
Modellierung und Berechnung der Strömungsvorgänge im Luftspalt einer permanentmagneterregten Synchronmaschine

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
Genehmigte Dissertation von Vinzent Meier aus Freiburg im Breisgau
Tag der Einreichung: 18. April 2023, Tag der Prüfung: 04. Juli 2023

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Christian Hasse
2. Gutachten: Prof. Dr. Milovan Perić
Darmstadt



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Fachbereich
Maschinenbau
Simulation reaktiver
Thermo-Fluid Systeme

Modellierung und Berechnung der Strömungsvorgänge im Luftspalt einer permanentmagneterregten Synchronmaschine

Genehmigte Dissertation von Vinzent Meier

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Christian Hasse

2. Gutachten: Prof. Dr. Milovan Perić

Tag der Einreichung: 18. April 2023

Tag der Prüfung: 04. Juli 2023

Darmstadt

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-243815

URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/24381>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de

Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:

Namensnennung – Nicht kommerziell – Weitergabe unter gleichen Bedingungen
4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit im Bereich Thermomanagement Powertrain bei der Mercedes-Benz AG. An dieser Stelle möchte ich mich bei einigen Menschen bedanken, die in vielfältiger Weise zu dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Hasse, Leiter des Fachgebiets Simulation reaktiver Thermo-Fluid Systeme an der Technischen Universität Darmstadt, für die wissenschaftlichen Diskussionen und das Ermöglichen dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr. Milovan Perić danke ich für den fachlichen Austausch, das Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Koreferats.

Besonders bedanke ich mich bei Herrn Martin Ernst, der meine Arbeit in seinem Team stets unterstützt hat. Bei Herrn Dr.-Ing. Christian Krüger bedanke ich mich für die Initiierung des Projekts. Für die fachliche Betreuung möchte ich Herrn Dr.-Ing. Christopher Beck danken, der in zahlreichen Diskussionen maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Für die produktive Zusammenarbeit mit Frau Ariane Auernhammer, die in einem parallelem Promotionsvorhaben am Fachgebiet Reaktive Strömungen und Messtechnik der TU Darmstadt in Kooperation mit der Mercedes-Benz AG die Spaltströmung experimentell untersucht und deren Ergebnisse zur Validierung meiner Berechnungsmodelle dienten, bedanke ich mich sehr.

Ebenfalls bedanke ich mich bei allen Kolleginnen und Kollegen sowie Studenten, die wertvolle Beiträge für die Arbeit geliefert haben.

Meiner Familie, insbesondere meinen Eltern und meiner Partnerin, möchte ich für die jahrelange Unterstützung in allen Lebenslagen danken.

Stuttgart, 1. August 2023

Vinzent Meier

Kurzfassung

Batterieelektrische Fahrzeuge stellen hohe Anforderungen an Effizienz, Leistungsdichte und Dauerleistung der elektrischen Maschine, wozu auch das verwendete Kühlkonzept einen erheblichen Beitrag leistet. Die Kühlmethode und das thermische Verhalten möglichst früh im Entwicklungsprozess zu bewerten ist ein Ziel der digitalen Entwicklung. Dabei kommen auch numerische Berechnungen der Temperaturverteilung elektrischer Maschinen zum Einsatz.

Eine bestehende Herausforderung für die thermische Berechnung permanentmagneterregter Synchronmaschinen sind die Strömungsvorgänge im Luftspalt zwischen Rotor und Stator. Wird neben Luft noch eine Kühlflüssigkeit in den Innenraum der elektrischen Maschine eingebracht, kann diese in den Luftspalt zwischen Rotor und Stator gelangen. Infolgedessen entsteht eine komplexe zweiphasige Strömung, die sich sowohl auf die Schleppverluste als auch den Wärmetransport über den Spalt auswirkt. Bisherige Untersuchungen zu Schleppverlusten und Wärmeübergang beschränken sich auf einphasige Spaltströmungen, weshalb in der vorliegenden Arbeit ein Modellaufbau zur Berechnung der zweiphasigen Strömungsformen entwickelt und mit Experimenten verglichen wird.

Die Randbedingungen des Luftspalts, wie bspw. die geringe Luftspalthöhe und hohe Geschwindigkeitsgradienten führen zur Notwendigkeit einer feinen, räumlichen und zeitlichen Diskretisierung in der Berechnung. Aufgrund periodischer Strömungsformen kann das Rechengebiet soweit reduziert werden, dass trotz der hohen Anforderungen eine Berechnung der Strömungsvorgänge im Luftspalt möglich wird. Für die Abbildung der zweiphasigen Strömungsformen haben sich Large Eddy Simulationen in Kombination mit der Volume of Fluid Methode als geeignet erwiesen.

Die vorgestellten Berechnungsmodelle werden für die detaillierte Analyse der Strömung im Luftspalt angewendet. In Abhängigkeit des Ölanteils im Luftspaltmodell ergeben sich drei Bereiche, die sich durch unterschiedliche Ölstrukturen voneinander abgrenzen. Es tritt eine geschichtete Spaltströmung bei geringen Ölanteilen, eine alternierend geschichtete und chaotische Spaltströmung bei mittleren Ölanteilen und eine chaotische Spaltströmung bei hohen Ölanteilen auf. Drehzahl, Temperatur und Luftspaltgeometrie wirken sich auf diese Strömungsformen und damit auf die Verlustleistung im Luftspalt aus. Abgeleitet von der detaillierten Analyse wird ein Ansatz zur Bestimmung des Ölanteils im Luftspalt für quasistationäre Betriebspunkte vorgestellt und durch Experimente bestätigt. Schlussendlich ermöglichen die präsentierten Modelle die Berechnung des Wärmeübergangs und der Verlustleistung im Luftspalt und damit auch aller Bauteiltemperaturen im Gesamtmodell der elektrischen Maschine.

Abstract

Battery electric vehicles place high demands on the efficiency, power density and continuous performance of the electric machine. The cooling concept makes a significant contribution to achieving these requirements. Evaluating the cooling methods and thermal behavior as early as possible in the development process is one goal of digital development. Numerical simulations of the temperature distribution of electrical machines are used in this process.

An existing challenge for the thermal simulation of permanent magnet synchronous machines are the flow phenomena in the air gap between rotor and stator. If a cooling fluid is introduced into the interior of the electrical machine, it can enter the air gap between the rotor and stator. As a result, a complex two-phase flow is created, which affects both drag losses and heat transport across the gap. Previous studies on drag losses and heat transfer have been limited to single-phase gap flows, so in the present work a model setup for simulating the two-phase flow structures is developed and compared with experiments.

The boundary conditions of the air gap, such as the low air gap height and high velocity gradients, lead to the necessity of a fine, spatial and time discretization in the simulation. Due to periodic flow patterns, the computational domain can be reduced to such an extent that, despite the high requirements, a simulation of the flow phenomena in the air gap becomes possible. Large eddy simulations in combination with the volume of fluid method have proven to be suitable for the representation of the two-phase flow structures.

The simulation models presented here are used for a detailed analysis of the flow in the air gap. Depending on the oil fraction in the air gap model, three areas result which are distinguished from each other by different oil structures. A stratified gap flow occurs at low volume fractions of oil, an alternating stratified and chaotic gap flow occurs at medium volume fractions of oil, and a chaotic

gap flow occurs at high volume fractions of oil. Speed, temperature and air gap geometry affect these flow patterns and thus the power loss in the air gap. Derived from the detailed analysis, an approach for determining the volume fraction of oil in the air gap for quasi-stationary operating points is presented and confirmed by experiments. Finally, the presented models allow the simulation of the heat transfer and the power loss in the air gap. Thus, it is possible to predict the component temperatures of the electric machine.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	iii
Kurzfassung	iv
Abstract	vi
Inhaltsverzeichnis	x
Abbildungsverzeichnis	xiii
Tabellenverzeichnis	xiv
Symbolverzeichnis	xvii
1 Einleitung	1
1.1 Hintergrund	1
1.2 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit	2
2 Stand der Technik	4
2.1 Elektrische Maschinen	4
2.1.1 Verlustmechanismen in PMSM	5
2.1.2 Kühlmethoden	9
2.2 Strömung im Luftspalt	11
2.2.1 Einphasige Spaltströmung	12
2.2.2 Zweiphasige Spaltströmung	17

2.3	Thermische Absicherung	19
2.3.1	Experimentelle Analyse	20
2.3.2	CFD-Berechnung	22
3	Modellaufbau und Validierung	25
3.1	Grundlagen der Strömungsmechanik	25
3.1.1	Erhaltungsgleichungen	26
3.1.2	Numerische Verfahren	28
3.1.3	Turbulenzmodellierung	29
3.1.4	Mehrphasenströmung	33
3.2	Modellaufbau	37
3.2.1	Geometrie und Dimensionen des Luftspaltes	38
3.2.2	Räumliche Diskretisierung	39
3.2.3	Zeitliche Diskretisierung	41
3.3	Validierung der Berechnung der einphasigen Spaltströmung	42
3.3.1	Rechengebiet	43
3.3.2	Rechengitter	44
3.3.3	Drehmomentverlust	45
3.3.4	Strömungsformen	46
3.3.5	Fazit	53
3.4	Plausibilisierung der Berechnung und grundlegende Analyse der zweiphasigen Spaltströmung	54
3.4.1	Rechengebiet	54
3.4.2	Rechengitter	57
3.4.3	Strömungsformen	58
3.4.4	Fazit	66
4	Analyse der Strömung im Spalt	67
4.1	Einphasige Spaltströmung	67
4.2	Zweiphasige Spaltströmung	72
4.2.1	Einfluss der Rotordrehzahl	72
4.2.2	Einfluss der Luftspaltgeometrie	78
4.2.3	Einfluss der Öltemperatur	82

