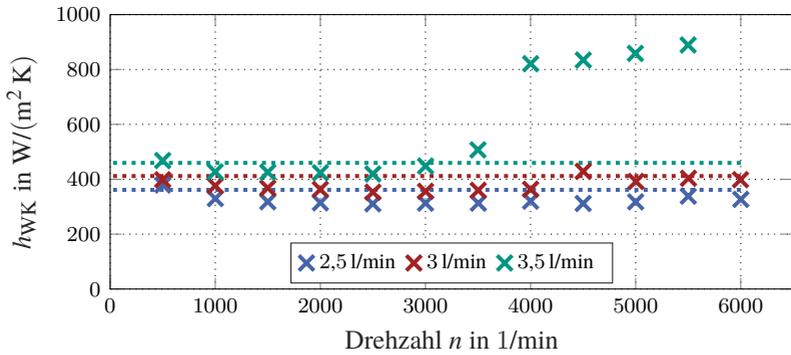


Abbildung 8.7: Messtechnisch ermittelter (x) und aus dem Modell nach Abschnitt 6.3 berechneter (\dots) Wärmeübergangskoeffizient der Prüflingsmaschine mit Öl-Sprühkühlung über den Drehzahlbereich für eine Öltemperatur $\vartheta_{\dot{O}1}$ von 80 °C und einen variierenden Volumenstrom $\dot{V}_{\dot{O}1}$.

Kapitel 9

Zusammenfassung

Im folgenden Kapitel werden die wichtigsten Erkenntnisse der Arbeit zusammengefasst. Basierend auf den erzielten Ergebnissen werden Ideen zur Weiterentwicklung der Öl-Sprühkühlung vorgestellt.

9.1 Ergebnisse der Arbeit

Konventionelle Kühlmethode stoßen aufgrund der immer weiter steigenden Leistungsdichte von Elektromotoren an ihre Grenzen, weshalb die Entwicklung innovativer Kühlkonzepte notwendig ist. Die Öl-Sprühkühlung stellt durch die direkte Benetzung der Wicklungsenden eine Möglichkeit zur Steigerung der Leistungsdichte dar, wobei die Vorausberechnung des Temperaturverhaltens im Auslegungsprozess aufgrund von fehlenden Berechnungsvorschriften bisher nahezu unmöglich war.

In der vorliegenden Arbeit wird ein thermisches Modell für PSMs mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung und Runddrahtwicklung vorgestellt. Der Fokus liegt auf der Statorwicklung mit der Öl-Sprühkühlung und einer drehzahlabhängigen Modellierung der Kugellager.

Die Kugellager werden mit einem drehzahlabhängigen Modell beschrieben, um das thermische Verhalten der Lager im kompletten Betriebsbereich der Maschine zu bestimmen. Dies ist notwendig, um bereits im Auslegungsprozess der Maschine die Temperaturgrenzen der Lager einhalten zu können.

Die Statorwicklung wird mit einem dreidimensionalen Modell beschrieben, in dem verschiedene Ebenen quer zur Leiterrichtung platziert werden. In diesen Ebenen wird die Wicklung in radialer Richtung ausgerichteten Schichten unter-

teilt. Durch die Verbindung der jeweiligen Schichten in axiale Richtung ist es möglich, das dreidimensionale Temperaturfeld der Wicklung vorherzusagen. Das Modell der Kugellager sowie das Modell der Statorwicklung wurde messtechnisch validiert.

Zur Beschreibung der Sprühkühlung werden zunächst in einer generischen elektrischen Maschine lokale Wärmeübergangsmessungen durchgeführt, um die lokalen Effekte der Kühlung zu identifizieren. Ein binäres Modellfluid aus wässrigem Glycerin wird genutzt, um einen breiten Bereich an Stoffdaten abzudecken und die Ergebnisse auf eine Vielzahl von verschiedenen Kühlmedien zu übertragen. Dabei zeigt sich im vorgestellten Aufbau, dass sich im Boden der Maschine ein Sumpf ausbildet, der den Wärmeübergang maßgeblich verschlechtert. Dieser Effekt bildet sich bei steigender Drehzahl und steigendem Volumenstrom stärker aus. Dadurch muss ein guter Fluidabfluss beziehungsweise eine aktive Fluidabsaugung im Auslegungsprozess berücksichtigt werden. Ohne eine Sumpfbildung kann der Wärmeübergang über den Umfang als konstant angenommen werden. Basierend auf den Erkenntnissen der lokalen Wärmeübergangsmessungen werden zudem die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten auf Basis einer Enthalpiebilanz eines Getriebeöls gemessen, um die gesamte abgeführte Wärme des Wickelkopfs zu ermitteln. Ein Großteil der Wärme wird nicht durch den direkten Flüssigkeitsaufprall abgeführt, sondern durch die Filmströmung über den Wickelkopf, wodurch keine direkte Abhängigkeit der Drehzahl auf den Wärmeübergang vorliegt. Aus einer Vielzahl unterschiedlicher Parameter wird eine dimensionslose Berechnungsvorschrift entwickelt, die auf unterschiedliche Maschinen angewandt werden kann, um die Wärmeübergangskoeffizienten an den Wicklungsenden zu berechnen.

Zur Validierung des thermischen Modells wurde eine PSM mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung und einer maximalen mechanischen Ausgangsleistung von 7 kW aufgebaut. Die zuvor aufgestellte Berechnungsvorschrift wird auf die neu aufgebaute Maschine angewandt, um die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten der Öl-Sprühkühlung in das Modell einzubinden. Das Dauermoment kann mit einer maximalen Abweichung von 0,77 N m vorausberechnet werden. Dies entspricht einem MAPE von 4,4 % für die gegebene Messreihe. Aufgrund des stochastischen Prozesses der Fluidverteilung und der damit einhergehenden Ungenauigkeit der Modellierung kann das Modell als ausreichend genau angenommen werden und im Auslegungsprozess für PSMs mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung eingesetzt werden. Bezogen auf eine baugleiche Referenzmaschine mit einer Wassermantelkühlung kann das Dauermoment mit der zusätzlichen Öl-Sprühkühlung um bis zu 47,6 %, bei einer maximal erreichten Stromdichte von 30 A/mm², gesteigert werden.

9.2 Möglichkeiten der Weiterentwicklung

Die vorliegende thermische Modellierung der Statorwicklung und der Kugellager kann auf verschiedene Maschinentypen, wie beispielsweise auf eine fremd-erregte Synchronmaschine, erweitert werden. In Bezug auf die Öl-Sprühkühlung gibt es eine Vielzahl an Möglichkeiten der Weiterentwicklung.

Basierend auf dem Messkonzept für lokale Wärmeübergänge können lokale Effekte durch eine feinere Diskretisierung, eine Nachbildung der Wicklungsstruktur und einer großen Anzahl von Messungen an verschiedenen Positionen besser aufgelöst werden. Insbesondere der Wärmeübergang durch eine Filmströmung kann besser aufgelöst werden, um einen direkten Transfer zu den mittleren Wärmeübergängen zu ermöglichen.

Die Berechnungsvorschrift der mittleren Wärmeübergangsmessungen kann durch die genaue Kenntnis der lokalen Effekte und durch eine Validierung an verschiedenen Baugrößen sowie Konfigurationen der radialen Bohrungen in der Welle verbessert werden. Ebenfalls gilt es den Einfluss der Rotation genauer zu betrachten, indem ein breiter Bereich des Verhältnisses von Radial- zu Tangentialkomponente der Fluidgeschwindigkeit des Prallstrahls untersucht wird.

Mit den genannten Möglichkeiten der Weiterentwicklung kann der Anwendungsbereich der entwickelten Berechnungsvorschrift ausgeweitet werden.

Einsatz von Düsen

Neben der Benetzung ausgehend von der Welle ist der Einsatz von Düsen zur Kühlung möglich, wobei das Kühlmedium aktiv zerstäubt wird und somit den Wärmeübergangskoeffizienten signifikant steigert. Die Verwendung von Düsen ist in der Literatur bereits bekannt, jedoch existieren nur wenige dimensionslose Modelle, wodurch der Transfer auf andere Baugrößen oder andere Düsen sowie Düsenkonfigurationen nur begrenzt möglich ist.

Wicklungstopologie

In der vorliegenden Arbeit wurde gezeigt, dass der Fluidabfluss einen entscheidenden Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergang hat. Durch eine von Runddrahtwicklungen abweichende Wicklungstopologie, wie zum Beispiel einer Hairpin-Wicklung, kann sich der Fluidabfluss und entsprechend auch der konvektive Wärmeübergang ändern. Ebenfalls kann ein variierender Kupferdrahtdurchmesser den konvektiven Wärmeübergang durch die geänderte Wicklungsoberfläche beeinflussen.

Demnach gilt es zu überprüfen, ob die entwickelten Berechnungsvorschriften für eine abgewandelte Wicklung anwendbar sind oder adaptiert werden müssen.

Anwendung im Fahrzeug

Zuletzt gibt es die Möglichkeit, die elektrische Maschine mit Öl-Sprühkühlung im System des Fahrzeugs zu validieren. Durch zusätzliche Vibrationen, Beschleunigungs- und Bremsvorgänge sowie die im Fahrprofil existierenden Steigungen, die zu einer Verkipfung des Motors und einer geänderten Wirkung der Gravitationskraft auf das Kühlmedium führen, kann die Fluidverteilung und die Sumpfbildung beeinflusst werden. Diesen Einfluss gilt es zu analysieren, um den Effekt auf den konvektiven Wärmeübergang und auf die Dauer- sowie Spitzenleistung der Maschine beurteilen zu können.

Kapitel A

Anhang

A.1 T-Ersatzschaltbild

Zunächst wird ein Würfel mit der Kantenlänge $2d$ nach Abbildung A.1 betrachtet mit der Wärmeleitfähigkeit λ und einer konstanten Verlustleistungsdichte. Der Würfel sei auf zwei Seiten gekühlt, sodass angenommen wird, dass die Verlustleistung \dot{Q} je über eine dieser Flächen abtransportiert wird. Bei eindimensionaler Änderung der Temperatur in x -Richtung, kann die partielle Differentialgleichung nach Poisson herangezogen werden

$$\lambda \cdot \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} = -\dot{q}, \quad (\text{A.1})$$

wobei $\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{4 \cdot d^3}$ gilt. Mit den Anfangsbedingungen $\vartheta(x = 0) = \vartheta_1$ und $\vartheta(x = d) = \vartheta(x = -d) = \vartheta_2$ ergibt sich

$$\lambda \cdot \vartheta(x) = -\frac{\dot{q} \cdot x^2}{2} + \frac{\lambda}{d} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) \cdot x + \frac{\dot{q} \cdot d}{2} \cdot x + \lambda \cdot \vartheta_1 \quad (\text{A.2})$$

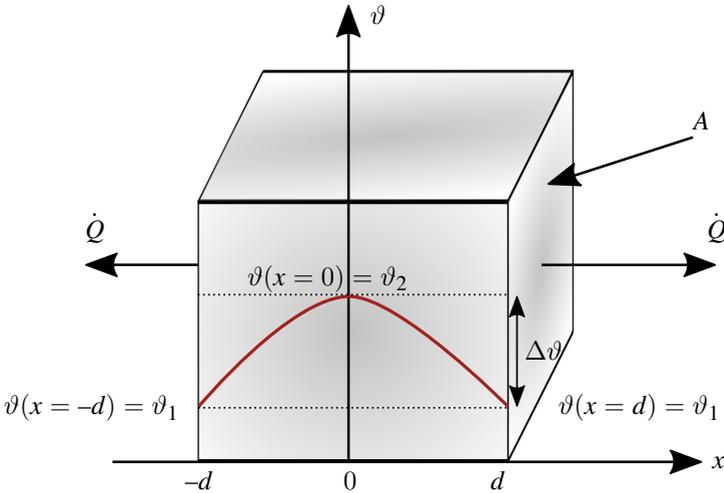


Abbildung A.1: Dreidimensionaler Würfel mit der Kantenlänge $2d$ zur Herleitung des negativen Vorwiderstands des T-Ersatzschaltbilds.