4.2.4	Zusammenfassung	84
4.3	Wärmeübergang	86
4.4	Bestimmung des Ölanteils	89
4.4.1	LIF-Messungen	92
4.4.2	Drehmomentmessungen	94
5	Berechnung der Bauteiltemperaturen	105
5.1	Einführung der Berechnungsmethodik	105
5.2	Einfluss des Spalts auf die Temperaturverteilung	108
5.3	Fazit	110
6	Zusammenfassung und Ausblick	111
	Literaturverzeichnis	114
	Anhang	122
A.1	Berechnung	123
A.1.1	Rechengitter	123
A.1.2	Spalthöhe	123
A.1.3	Weitere Berechnungsansätze	124
B.2	Experiment	126
B.2.1	Drehmomentmessungen	126
B.2.2	Vergleich Experiment und Berechnung	128

Abbildungsverzeichnis

2.1	Aufbau und Kühlkonzept der betrachteten PMSM	10
2.2	Strömungsregime zwischen zwei unabhängig voneinander rotierenden Zylindern	13
2.3	Schematische Darstellung eines optisch zugänglichen Rotationsprüfstands	21
3.1	Schematische Darstellung der Energiekaskade einer turbulenten Strömung mit Auflösungsmöglichkeiten verschiedener numerischer Lösungsverfahren	30
3.2	Veranschaulichung des Kontaktwinkels zwischen Fluid und fester Wand	34
3.3	Beispiel zweiphasiger Strömungsformen mit Zuordnung zu Berechnungsansätzen	37
3.4	Schnittbild durch den Luftspalt	38
3.5	Fluidraum des Luftspaltes	40
3.6	Blockstrukturiertes Gitter mit Veranschaulichung der zeitlichen Diskretisierung	41
3.7	Abweichung des Drehmoments verschiedener Rechengebiete zu dem Rechengebiet mit zwölf Nuten	43
3.8	Abweichung des Drehmoments der untersuchten Rechengitter	44
3.9	Vergleich der Drehmomentverluste zwischen Berechnung und Literatur	46
3.10	Rotationsprüfstand	48
3.11	Strömungsformen; Experiment und Berechnung	52

3.12	Abweichung des Drehmoments verschiedener Rechengebiete . .	55
3.13	Veranschaulichung der Ölverteilung im Schnitt durch das Berechnungsmodell	56
3.14	Adaptive Netzverfeinerung der freien Oberfläche im Luftspalt .	57
3.15	Verlustleistung in Abhängigkeit des Ölanteils im Luftspalt	59
3.16	VOF Oberfläche in Bereich I	60
3.17	VOF Oberfläche in Bereich II	61
3.18	VOF Oberfläche in Bereich III	62
3.19	LIF-Messung der Strömungsform im Rotationsprüfstand	63
3.20	Auswertung der tangentialen Wellengeschwindigkeit	65
4.1	Verlustleistung im einphasigen Luftspalt	68
4.2	Momentane und zeitgemittelte Geschwindigkeitsfelder verschiedener Luftspaltgeometrien in axialer und tangentialer Schnittebene	70
4.3	Einfluss der Spalthöhe auf die Verlustleistung	71
4.4	Drehzahlabhängigkeit der Verlustleistung im zweiphasigen Luftspalt als Funktion des Ölanteils	73
4.5	Aufbrechen des Ölfilms: Zeitlicher Verlauf der Verlustleistung und des benetzten Anteil der Rotorfläche	74
4.6	Wandschubspannung auf der Rotoroberfläche	75
4.7	Aufbrechen des Ölfilms: Strömungsformen	76
4.8	Drehzahlabhängigkeit der freien Oberfläche	77
4.9	Einfluss der Luftspaltgeometrie bei niedriger Drehzahl	78
4.10	Einfluss der Luftspaltgeometrie auf die Strömungsform	79
4.11	Detaillierte Betrachtung des Einflusses einer breiten Nut	80
4.12	Einfluss der Luftspaltgeometrie bei hoher Drehzahl	81
4.13	Einfluss der Öltemperatur	83
4.14	Übersicht der untersuchten Einflüsse auf den kritischen Ölanteil	85
4.15	Auswertung des Wärmeübergangs im Luftspalt	87
4.16	Temperaturverteilung im Luftspalt bei verschiedenen Ölanteilen	88
4.17	Öltransport in Umfangsrichtung	90
4.18	Öltransport durch die Zentrifugalkraft	91
4.19	Hochlauf der Drehzahl im Experiment	93

4.20	Aufbau der Prüflinge zur Drehmomentmessung	95
4.21	Drehmomentmessungen Prüfling 1	96
4.22	Drehmomentmessungen Prüfling 2	97
4.23	Drehmomentmessungen beider Prüflinge ohne Ölvolumenstrom	98
4.24	Drehmomentmessungen beider Prüflinge mit Ölvolumenstrom	99
4.25	Differenz der Drehmomentmessungen beider Prüflinge und Vergleich mit der Berechnung	100
4.26	Differenz der Drehmomentmessungen verschiedener Ölvolumenströme	101
4.27	Drehmomentverlust in der Berechnung und dem Experiment	102
4.28	Drehmomentverlust in der Berechnung und dem Experiment	103
5.1	Berechnungsmethodik des thermischen Gesamtmodells	106
5.2	Veranschaulichung des Wärmestroms im Luftspalt	109
A1	Drehzahlabhängige Verlustleistung verschiedener Spalthöhen	123
A2	Interaktion von VOF und LMP im Luftspalt	125
B3	Volumenstromabhängige Drehmomentmessungen Prüfling 1	126
B4	Volumenstromabhängige Drehmomentmessungen Prüfling 2	127
B5	Differenz der Drehmomentmessungen beider Prüflinge mit verschiedenen Ölvolumenströme	127
B6	Drehmomentverlust in der Berechnung und dem Experiment	128

Tabellenverzeichnis

2.1	Berechnungsansätze zur Bestimmung des Übergangs von Couette Strömung zu Taylor Wirbelströmung	15
2.2	Berechnungsansätze zur Bestimmung des Übergangs von Taylor zu welliger Wirbelströmung	16
2.3	Berechnungsansätze zur Bestimmung der Drehmomentverluste durch Luftreibung in einem Ringspalt	18
5.1	Definition der Betriebspunkte	108
A1	Anzahl der Zellen der untersuchten Rechengitter	123

Abkürzungsverzeichnis

AMR	Adaptive Mesh Refinement
ASM	Asynchronmaschine
BP	Betriebspunkt
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CHT	Conjugate Heat Transfer
DNS	Direkte Numerische Simulation
HRIC	High-Resolution Interface Capturing
FESM	Fremderregte Synchronmaschine
FMU	Functional Mock-up Unit
LES	Large Eddy Simulation
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz
LMP	Lagrangian Multiphase
LSI	Large Scale Interface
MMP	Mixture Multiphase
Öl	Getriebeöl
PIV	Particle Image Velocimetry
PMSM	Permanentmagneterregte Synchronmaschine

RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes-Gleichungen
RBP	Rotorblechpaket
SBP	Statorblechpaket
URANS	Unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes-Gleichungen
VOF	Volume of Fluid
3D	Dreidimensional
1D	Eindimensional

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

<i>A</i>	m^2	Fläche
<i>a</i>	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$	Temperaturleitfähigkeit
b	N kg^{-1}	spezifische Körperkraft
<i>CFL</i>	-	Courant-Friedrichs-Lewy-Zahl
<i>c</i>	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	spezifische Wärmekapazität
<i>c_f</i>	-	Reibungskoeffizient
<i>c_p</i>	-	Druckkoeffizient
<i>c_w</i>	-	Strömungswiderstandskoeffizient
<i>D</i>	m	äquivalenter Durchmesser
<i>E</i>	J	Energie
F	N kg^{-1}	Kraft
<i>g</i>	m s^{-2}	Erdbeschleunigung
<i>h</i>	J kg^{-1}	spezifische Enthalpie
<i>I</i>	A	elektrische Stromstärke
<i>i, j</i>	-	Hilfsgrößen
<i>k</i>	-	turbulente kinetische Energie
<i>l</i>	m	Länge
<i>l_b</i>	m	Breite
<i>l_h</i>	m	Höhe
<i>M</i>	N m	Moment
<i>m</i>	kg	Masse
\tilde{M}	-	normiertes Drehmoment

\dot{m}	kg s^{-1}	Massenstrom
n	min^{-1}	Drehzahl
\mathbf{n}	-	Normalenvektor
p	Pa	Druck
P	W	Leistung
\tilde{P}	-	normierte Leistung
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\tilde{Q}	-	normierter Wärmestrom
R		elektrischer Widerstand
r	m	Radius
Re	-	Reynolds-Zahl
S	m^2	Oberfläche
Ta	-	Taylor Zahl
\mathbf{T}	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$	Spannungstensor
T	K	Temperatur
t	s	Zeit
\mathbf{v}	m s^{-1}	Geschwindigkeitsvektor
v	m s^{-1}	Geschwindigkeit
v_τ	m s^{-1}	Wandschubspannungsgeschwindigkeit
\dot{V}	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	Volumenstrom
V	m^3	Volumen
w	-	Wellenzahl
x, y, z	m	Ortskoordinate

Griechische Buchstaben

α	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	Wärmeübergangskoeffizient
β	rad	Winkel
Δ	-	Differenz
ϵ	-	isotrope Dissipationsrate
ϑ	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
λ	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit
μ	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$	dynamische Viskosität

ξ	-	Druckverlustkoeffizient
ρ	kg m^{-3}	Dichte
σ	-	Materialkennwert
τ_n	s	rotatorische Zeitkonstante
τ_W	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$	Wandschubspannung
φ	-	Volumenanteil
ω	s^{-1}	Rotationsgeschwindigkeit

Indizes

a	außen
Cu	Kupfer
Fe	Eisen
ges	gesamt
hyst	Hysterese
i	innen
krit	kritisch
max	Maximum
Rot	Rotor
Sp	Spalt
Sta	Stator
tan	tangential
V	Verlust
wb	Wirbelstrom
Reib	Reibung
Zf	zentrifugal

1 Einleitung

Im Einsatz als Traktionsantrieb im Automobil erfahren elektrische Maschinen hohe Anforderungen an Leistungsdichte und Lebensdauer. Gleichzeitig spielt der Wirkungsgrad und damit die Effizienz eine wichtige Rolle für die Umsetzung hoher Reichweiten der Fahrzeuge. Effektive Kühlmethode helfen diese Anforderungen zu erreichen und werden mittels numerischer Berechnung früh im Entwicklungsprozess bewertet. Dabei sind die Bauteiltemperaturen der elektrischen Maschine zu berechnen, um Erkenntnisse über das thermische Verhalten zu generieren. Auf deren Grundlage ist es möglich temperaturkritische Bauteile mit geeigneten Kühlmethode zu schützen und ein effizientes Kühlkonzept zu entwickeln.

1.1 Hintergrund

Aufgrund der hohen Leistungsdichten in Traktionsantrieben haben sich flüssiggekühlte E-Maschinen in dieser Anwendung durchgesetzt [37]. Neben dem etablierten Kühlmantel, besitzt insbesondere eine direkte Innenraumkühlung Potential zur Steigerung der Dauerleistung. Das Einbringen eines dielektrischen Kühlmediums, üblicherweise Getriebeöl, in den Innenraum ermöglicht eine effiziente Wärmeabfuhr nahe an den Wärmequellen. Dabei entsteht im Innenraum eine komplexe Zweiphasenströmung aus Luft und Kühlmedium, deren Auswirkung bei der Auslegung des Kühlkonzepts zu berücksichtigen ist.

Die detaillierte Umsetzung eines geeigneten Kühlkonzepts ist abhängig von der

Bauform der elektrischen Maschine und den temperaturkritischen Bauteilen darin. Im Falle einer permanentmagneterregten Synchronmaschine (PMSM) sind dies die Permanentmagnete sowie Isolationsmaterialien in Rotor, Stator und der Kupferwicklung.

Die Analyse des thermischen Verhaltens mittels Computational Fluid Dynamics (CFD) in quasistationären Betriebspunkten erlaubt die in [6] vorgestellte Berechnungsmethodik. Eine bestehende Herausforderung ist die Berechnung der Strömungsvorgänge im Luftspalt zwischen Rotor und Stator. Durch die direkte Kühlung dringt Kühlmedium in den axial geöffneten Luftspalt ein, was das Risiko erhöhter Reibungsverluste und eines veränderten Wärmeübergangs birgt. Der Wärmeübergang ist besonders relevant für die thermische Berechnung, da der Luftspalt den Rotor und den Stator thermisch verbindet. Folglich ist es unerlässlich das Strömungsverhalten im Luftspalt zu kennen, um die Temperaturverteilung der PMSM zu berechnen.

1.2 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

Aufgrund der Bedeutung des Luftspalts für das thermische Verhalten einer PMSM, ist eine detaillierte Analyse der Strömungsvorgänge erforderlich. Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer für die praktische Anwendung im Entwicklungsprozess geeigneten Vorgehensweise zur Bestimmung der Strömungsvorgänge im Luftspalt und deren Effekte auf die Verluste und Wärmeübertragung zwischen Rotor und Stator. Damit soll die Einschränkung im Modell zur Berechnung des thermischen Verhaltens des Motors in quasistationären Betriebszuständen nach [6] aufgehoben werden.

Es ist unmöglich die zweiphasige Strömung für den ganzen Luftspalt der PMSM zu berechnen, da die räumlichen und zeitlichen Skalen sehr große Bereiche abdecken. Dadurch ist die Befüllung und Entleerung der PMSM nicht in akzeptabler Zeit zu berechnen, weshalb auch die Ölmenge und die Strömungsverhältnisse im Spalt unbekannt sind. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Vorgehensweise zur Lösung dieser Probleme entwickelt. Es erfolgt eine systematische Analyse der Strömungsvorgänge in kleineren Lösungsgebieten, die in Umfangsrichtung

und axialer Richtung reduziert sind. Es wird evaluiert, welche Größe des reduzierten Lösungsgebiets mit periodischen Randbedingungen repräsentative Ergebnisse bei einem vorgegebenen Ölanteil im Spalt und einer Drehzahl liefert. Die Berechnungsergebnisse werden mit experimentellen Daten verglichen, um die Berechnungen in Hinsicht auf die beobachteten Strömungsvorgänge und die Reibungsverluste zu validieren. Außerdem wird eine Gesetzmäßigkeit festgestellt, welche die Bestimmung des Ölanteils im Spalt ohne Vergleich mit Experimenten ermöglicht.

Zu Beginn werden die Grundlagen der permanentmagneterregten Synchronmaschine und deren Verlustmechanismen vorgestellt. Außerdem wird auf die Notwendigkeit der Analyse des Luftspalts und auf aus der Literatur bestehende Erkenntnisse zu dessen Strömungsverhalten eingegangen. Anschließend wird der Stand der Wissenschaft in der thermischen Analyse elektrischer Maschinen sowohl bezüglich Experiment als auch Berechnung zusammengefasst.

Im Anschluss an die allgemeinen Grundlagen der Strömungsmechanik wird der Modellaufbau zur Berechnung der Luftspaltströmung präsentiert. Die Validierung der Modelle erfolgt darauf anhand von Ergebnissen eines optisch zugänglichen Rotationsprüfstands. Aufgrund der unterschiedlichen Randbedingungen für die Berechnung wird die Validierung für die einphasige und zweiphasige Spaltströmung getrennt vorgenommen. Anhand der validierten Modelle werden verschiedene Einflüsse, wie bspw. Rotordrehzahl und Luftspaltgeometrie auf die Spaltströmung analysiert und daraus abgeleitet ein Ansatz zur Bestimmung des Ölanteils im Luftspalt vorgestellt. Mit der Bestimmung des Ölanteils wird die Einschränkung der bestehenden Berechnungsmethodik aufgehoben und die Temperaturverteilung der PMSM wird unabhängig von Messungen berechnet. Abschließend werden die Erkenntnisse zum Strömungsverhalten des Luftspalts zusammengefasst.

2 Stand der Technik

Im Fokus dieses Kapitels steht die Vorstellung elektrischer Maschinen im Einsatz als Traktionsantriebe und deren thermische Absicherung im Entwicklungsprozess. Insbesondere der Aufbau und die Funktionsweise der untersuchten permanentmagneterregten Synchronmaschine (PMSM) wird beschrieben. Das verwendete Kühlkonzept der PMSM führt zur Notwendigkeit der detaillierten Analyse der Strömung im Luftspalt. Die Grundlagen der ein- und zweiphasigen Strömung im Luftspalt werden vorgestellt. Abschließend wird erläutert, wie experimentelle Analysen und Berechnungsmethoden in der thermischen Absicherung die Entwicklung elektrischer Maschinen unterstützen.

2.1 Elektrische Maschinen

Elektrische Maschinen im Anwendungsgebiet des Fahrzeugantriebs werden als Motor oder Generator eingesetzt. Im motorischen Betrieb wird elektrische in mechanische Energie und im generatorischen Betrieb mechanische in elektrische Energie umgewandelt. Das Funktionsprinzip basiert dabei auf den Anziehungs- und Abstoßungskräften von ungleichnamigen bzw. gleichnamigen Magnetpolen. Ausführliche Beschreibungen der für die Energieumwandlung verantwortlichen Phänomene finden sich in [21, 49, 32].

Es existieren verschiedene Bauformen elektrischer Maschinen, die spezifische Vor- und Nachteile mit sich bringen. Gleichstrommaschinen sind vielfach in Kraftfahrzeugen verbaut, bspw. als Scheibenheber oder Lüfterantrieb, eignen

sich aufgrund geringer Leistungsdichten und dem Einsatz von Bürsten jedoch nicht als Traktionsantrieb. Alle relevanten Bauformen für den Traktionsantrieb sind Drehfeldmaschinen. Die Asynchronmaschine (ASM), die fremderregte Synchronmaschine (FESM) und die PMSM unterscheiden sich konstruktiv in der Gestaltung des Rotors. Die ASM beruht auf dem Prinzip der Induktion und besitzt im Vergleich zur PMSM einen geringeren Wirkungsgrad. In der FESM wird das Erregerfeld durch Kupferwicklungen im Rotor erzeugt, was sie von der PMSM mit ihren Permanentmagneten im Rotor unterscheidet. Ein detaillierter Vergleich aller relevanten Maschinentypen wird in [31] durchgeführt.

Aktuell werden PMSM gegenüber den anderen Bauformen für Traktionsantriebe favorisiert, da sie eine hohe Leistungsdichte und Effizienz aufweisen. Trotz Nachteilen der PMSM, wie bspw. der sinkende Wirkungsgrad bei hohen Drehzahlen im Feldschwächbereich und die Kosten für die Magnete, ist sie als Traktions-elektromotor in batterieelektrischen Fahrzeugen weit verbreitet und hat sich in hybriden Fahrzeugkonzepten als getriebeintegrierte Maschine gegenüber anderen Bauformen durchgesetzt.[21, 31]

2.1.1 Verlustmechanismen in PMSM

Bei der Umwandlung von elektrischer in mechanische Energie oder umgekehrt entstehen Verluste [65]. Die Verlustleistung führt zu einer Erwärmung der Komponenten und diese Wärme ist abzutransportieren, um eine Einschränkung des Betriebsbereichs der elektrischen Maschine zu verhindern. Die auftretenden Verluste und ihre Verteilung sind von der spezifischen Maschine abhängig [52]. Die Verluste lassen sich in stromabhängige und stromunabhängige Verluste unterteilen. Stromabhängige Verluste sind bspw. die Stromwärmeverluste, wohingegen Magnet- und Reibungsverluste stromunabhängig sind. Für die betrachtete PMSM werden im Folgenden kurz die jeweiligen Verluste erläutert. Für detaillierte Analysen der Verlustmechanismen wird auf Literatur wie [5, 21, 25, 44, 49] verwiesen.