Die mittlere Temperatur ϑ_m folgt aus der Integration ausgehend vom Mittelpunkt bis hin zu einer Seitenkante in x -Richtung:

$$\lambda \cdot \vartheta_m = \frac{1}{d} \int_0^d \lambda \cdot \vartheta(x) \, dx \quad (\text{A.3})$$

$$= \frac{1}{d} \cdot \left[-\frac{\dot{q}}{2} \int_0^d x^2 \, dx + \left(\frac{\lambda}{2} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) + \frac{\dot{q} \cdot d}{2} \right) \int_0^d x \, dx + \lambda \cdot \vartheta_1 \int_0^d 1 \, dx \right] \quad (\text{A.4})$$

$$= \frac{1}{d} \cdot \left[-\frac{\dot{q} \cdot d^3}{6} + \frac{\lambda \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) \cdot d}{2} + \frac{\dot{q} \cdot d^3}{4} + \lambda \cdot \vartheta_1 \cdot d \right] \quad (\text{A.5})$$

Entsprechend ergibt sich für die mittlere Temperatur:

$$\vartheta_m = \vartheta_1 + \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{2} + \underbrace{\frac{\dot{q} \cdot d^2}{4 \cdot \lambda}}_{\Delta\vartheta_1} - \underbrace{\frac{\dot{q} \cdot d^2}{6 \cdot \lambda}}_{\Delta\vartheta_2} \quad (\text{A.6})$$

Wird das Ersatzschaltbild nach Abbildung 3.1 genutzt, so liegt nur die Hälfte des Wärmestroms über dem Widerstand $\frac{R_{\text{th}}}{2}$ an, wodurch sich die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_1$ und der Widerstand R_{th} folgendermaßen formulieren lässt:

$$\Delta\vartheta_1 = \frac{R_{\text{th}}}{2} \cdot \frac{\dot{Q}}{2} \rightarrow R_{\text{th}} = \frac{\dot{q} \cdot d^2}{\dot{Q}} \quad (\text{A.7})$$

Gleichermaßen gilt für $\Delta\vartheta_2$, wobei der komplette Wärmestrom über den Vorwiderstand $R_{\text{th,neg}}$ fließt

$$\Delta\vartheta_2 = R_{\text{th,neg}} \cdot \dot{Q} \rightarrow R_{\text{th,neg}} = -\frac{\dot{q} \cdot d^2}{6 \cdot \dot{Q}} = -\frac{R_{\text{th}}}{6}, \quad (\text{A.8})$$

womit gegeben ist, dass das Modell mit einem Vorwiderstand im T-Ersatzschaltbild von $R_{\text{th,neg}} = -\frac{R_{\text{th}}}{6}$ parametrisiert werden muss.

A.2 Konvektive Wärmeübergänge in elektrischen Maschinen

Neben den bereits behandelten konvektive Wärmeübergängen im Kühlmantel und zwischen Stator und Rotor gibt es noch weitere Konvektionsphänomene in einer elektrischen Maschine, die im Vergleich zu den vorher genannten eine untergeordnete Rolle spielen, jedoch für eine detaillierte thermische Modellierung relevant sind.

In diesem Abschnitt werden die Berechnungsvorschriften vorgestellt, die auf die in dieser Arbeit untersuchte Maschine angewandt werden können. Für andere Baugrößen oder Maschinentypen können andere Berechnungsvorschriften geeigneter sein. Eine Übersicht geben Gronwald et al. [87] in ihrer Arbeit.

A.2.1 Kühlmantel

In diesem Abschnitt wird die Berechnung der mittleren Nusselt-Zahl in Ergänzung zu Abschnitt 3.3 vorgestellt. Die Strömung wird dazu in drei Teilbereiche untergliedert: die laminare Strömung, die turbulente Strömung und der Übergang zwischen laminarer und turbulenter Strömung. Für eine Reynolds-Zahl $Re_{G\leftrightarrow S} \leq 2300$ liegt eine laminare Strömung vor, wodurch sich die mittlere Nusselt-Zahl $Nu_{m,q}$ folgendermaßen beschreiben lässt:

$$Nu_{m,q} = \left[Nu_{m,q,1}^3 + 1 + (Nu_{m,q,2} - 1)^3 + Nu_{m,q,3}^3 \right]^{1/3}, \quad (\text{A.9})$$

wobei mit der Kühlkanallänge l_{KK} für die einzelnen Terme folgendes gilt:

$$Nu_{m,q,1} = 4,364 \quad (\text{A.10})$$

$$Nu_{m,q,2} = 1,302 \cdot \left(Re_{G\leftrightarrow S} \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{l_{KK}} \right)^{1/3} \quad (\text{A.11})$$

$$Nu_{m,q,3} = 0,462 \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(Re_{G\leftrightarrow S} \cdot \frac{d_h}{l_{KK}} \right)^{1/2} \quad (\text{A.12})$$

Für eine Reynolds-Zahl $Re_{G\leftrightarrow S} \geq 10\,000$ liegt eine vollständig ausgebildete turbulente Strömung vor, wodurch sich die mittlere Nusselt-Zahl mit Gleichung (A.13) ausdrücken lässt:

$$Nu_{m,T} = \frac{(\xi/8) \cdot Re_{G\leftrightarrow S} \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\xi/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_h}{l_{KK}} \right)^{2/3} \right] \quad (\text{A.13})$$

$$\text{mit } \xi = (1,8 \cdot \log_{10}(Re_{G\leftrightarrow S}) - 1,5)^{-2} \quad (\text{A.14})$$

Im Übergangsbereich zwischen laminarer und voll ausgebildeter turbulenter Strömung für eine Reynolds-Zahl $2300 < Re_{G\leftrightarrow S} < 10\,000$ gilt für die mittlere Nusselt-Zahl:

$$Nu_m = (1 - \gamma) \cdot Nu_{m,L,2300} + \gamma \cdot Nu_{m,T,10^4} \quad (\text{A.15})$$

mit

$$\gamma = \frac{Re_{G\leftrightarrow S} - 2300}{10^4 - 2300} \quad \text{und} \quad 0 < \gamma < 1 \quad (\text{A.16})$$

$$Nu_{m,T,10^4} = \frac{\left(\frac{0,0308}{8} \right) \cdot 10^4 \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,0308}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_h}{l_{KK}} \right)^{2/3} \right] \quad (\text{A.17})$$

$$Nu_{m,L,2300} = \left[49,371 + (Nu_{m,0,2,2300} - 0,7)^3 + (Nu_{m,\vartheta,3,2300})^3 \right]^{1/3}, \quad (\text{A.18})$$

wobei

$$Nu_{m,0,2,2300} = 1,615 \cdot \left(2300 \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{l} \right)^{1/3} \quad (\text{A.19})$$

$$Nu_{m,\vartheta,3,2300} = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{1/6} \cdot \left(2300 \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{l_{KK}} \right)^{1/2} \quad (\text{A.20})$$

Mithilfe der mittleren Nusselt-Zahl Nu_m des vorliegenden Turbulenzverhaltens, lässt sich zuletzt der Wärmeübergangskoeffizient $h_{G\leftrightarrow S}$ zwischen Gehäuse und Statorblechpaket beschreiben durch

$$h_{G\leftrightarrow S} = \frac{Nu_m \cdot \lambda_F}{d_h} \quad (\text{A.21})$$

A.2.2 Rotorkühlung

Durch die Rotation der Welle ändert sich das Turbulenzverhalten des Kühlmediums und dadurch auch der Wärmeübergang. Eine durchströmte Hohlwelle entspricht dabei der vorliegenden Kühlung bezogen auf die Strömungsverhältnisse am besten. Gai et al. [137] unterteilen dabei die Reynolds-Zahl in einen Anteil durch die axiale Fluidströmung $Re_{\text{Öl} \leftrightarrow \text{W}, \text{ax}}$ und einen rotatorischen Anteil $Re_{\text{Öl} \leftrightarrow \text{W}, \text{rot}}$. Die Berechnungsvorschrift der Nusselt-Zahl $Nu_{\text{Öl} \leftrightarrow \text{W}}$ ergibt sich zu

$$Nu_{\text{Öl} \leftrightarrow \text{W}} = A \cdot Re_{\text{Öl} \leftrightarrow \text{W}, \text{ax}}^B \cdot Pr^{0,4} + C \cdot Re_{\text{Öl} \leftrightarrow \text{W}, \text{rot}}^D \cdot Pr^{0,4} \quad (\text{A.22})$$

mit $A = 7,438 \cdot 10^{-3}$, $B = 0,09683$, $C = 9,183 \cdot 10^{-5}$ und $D = 1,358$.

Der Wärmeübergangskoeffizient $h_{\text{Öl} \leftrightarrow \text{W}}$ berechnet sich entsprechend der Wärmeleitfähigkeit des verwendeten Fluids λ_F und dem Innendurchmesser der Welle $d_{\text{Welle}, \text{in}}$ zu

$$h_{\text{Öl} \leftrightarrow \text{W}} = \frac{Nu_{\text{Öl} \leftrightarrow \text{W}} \cdot \lambda_F}{d_{\text{Welle}, \text{in}}} \quad (\text{A.23})$$

A.2.3 Wickelkopf

Der Wärmeübergangskoeffizient am Wickelkopf hängt maßgeblich von der Luftzirkulation im Endraum der Maschine ab [138, 139]. Ohne axiale Durchströmung lässt sich die Luftgeschwindigkeit v_{Luft} in der Nähe der Wicklung folgendermaßen approximieren:

$$v_{\text{Luft}} = \omega_{\text{rot}} \cdot r_{\text{rot}} \quad (\text{A.24})$$

Demnach basieren in der Literatur die meisten bekannten Modelle des Wärmeübergangskoeffizienten vom Wickelkopf zum Endraum $h_{\text{WK} \leftrightarrow \text{E}}$ auf folgender allgemeinen Form:

$$h_{\text{WK} \leftrightarrow \text{E}} = A + B \cdot v_{\text{Luft}}^C \quad (\text{A.25})$$

Basierend auf einer PSM mit verteilter Wicklung liefert die Korrelation von Kytlander und Lindström [101, 140] mit $A = 15$, $B = 6,75^{0,65}$ und $C = 0,65$ die am besten passende Berechnungsvorschrift.

A.2.4 Stirnseite Statorblech

Ein weiterer konvektiver Wärmeübergang findet von den Stirnseiten des Statorblechs hin zum Endraum des Motors statt. In der Literatur existieren zu der Berechnung dieses Wärmeübergangskoeffizienten $h_{S \leftrightarrow E}$ nur wenige Modelle. Ein geeignetes Modell liefern Cuiping et al. [141] basierend auf einer dreidimensionalen FEM, das ebenfalls auf der allgemeinen Form nach Gleichung (A.25) basiert. Die Koeffizienten ergeben sich in diesem Fall zu $A = 15,5$, $B = 6,5$ und $C = 0,7$.

A.2.5 Stirnseite Rotorblech

Für den Fall rotierender Stirnflächen des Rotors haben Howey et al. [142] eine umfassende Berechnungsvorschrift für die Nusselt-Zahl $Nu_{R \leftrightarrow E}$ aufgestellt, basierend auf der folgenden allgemeinen Form:

$$Nu_{R \leftrightarrow E} = A \cdot Re_{R \leftrightarrow E}^B \quad (\text{A.26})$$

Die Reynolds-Zahl $Re_{R \leftrightarrow E}$ berechnet sich in diesem Fall zu

$$Re_{R \leftrightarrow E} = \frac{\omega_{\text{rot}} \cdot r_{\text{rot}}^2}{\nu_{\text{Luft}}} \quad (\text{A.27})$$

Aus den Ergebnissen der Untersuchungen ergeben sich für die Koeffizienten A und B folgende Abhängigkeiten:

$$A = \begin{cases} 0,33 - 0,36 & Re_{R \leftrightarrow E} < 10^5 \\ 0,0151 & Re_{R \leftrightarrow E} < 2,8 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (\text{A.28})$$

$$B = \begin{cases} 0,5 & Re_{R \leftrightarrow E} < 10^5 \\ 0,8 & Re_{R \leftrightarrow E} < 2,8 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (\text{A.29})$$

Der resultierende Wärmeübergangskoeffizient zwischen Rotorblechpaket und Endraum $h_{R \leftrightarrow E}$ ergibt sich zu

$$h_{R \leftrightarrow E} = \frac{Nu_{R \leftrightarrow E} \cdot \lambda_{\text{Luft}}}{r_{\text{rot}}} \quad (\text{A.30})$$

A.2.6 Innenseite Lagerschild

An der Innenseite der beiden Lagerschilde kommt es ebenfalls durch die Rotation des Rotors zu einer Luftverwirbelung, die den Wärmeübergang beeinflusst. Bourtarfa et al. [143] beschreiben in ihrer Arbeit den konvektiven Wärmeübergang für verschiedene Distanzen zwischen dem Lagerschild und dem Rotor. Dabei ergibt sich für eine laminare Strömung und einem großen Spaltmaß der dimensionslose Wärmeübergang $Nu_{L\leftrightarrow E}$ zu

$$Nu_{L\leftrightarrow E} = \frac{1,85}{\pi} \cdot G^{1/10} \cdot Re_{L\leftrightarrow E}^{1/2}, \quad (\text{A.31})$$

wobei das Spaltmaß G aus dem Abstand zwischen Rotor und Lagerschild d_{LR} und dem Rotorradius r_{rot} folgt:

$$G = \frac{d_{LR}}{r_{rot}} \quad (\text{A.32})$$

Es muss jedoch beachtet werden, dass bei einem sehr großen Spaltmaß die Luftgeschwindigkeit an dem Lagerschild nach [143] ungefähr $0,4 \cdot v_{Luft}$ aus Gleichung (A.24) entspricht.

Der resultierende Wärmeübergangskoeffizient $h_{L\leftrightarrow E}$ berechnet sich analog zu Gleichung (A.30).