Stromwärmeverluste

Stromwärmeverluste treten in der Kupferwicklung des Stators auf. Sie setzen sich aus ohmschen Verlusten, in der Literatur auch Gleichstrom- bzw. DC-Verluste genannt, und Wirbelstromverlusten zusammen. Die ohmschen Verluste lassen sich im Gleichstromfall abhängig von der effektiven Stromstärke I und dem spezifischen Widerstands des Leiters R_{Cu} , der temperaturabhängig ist, nach folgender Formel berechnen [5]:

$$P_{\text{V,Cu}} = I^2 R_{\text{Cu}} \quad (2.1)$$

mit

$P_{\text{V,Cu}}$	ohmsche Verluste	/ W
R_{Cu}	elektrischer Widerstand	/ Ω
I	elektrische Stromstärke	/ A

Aufgrund hochfrequenter Wechselströme in der Kupferwicklung entstehen Wirbelströme in den einzelnen Leitern. Die Wirbelströme führen zu sogenannten Wirbelstromverlusten oder auch Wechselstrom- bzw. AC-Verlusten. Zum einen verursachen induzierte Wirbelströme eine Verdrängung des Stroms zum Rand des Leiterquerschnitts, zum anderen wird die Stromdichteverteilung durch magnetische Wechselfelder benachbarter Leiter beeinflusst. Die Abhängigkeit von der Stromstärke und Unabhängigkeit von der Drehzahl führt dazu, dass Stromwärmeverluste insbesondere im Betriebsbereich mit niedriger Drehzahl und hohen Drehmoments dominierend sind.[5]

Ummagnetisierungsverluste

Ummagnetisierungsverluste, auch Eisenverluste genannt, entstehen beim kontinuierlichen Ummagnetisieren von Elektroblech in Rotor und Stator. Die Ummagnetisierungsverluste lassen sich in Hystereseverluste und Wirbelstromverluste aufteilen und berechnen sich wie folgt [21]:

$$P_{V,Fe,hyst} = \sigma_{hyst} m f B_{max}^2 \quad (2.2)$$

$$P_{V,Fe,wb} = \sigma_{wb} m f^2 B_{max}^2 \quad (2.3)$$

mit

P_{hyst}	Hystereseverluste	/ W
P_{wb}	Wirbelstromverluste	/ W
σ_{hyst}	Materialkennwert	/ -
σ_{wb}	Materialkennwert	/ -
m	Blechpaketmasse	/ m
f	Frequenz	/ s ⁻¹
B_{max}	maximale Flussdichte	/ T

Der Hystereseanteil der Verluste ist begründet durch den unterschiedlichen Energieaufwand beim Aufbau des magnetischen Feldes im Vergleich zur zurückgewonnenen Energie beim Abbau. Die Wirbelstromverluste entstehen in den Eisenblechen aufgrund des auf sie wirkende, sich zeitlich ändernde Magnetfelds, das zu Induktionsspannungen führt. Beide Verlustanteile nehmen mit steigender Frequenz zu und gewinnen damit bei steigender Drehzahl an Bedeutung. [21]

Magnetverluste

Auch in den Magneten treten, erzeugt von Oberfeldern, Wirbelstromverluste auf. Diese sind jedoch gering und werden durch eine Aufteilung der Magnete in mehrere Segmente in axialer und tangentialer Richtung weiter verringert. Aufgrund der Kosten der Magnetmaterialien und durch die Bauform eingeschränkt zu kühlenden Magneten spielen die Magnetverluste trotzdem eine wichtige Rolle. [5]

Reibungsverluste

Mechanische Verluste verursacht durch Reibung treten an verschiedenen Stellen der PMSM auf. Zum einen entsteht in den Lagern und an den Radialwellendichtungen ein Reibmoment und zum anderen erzeugen Strömungswiderstände im Innenraum zwischen Rotor und Stator der PMSM ein Reibmoment.

Es ist möglich das Reibmoment der Lager analytisch in Abhängigkeit von der Lagerart und von der auf das Lager wirkenden Kräfte zu berechnen. Detaillierte Ausführungen dazu sind in [69] beschrieben. Der Radialwellendichtring bewirkt ein geringes Reibmoment, dessen Einfluss auf die Erwärmung der PMSM vernachlässigt wird [6].

Durch aerodynamische Effekte und Fluidreibung entsteht ein Reibmoment im Innenraum der PMSM zwischen Rotor und Stator. Ein erheblicher Anteil davon ist auf den engen Luftspalt zurückzuführen. Dort haben die Drehzahl, die Temperatur, die Luftspaltgeometrie und die Eigenschaften des Fluids Einfluss auf das Reibmoment [48]. Das Fluid ist abhängig vom verwendeten Kühlkonzept der PMSM. Wird ein Kühlmedium in den Innenraum der elektrischen Maschine gegeben, entsteht eine zweiphasige Strömung aus Luft und Kühlmedium. In diesem Fall wird von einer nasslaufenden PMSM gesprochen. Trockenlaufende PMSM dagegen werden indirekt gekühlt und im Innenraum ist eine reine Luftströmung vorhanden. Die Luftspaltgeometrie wird maßgeblich zur Erreichung hoher elektromagnetischer Effizienz gestaltet [73]. Dafür ist ein möglichst schmaler Luftspalt anzustreben, was allerdings die Gefahr einer Erhöhung des Reibmoments im Luftspalt mit sich bringt.

Die Reibleistung und damit der abgegebene Wärmestrom lässt sich allgemein aus der Rotationsgeschwindigkeit ω und dem Reibmoment M_{Reib} wie folgt berechnen:

$$P_{\text{Reib}} = \omega M_{\text{Reib}} \quad (2.4)$$

mit

P_{Reib}	Reibungsverluste	/ W
M_{Reib}	Reibmoment	/ Nm
ω	Rotationsgeschwindigkeit	/ s ⁻¹

2.1.2 Kühlmethoden

Die in Kapitel 2.1.1 beschriebenen Verluste führen zu einer Erwärmung der PMSM. Um temperaturkritische Komponenten zu schützen und eine Einschränkung des Betriebsbereichs zu verhindern, ist es notwendig die Wärme möglichst effizient von diesen Komponenten abzuführen. Temperaturkritische Bauteile in einer PMSM sind die Magnete, die Isolierung der Kupferwicklung und die Beschichtung der Elektrobleche in Rotor und Stator [41].

Abbildung 2.1 zeigt den prinzipiellen Aufbau der betrachteten PMSM und deren Kühlkonzept. Insbesondere das Kühlkonzept wird im Folgenden erläutert und weitere mögliche Kühlmethoden aufgezeigt.

Der Aufbau einer PMSM wird in aktive und inaktive Komponenten unterschieden. Aktive Komponenten sind alle stromführenden Bauteile und solche die Teil des magnetischen Kreises sind. In Abbildung 2.1 sind dies die Kupferwicklung, das Statorblechpaket (SBP), das Rotorblechpaket (RBP) und die Magnete. Inaktive Komponenten sind bspw. die Rotorwelle, die Lager und das Gehäuse. [42]

Die größten Wärmequellen in der PMSM sind die aktiven Komponenten Kupferwicklung, SBP und RBP. Es ist die Aufgabe der Kühlung die Wärme von diesen Bauteilen möglichst effizient abzutransportieren. Aufgrund der hohen Leistungsdichte von Traktionsantrieben in PKW, kommen vorwiegend flüssiggekühlte E-Maschinen zum Einsatz. Darum werden die Möglichkeiten der reinen Luftkühlung in dieser Arbeit nicht betrachtet. Der Fokus liegt stattdessen auf den verschiedenen Optionen der Wärmeabfuhr mit einem Kühlmedium. Etabliert ist dabei die sogenannte Stator Kühlung, bei der ein Kühlmedium das SBP am bzw. nahe des Außendurchmessers um- oder durchströmt. Die Durchströmung kann je nach Konzept in axialer Richtung, in Umfangsrichtung oder helixförmig erfolgen. Eine reine Stator Kühlung ist bei steigenden Leistungsdichten meist nicht