A.2.7 Frei rotierende Welle

Im Fall einer rotierenden Welle im freien Raum, wie sie beispielsweise zwischen den Lagern und dem Rotorblechpaket vorliegt, lässt sich die Nusselt-Zahl $Nu_{W\leftrightarrow E}$ in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl $Re_{W\leftrightarrow E}$ nach [81] und [104] in zwei Fälle unterscheiden:

$$Nu_{W\leftrightarrow E} = \begin{cases} \left(0,752 + 0,387 \cdot [Ra \cdot f_3(Pr)]^{1/6}\right)^2 & Re_{W\leftrightarrow E} < 0,93 \cdot \sqrt{Gr/Pr} \\ 0,1 \cdot Re_{W\leftrightarrow E}^{2/3} & Re_{W\leftrightarrow E} \geq 0,93 \cdot \sqrt{Gr/Pr} \end{cases} \quad (\text{A.33})$$

Dabei ergibt sich die Reynolds-Zahl aus der Umfangsgeschwindigkeit der Welle aus Gleichung (A.34). Entsprechend repräsentiert der erste Fall eine stehende Welle beziehungsweise sehr geringe Strömungsgeschwindigkeiten der Luft, die keinen messbaren Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergang haben. Der zweite Fall beschreibt ein Turbulenzverhalten, bei dem die Rotation der Welle

den Wärmeübergang maßgeblich beeinflusst.

Die Rayleigh-Zahl Ra kann mithilfe der Grashof-Zahl Gr mit der charakteristischen Länge L und der Prandtl-Zahl Pr berechnet werden:

$$Re_{W \leftrightarrow E} = \omega_i \cdot \frac{d_{\text{Welle}}}{2} \cdot \frac{d_{\text{Welle}}}{\nu_{\text{Luft}}} \quad (\text{A.34})$$

$$f_3(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad (\text{A.35})$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta}{\nu_{\text{Luft}}^2} \cdot (\vartheta_{\text{Welle}} - \vartheta_{\text{umg}}) \cdot L^3 \cdot Pr \quad (\text{A.36})$$

$$L = \frac{\pi}{2} \cdot d_{\text{Welle}} \quad (\text{A.37})$$

Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen der Welle und dem Endraum $h_{W \leftrightarrow E}$ ergibt sich entsprechend zu

$$h_{W \leftrightarrow E} = \frac{Nu_{W \leftrightarrow E} \cdot \lambda_{\text{Luft}}}{L} \quad (\text{A.38})$$

A.2.8 Freie Konvektion am Gehäuse

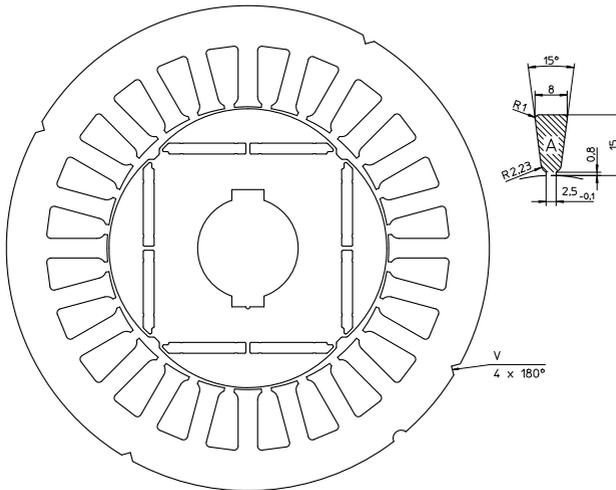
In der vorliegenden Maschine lässt sich die Maschine aufgrund der glatten Oberfläche als Zylinder approximieren, wodurch in diesem Fall bei natürlicher Konvektion an die Umgebung ebenfalls die Gleichungen aus Abschnitt A.2.7 verwendet werden können, um den Wärmeübergangskoeffizienten $h_{U \leftrightarrow G}$ zu berechnen.

Für den Fall von Kühlfinnen an der Außenseite des Stators sind in [144] Berechnungsvorschriften für verschiedene Arten von Kühlrippen zu finden. Ebenfalls werden aktiv umströmte Statoren betrachtet.

A.3 Blechquerschnitte

A.3.1 Querschnitt KSPM80

Abbildung A.2 zeigt einen Schnitt des Blechpakets der Prüfingsmaschine *KSPM80* von *Kienle + Spiess* mit dem Außendurchmesser 120 mm, dem Innendurchmesser 70 mm, der Länge 80 mm, der Nutenzahl 24 und der Polpaarzahl 2.



Blechdicke: 0,5mm



Kienle + Spiess GmbH
 Bahnhofstraße 23
 D-74343 Sachsenheim / Germany
 Tel: +49 (7147) 29 0
 Fax: +49 (7147) 29 1488
 E-mail: info@kienle-spiess.com
 Web: www.kienle-spiess.com

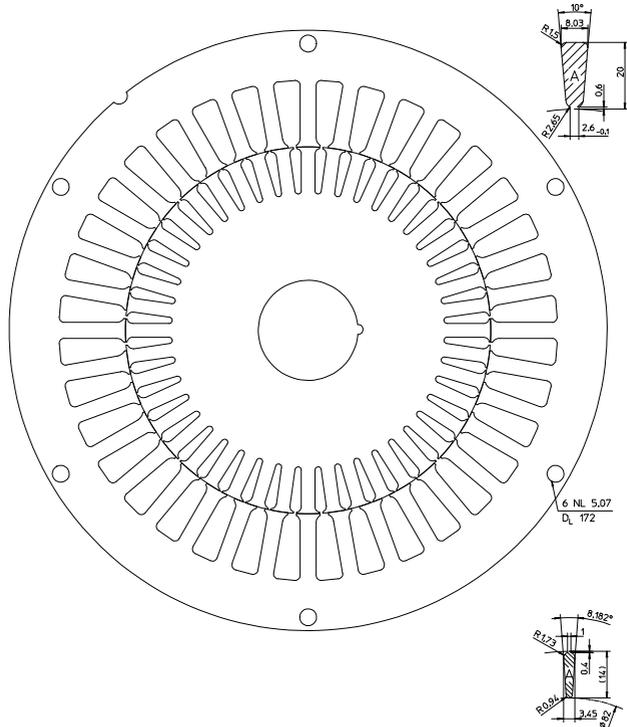
KSPM 80/4.70		Maße und Varianten				
		D _g	D _i	N	A	b _z
SB 120.13.X00	120 ±0,07	70 ±0,037	24	89,5	4,84	
12	wie Abbildung					
RB 069.01.Y00	d _g	P	M/P	Magnet BxH		
02	d _i	69 ±0,05	4	2	18,8±0,1 x 2,5-0,1	
	25 ±0,033 2xK8x29					

These lamination drawings are meant for information only. PDF or DXF data will be provided upon request.
 Dies ist eine unverbindliche Schnittzeichnung. PDF oder DXF Daten erhalten Sie auf Anfrage.
 © 2009-2015 Kienle + Spiess GmbH

Abbildung A.2: Schnitt der Prüfingsmaschine *KSPM80* [D7].

A.3.2 Querschnitt SKS1136

Abbildung A.3 zeigt einen Schnitt des Blechpakets *SKS1136* von *Kienle + Spiess* mit dem Außendurchmesser 180 mm, dem Innendurchmesser 110 mm, der Länge 120 mm, der Nutenzahl 36 und der Polpaarzahl 3.



Kienle + Spiess GmbH
 Bahnhofsstraße 23
 D-74343 Sachsenheim / Germany
 Tel: +49 (7147) 29 0
 Fax: +49 (7147) 29 1488
 E-mail: info@kienle-spiess.com
 Web: www.kienle-spiess.com

SKS 1136		Maße und Varianten				
		D _a	D _i	N	A	b _z
SB	180.03.X00	180 +0.08	110 +0.043	36	125.6	4.8
01	wie Abbildung					
R8	110.04.X00		d _s	N	A	b _z
	d _i		110	44	35.5	4.1
01	30 +0.033 M	02	40 +0.039	03	35 +0.039 M	
Blechedicke SB und R8		0.5				

These lamination drawings are meant for information only. PDF or DXF data will be provided upon request.
 Dies ist eine unverbindliche Schnittzeichnung. PDF oder DXF Daten erhalten Sie auf Anfrage.
© 2003-2019 Kienle + Spiess GmbH

Abbildung A.3: Schnitt *SKS1136* der generischen Elektromaschine [D7].

Symbolverzeichnis

Abkürzungen

A	Abtrieb
ABS	Acrylnitril-Butadien-Styrol-Copolymer
ADC	Analog Digital Converter
AFE	Active Front End
B	Belüftung
CAN	Controller Area Network
CFD	Computational Fluid Dynamics
DUT	Device Under Test
EPSR	Einplatinenstromrichter
ETI	Elektrotechnisches Institut
FEM	Finite Elemente Methode
FPGA	Field Programmable Gate Array
IGBT	Insulated Gate Bipolar Transistor
KIT	Karlsruher Instituts für Technologie
LAM	Lastmaschine
MAE	mittlerer absoluter Fehler
MAPE	mittlerer absoluter prozentualer Fehler
ME	Messeebene
MEL	Messelement
MOSFET	Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor
PEEK	Polyetheretherketon
PET-G	Polyethylenterephthalat-Glykol

PKW	Personenkraftwagen
PLA	Poly lactide
PSM	permanenterregte Synchronmaschine
PTFE	Polytetrafluorethylen
SoC	System on Chip
TIM	Thermal Interface Material
TSS	Tiefsetzsteller
TVT	Institut für thermische Verfahrenstechnik

Formelzeichen

Griechische Formelzeichen

Ψ_{PM}	Permanentmagnetflussverkettung
α_0	Temperaturkoeffizient
α_i	Anstellwinkel zwischen Kugel und Innenlaufbahn
α_o	Anstellwinkel zwischen Kugel und Außenlaufbahn
α	Wärmeübertragungskoeffizient
β	Wärmeausdehnungskoeffizient
δ_{LS}	Luftspaltweite
ϵ	Emissionsgrad
η_F	dynamische Viskosität des Fluids
η_{Luft}	dynamische Viskosität von Luft
θ	Winkel zwischen den Kugeln
ϑ_0	Referenztemperatur
ϑ_F	Fluidtemperatur
ϑ_i	Innenringtemperatur
ϑ_{max}	Maximaltemperatur
ϑ_{min}	Minimaltemperatur
ϑ_m	mittlere Temperatur
$\vartheta_{\text{Öl}}$	Öltemperatur
ϑ_o	Außenringtemperatur
ϑ_{PM}	Temperatur des Permanentmagneten
ϑ_S	Temperatur der benetzten Fläche
ϑ_{umg}	Umgebungstemperatur
ϑ_{Wasser}	Wassertemperatur
ϑ_{Welle}	Wellentemperatur
$\vartheta_{WK,O}$	Oberflächentemperatur des Wickelkopfs
ϑ_{WK}	Wickelkopftemperatur
ϑ	Temperatur
κ	Temperaturleitfähigkeit
λ_F	Wärmeleitfähigkeit des Fluids
λ_K	Wärmeleitfähigkeit der Kugeln
λ_{Luft}	Wärmeleitfähigkeit von Luft
λ	Wärmeleitfähigkeit
μ_{gleit}	Gleitreibungszahl
ν_F	kinematische Viskosität des Fluids

ρ_{Fe}	Dichte des Eisens
ρ_{F}	Dichte des Fluids
ρ	Dichte
σ_{FE}	elektrische Leitfähigkeit des Eisens
σ_{F}	Oberflächenspannung des Fluids
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante
τ_{n}	Nutteilung
ϕ_{ish}	Schmierfilmdickenfaktor
ϕ_{mod}	modellierte Winkelweite des Rotors
ϕ_{org}	Winkelweite eines Pols
ϕ_{rs}	Schmierstoffverdrängungsfaktor
ϕ	Messwinkel
ω_{el}	elektrische Winkelgeschwindigkeit
ω_{i}	Winkelgeschwindigkeit des Innenrings
ω_{K}	Winkelgeschwindigkeit der Kugeln
ω_{rot}	Winkelgeschwindigkeit des Rotors

Lateinische Formelzeichen

$A_{\text{K,max}}$	maximaler Kugelquerschnitt
A_{Kontakt}	Kontaktfläche
A_{LS}	Luftspaltfläche
A_{Q}	Querschnittsfläche
A_{S}	benetzte Oberfläche des Messelements
A_{WK}	Wickelkopfoberfläche
A	Fläche
\hat{B}	Amplitude der magnetischen Flussdichte
B_{rem}	Remanenzflussdichte
C_{f}	Reibungskoeffizient
De	Dean-Zahl
$F_{\text{G,L}}$	Geometriefaktor des Lagers
F_{G}	Geometriefaktor des Luftspalts
F_{r}	Radialkraft
G_{gleit}	Gleitreibungsmoment
G_{rr}	Rollreibungsgrundwert
Gr	Grashof-Zahl
G	Spaltmaß