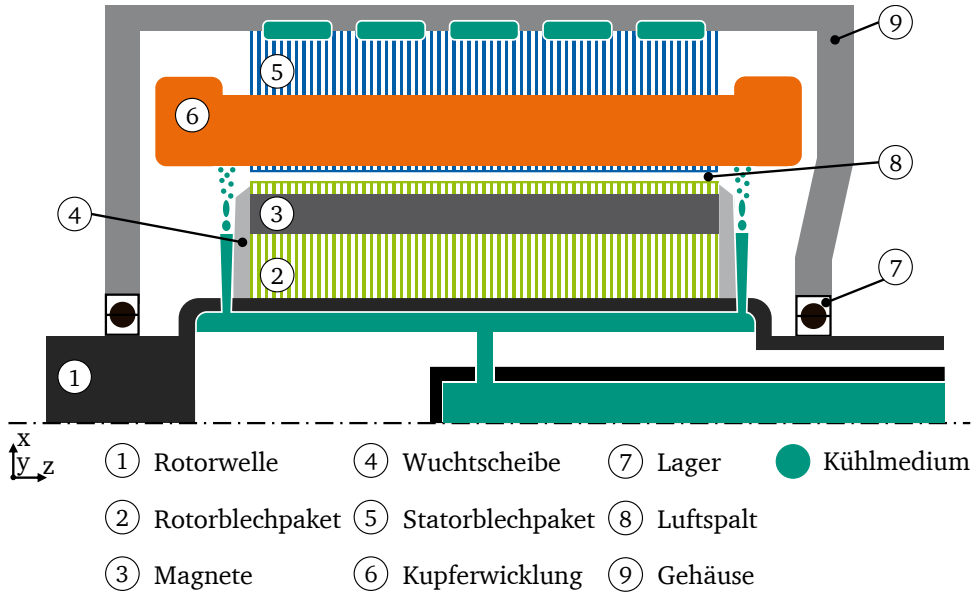


Abbildung 2.1: Aufbau und Kühlkonzept der betrachteten PMSM

ausreichend, weshalb weitere Kühlmethoden angewendet werden. [37] Durch eine Kühlung des Rotors wird zusätzlich Wärme abgeführt. Bei der Rotorkühlung wird über die Antriebswelle Kühlmedium zugeführt, das an der Innenfläche des RBP's entlang strömt. Durch die Rotation gerät das Kühlmedium in Bewegung und nimmt Wärme aus dem RPB auf. Außerdem ist es möglich das Kühlmedium durch Kanäle im RBP zu führen, um darüber hinaus Wärme aufzunehmen [37, 74]. Die Drehzahlabhängigkeit der Strömung des Kühlmediums in der Welle führt zu geringer Kühlleistung bei niedriger Drehzahl. Durch die ebenfalls geringeren Verluste bei niedriger Drehzahl im RBP ist diese Einschränkung bei PMSM akzeptabel. Wie in Abbildung 2.1 erkennbar lässt sich die Rotorkühlung mit einer Wickelkopfkühlung über Düsen in der Rotorwelle kombinieren. Es entsteht ein Strahl, der aufgrund der Zentrifugalkraft direkt auf

dem Wickelkopf auftrifft. Die direkte Kühlung des Wickelkopfes ist von Vorteil, da die Kupferwicklung üblicherweise die größte Wärmequelle in PMSM darstellt. Neben der hier aufgezeigten Wickelkopf Kühlung über die Rotorwelle, kann auch über die Stator Kühlung Kühlmedium auf den Wickelkopf geleitet werden. [37] Die hohe Relevanz der Wickelkopf Kühlung zeigt sich in zahlreichen Forschungsprojekten [7, 18, 74, 80, 81]. Übergeordnetes Ziel ist die experimentelle und/oder numerische Bestimmung des Wärmeübergangs an der Oberfläche des Wickelkopfs. Die Kenntnis der Wärmeübergänge ist unumgänglich um die elektrische Maschine thermisch abzusichern.

Die Anwendung der direkten Wickelkopf Kühlung führt zu einer komplexen Zweiphasenströmung aus Kühlmedium und Luft im Innenraum der PMSM. In Abbildung 2.1 ist ersichtlich, dass der schmale Luftspalt zwischen Rotor und Stator nicht von den beiden Stirnräumen der PMSM abgetrennt ist. Darum ist es möglich, dass Kühlmedium auch in den Luftspalt gelangt und dort zu erhöhten Reibungsverlusten führt. Gleichzeitig wirkt sich die Zweiphasenströmung im Luftspalt auf den Wärmeübergang zwischen Rotor und Stator aus. Für die Bewertung der Auswirkungen des Kühlmediums im Luftspalt ist eine detaillierte Kenntnis der Strömungsvorgänge notwendig.

2.2 Strömung im Luftspalt

In verschiedenen technischen Anwendungsgebieten spielt die Strömung im Spalt zwischen zwei rotierenden Zylindern eine wichtige Rolle. Aus diesem Grund ist die einphasige Spaltströmung Mittelpunkt verschiedener Forschungsprojekte und in der Literatur ausführlich beschrieben. Dagegen ist die zweiphasige Strömung, wie sie im Luftspalt nasslaufender E-Maschinen existiert, kaum Teil von Forschungsvorhaben. In diesem Kapitel wird zuerst eine Analyse der bestehenden Literatur für einphasige Spaltströmungen durchgeführt und anschließend die Notwendigkeit der zweiphasigen Betrachtung des Luftspalts erläutert.

2.2.1 Einphasige Spaltströmung

Umfangreiche Untersuchungen der einphasigen Strömung im Ringspalt zwischen zwei rotierenden Zylindern sind in der Literatur beschrieben. Im Ringspalt bilden sich charakteristische Strömungsformen aus, welche in diesem Kapitel vorgestellt werden. Außerdem existieren analytische Berechnungsansätze mit denen die Reibungsverluste im einphasigen Luftspalt berechnet, sowie der Übergang zwischen Strömungsformen vorhergesagt werden. In [3] wird ein Strömungsregime präsentiert, das in Abbildung 2.2 dargestellt ist. Die Erhebung der Daten erfolgte experimentell unter Verwendung von Wasser als strömendes Fluid. Durch die Rotations-Reynoldszahl am inneren (Re_i) und äußeren (Re_a) Zylinder werden die Strömungsformen charakterisiert. Diese sind wie folgt definiert:

$$Re_i = \frac{r_i (r_a - r_i) \omega_i}{\nu} \quad (2.5)$$

$$Re_a = \frac{r_a (r_a - r_i) \omega_a}{\nu} \quad (2.6)$$

mit

Re_i	Innere Rotations-Reynoldszahl	/ -
Re_a	Äußere Rotations-Reynoldszahl	/ -
r_i	Radius Innenzylinder	/ m
r_a	Radius Außenzylinder	/ m
ω_i	Innere Rotationsgeschwindigkeit	/ rad s^{-1}
ω_a	Äußere Rotationsgeschwindigkeit	/ rad s^{-1}
ν	Kinematische Viskosität	/ $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$

Für den Fall der vorgestellten PMSM beträgt die Rotations-Reynoldszahl des Stators und damit des äußeren Zylinders null. In Abbildung 2.2 werden die bei

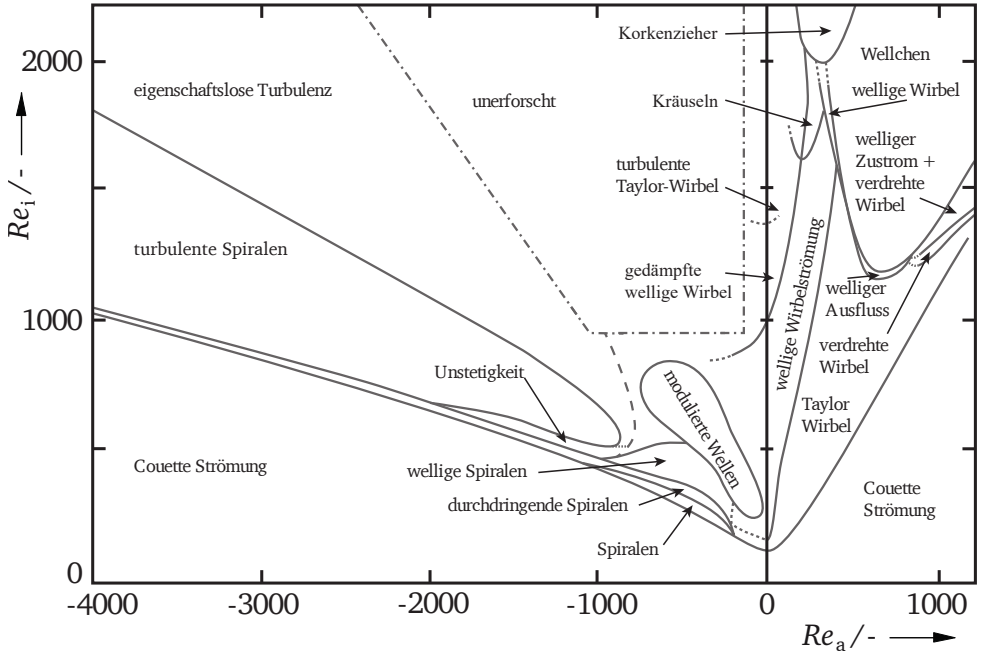


Abbildung 2.2: Strömungsregime zwischen zwei unabhängig voneinander rotierenden Zylindern nach [3]

steigender Rotations-Reynoldszahl des inneren Zylinders aufgetretenen Strömungsformen bezeichnet. Es wird unterschieden zwischen der Couette Strömung, der Taylor Wirbelströmung, der welligen Wirbelströmung, der gedämpft, welligen Wirbelströmung und der turbulenten Wirbelströmung. Bei unveränderten geometrischen Randbedingungen, sowie für ein bestimmtes Fluid und konstanter Temperatur ist die Zuordnung zur Strömungsform direkt von der Rotationsgeschwindigkeit und damit der Drehzahl des Rotors abhängig. Die laminare Couette Strömung tritt bei geringen Rotationsgeschwindigkeiten auf. Durch die Haftbedingung zwischen Wand und Fluid liegt ein lineares Geschwindigkeitsprofil zwischen den beiden Wänden vor [34].

Eine Erhöhung der Rotationsgeschwindigkeit führt nach Überschreitung einer kritischen Drehzahl zur Ausbildung von Taylor Wirbeln. Das sind toroidale, axialsymmetrische Wirbel mit alternierender Drehrichtung. Die Größe der Wirbel ist direkt abhängig von der Spalthöhe und die Wirbel treten paarweise auf [63]. Erste Untersuchungen zu dieser laminaren Wirbelströmung werden in [68] präsentiert.

Bei weiterer Erhöhung der Drehgeschwindigkeit werden die toroidalen Taylor Wirbel von einer axialen Wellenbewegung überlagert. Die lokalen Strömungsgeschwindigkeiten werden zeitabhängig und eine wellige Wirbelströmung entsteht. Eine weitere Erhöhung der Drehgeschwindigkeit führt zu einer veränderten Frequenz der Wellenbewegung und anschließend zur turbulenten Spaltströmung. In der turbulenten Strömung lassen sich keine regelmäßigen Wirbelstrukturen mehr nachweisen. Im Folgenden werden Berechnungsansätze zur Bestimmung der Übergänge zwischen den Strömungsformen und zur Berechnung der auftretenden Drehmomentverluste aus der Literatur vorgestellt.

Bildung der Taylor Wirbelströmung

Der Übergang von der Couette Strömung zur Taylor Wirbelströmung ist in der Literatur vielfach untersucht worden. Es finden sich verschiedene Berechnungsansätze zur Bestimmung einer kritischen Rotationsgeschwindigkeit, die zum Übergang der Strömungsform führt. Die Berechnungsansätze sind in Tabelle 2.1 aufgeführt. Während Taylor zur Berechnung der kritischen Rotationsgeschwindigkeit ω_c eine Hilfsgröße P verwendet, entwickeln die ihm nachfolgenden Autoren die Taylor-Zahl Ta . Diese dimensionslose Kennzahl beschreibt ab wann die Couette Strömung ihre Stabilität verliert. In der Literatur findet sich keine einheitliche Definition der Taylor-Zahl, weswegen auf die Nennung einzelner verzichtet wird. Allen Definitionen ist die Abhängigkeit der Taylor-Zahl von den geometrischen Spaltdimensionen r_i , r_a und der Spalthöhe l_h , von der Rotationsgeschwindigkeit und von der kinematischen Viskosität gleich. Eine Liste verschiedener Definitionen der Taylor-Zahl findet sich in [36]. Zur Ermittlung der kritischen Taylor-Zahl Ta_c verwenden die Autoren sowohl experimentelle als auch numerische Methoden.

Tabelle 2.1: Berechnungsansätze zur Bestimmung des Übergangs von Couette Strömung zu Taylor Wirbelströmung

Autor	Kritische Rotationsgeschwindigkeit
Taylor [68]	$\omega_c = (0.5 \pi^4 \nu^2 (r_a + r_i) P^{-1} r_i^{-2} l_h^{-3})^{0.5}$ <p>mit</p> $P = 0.057(1 - 0.652 \frac{l_h}{r_i}) + 0.00056(1 - 0.652 \frac{l_h}{r_i})^{-1}$
Prandtl [58]	$\omega_c = Ta_c \nu r_i^{-1} l_h^{-1} (0.5 h (r_a + r_i))^{0.5}$ <p>mit $Ta_c = 41.2$</p>
Nachouane et al. [51]	$\omega_c = (Ta_c \nu^2 r_i^{-1} l_h^{-3})^{0.5} \text{ mit } Ta_c \approx 1714$
Choi et al. [14]	$\omega_c = Ta_c \nu r_i^{-1} l_h^{-1}$ <p>mit $Ta_c = 41.2(\frac{l_h}{r_i})^{-0.5} + 27.2(\frac{l_h}{r_i})^{0.5} + 2.8(\frac{l_h}{r_i})^{1.5}$</p>
Sobolik et al. [63]	$\omega_c = Ta_c \nu r_i^{-0.5} l_h^{-1.5}$ <p>mit $Ta_c = 36.2(r_i (r_a - 0.256))^{-1})^{-0.445}$</p>
Lalaoua und Bouabdallah [45]	$\omega_c = Ta_c \nu r_i^{-0.5} l_h^{-1.5} \text{ mit } Ta_c = 42$
de Roquefort und Grillaud [60]	$\omega_c = Ta_c \nu r_i^{-0.5} l_h^{-1.5} \text{ mit } Ta_c = 41.8$
Mahamdia et al. [47]	$\omega_c = Ta_c \nu r_i^{-0.5} l_h^{-1.5} \text{ mit } Ta_c = 42.25$
Leng et al. [46]	$\omega_c = Ta_c \nu r_i^{-0.5} l_h^{-1.5} \text{ mit } Ta_c = 42.5$

Die Größe der Taylor Wirbel ist in radialer Richtung durch die Spalthöhe begrenzt. Die Ausweitung der Wirbel in axialer Richtung hängt direkt von der Spalthöhe ab. Es sind vernachlässigbare Abweichungen der axialen Wirbelgröße von der radialen Wirbelgröße beobachtet worden [12, 26]. In [63] wird von einer gleichmäßigen Ausweitung der Wirbel in alle Richtungen ausgegangen.

Bildung der welligen Wirbelströmung

Der Übergang von stabilen Taylor Wirbeln zu einer welligen Wirbelströmung ist Gegenstand der Forschung verschiedener Autoren. Ähnlich der Bestimmung des Übergangs von Couette Strömung zur Taylor Wirbelströmung nutzen die Autoren die Angabe einer Taylor-Zahl für die Definition der kritischen Rotationsgeschwindigkeit. In Tabelle 2.2 sind drei Beispiele aus der Literatur aufgeführt. Cole gibt dabei keine Taylor-Zahl, sondern eine eigene dimensionslose Kennzahl \sqrt{T} an.

Donnelly liefert in seiner Veröffentlichung ein Diagramm zum Ablesen der kritischen Rotationsgeschwindigkeiten, welche die Taylor Wirbelströmung begrenzen [19]. Eine Korrelation wird daraus nicht abgeleitet, weswegen Donnelly in Tabelle 2.2 nicht aufgeführt ist.

Tabelle 2.2: Berechnungsansätze zur Bestimmung des Übergangs von Taylor zu welliger Wirbelströmung

Autor	Kritische Rotationsgeschwindigkeit
Cole [15]	$\omega_c = \sqrt{T} \nu (2 \pi l_h r_i (2 l_h (r_i + r_a)^{-1})^{0.5})^{-1}$ mit $\sqrt{T} = 52.2$
Davey et al. [17]	$\omega_c = (T a_c \nu^2 r_i^{-1} l_h^{-3})^{0.5}$ mit $T a_c = 1820$
Eagles [23]	$\omega_c = (T a_c \nu^2 r_i^{-1} l_h^{-3})^{0.5}$ mit $T a_c = 1835$

Drehmomentverlust durch Fluidreibung

Neben der Beschreibung auftretender Strömungsformen liefert die Literatur verschiedene Ansätze zur Berechnung der in Ringspalten auftretenden Drehmomentverlusten durch Fluidreibung. Wendt untersuchte die Strömung zwischen zwei coaxialen Zylindern experimentell und leitete daraus eine Korrelation für den Reibungskoeffizienten c_f im Ringspalt ab [75]. Der Gültigkeitsbereich der Korrelation wird durch die innere Rotations-Reynoldszahl (Re_i) begrenzt. Auch Bilgen und Boulos nutzen diese dimensionslose Kennzahl zur Definition des Anwendungsbereich ihrer Korrelationen. Sie unterscheiden zudem auf Grundlage der Strömungsform drei Bereiche und geben jeweils eine Korrelation für den Reibungskoeffizient an. Für die laminare Strömung ($Re_i \leq 64$), den Übergangsbereich ($64 \geq Re_i \leq 500$) und die turbulente Strömung ($500 \geq Re_i \leq 10000$) gelten somit unterschiedliche Berechnungsansätze [8]. Dagegen verwenden Stuart, sowie Donnelly und Simon die Taylor-Zahl zur Begrenzung der Gültigkeit ihrer Korrelationen [66, 20].

In Tabelle 2.3 sind die Berechnungsansätze verschiedener Autoren aufgelistet. Für die Anwendung der Korrelationen ist der jeweilige Gültigkeitsbereich zu berücksichtigen. Die absoluten Werte zur Begrenzung der Gültigkeit sind den Veröffentlichungen zu entnehmen.

2.2.2 Zweiphasige Spaltströmung

Die Verwendung eines Kühlmediums für die direkte Kühlung im Innenraum der E-Maschine führt zu einer zweiphasigen Strömung. Dringt Kühlmedium in den Luftspalt ein, entsteht eine zweiphasige Spaltströmung. Diesem Thema wurde bisher in der Forschung wenig Aufmerksamkeit gewidmet, obwohl erhöhte Drehmomentverluste durch Fluidreibung im Luftspalt eine Auswirkung auf das thermische Verhalten der PMSM haben. Lediglich in [6] wird eine Methodik zur Bestimmung des Wärmeübergangs im zweiphasigen Luftspalt mittels eines numerischen Modells und dessen Abgleich mit Ergebnissen eines Prüfstands vorgestellt.

Andere Fluidregionen der E-Maschine, in denen ebenfalls zweiphasige Strö-

Tabelle 2.3: Berechnungsansätze zur Bestimmung der Drehmomentverluste durch Luftreibung in einem Ringspalt

Autor	Drehmomentverlust
Wendt [75]	$M = \pi r_i^4 l_h 0.46 (l_h r_a r_i^{-2})^{0.25} \rho \omega^2$
Stuart [66]	$M = \pi r_i^2 l \nu \rho \omega (r_i + r_a) l_h^{-1} (1 + 1.45 (1 - \frac{T_{ac}}{T_a}))$
Bilgen und Boulos [8]	$M = 0.5 \pi r_i^4 l \rho \omega^2 c_f$
Donnelly und Simon [20]	$M = i \omega^{-1} + j \omega^{1.36}$ mit $i = \pi r_i l \rho (r_i + r_a) \nu^3 1.45 T_{ac} l_h^{-4}$ $j = \pi r_i^2 l \rho (r_i + r_a) \nu 2.45 l_h^{-1}$

mungsphänomene auftreten, sind schon Teil intensiver Forschung. In [7] wird eine detaillierte experimentelle und numerische Analyse der auftretenden Strahlformen in rotierenden Düsen präsentiert. In [18] wird die Umströmung der Wickelköpfe einer PMSM mit einem Kühlmedium und deren Einfluss auf die Kühlung untersucht.