H_{cB}	Koerzitivfeldstärke der magnetischen Flussdichte
$\dot{H}_{\text{Öl}}$	Enthalpiestrom des Öls
I	Effektivstrom im Leiter
K_1	vollständiges elliptisches Integral erster Ordnung
L_d	Induktivität in d-Richtung
L_q	Induktivität in q-Richtung
M_{em}	elektromagnetisches Moment
M_{gleit}	Gleitreibungsmoment
M_{max}	maximales Moment
M_{rr}	Rollreibungsmoment
$N_{\text{Bohrungen}}$	Anzahl radialer Bohrungen
Nu_{DE}	Nusselt-Zahl des Wärmeübergangs der Dean-Strömung
Nu_m	mittlere Nusselt-Zahl
$Nu_{\text{Öl} \leftrightarrow W}$	Nusselt-Zahl des Wärmeübergangs zwischen Öl und Welle
$Nu_{R \leftrightarrow E}$	Nusselt-Zahl des Wärmeübergangs zwischen Rotor und Endraum
$Nu_{R \leftrightarrow S}$	Nusselt-Zahl des Wärmeübergangs zwischen Rotor und Stator
Nu_{DE}	Nusselt-Zahl des Wärmeübergangs der Taylor-Strömung
$Nu_{W \leftrightarrow E}$	Nusselt-Zahl des Wärmeübergangs zwischen Welle und Endraum
$Nu_{WK \leftrightarrow E}$	Nusselt-Zahl des Wärmeübergangs zwischen Wickelkopf und Endraum
Nu	Nusselt-Zahl
N	Anzahl Statornuten
Oh	Ohnesorge-Zahl
P_{Cu}	Stromwärmeverluste
P_{LS}	Luftspaltverluste
P_{Lager}	Lagerverluste
Pr	Prandtl-Zahl
$P_{V, \text{Öl}}$	Verlustleistung bei zusätzlicher Öl-Sprühkühlung
$P_{V, \text{Wasser}}$	Verlustleistung bei einer Wassermantelkühlung
P_V	Verlustleistung
\dot{Q}_{heiz}	Wärmestrom der Heizpatrone
\dot{Q}_{konv}	Wärmestrom durch Konvektion
\dot{Q}_P	Wärmestrom der Peripherie
\dot{Q}_S	Wärmestrom zur benetzten Oberfläche

\dot{Q}_V	Verlustwärmestrom
\dot{Q}_{WK}	Wärmestrom des Wickelkopfs
\dot{Q}	Wärmestrom
Ra	Rayleigh-Zahl
Re_{De}	Reynolds-Zahl der Dean-Strömung
$Re_{G\leftrightarrow S}$	Reynolds-Zahl der Strömung im Kühlmantel
$Re_{L\leftrightarrow E}$	Reynolds-Zahl der Strömung zwischen Lagerschild und Endraum
Re_{LS}	Reynolds-Zahl im Luftspalt
$Re_{\dot{O}l\leftrightarrow W}$	Reynolds-Zahl der Rotorkühlung
$Re_{R\leftrightarrow E}$	Reynolds-Zahl der Strömung zwischen Rotor und Endraum
$Re_{W\leftrightarrow E}$	Reynolds-Zahl der Strömung zwischen Welle und Endraum
$R_{el,0}$	elektrischer Widerstand bei Referenztemperatur ϑ_0
R_{el}	elektrischer Widerstand
Re	Reynolds-Zahl
R_{K0}	thermischer Widerstand der Kugel mit der Kontaktfläche als Querschnittsfläche
R_S	Statorwiderstand einer Phase
$R_{th,i,o}$	thermischer Widerstand an dem Innen- beziehungsweise Außenring
$R_{th,Konv}$	thermischer Konvektionswiderstand
$R_{th,Kontakt}$	thermischer Kontaktwiderstand
$R_{th,K}$	thermischer Kugelwiderstand
$R_{th,L}$	thermischer Lagerwiderstand
$R_{th,neg}$	negativer thermischer Vorwiderstand
$R_{th,rot}$	rotatorischer thermischer Kugelwiderstand
$R_{th,stat}$	stationärer thermischer Kugelwiderstand
$R_{th,Welle}$	thermischer widerstand der Welle
R_{th}	thermischer Widerstand
Ta_c	kritische Taylor-Zahl
Ta_m	modifizierte Taylor-Zahl
Ta	Taylor-Zahl
\dot{V}_B	Volumenstrom pro Bohrung
$\dot{V}_{\dot{O}l}$	Ölvolumenstrom
\dot{V}_S	Systemvolumenstrom
\dot{V}_{Wasser}	Wasservolumenstrom

\dot{V}	Volumenstrom
a_i	kleine Halbachse der Kontaktfläche am Innenring
a_{KK}	kurze Kantenlänge des Kühlkanals
a_o	kleine Halbachse der Kontaktfläche am Außenring
a	Anzahl paralleler Gruppen
b_i	große Halbachse der Kontaktfläche am Innenring
b_{KK}	lange Kantenlänge des Kühlkanals
b_{MEL}	Breite des Messelements
b_o	große Halbachse der Kontaktfläche am Außenring
b_{PM}	Breite des Permanentmagneten
$c_{p,F}$	spezifische Wärmekapazität des Fluids
c_p	spezifische Wärmekapazität
d_{Fe}	Blechdicke
$d_{Welle,in}$	Innendurchmesser der Welle
$d_{Bohrung}$	Durchmesser der radialen Bohrungen
d_h	hydraulischer Durchmesser
d_K	Kugeldurchmesser
d_{LR}	Abstand zwischen Lagerschild und Rotor
d_L	Durchmesser der Laufbahn
d_m	mittlerer Durchmesser eines Lagers
$d_{Stator,in}$	Statorinnendurchmesser
d_S	Spaltmaß zwischen den Ringen eines Lagers
d_{Welle}	Wellendurchmesser am Fluidaustritt
$d_{WK,in}$	Innendurchmesser des Wickelkopfs
$d_{WK,out}$	Außendurchmesser des Wickelkopfs
d	Dicke
e	Exzentrizität der Halbachsen
f	Frequenz
g	Erdbeschleunigung
h_{De}	Wärmeübergangskoeffizient der Dean-Strömung
$h_{G\leftrightarrow S}$	Wärmeübergangskoeffizient im Kühlmantel
$h_{L\leftrightarrow E}$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Lagerschild und Endraum
h_{MEL}	Wärmeübergangskoeffizient am Messelement
$h_{\text{Öl}\leftrightarrow W}$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Öl und Welle
$h_{R\leftrightarrow E}$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Rotor und Endraum
$h_{R\leftrightarrow S}$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Rotor und Stator

$h_{S \leftrightarrow E}$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Statorblech und Endraum
h_{Ta}	Wärmeübergangskoeffizient der Taylor-Strömung
$h_{U \leftrightarrow G}$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Umgebung und Gehäuse
$h_{W \leftrightarrow E}$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Welle und Endraum
$h_{WK \leftrightarrow E}$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wickelkopf und Endraum
h_{WK}	Wärmeübergangskoeffizient am Wickelkopf
h	Wärmeübergangskoeffizient
i_{amp}	Amplitude des Phasenstroms
i_d	Momentanwert des Stroms in d-Richtung
i_q	Momentanwert des Stroms in q-Richtung
k_1	Rauigkeitskoeffizient
k_I	Stromverdrängungsfaktor
k_S	Skalierungsfaktor
k_{exz}	Vorfaktor der Exzessverluste
k_{hyst}	Vorfaktor der Hystereseverluste
l_{KK}	Kühlkanallänge
l_{rot}	Rotorlänge
l_{WK}	Länge des Wickelkopfs
l	Länge
$\dot{m}_{\text{Öl}}$	Massenstrom des Öls
m	Masse
n	Drehzahl
p_{exz}	Verlustleistungsdichte der Exzessverluste
p_{hyst}	Verlustleistungsdichte der Hystereseverluste
p_{wb}	Verlustleistungsdichte der Wirbelstromverluste
p	Polpaarzahl
\dot{q}	Wärmestromdichte
r_{i0}	Außenradius der inneren Laufbahn
r_{LS}	mittlerer Luftspalradius
$r_{max,PM}$	maximaler Radius der Permanentmagnete
$r_{min,PM}$	minimaler Radius der Permanentmagnete
$r_{m,PM}$	mittlerer Radius der Permanentmagnete
r_m	mittlerer Lagerradius
r_{rot}	Rotorradius
r_{Welle}	Radius der Welle am Fluidaustritt
s_{12}	Abstand zwischen Messebene 1 und 2
s_{2S}	Abstand zwischen Messebene 2 und benetzter Oberfläche

t_{Strahl}	Benetzungsdauer
u_d	Momentanwert der Spannung in d-Richtung
u_{max}	Maximalspannung
u_q	Momentanwert der Spannung in q-Richtung
v_F	Fluidgeschwindigkeit
v_{Luft}	Luftgeschwindigkeit
v_{rot}	Umfangsgeschwindigkeit des Rotors
v	Strömungsgeschwindigkeit

Indizes

F	Fluid
WK	Wickelkopf
ax	axial
exp	experimentell bestimmt
mess	Messung
mod	Modell
rad	radial
sim	Simulation

Abbildungsverzeichnis

1.1	Abgewandelte Darstellung des Kühlkonzepts der Hohldrähte nach [17].	3
1.2	Anordnung axialer Kühlkanäle in der Nut, abgeändert von [19] und [20].	4
1.3	Beispielhafte elektrische Maschine mit den drei in der Literatur bekannten Arten der Öl-Sprühkühlung: ① radiale, ② axiale und ③ wellenseitige Benetzung.	6
1.4	Struktureller Aufbau der vorliegenden Arbeit. Auf der in den Klammern der Teilkomponenten angegebenen Seite befindet sich die für jede Komponente spezifisch durchgeführte Literaturrecherche.	13
2.1	Magnetisierungskurve in Abhängigkeit der Magnettemperatur für einen beispielhaften Permanentmagneten vom Typ <i>N30UH</i> des Herstellers <i>Arnold Magnetics</i> [D1] mit $B_{rem} = B(H = 0)$ und $H_{cB} = H(B = 0)$	19
2.2	Schematische Darstellung des Messkonzepts eines Thermoelements.	28
3.1	Realer Temperaturverlauf und 1D-Ersatzschaltbild eines Körpers mit konzentrierter Leistungseinspeisung (links) und T-Ersatzschaltbild zur Modellierung verteilter Leistungseinspeisung (rechts).	30
3.2	Mikroskopische Darstellung der Kontaktfläche zwischen Statorblechpaket (rot) und Kühlgehäuse (blau).	35

3.3	Geometrievereinfachung eines Rotors mit vergrabenen Magneten ausgehend vom Originalmodell (links) über die vereinfachte Geometrie (Mitte) bis hin zum auf den Stator angepassten Teilmodell (rechts).	36
3.4	Blockschaltbild des thermischen Netzwerks für die untersuchte elektrische Maschine mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung. Die durchgezogenen Linien stellen eine konduktive Wärmeübertragung durch einen physikalischen Kontakt zwischen den Komponenten dar, die roten Pfeile bilden den konvektiven Wärmeübergang.	37
4.1	Untersuchtes Rillenkugellager vom Typ <i>61807-2Z C3</i> von <i>SKF</i> [67].	43
4.2	Thermisches Ersatzschaltbild des untersuchten Rillenkugellagers.	45
4.3	Belastungsaufteilung auf die einzelnen Kugel bei reiner Radialbelastung. Die Kugeln in der oberen Halbebene sind nicht belastet.	47
4.4	Thermische Kontaktwiderstände aufgeteilt auf die einzelnen Kugeln (a) und zusammengefasster thermischer Kontaktwiderstand für Innen- beziehungsweise Außenring (b).	48
4.5	Schematische Darstellung der Lagergeometrien.	49
4.6	Thermischer Widerstand $R_{th,K}$ aller Kugeln kombiniert in Abhängigkeit der Kugeldrehzahl n_K vom Stillstand bis zu einer Kugeldrehzahl von 50 000 1/min für einen Kugeldurchmesser d_K von 3,5 mm.	53
4.7	Rotierender Anteil des thermischen Widerstands $R_{th,rot}$ einer Kugel normiert zum statischen Anteil $R_{th,stat}$ in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit v_K der Kugeln für variierende Kugeldurchmesser d_K	54
4.8	Versuchsaufbau zur thermischen Vermessung der Kugellager in einer Draufsicht des gesamten Prüfstands mit Messequipment und Antriebsmaschine (a) sowie Detailansicht der Welle (b).	55
4.9	Thermisches Ersatzschaltbild des Prüfstands zur Vermessung eines Rillenkugellagers.	56
4.10	Thermischer Widerstand des Lagers $R_{th,L}$ in Abhängigkeit der Drehzahl n bei einer Radialkraft F_r von 90 N und einer eingespeisten Leistung \dot{Q}_{heiz} von 50 W.	58
4.11	Thermischer Widerstand des Lagers $R_{th,L}$ in Abhängigkeit der Durchschnittstemperatur ϑ von Innen- und Außenring bei einer Drehzahl n von 1000 1/min und einer Radialkraft F_r von 10 N.	59