Auch in Anwendungsgebieten außerhalb elektrischer Maschinen spielen mehrphasige Strömungen eine wichtige Rolle. Die Interaktion von Fahrzeugen mit Regenwasser wird numerisch betrachtet [1]. Die Strömungsformen in nasslaufenden Kupplungen werden in [78] und [79] experimentell und numerisch untersucht. Dabei werden Strömungsregime generiert, welche die Strömung im Spalt zwischen zwei rotierenden Scheiben beschreiben. Auch [67] untersucht dieses Szenario und fokussiert sich auf die Drehmomentverluste aufgrund der Fluidreibung zwischen zwei rotierenden Scheiben. In der Verfahrenstechnik sind mehrphasige Strömungen von besonderer Bedeutung. Beispielsweise ist das Zerstäuben von Flüssigkeiten durch rotierende Scheiben ein etabliertes Verfahren. Die Grundlagen zu den sogenannten Rotationszerstäubern werden in [77] vorgestellt. Auf der rotierenden Scheibe strömt ein Film, der beim Abströmen

von der Scheibe in verschiedene Strömungsformen wie z.B. Fäden oder Tropfen zerfällt. Ein weiteres Beispiel aus der Verfahrenstechnik ist die Abscheidung einzelner Phasen aus einer Mehrphasenströmung. In [76] wird ein Gleichstromabscheider experimentell und numerisch untersucht.

Nicht nur in der Fahrzeugindustrie und der Verfahrenstechnik, sondern auch in anderen ingenieurtechnischen Branchen wie bspw. der Schifffahrt, Luftfahrt und Energietechnik sind die Analysen mehrphasiger Strömungen von hoher Bedeutung. Allerdings ist keiner der Anwendungsfälle direkt vergleichbar mit dem einer zweiphasigen Strömung im Luftspalt.

Aufgrund der extremen Bedingungen im schmalen Luftspalt ist zu erwarten, dass verschiedenste zweiphasige Strömungsformen auftreten. Denkbar sind größere Filmstrukturen an der nicht rotierenden Statoroberfläche oder auch einzelne, mit der Luftströmung rotierende Tropfen. Durch die hohen Geschwindigkeitsgradienten ist zu erwarten, dass sich solche Strukturen stetig verändern. Die Interaktion verschiedener Strömungsformen, wie bspw. das Auftreffen eines Tropfen auf einen Film, ist ebenfalls vorstellbar. Numerische Untersuchungen zu Filmströmungen sind bspw. in [40] zu finden. Die Literatur beschreibt außerdem ausführlich das Verhalten von Tropfen und ihren Zerfall [77, 64, 10].

In der vorliegenden Arbeit wird untersucht wie sich das Kühlmedium im Luftspalt verhält bzw. welche zweiphasigen Strukturen auftreten. Damit wird die Lücke in der Forschung zur zweiphasigen Strömung in schmalen Ringspalten geschlossen werden. Außerdem wird der Einfluss der auftretenden Strömungsformen auf den Wärmeübergang zwischen Rotor und Stator bewertet, damit die Vorausberechnung der Temperaturverteilung der PMSM ermöglicht wird.

2.3 Thermische Absicherung

Die thermische Absicherung von elektrischen Maschinen im Entwicklungsprozess erfolgt unter Anwendung verschiedener Berechnungsmethodiken. Schnittstellen zu Disziplinen wie bspw. Elektromagnetik oder Mechanik werden in thermischen Berechnungen berücksichtigt. In elektromagnetischen Berechnungen werden die Verluste einer PMSM bestimmt, die anschließend als Wärmeeintrag in ther-

mischen Berechnungen eingegeben werden. Zur thermischen Modellbildung werden zwei unterschiedliche Ansätze verwendet. Zum einen kommen dreidimensionale CFD/CHT-Modelle wie bspw. in [6] zur Anwendung. Zum anderen sind thermische Netzwerkmodelle im Einsatz. Für das Netzwerkmodell wird die komplexe Geometrie der elektrischen Maschine in einem Netzwerk aus Massepunkten diskretisiert, die durch thermische Widerstände verbunden sind. Das Netzwerk wird über Optimierungsverfahren zur Parameteranpassung an vorliegende Versuchsergebnisse angeglichen [27]. Die reduzierte räumliche Diskretisierung führt zu einem geringen Rechenaufwand und ermöglicht die transiente Betrachtung von Fahrzyklen mittels Netzwerkmodellen [59, 54]. Außerdem werden die Netzwerkmodelle elektrischer Maschinen in die thermische Berechnung des Gesamtfahrzeugs eingebunden.

Neben der thermischen Berechnung der Struktur kommen auch Strömungsrechnungen zum Einsatz. Mittels Strömungsrechnungen werden die Wärmeübergänge zwischen Fluiden und Komponenten bestimmt und anschließend in die Netzwerkmodelle eingegeben [71].

2.3.1 Experimentelle Analyse

Die Validierung von Berechnungsergebnissen ist notwendig für die Entwicklung neuer Berechnungsmethodiken. In der thermischen Absicherung von elektrischen Maschinen sind insbesondere Messungen kritischer Bauteiltemperaturen von hoher Bedeutung. Die temperaturkritischen Bauteile sind im Wesentlichen die Magnete, die Kupferwicklung und die Isolationsmaterialien. In [52] sind verschiedene Möglichkeiten zur Temperaturmessung beschrieben. Oberflächentemperaturen werden bspw. mittels Thermokameras bestimmt. Für die Temperaturverteilung innerhalb der Bauteile werden Thermoelemente angebracht. In der betrachteten PMSM werden Thermoelemente vom Typ K verwendet und deren Daten dienen zum Abgleich mit der Berechnung. Außerdem ist zur Beurteilung elektrischer Maschinen die Messung der Drehmomentverluste relevant. Mit einem Messflansch, auf dem Dehnungsmessstreifen aufgebracht sind, werden die Drehmomentverluste eines Prüflings bestimmt [57].

Insbesondere für die Validierung von Strömungsberechnungen liefert die optische Diagnostik zusätzlich relevante Daten. Für die Analyse des Luftspaltes wird ein optisch zugänglicher Prüfstand aufgebaut. Eine schematische Darstellung des Aufbaus zeigt Abbildung 2.3. Zwischen dem drehenden Rotor und dem transparenten Gehäuse bildet der Prüfstand die Luftspaltgeometrie der PMSM ab. Mit diesem Aufbau werden verschiedene Methoden der optischen Diagnostik angewandt. Möglich sind Aufnahmen mit einer Highspeed-Kamera, Messungen der Strömungsgeschwindigkeiten mittels Particle Image Velocimetry (PIV) und Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF) Messungen. PIV und LIF wird an dieser Stelle kurz erläutert.

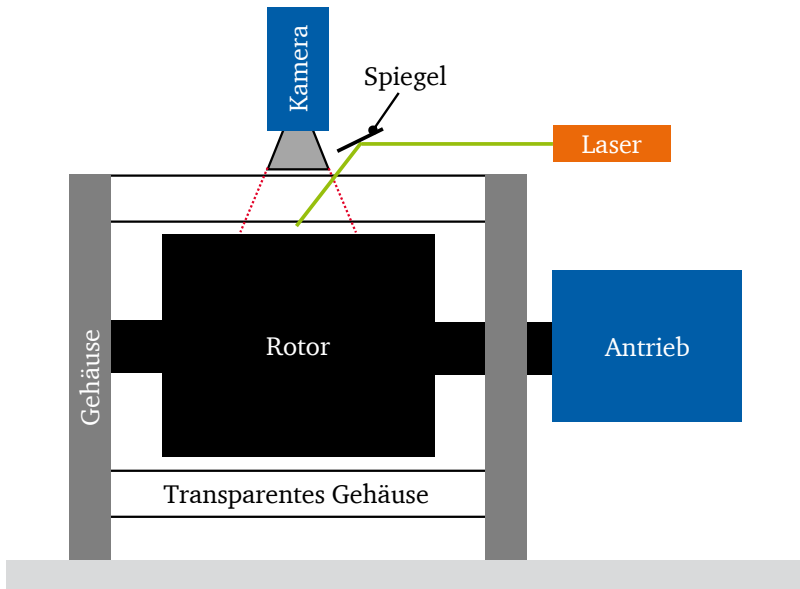


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung eines optisch zugänglichen Rotationsprüfstands

PIV-Messungen

Für PIV-Messungen werden der Fluidströmung kleinste Partikel hinzugefügt, welche dieser schlupffrei folgen. Der Strömungsbereich wird anschließend von einer Laserlichtquelle mit zwei sehr kurzen Lichtimpulsen beleuchtet. Eine Kamera erfasst das von den Partikeln reflektierte Licht. Es entstehen zwei zeitlich aufeinander folgende Abbildungen der Partikel. Mit speziellen Auswertemethodiken wird daraus ein Geschwindigkeitsfeld im Lichtschnitt erstellt. Detaillierte Ausführungen finden sich in [2]. Die Anwendung dieser Methodik ist vielfältig in der Literatur beschrieben. Als Beispiel sei an dieser Stelle die Untersuchung der Zylinderinnenströmung in [28] genannt.

LIF-Messungen

Fluoreszenz bezeichnet die spontane Emission eines Photons nach Anregung eines Stoffes durch Licht. Wird die Anregung durch einen Laser erzeugt, wird von laserinduzierter Fluoreszenz gesprochen. Die Intensität des emittierten Fluoreszenzsignals ist proportional zur Anzahl der fluoreszierenden Teilchen und wird deswegen zur Bestimmung von Stoffkonzentrationen verwendet [24]. Etabliert ist die Messmethodik bspw. zur Analyse von Gemischbildungs- und Verbrennungsprozessen [35].

2.3.2 CFD-Berechnung

Die digitale Absicherung mittels CFD-Berechnungen ermöglicht eine Reduzierung der Entwicklungsdauer moderner elektrischer Maschinen, da frühzeitig das thermische Verhalten analysiert werden kann. Dabei werden aufgrund des hohen Rechenaufwands quasistationäre Betriebspunkte betrachtet. Ergebnisse der detaillierten 3D Berechnungen werden auch zur Kalibrierung von eindimensionalen Netzwerkmodellen genutzt, um den Modellaufbau unabhängig von Versuchsergebnissen zu machen.