4.12	Thermischer Widerstand des Lagers $R_{th,L}$ in Abhängigkeit der Radialkraft F_r bei einer Drehzahl n von 1000 1/min und einer eingespeisten Leistung \dot{Q}_{heiz} von 20 W beziehungsweise 50 W.	60
5.1	Querschnitt einer Symmetrieeinheit eines beispielhaften Stators (links) und vereinfachte Darstellung der Nut durch das <i>Schichtmodell</i> (rechts).	65
5.2	Exemplarische Darstellung der einzelnen Lagen sowie die Verschaltung der jeweiligen Schichten innerhalb der Nut.	66
5.3	Zweidimensionales thermisches Ersatzschaltbild mit verteilter Leistungseinspeisung und thermischer Masse im Massenschwerpunkt zur Modellierung der Lagen in der Nut und dem Elektroblech.	67
5.4	Zweidimensionales thermisches Ersatzschaltbild einer vollständigen Schicht.	68
5.5	Axiale Verschaltung der Schichtmodelle zur Erweiterung des Modells für einen dreidimensionalen Wärmefluss.	69
5.6	CAD-Modell einer Vierterspule zur exemplarischen Veranschaulichung der Modellierung mit zwei Segmenten im halben Aktivteil und zwei Segmenten im halben Wickelkopf.	70
5.7	Exemplarische Darstellung zur Verschaltung der Schichten im Wickelkopf bei einer direkten Wickelkopfkühlung. In blau sind die konvektiven Wärmeübergänge zum Kühlmedium dargestellt.	72
5.8	Schliffbild der analysierten Nut der Prüflingsmaschine nach Abschnitt 7.2	73
5.9	Maximale ϑ_{max} , mittlere ϑ_m und minimale ϑ_{min} Wicklungstemperaturen gemessen an der Prüflingsmaschine (\dots) und berechnet nach dem vorgestellten Modell ($-$) für den Anwendungsfall von zwei verschiedenen Lastprofilen in der Statorwicklung.	76
6.1	Messelement aus einer Aluminiumlegierung ① eingebettet in einen Probenkörper aus Silikon ② zur Vermessung von lokalen Wärmeübergangskoeffizienten, abgeändert aus [E10].	82
6.2	Modellfluidkonzept zur Abbildung der Prandtl-Zahl Pr und Ohnesorge-Zahl Oh eines kommerziellen Getriebeöls mithilfe eines wässrigen Glyzeringemischs unterschiedlicher Temperaturen und Zusammensetzungen.	85
6.3	Aufbau der Versuchsanlage zur Vermessung lokaler Wärmeübergangskoeffizienten elektrischer Maschinen mit Sprühkühlung.	87

6.4	Wärmeübergangskoeffizient h_{MEL} für einen Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von 0,6 l/min bei Messwinkeln von $\phi = [90^\circ \ 180^\circ \ 270^\circ \ 360^\circ]$ und einer variierenden Drehzahl n von -10 000 1/min bis zu 10 000 1/min.	90
6.5	Wärmeübergangskoeffizient h_{MEL} für eine Fluidtemperatur ϑ_F von 54 °C, einer Drehzahl n von 1000 1/min und variierenden Messwinkeln ϕ	92
6.6	Wärmeübergangskoeffizient h_{MEL} aufgetragen über den Umfang der Maschine für eine Fluidtemperatur ϑ_F von 54 °C und einer Drehzahl n von 1000 1/min. In rot dargestellt ist der über den Umfang gemittelte Wärmeübergangskoeffizient.	93
6.7	Modellentwicklung aus allen durchgeführten Messungen des lokalen konvektiven Wärmeübergangs mit unterschiedlichen Betriebszuständen und einem Konfidenzintervall von $\pm 25\%$. Die unterschiedlichen Farben entsprechen den unterschiedlichen Messelementen.	96
6.8	Enthalpiebilanzraum zur Messung mittlerer Wärmeübergangskoeffizienten. In schwarz dargestellt sind die Enthalpieströme des Öls am Ein- und Austritt der Maschine, in grün die Wärmeströme zwischen Peripherie und Öl sowie in blau die Wärmeströme der Wicklung in das Öl.	98
6.9	Physikalischer Aufbau der elektrischen Maschine zur Vermessung mittlerer Wärmeübergangskoeffizienten mit der Statorwicklung und eingeklebten Typ K Thermoelementen in (a) und Rotorwelle mit Einlass der Öl-Sprühkühlung sowie radialen Bohrungen als Auslass in (b).	102
6.10	Positionen der verklebten Typ K Thermoelemente auf der Innenseite (gelb), Stirnseite (blau) und Außenseite (grün) in einem Teilsegment von 120° des Wickelkopfs.	103
6.11	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient h_{WK} für eine Drehzahl n von 1000 1/min, eine variierende mittlere Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{\text{Öl}}$ von 60 °C bis 90 °C sowie variierendem Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von 0,3 l/min bis 0,7 l/min.	104
6.12	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient h_{WK} für einen Drehzahlbereich bis 10 000 1/min, eine mittlere Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{\text{Öl}}$ von 75 °C sowie variierendem Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von 0,3 l/min bis 0,7 l/min.	105

6.13	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient h_{WK} für einen Drehzahlbereich bis 10 000 1/min, einem Volumenstrom pro Bohrung \dot{V}_B von 0,3 l/min und einer variierenden mittleren Öltemperatur $\bar{\vartheta}_{Öl}$ von 60 °C bis 90 °C.	106
6.14	Experimentell bestimmte Nusselt-Zahl über modellierter Nusselt-Zahl für den mittleren konvektiven Wärmeübergang für alle durchgeführten Messungen mit unterschiedlichen Betriebszuständen sowie dem entwickelten Modell mit einem Konfidenzintervall von ± 40 %.	108
7.1	Blockschaltbild des Leistungsteils und Kopplung der beiden elektrischen Maschinen am Prüfstand.	112
7.2	Physikalischer Gesamtaufbau des Prüfstands, bestehend aus dem Frequenzumrichter (a) und dem Maschinensatz (b).	113
7.3	Physikalischer Aufbau der Prüflingsmaschine mit der Statorwicklung und eingeklebten Typ K Thermoelementen in (a) und Rotorwelle mit Einlass der Öl-Sprühkühlung sowie radialen Bohrungen als Auslass in (b).	115
7.4	Fluidkreislauf der Prüflingsmaschine. Rot stellt dabei den Ölkreislauf dar und blau den Wasserkreislauf.	116
7.5	Schliffbilder der verwendeten Maschine zur grafischen Darstellung der Positionierung der Thermoelemente auf der B-Seite für den Wickelkopf in (a) und den Aktivteil in (b). Grün dargestellt sind die Thermoelemente auf der Wicklung und in blau die auf dem Blechpaket.	119
7.6	Signalflussplan der verwendeten Signalverarbeitung und Messtechnik, bestehend aus dem SoC-System und den Erweiterungskarten.	121
8.1	Gemessenes (x) und simuliertes Dauermoment (...) der Prüflingsmaschine mit Wassermantelkühlung über den Drehzahlbereich für einen Volumenstrom \dot{V}_{Wasser} von 6 l/min, einer Einlasstemperatur des Kühlmediums ϑ_{Wasser} von 60 °C und variierender maximaler Wicklungstemperatur ϑ_{max}	126
8.2	Gemessenes (x) und simuliertes Dauermoment (...) der Prüflingsmaschine mit Wassermantelkühlung über den Drehzahlbereich für einen Volumenstrom \dot{V}_{Wasser} von 6 l/min, einer maximalen Wicklungstemperatur ϑ_{max} von 120 °C und einer variierenden Einlasstemperatur des Kühlmediums ϑ_{Wasser}	127

8.3	Gemessenes (x) und simuliertes Dauermoment (\dots) der Prüflingsmaschine mit Wassermantelkühlung über den Drehzahlbereich für eine Einlasstemperatur des Kühlmediums von $\vartheta_{\text{Wasser}} 60^\circ\text{C}$, einer maximalen Wicklungstemperatur ϑ_{max} von 120°C und einen variierenden Volumenstrom \dot{V}_{Wasser}	128
8.4	Gemessenes (x) und simuliertes Dauermoment (\dots) der Prüflingsmaschine mit Öl-Sprühkühlung über den Drehzahlbereich für einen Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ von 3 l/min und einer variierenden Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$	131
8.5	Messtechnisch ermittelter (x) und aus dem Modell nach Abschnitt 6.3 berechneter (\dots) Wärmeübergangskoeffizient der Prüflingsmaschine mit Öl-Sprühkühlung über den Drehzahlbereich für einen Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ von 3 l/min und einer variierenden Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$	132
8.6	Gemessenes (x) und simuliertes Dauermoment (\dots) der Prüflingsmaschine mit Öl-Sprühkühlung über den Drehzahlbereich für eine Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ von 80°C und einen variierenden Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$	134
8.7	Messtechnisch ermittelter (x) und aus dem Modell nach Abschnitt 6.3 berechneter (\dots) Wärmeübergangskoeffizient der Prüflingsmaschine mit Öl-Sprühkühlung über den Drehzahlbereich für eine Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ von 80°C und einen variierenden Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$	135
A.1	Dreidimensionaler Würfel mit der Kantenlänge $2d$ zur Herleitung des negativen Vorwiderstands des T-Ersatzschaltbilds.	142
A.2	Schnitt der Prüflingsmaschine <i>KSPM80</i> [D7].	150
A.3	Schnitt <i>SKS1136</i> der generischen Elektromaschine [D7].	151

Tabellenverzeichnis

1.1	Stand der Technik zur Öl-Sprühkühlung, eingeteilt in die unterschiedlichen Benetzungsvarianten des Kühlkonzepts.	10
2.1	Temperaturabhängigkeit der Materialdaten von Permanentmagneten	19
2.2	Thermische Klassifikation von Isolationswerkstoffen	25
4.1	Geometrieparameter und Materialeigenschaften des untersuchten Lagers	44
7.1	Materialeigenschaften der Festkörper der Prüflingsmaschine . .	117
7.2	Materialeigenschaften der verwendeten Kühlmedien der Prüflingsmaschine	118

Literaturverzeichnis

Eigene Publikationen

- [E1] F. Hoffmann, D. Silys und M. Doppelbauer, „Transient Thermal Model for Ball Bearings in Electrical Machines“, in *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2020.
- [E2] F. Hoffmann und M. Doppelbauer, „Determination of Speed-Dependent Thermal Resistance of Ball Bearings“, in *Elektromechanische Antriebssysteme 2023; 9. Fachtagung (VDE OVE)*, 2023, S. 243–249.
- [E3] F. Hoffmann und M. Doppelbauer, „Extended Layer Approach for Thermal Modeling of a Tooth-Coil Winding in Electrical Machines“, in *The 10th International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2020)*, 2020.
- [E4] F. Hoffmann, B. Jux und M. Doppelbauer, „Thermal Modeling of the Stator Slot in Electrical Machines Using an Extended Layer Approach“, *IECON 2019 - 45th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 2019.
- [E5] M. Halwas, F. Hoffmann, P. Bader, T. Heyde, M. Doppelbauer und J. Fleischer, „Influence of Wire Layer Structures on the Thermal Behavior in Electrical Machine Slots“, in *2021 11th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 2021.
- [E6] F. Hoffmann, M. Halwas, J. Fleischer und M. Doppelbauer, „Thermal Analysis of Novel Winding Structures for the Usage in Electrical Machines“, in *2022 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2022.

- [E7] F. Hoffmann, S. Foitzik und M. Doppelbauer, „Thermal 3D Modeling and Analysis of PMSMs with Inter-Turn Faults“, in *2021 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, 2021.
- [E8] F. Hoffmann, J. Bender, M. Parche, T. Wetzel und M. Doppelbauer, „Local Heat Transfer Coefficient Measurements on Shaft Spray Cooled End Windings“, *2023 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, 2023.
- [E9] F. Hoffmann, J. Bender, M. Parche, M. Brodatzki, B. Dietrich, T. Wetzel und M. Doppelbauer, „Local Heat Transfer Coefficient Measurements on Shaft Spray Cooled End Windings“, *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2024.
- [E10] K. Dubil, J. Bender, F. Hoffmann, B. Dietrich, M. Doppelbauer und T. Wetzel, „Correlation of single-phase convective heat transfer on spray cooled plain surfaces with high Prandtl number liquids“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 208, 2023.
- [E11] J. Bender, K. Dubil, F. Hoffmann, B. Dietrich, M. Doppelbauer und T. Wetzel, „Spray cooling of plain surfaces with a highly viscous model fluid“, *17 th UK Heat Transfer Conference (UKHTC)*, 2022.
- [E12] F. Hoffmann, K. Dubil, J. Bender, T. Wetzel und M. Doppelbauer, „Operational Design Analysis of a Shaft Oil Spray Cooling in Electrical Machines“, in *Energy Efficiency in Motor Driven Systems (EEMODS)*, 2022.
- [E13] F. Hoffmann, M. Veigel und M. Doppelbauer, „Sensor-less Control of a PMSM for Safety Critical Applications Using Hysteresis Current Control in Case of an Encoder Failure“, in *2018 IEEE International Conference on Power Electronics, Drives and Energy Systems (PEDES)*, 2018.
- [E14] P. Puentener, F. Hoffmann, D. Menzi, D. Steinert und J. W. Kolar, „Homopolar bearingless slice motor in temple design“, in *2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, 2017.
- [E15] S. Scheuermann, M. Doppelbauer, B. Hagemann, A. Jarosz und F. Hoffmann, „Investigation of winding schemes by slot-based high-frequency modelling of a hairpin winding stator“, in *11th International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2022)*, 2022.

- [E16] C. Digel, F. Hoffmann und M. Doppelbauer, „Drive Cycle Temperature Prediction for PSM using Recurrent Neuronal Networks“, *2023 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, 2023.

Betreute Studentische Arbeiten

- [S1] B. Molins, *Parametrization of Thermal Circuit Diagrams for Electrical Machines*, Bachelorthesis, Karlsruhe Institute of Technology (KIT), 2019.
- [S2] M. Bremer, *Analytische Erstausslegung von permanenterregten Synchronmaschinen*, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2019.
- [S3] R. Lankau, *Methodik zur effizienten Bestimmung thermischer ESB-Daten*, Masterarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2019.
- [S4] N. Tertulliani, *Design of a Power Flow Model for a Fuel Cell Operated Power Train*, Masterthesis, Karlsruhe Institute of Technology (KIT), 2019.
- [S5] M. Grüner, *Thermische Modellierung des Wickelkopfes*, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2019.
- [S6] D. Silys, *Thermische Modellierung eines Kugellagers*, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2019.
- [S7] J. Heinzlmann, *Entwicklung eines Interpolationsverfahren für Verluste und Wirkungsgrade im Drehzahl-/Drehmomentkennfeld von elektrischen Maschinen*, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2019.
- [S8] J. Reiter, *Aufbau eines analytischen Simulationsmodells zur elektromagnetisch-thermischen Beschreibung von Windungskurzschlüssen in permanenterregten Synchronmaschinen*, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2020.
- [S9] R. Pfeffer, *Auswirkung der zeitlichen Veränderung eines Windungsschlusses auf die fehlertolerante Regelung einer Synchronmaschine*, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2021.
- [S10] H. Hirsch, *Temperaturabhängige Auslegung elektrischer Maschinen auf Basis analytischer thermischer Modelle*, Masterarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2021.
- [S11] V. Dajaku, *Qualitativer Vergleich von verschiedenen Rotorkühlkonzepten*, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2021.
- [S12] D. Silys, *Temperaturabhängige Regelung permanenterregter Synchronmaschinen zur Steigerung des Wirkungsgrades*, Masterarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2022.

- [S13] F. Scherhag, *Temperaturabhängige Auslegung elektrischer Maschinen mit der Methode der eingefrorenen Permeabilitäten*, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2022.
- [S14] F. Dudenhöffer, *Thermische Analyse einer permanenterregten Synchronmaschine mit Öl-Sprühnebelkühlung*, Masterarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2022.

Fremdliteratur

- [1] Amtsblatt der Europäischen Union, *Verordnung (EU) 2023/851 des europäischen Parlaments und des Rates vom 19. April 2023 zur Änderung der Verordnung (EU) 2019/631 im Hinblick auf eine Verschärfung der CO₂-Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen und für neue leichte Nutzfahrzeuge im Einklang mit den ehrgeizigeren Klimazielen der Union*, 2023.
- [2] *Anzahl der Neuzulassungen von Elektroautos in Deutschland von 2003 bis April 2023*, Statista GmbH, <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/244000/umfrage/neuzulassungen-von-elektroautos-in-deutschland/>, Abruf: 27.05.2023.
- [3] *Lilium GmbH*, <https://www.lilium.com/>, Abruf: 12.06.2023.
- [4] *Volocopter GmbH*, <https://www.volocopter.com/>, Abruf: 12.06.2023.
- [5] A. Binder, *Elektrische Maschinen und Antriebe*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [6] M. Schiefer, „Indirekte Wicklungskühlung hochausgenutzter permanenterregter Synchronmaschinen mit Zahnspulenwicklung“, Diss., Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2017.
- [7] S. Nategh, A. Boglietti, Y. Liu, D. Barber, R. Brammer, D. Lindberg und O. Aglen, „A Review on Different Aspects of Traction Motor Design for Railway Applications“, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 56, Nr. 3, S. 2148–2157, 2020.
- [8] F. Zhang, D. Gerada, Z. Xu, X. Zhang, C. Tighe, H. Zhang und C. Gerada, „Back-Iron Extension Thermal Benefits for Electrical Machines With Concentrated Windings“, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 67, Nr. 3, S. 1728–1738, 2020.
- [9] P. S. Ghahfarokhi, A. Kallaste, T. Vaimann und A. Belachen, „Thermal Analysis of Totally Enclosed Fan Cooled Synchronous Reluctance Motor-state of art“, in *IECON 2019 - 45th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 2019.
- [10] M. Popescu, D. A. Staton, A. Boglietti, A. Cavagnino, D. Hawkins und J. Goss, „Modern Heat Extraction Systems for Power Traction Machines—A Review“, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 52, Nr. 3, S. 2167–2175, 2016.

-
- [11] J. Doerr, T. Attensperger, L. Wittmann und T. Enzinger, „The New Electric Axle Drives from Audi“, *ATZelektronik worldwide*, Jg. 13, Nr. 3, S. 16–23, 2018.
- [12] J. Doerr, G. Fröhlich, A. Stroh und M. Baur, „The Electric Drivetrain with Three-motor Layout of the Audi E-tron S“, *MTZ worldwide*, Jg. 81, Nr. 7, S. 16–25, 2020.
- [13] P. Lindh, I. Petrov, A. Jaatinen-Varri, A. Gronman, M. Martinez-Iturralde, M. Satrustegui und J. Pyrhonen, „Direct Liquid Cooling Method Verified With an Axial-Flux Permanent-Magnet Traction Machine Prototype“, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 64, Nr. 8, S. 6086–6095, 2017.
- [14] P. Lindh, I. Petrov, J. Pyrhonen, E. Scherman, M. Niemela und P. Immonen, „Direct Liquid Cooling Method Verified With a Permanent-Magnet Traction Motor in a Bus“, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 55, Nr. 4, S. 4183–4191, 2019.
- [15] P. Lindh, I. Petrov, P. Immonen, J. Pyrhonen, M. Niemela, J. Anttila, M. Paakkinen und E. Scherman, „Performance of a Direct-Liquid-Cooled Motor in an Electric Bus Under Different Load Cycles“, *IEEE Access*, Jg. 7, S. 86 897–86 905, 2019.
- [16] I. Petrov, P. Lindh, M. Niemela, E. Scherman, O. Wallmark und J. Pyrhonen, „Investigation of a Direct Liquid Cooling System in a Permanent Magnet Synchronous Machine“, *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Jg. 35, Nr. 2, S. 808–817, 2020.
- [17] E. Nitsche und M. Naderer, „Internally Cooled Hollow Wires Doubling the Power Density of Electric Motors“, *ATZelektronik worldwide*, Jg. 12, Nr. 3, S. 42–47, 2017.
- [18] S. Koushan, X. Feng, S. Narumanchi, E. Cousineau, B. Kekelia und A. M. El-Refaie, „Aviation Mission Profile Performance Evaluation in a High Specific Power Surface Permanent Magnet Machine with Additively Manufactured Coils and Integrated Heat Pipes“, *IEEE International Electric Machines and Drives Conference*, 2023.
- [19] A. Tuysuz, F. Meyer, M. Steichen, C. Zwysig und J. W. Kolar, „Advanced Cooling Methods for High-Speed Electrical Machines“, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 53, Nr. 3, S. 2077–2087, 2017.

- [20] M. Schiefer und M. Doppelbauer, „Indirect slot cooling for high-power-density machines with concentrated winding“, in *2015 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, 2015.
- [21] A. Langheck, S. Reuter, O. Saburow, R. Maertens, F. Wittemann, L. F. Berg und M. Doppelbauer, „Evaluation of an Integral Injection Molded Housing for High Power Density Synchronous Machines with Concentrated Single-Tooth Winding“, in *2018 8th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, 2018.
- [22] A. Acquaviva, S. Skoog, E. Grunditz und T. Thiringer, „Electromagnetic and Calorimetric Validation of a Direct Oil Cooled Tooth Coil Winding PM Machine for Traction Application“, *Energies*, Jg. 13, Nr. 13, S. 3339, 2020.
- [23] T. N. Lamichhane, L. Sethuraman, A. Dalagan, H. Wang, J. Keller und M. P. Paranthaman, „Additive manufacturing of soft magnets for electrical machines—a review“, *Materials Today Physics*, Jg. 15, 2020.
- [24] P. S. Ghahfarokhi, A. Podgornovs, A. Kallaste, A. J. M. Cardoso, A. Belahcen, T. Vaimann, H. Tiismus und B. Asad, „Opportunities and Challenges of Utilizing Additive Manufacturing Approaches in Thermal Management of Electrical Machines“, *IEEE Access*, Jg. 9, S. 36 368–36 381, 2021.
- [25] V. Madonna, P. Giangrande, A. Walker und M. Galea, „On the Effects of Advanced End-Winding Cooling on the Design and Performance of Electrical Machines“, in *2018 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2018.
- [26] V. Madonna, A. Walker, P. Giangrande, G. Serra, C. Gerada und M. Galea, „Improved Thermal Management and Analysis for Stator End-Windings of Electrical Machines“, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 66, Nr. 7, S. 5057–5069, 2019.
- [27] Z. Xu, A. L. Rocca, P. Arumugam, S. J. Pickering, C. Gerada, S. Bozhko, D. Gerada und H. Zhang, „A semi-flooded cooling for a high speed machine: Concept, design and practice of an oil sleeve“, in *IECON 2017 - 43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 2017.
- [28] Z. Li, D. Fu, J. Guo, G. Gu und B. Xiong, „Study on spraying evaporative cooling technology for the large electrical machine“, in *2009 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, 2009.

-
- [29] Z. Li, J. Guo, D. Fu, G. Gu und B. Xiong, „Research on heat transfer of spraying evaporative cooling technique for large electrical machine“, in *2009 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, 2009.
- [30] L. Zhenguang, R. Lin und T. Longyao, „Heat transfer characteristics of spray evaporative cooling system for large electrical machines“, in *2015 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, 2015.
- [31] L. Zhenguang und R. Lin, „Optimization design of the spray evaporative-cooling large electrical machine“, in *2016 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, 2016.
- [32] A. Sarmadian, „Thermal Management of Heat-Generating Automotive Powertrain Hardware using Spray Evaporative Cooling“, Diss., University of Sussex, 2021.
- [33] T. Davin, J. Pellé, S. Harmand und R. Yu, „Experimental study of oil cooling systems for electric motors“, *Applied Thermal Engineering*, Jg. 75, S. 1–13, 2015.
- [34] D. C. Ludois und I. Brown, „Brushless and Permanent Magnet Free Wound Field Synchronous Motors for EV Traction“, University of Wisconsin - Madison, Techn. Ber., 2017.
- [35] Y. C. Chong, J. Goss, M. Popescu, D. Staton, C. Liu, D. Gerada, Z. Xu und C. Gerada, „Experimental Characterisation of Radial Oil Spray Cooling on a Stator with Hairpin Windings“, in *The 10th International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2020)*, 2020.
- [36] C. Liu, D. Gerada, Z. Xu, Y. C. Chong, M. Michon, J. Goss, J. Li, C. Gerada und H. Zhang, „Estimation of Oil Spray Cooling Heat Transfer Coefficients on Hairpin Windings With Reduced-Parameter Models“, *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Jg. 7, Nr. 2, S. 793–803, 2021.
- [37] C. Liu, Y. C. Chong, M. Michon, J. Goss, D. Gerada, Z. Xu, C. Gerada und H. Zhang, „Model Calibration of Oil Jet and Oil Spray Cooling in Electrical Machines with Hairpin Windings“, in *2021 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, 2021.

- [38] C. Liu, Z. Xu, D. Gerada, J. Li, C. Gerada, Y. C. Chong, M. Popescu, J. Goss, D. Staton und H. Zhang, „Experimental Investigation on Oil Spray Cooling With Hairpin Windings“, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 67, Nr. 9, S. 7343–7353, 2020.
- [39] F. Zhang, D. Gerada, Z. Xu, C. Liu, H. Zhang, T. Zou, Y. C. Chong und C. Gerada, „A Thermal Modeling Approach and Experimental Validation for an Oil Spray-Cooled Hairpin Winding Machine“, *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Jg. 7, Nr. 4, S. 2914–2926, 2021.
- [40] D. H. Lim und S. C. Kim, „Thermal performance of oil spray cooling system for in-wheel motor in electric vehicles“, *Applied Thermal Engineering*, Jg. 63, Nr. 2, S. 577–587, 2014.
- [41] D. Lim, M.-Y. Lee, H.-S. Lee und S. Kim, „Performance Evaluation of an In-Wheel Motor Cooling System in an Electric Vehicle/Hybrid Electric Vehicle“, *Energies*, Jg. 7, Nr. 2, S. 961–971, 2014.
- [42] M. H. Park und S. C. Kim, „Thermal characteristics and effects of oil spray cooling on in-wheel motors in electric vehicles“, *Applied Thermal Engineering*, Jg. 152, S. 582–593, 2019.
- [43] A. Saleem, M. H. Park, T. Ambreen und S. C. Kim, „Optimization of oil flow distribution inside the in-wheel motor assembly of electric vehicles for improved thermal performance“, *Applied Thermal Engineering*, Jg. 201, 2022.
- [44] B. Assaad, K. Mikati, T. V. Tran und E. Negre, „Experimental Study of Oil Cooled Induction Motor for Hybrid and Electric Vehicles“, in *2018 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2018.
- [45] P.-O. Gronwald, N. Wiese, T. A. Kern und M. Henke, „Electric traction motor spray cooling – Empirical model development and experimental validation“, *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 2022.
- [46] A. M. El-Refaie, J. P. Alexander, S. Galioto, P. Reddy, K.-K. Huh, P. de Bock und X. Shen, „Advanced high power-density interior permanent magnet motor for traction applications“, in *2013 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, 2013.
- [47] S. Sano, T. Yashiro, K. Takizawa und T. Mizutani, „Development of New Motor for Compact-Class Hybrid Vehicles“, *World Electric Vehicle Journal*, Jg. 8, Nr. 2, S. 443–449, 2016.

- [48] M. Özbek, J. Trommer, K. Akiyama und Y. Yamada, „Nidec next generation electric traction motor“, *2019 VDI International Conference EDrive*, 2019.
- [49] E. Dlala, R. J. Biskup, D. Moseley, A. Bassanese, B. Maniam und J. Mayer, „Motor Cooling System Utilizing Axial Cooling Channels“, United States Patent US 10,158,263 B2, Dez. 2018.
- [50] Bloomberg Technology, *What Engineers Found When They Tore Apart Tesla's Model 3*, https://www.youtube.com/watch?v=Lj1a8rdX6DU&ab_channel=BloombergTechnology, Abruf: 27.05.2023.
- [51] K. Rahman, M. Anwar, S. Schulz, E. Kaiser, P. Turnbull, S. Gleason, B. Given und M. Grimmer, „The Voltec 4ET50 Electric Drive System“, *SAE International Journal of Engines*, Jg. 4, Nr. 1, S. 323–337, 2011.
- [52] A. La Rocca, A. Fregni, S. La Rocca und C. Gerada, „Numerical Thermal Modelling of Multiphase Spray Cooling of Hairpin Windings“, in *2020 International Conference on Electrotechnical Complexes and Systems (ICOECS)*, 2020.
- [53] A. La Rocca, T. Zou, M. Moslemin, D. Gerada, C. Gerada und A. Cairns, „Thermal Modelling of a Liquid Cooled Traction Machine with 8-layer Hairpin Windings“, in *IECON 2021 – 47th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 2021.
- [54] O. Wallscheid und J. Böcker, „Global Identification of a Low-Order Lumped-Parameter Thermal Network for Permanent Magnet Synchronous Motors“, *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Jg. 31, Nr. 1, S. 354–365, 2016.
- [55] E. Wang, P. Grabherr, P. Wieske und M. Doppelbauer, „A Low-Order Lumped Parameter Thermal Network of Electrically Excited Synchronous Motor for Critical Temperature Estimation“, in *2022 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2022.
- [56] P. Böckh und T. Wetzel, *Wärmeübertragung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2015.
- [57] „Strategien zum Wärmemanagement - Leitfaden“, *ZVEI e.V., Verband der Elektro- und Digitalindustrie, Fachverband Electrical Winding & Insulation Systems*, 2021.

- [58] T. Gemaßmer, „Effiziente und dynamische Drehmomenteinprägung in hoch ausgenutzten Synchronmaschinen mit eingebetteten Magneten“, Diss., Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2015.
- [59] P. Breining, M. Veigel, M. Doppelbauer, Y. Liu und M. Noe, „Iron loss measurement of nonoriented silicon and cobalt iron electrical steel sheets at liquid nitrogen temperature using ring specimen“, in *2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, 2017.
- [60] A. Krings, „Iron Losses in Electrical Machines - Influence of Material Properties, Manufacturing Processes, and Inverter Operation“, Diss., Royal Institute of Technology (KTH), 2014.
- [61] G. Bertotti, „General properties of power losses in soft ferromagnetic materials“, *IEEE Transactions on Magnetics*, Jg. 24, Nr. 1, S. 621–630, 1988.
- [62] N. Brachthäuser, „Elektromobilität - Neue Herausforderungen an der Werkstoff Elektroband“, *C.D. Wälzholz*, 2012.
- [63] G. Bertotti, „Physical interpretation of eddy current losses in ferromagnetic materials. I. Theoretical considerations“, *Journal of Applied Physics*, Jg. 57, Nr. 6, S. 2110–2117, 1985.
- [64] M. Reinlein, M. Regnet, T. Hubert, A. Kremser, U. Werner und J. Böning, „Influence of Villari Effect on the magnetizing current of Induction Machines by shrink fitting of rotor cores“, in *2016 International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion (SPEEDAM)*, 2016.
- [65] P. Breining und M. Doppelbauer, „Magnetic Characterization of Stator Segments Considering Mechanical Stress“, in *2022 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2022.
- [66] S. Xue, J. Feng, S. Guo, J. Peng, W. Chu und Z. Zhu, „A New Iron Loss Model for Temperature Dependencies of Hysteresis and Eddy Current Losses in Electrical Machines“, *IEEE Transactions on Magnetics*, Jg. 54, S. 1–10, 2018.
- [67] SKF, „Wälzlager“, 2014.
- [68] J. Saari, „Thermal analysis of high-speed induction machines“, Diss., Helsinki University of Technology, 1998.

- [69] A. Bonnett und G. Soukup, „Cause and analysis of stator and rotor failures in three-phase squirrel-cage induction motors“, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 28, Nr. 4, S. 921–937, 1992.
- [70] V. M. Montsinger, „Abridgment of loading transformers by temperature“, *Journal of the A.I.E.E.*, Jg. 49, Nr. 4, S. 293–297, 1930.
- [71] R. Rothe und K. Hameyer, „Life expectancy calculation for electric vehicle traction motors regarding dynamic temperature and driving cycles“, in *2011 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, 2011.
- [72] O. Krathky, H. Leopold und H. Stabinger, „Device for Density Determination“, United States Patent US3523446, Aug. 1970.
- [73] G. W. H. Höhne, W. Hemminger und H.-J. Flammersheim, *Differential Scanning Calorimetry*. Springer Berlin Heidelberg, 1996.
- [74] W. J. Parker, R. J. Jenkins, C. P. Butler und G. L. Abbott, „Flash Method of Determining Thermal Diffusivity, Heat Capacity, and Thermal Conductivity“, *Journal of Applied Physics*, Jg. 32, Nr. 9, S. 1679–1684, Sep. 1961.
- [75] D09 Committee, *Test Method for Thermal Transmission Properties of Thermally Conductive Electrical Insulation Materials*, West Conshohocken, PA.
- [76] K. Reif, *Sensoren im Kraftfahrzeug*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [77] T. A. Lipo, *Introduction to AC machine design*. Hoboken, New Jersey: Wiley IEEE Press, 2017, Bd. 63.
- [78] A. J. Kelleter, „Steigerung der Ausnutzung elektrischer Kleinmaschinen“, Diss., Technische Universität München, 2009.
- [79] T. Jokinen und J. Saari, „Modelling of the coolant flow with the heat flow controlled temperature sources in the thermal networks“, *IEE Proceedings - Electric Power Applications*, Jg. 144, Nr. 5, S. 338–342, 1997.
- [80] K. M. Becker und J. Kaye, „Measurements of Diabatic Flow in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder“, *Journal of Heat Transfer*, Jg. 84, Nr. 2, S. 97–104, 1962.
- [81] Verein Deutscher Ingenieure, *VDI-Wärmeatlas*, 11. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013.

- [82] L. Böswirth, S. Bschorer und T. Buck, *Technische Strömungslehre: Lehr- und Übungsbuch*, 9., überarbeitete Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [83] L. S. Fletcher, „Recent Developments in Contact Conductance Heat Transfer“, *Journal of Heat Transfer*, Jg. 110, Nr. 4b, S. 1059–1070, 1988.
- [84] N. Simpson, T. Duggan, P. H. Mellor und J. D. Booker, „Measurement of the thermal characteristics of a stator-housing interface“, in *2017 IEEE 11th International Symposium on Diagnostics for Electrical Machines, Power Electronics and Drives (SDEMPED)*, 2017.
- [85] D. Staton, A. Boglietti und A. Cavagnino, „Solving the More Difficult Aspects of Electric Motor Thermal Analysis in Small and Medium Size Industrial Induction Motors“, *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Jg. 20, Nr. 3, S. 620–628, 2005.
- [86] R. Wrobel und P. H. Mellor, „A General Cuboidal Element for Three-Dimensional Thermal Modelling“, *IEEE Transactions on Magnetics*, Jg. 46, Nr. 8, S. 3197–3200, 2010.
- [87] P.-O. Gronwald und T. A. Kern, „Traction Motor Cooling Systems: A Literature Review and Comparative Study“, *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Jg. 7, Nr. 4, S. 2892–2913, 2021.
- [88] J. Dormand und P. Prince, „A family of embedded Runge-Kutta formulae“, *Journal of Computational and Applied Mathematics*, Jg. 6, Nr. 1, S. 19–26, 1980.
- [89] T. Harris und M. Kotzalas, *Advanced Concepts of Bearing Technology: Rolling Bearing Analysis*. CRC Press, Okt. 2006.
- [90] M. G. Cooper, B. B. Mikic und M. M. Yovanovich, „Thermal contact conductance“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 12, Nr. 3, S. 279–300, 1969.
- [91] H. Nguyen-Schäfer, *Computational Design of Rolling Bearings*. Basel: Springer International Publishing, 2016.
- [92] K. Nakajima, „Thermal contact resistance between balls and rings of a bearing under axial, radial, and combined loads“, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Jg. 9, Nr. 1, S. 88–95, 1995.

- [93] S. W. Churchill und H. H. Chu, „Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 18, Nr. 9, S. 1049–1053, 1975.
- [94] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett und Y. I. Cho, Hrsg., *Handbook of heat transfer*, 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1998.
- [95] Y. Chen, H. Chen, J. Zhang und B. Zhang, „Viscoelastic flow in rotating curved pipes“, *Physics of Fluids*, Jg. 18, Nr. 8, 2006.
- [96] F. Kreith, L. G. Roberts, J. A. Sullivan und S. N. Sinha, „Convection heat transfer and flow phenomena of rotating spheres“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 1963, Nr. 6, S. 881–895, 1963.
- [97] A. Hiroshi, N. Hidetaka und A. Hajime, „Convective Heat Transfer in an Annulus with an Inner Rotating Cylinder“, *The Japan Society of Mechanical Engineers*, Jg. 1967, Nr. 10, S. 523–532, 1967.
- [98] D. Zheng und W. Chen, „Thermal performances on angular contact ball bearing of high-speed spindle considering structural constraints under oil-air lubrication“, *Tribology International*, Jg. 109, S. 593–601, 2017.
- [99] S. Isert, *Heat Transfer Through A Rotating Ball Bearing At Low Angular Velocities*, Master Thesis, Utah State University, 2011.
- [100] B. Bossmanns und J. F. Tu, „A thermal model for high speed motorized spindles“, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Jg. 39, S. 1345–1366, 1999.
- [101] G. Kylander, „Thermal modelling of small cage induction motors“, Diss., Chalmers University of Technology, 1995.
- [102] E. Uhlmann und J. Hu, „Thermal Modelling of a High Speed Motor Spindle“, *Procedia CIRP*, Jg. 1, S. 313–318, 2012.
- [103] G. Jang und S.-W. Jeong, „Vibration analysis of a rotating system due to the effect of ball bearing waviness“, *Journal of Sound and Vibration*, Jg. 269, Nr. 3-5, S. 709–726, 2004.
- [104] J. T. Anderson, O. A. Saunders und G. I. Taylor, „Convection from an isolated heated horizontal cylinder rotating about its axis“, *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, Jg. 217, Nr. 1131, S. 555–562, 1953.

- [105] A. Boglietti, A. Cavagnino, D. Staton, M. Shanel, M. Mueller und C. Mejuto, „Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machines“, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 56, Nr. 3, S. 871–882, 2009.
- [106] Z. Hashin und S. Shtrikman, „A Variational Approach to the Theory of the Effective Magnetic Permeability of Multiphase Materials“, *Journal of Applied Physics*, Jg. 33, Nr. 10, S. 3125–3131, 1962.
- [107] G. W. Milton, „Bounds on the transport and optical properties of a two–component composite material“, *Journal of Applied Physics*, Jg. 52, Nr. 8, S. 5294–5304, 1981.
- [108] D. J. Powell, *Modelling of high power density electrical machines for aerospace*, 2003.
- [109] L. Idoughi, X. Mininger, F. Bouillault, L. Bernard und E. Hoang, „Thermal Model With Winding Homogenization and FIT Discretization for Stator Slot“, *IEEE Transactions on Magnetics*, Jg. 47, Nr. 12, S. 4822–4826, 2011.
- [110] N. Simpson, R. Wrobel und P. H. Mellor, „Estimation of Equivalent Thermal Parameters of Impregnated Electrical Windings“, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 49, Nr. 6, S. 2505–2515, 2013.
- [111] P. H. Mellor, D. Roberts und D. R. Turner, „Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design“, *IEE Proceedings B Electric Power Applications*, Jg. 138, Nr. 5, S. 205, 1991.
- [112] S. Ayat, R. Wrobel, J. Goss und D. Drury, „Estimation of Equivalent Thermal Conductivity for Impregnated Electrical Windings Formed from Profiled Rectangular Conductors“, *8th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD)*, 2016.
- [113] S. Ayat, H. Liu, M. Kulan und R. Wrobel, „Estimation of Equivalent Thermal Conductivity for Electrical Windings with High Conductor Fill“, in *2018 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, 2018.
- [114] X. Liu, D. Gerada, Z. Xu, M. Corfield, C. Gerada und H. Yu, „Effective Thermal Conductivity Calculation and Measurement of Litz Wire Based on the Porous Metal Materials Structure“, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 67, Nr. 4, S. 2667–2677, 2020.

-
- [115] E. Ilhan, M. F. J. Kremers, T. E. Motoasca, J. J. H. Paulides und E. Lomonova, „Transient thermal analysis of flux switching PM machines“, in *2013 Eighth International Conference and Exhibition on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*, 2013.
- [116] S. Oechslen, *Thermische Modellierung elektrischer Hochleistungsantriebe*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018.
- [117] D. Kuehbacher, A. Kelleter und D. Gerling, „An improved approach for transient thermal modeling using lumped parameter networks“, in *2013 International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, 2013.
- [118] S. Nategh, O. Wallmark, M. Leksell und S. Zhao, „Thermal Analysis of a PMSRM Using Partial FEA and Lumped Parameter Modeling“, *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Jg. 27, Nr. 2, S. 477–488, 2012.
- [119] X. Cai, M. Cheng, S. Zhu und J. Zhang, „Thermal Modeling of Flux-Switching Permanent-Magnet Machines Considering Anisotropic Conductivity and Thermal Contact Resistance“, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 63, Nr. 6, S. 3355–3365, 2016.
- [120] M. Polikarpova, P. R oytt a, J. Alexandrova, S. Semken, J. Nerg und J. Pyrh onen, „Thermal design and analysis of a direct-water cooled direct drive permanent magnet synchronous generator for high-power wind turbine application“, in *2012 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2012.
- [121] M. K. Pradhan und T. S. Ramu, „Estimation of the Hottest Spot Temperature (HST) in Power Transformers Considering Thermal Inhomogeneity of the Windings“, *IEEE Transactions on Power Delivery*, Jg. 19, Nr. 4, S. 1704–1712, 2004.
- [122] A. Huber, T. Nguyen-Xuan, N. Brossardt, F. Eckstein und M. Pfitzner, „Thermische Simulation eines hochdetaillierten Thermische Simulation eines hochdetaillierten Wickelkopfmodells einer elektrischen Antriebsmaschine“, *ANSYS Conference and 32th CADFEM Users Meeting*, 2014.
- [123] B. Jux und M. Doppelbauer, „Impact of Inter-Turn Fault onto the Transient Thermal Machine Behaviour and Fault Development“, in *The 10th International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2020)*, 2020.

- [124] K. A. Estes und I. Mudawar, „Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 38, Nr. 16, S. 2985–2996, 1995.
- [125] M. Molana und S. Banooni, „Investigation of heat transfer processes involved liquid impingement jets: a review“, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, Jg. 30, Nr. 3, S. 413–435, 2013.
- [126] C. Renon, M. Fénot, M. Girault, S. Guilain und B. Assaad, „An experimental study of local heat transfer using high Prandtl number liquid jets“, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Jg. 180, 2021.
- [127] X. Liu, J. H. Lienhard und J. S. Lombara, „Convective Heat Transfer by Impingement of Circular Liquid Jets“, *Journal of Heat Transfer*, Nr. 113, S. 571–593, 1991.
- [128] J. Stevens und B. W. Webb, „Local Heat Transfer Coefficients Under an Axisymmetric Single-Phase Liquid Jet“, *Journal of Heat Transfer*, Nr. 113, S. 71–78, 1991.
- [129] X. Wang, B. Li, K. Huang, Y. Yan, I. Stone und S. Worrall, „Experimental investigation on end winding thermal management with oil spray in electric vehicles“, *Case Studies in Thermal Engineering*, Jg. 35, S. 102082, 2022.
- [130] J. Easter, C. Jarrett, C. Pespisa, Y. C. Liu, A. C. Alkidas, L. Guessous und B. P. Sangeorzan, „An Area-Average Correlation for Oil-Jet Cooling of Automotive Pistons“, *Journal of Heat Transfer*, Nr. 136, 2014.
- [131] BIPM, IEC, IFCC, ILAC, ISO, IUPAC, IUPAP und OIML, *Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement*, Joint Committee for Guides in Metrology, JCGM 100:2008.
- [132] F. Magnussen und C. Sadarangani, „Winding factors and Joule losses of permanent magnet machines with concentrated windings“, in *2003 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, 2003.
- [133] H. Schlichting und K. Gersten, *Boundary-Layer Theory*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017.
- [134] J. Hagedorn, F. Sell-Le Blanc und J. Fleischer, *Handbook of Coil Winding*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017.

- [135] R. Schwendemann, S. Decker, M. Hiller und M. Braun, „A Modular Converter- and Signal-Processing-Platform for Academic Research in the Field of Power Electronics“, in *2018 International Power Electronics Conference (IPEC-Niigata 2018 -ECCE Asia)*, 2018.
- [136] B. Schmitz-Rode, L. Stefanski, R. Schwendemann, S. Decker, S. Mersche, P. Kiehle, P. Himmelmann, A. Liske und M. Hiller, „A modular signal processing platform for grid and motor control, HIL and PHIL applications“, in *2022 International Power Electronics Conference (IPEC-Himeji 2022- ECCE Asia)*, 2022.
- [137] Y. Gai, M. Kimiabeigi, Y. C. Chong, J. D. Widmer, J. Goss, U. SanAndres, A. Steven und D. A. Staton, „On the Measurement and Modeling of the Heat Transfer Coefficient of a Hollow-Shaft Rotary Cooling System for a Traction Motor“, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 54, Nr. 6, S. 5978–5987, 2018.
- [138] A. Boglietti und A. Cavagnino, „Analysis of the Endwinding Cooling Effects in TEFC Induction Motors“, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 43, Nr. 5, S. 1214–1222, 2007.
- [139] C. Holtmann, F. Rinderknecht und H. E. Friedrich, „Thermal model of electric machines with correction of critical parameters“, in *2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, 2017.
- [140] J. Lindström, „Development of an Experimental Permanent-Magnet Motor Drive“, Diss., Chalmers University of Technology, 1999.
- [141] L. Cuiping, P. Yulong, N. Ronggang und C. Shukang, „Analysis of 3D static temperature field of water cooling induction motor in mini electric vehicle“, in *2011 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, 2011.
- [142] D. A. Howey, P. R. N. Childs und A. S. Holmes, „Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines“, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 59, Nr. 3, S. 1367–1375, 2012.
- [143] R. Boutarfa und S. Harmand, „Local convective heat transfer for laminar and turbulent flow in a rotor-stator system“, *Experiments in Fluids*, Jg. 38, Nr. 2, S. 209–221, 2005.

- [144] D. A. Staton und A. Cavagnino, „Convection Heat Transfer and Flow Calculations Suitable for Electric Machines Thermal Models“, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 55, Nr. 10, S. 3509–3516, 2008.

Datenblätter und Applikationshinweise

- [D1] *Neodymn-Eisen-Bor-Magnete*, Arnold Magnetic Technologies AG, Rochester, New York, USA, 2021.
- [D2] *Elektrische Isolierung - Thermische Bewertung und Bezeichnung (IEC 60085:2007); Deutsche Fassung EN 60085:2008*, Norm, Aug. 2008.
- [D3] *Thermoelemente - Teil 1: Thermospannungen und Grenzabweichungen (IEC 60584-1:2013); Deutsche Fassung EN 60584-1:2013*, Norm, Juli 2014.
- [D4] *Thermopaare - Teil 2: Grenzabweichungen der Thermospannungen (IEC 60584-2:1982 + A1:1989); Deutsche Fassung EN 60584-2:1993*, Norm, Okt. 1994.
- [D5] *Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren (IEC 60751:2008); Deutsche Fassung*, Norm, Mai 2009.
- [D6] *Electronics Selector Guide*, Huntsman Advanced Materials (Switzerland) GmbH, Klybeckstrasse 200, 4002 Basel, Switzerland, 2015.
- [D7] *Produktkatalog Permanenterregte Synchronmaschinen (KSPM)*, Kienle + Spiess GmbH, Bahnhofstraße 23, 74343 Sachsenheim, Deutschland, 2015.
- [D8] *Turcon®Varilip®PDR Type A*, Trelleborg Sealing Solutions Germany GmbH, Schockenriedstr. 1, 70565 Stuttgart, Germany, 2021.
- [D9] *Technische Lieferbedingungen für bestimmte Typen von Wickeldrähten - Teil 0-1: Allgemeine Anforderungen - Lackisolierte Runddrähte aus Kupferdraht (IEC 60317-0-1:2013 + A1:2019); Deutsche Fassung EN 60317-0-1:2014 + A1:2019*, Norm, Nov. 2020.
- [D10] *Produktkatalog Rillenkugellager*, AB SKF, Göteborg, Schweden, 2021.
- [D11] *Drehgeber*, DR. JOHANNES HEIDENHAIN GmbH, Dr.-Johannes-Heidenhain-Str. 5, 83301 Traunreut, Deutschland, 2019.
- [D12] *FS75R12KT4B15*, Infineon Technologies AG, Am Campeon 1-15, 85579 Neubiberg, Deutschland, 2013.
- [D13] *CCS050M12CM2*, Cree, Inc., Durham, North Carolina, USA, 2013.
- [D14] *Zynq-7000 SoC, Z-7030*, Xilinx, Inc., San Jose, Kalifornien, USA, 2018.
- [D15] *Intel MAX 10 FPGA Device Overview*, Intel Corporation, Santa Clara, Kalifornien, USA, 2017.

- [D16] *Current Transducer CKSR series*, LEM Europe GmbH, Frankfurter Str. 74, 64521 Gross-Gerau, Deutschland, 2012.
- [D17] *Linear Technology LTC2325-16*, Analog Devices, Inc., Norwood, Massachusetts, USA, 2017.
- [D18] *ADS85x8 12-, 14-, and 16-Bit, 8-Channel, Simultaneous Sampling ADCs*, Texas Instruments, Inc., Dallas, Texas, USA, 2020.
- [D19] *Datenblatt Drehmomentaufnehmer DRVL*, ETH-Messtechnik GmbH, Hagstrasse 10, 74417 Gschwend, Deutschland, 2016.

Elektrische Maschinen mit einer hohen Leistungsdichte sind vor allem durch die Kühlleistung begrenzt. Die Öl-Sprühkühlung bietet eine Möglichkeit zur Steigerung der Leistungsdichte durch die direkte Benetzung der Wickelköpfe mit einem Kühlmedium. Die Vorausberechnung dieser Kühlwirkung war bisher jedoch nahezu unmöglich, wodurch der Auslegungsprozess erschwert wird. In dieser Arbeit wird ein thermisches Modell einer permanenterregten Synchronmaschine mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung vorgestellt. Dabei wird für die Kugellager ein drehzahlabhängiges Modell entwickelt und für die Statorwicklung ein dreidimensionales Modell zur Ermittlung des Temperaturfelds vorgestellt. Basierend auf einem binären Modellfluid werden Korrelationen für die lokalen als auch mittleren konvektiven Wärmeübergänge der Öl-Sprühkühlung an den Wicklungsenden aufgestellt. Zur Validierung der Modelle wird eine permanenterregte Synchronmaschine mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung aufgebaut und hinsichtlich ihres Dauermoments untersucht.