Abhängig vom Kühlkonzept der elektrischen Maschine kommen unterschiedliche 3D Strömungsberechnungen zum Einsatz. Die hier betrachtete PMSM besitzt

eine Stator Kühlung. Dabei werden Kühlkanäle außen am Stator mit einem Kühlmedium durchströmt. Es entsteht eine einphasige Strömung, die stationär berechnet werden kann. Neben der verwendeten Stator Kühlung befinden sich in Kühlkonzepten anderer PMSM auch integrierte Kühlkanäle im Rotor [13]. Die direkte Wickelkopfkühlung im Innenraum der PMSM führt zu einer komplexen, zweiphasigen Strömung. Auch deren Analyse erfolgt mittels Strömungsrechnungen. Allerdings steigt der Aufwand im Vergleich zur einphasigen Kanalströmung durch hohe Geschwindigkeitsgradienten und komplexe Geometrien mit kleinen Spalten am Wickelkopf erheblich an. Des Weiteren erhöht sich der Rechenaufwand, da sich im Innenraum kein stationärer Zustand einstellt. [6] Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt auf dem Luftspalt als angrenzender Bereich zum Innenraum, in den ebenfalls Kühlmedium eindringt. Somit ergibt sich auch dort eine zweiphasige Strömung, bestehend aus Kühlmedium und Luft. Der schmale Luftspalt stellt für die CFD-Berechnung eine besondere Herausforderung dar. Am Rotor treten im Luftspalt hohe tangentielle Geschwindigkeiten auf. Gleichzeitig steht der Stator still und damit existieren große Geschwindigkeitsgradienten über den Luftspalt. Die Dimensionen des Luftspalts sind ebenfalls herausfordernd für die Umsetzung von Strömungsrechnungen. Während die Höhe des Luftspalts unter einem Millimeter beträgt, liegt die axiale Länge entsprechend der Rotorlänge im Bereich von einigen Zentimetern. Die erforderliche Diskretisierung des Luftspalts führt zu erhöhtem bzw. nicht vertretbarem Rechenaufwand, weswegen Möglichkeiten der Reduzierung des Rechengebiets evaluiert werden. Auch die Interaktion zwischen dem schmalen Luftspalt und den angrenzenden deutlich größeren Stirnräumen ist wichtig für die Strömungsanalyse im Innenraum der PMSM, denn davon hängt die eintretende Menge des Kühlmediums in den Luftspalt ab.

Des Weiteren werden 3D-Berechnungen für die Berechnung der Struktur angewendet. Ziel dabei ist die Kenntnis der Temperaturverteilung in den Bauteilen, um kritische Bereiche zu identifizieren. Daraus werden Maßnahmen zur Optimierung des Kühlkonzepts abgeleitet. Sind die Strukturelemente mit den angrenzenden Fluidräumen in der Berechnung gekoppelt, wird von einer Conjugate Heat Transfer Berechnung (CHT-Berechnung) gesprochen. [6] CHT-Berechnungen kommen in verschiedenen Anwendungen in der Fahrzeug-

entwicklung zum Einsatz. Beispielsweise zur thermischen Berechnung von Fahrzeugkabinen [43] oder von Verbrennungsmotoren [70]. In dieser Arbeit wird eine Berechnungsmethodik entwickelt, die eine Analyse der zweiphasigen Strömung im Luftspalt ermöglicht. Die Erkenntnisse daraus werden anschließend in die CHT-Berechnung der PMSM eingebunden.

3 Modellaufbau und Validierung

Die Modellierung und Berechnung der Strömungsvorgänge im Luftspalt steht im Mittelpunkt dieser Arbeit. Die Modellierung der Strömung erfordert detaillierte Kenntnisse über die Grundlagen der Strömungsmechanik. Diese werden im ersten Teil dieses Kapitels vorgestellt. Anschließend werden die Herausforderungen für die Berechnung der Spaltströmung identifiziert und der Aufbau des Berechnungsmodells erläutert. Die Validierung der Berechnungsergebnisse erfolgt zuerst für die einphasige und daraufhin für die zweiphasige Spaltströmung. Diese Aufteilung ist begründet durch die unterschiedlichen Randbedingungen und Modellierungsansätze für die Berechnung. Verschiedene strömungsmechanische Ansätze werden verglichen und ein geeigneter Ansatz bestimmt. Ein optisch zugänglicher Rotationsprüfstand liefert Daten für die Validierung und Plausibilisierung der Berechnungsmodelle. Abschließend wird der validierte Modellaufbau zusammenfassend beschrieben und im darauffolgenden Kapitel für weitere Untersuchungen verwendet.

3.1 Grundlagen der Strömungsmechanik

Zur numerischen Berechnung und Beschreibung von Strömungen werden die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie gelöst. Es existieren verschiedene Verfahren zur Lösung des Gleichungssystems, wobei in dieser Arbeit die Finite-Volumen-Methode angewendet wird. Zusätzliche Berechnungsansätze erfordert die Mehrphasenströmung im Luftspalt.

3.1.1 Erhaltungsgleichungen

Das auf Massen-, Impuls-, und Energieerhaltung basierte Gleichungssystem beschreibt die Bewegung eines Fluids und den Wärmetransport. Diese Gleichungen werden im Folgenden für ein Kontrollvolumen mit dem Volumen V und der Oberfläche S eingeführt.

Die Erhaltungsgleichung der Masse, auch als Kontinuitätsgleichung bekannt, wird in integraler Form wie folgt formuliert:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_S \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = 0 \quad (3.1)$$

mit

t	Zeit	/ s
ρ	Dichte	/ kg m^{-3}
\mathbf{v}	Geschwindigkeitsvektor	/ m s^{-1}
\mathbf{n}	Normalenvektor	/ -

Der erste Term stellt die Rate dar, mit der sich die Masse im Kontrollvolumen ändert und der zweite Term stellt den Nettofluss durch die Oberfläche des Kontrollvolumens dar. Ändert sich die Masse im Kontrollvolumen nicht, ist der Zufluss gleich dem Abfluss, was bedeutet, dass das Geschwindigkeitsfeld divergenzfrei sein muss.

Die Impulserhaltungsgleichung für ein ortsfestes Kontrollvolumen lautet:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \mathbf{v} dV + \int_S \rho \mathbf{v} \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = \int_S \mathbf{T} \cdot \mathbf{n} dS + \int_V \rho \mathbf{b} dV \quad (3.2)$$

mit

\mathbf{T}	Spannungstensor	/ $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$
\mathbf{b}	spezifische Körperkraft	/ N kg^{-1}

Die zeitliche Änderung des Impulses entspricht der Summe der wirkenden, externen Kräfte auf das Kontrollvolumen sowie des molekülbedingten Impulseintrags pro Zeiteinheit. Die Kräfte lassen sich in Oberflächenkräfte wie bspw. Druck, Normal- und Scherspannungen, Oberflächenspannungen und in Volumenkräfte wie bspw. Gravitation, Zentrifugal- und Corioliskräfte einteilen. Die Massen- und Impulserhaltungsgleichung werden als Navier-Stokes-Gleichungen bezeichnet. Die Energieerhaltungsgleichung basiert auf dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik und ergibt sich aus der energetischen Betrachtung eines Kontrollvolumens wie folgt:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho h dV + \int_S \rho h \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = \int_S k \nabla T \cdot \mathbf{n} dS + \int_V (\mathbf{v} \cdot \nabla p + \mathbf{S} : \nabla \mathbf{v}) dV + \frac{\partial}{\partial t} \int_V p dV \quad (3.3)$$

mit

h	spezifische Enthalpie	/ J kg^{-1}
λ	Wärmeleitfähigkeit	/ $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
T	Temperatur	/ K
\mathbf{S}	viskoser Teil des Spannungstensor	/ $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$

Die Energieerhaltung lässt sich in der allgemeinen Form der Erhaltungsgleichung einer Skalargröße darstellen. Die rechte Seite der Gleichung beschreibt den Transport durch alle Mechanismen außer Konvektion sowie alle Quellen und Senken. Die linke Seite beschreibt die zeitliche Änderung und den konvektiven Transport der inneren Energie. [30]

Das beschriebene Gleichungssystem gilt für einphasige Strömungen. Sind weitere Phasen an der Strömung beteiligt, wird von einer Mehrphasenströmung gesprochen und das Gleichungssystem ist zu erweitern. In Kapitel 3.1.4 werden Ansätze zur mehrphasigen Strömungsberechnung vorgestellt.

3.1.2 Numerische Verfahren

Die Lösung der Erhaltungsgleichungen ist nur für wenige Anwendungsfälle mit vollentwickelter Strömung in trivialen Geometrien wie bspw. Rohren oder zwischen parallelen Platten analytisch bestimmbar. In den meisten Fällen von praktischer Bedeutung treten Turbulenz, mehrere Phasen, Verbrennung usw. auf, was eine analytische Berechnung unmöglich macht. Die numerische Lösung erfordert die Wahl eines geeigneten Diskretisierungsverfahrens. Qualitätsmerkmale sind unter anderem die Konsistenz, Stabilität und Konvergenz des Verfahrens. In dieser Arbeit wird das Finite-Volumen-Verfahren angewendet. Dabei wird das Rechengebiet in eine endliche Anzahl diskreter, sich nicht überlappender Kontrollvolumen eingeteilt. Für jedes Volumen werden die integralen Erhaltungsgleichungen aufgestellt. Die algebraische Gleichung für jedes Kontrollvolumen ergibt sich durch numerische Approximation der Oberflächen- und Volumenintegrale mittels der sog. Quadraturformeln. [29]

Weitere Methoden zur Diskretisierung wie die Finite-Differenzen- oder die Finite-Elemente-Methode sind in [22] beschrieben. Für transiente Probleme, wie der Strömung im Luftspalt, ist neben der räumlichen Diskretisierung auch eine zeitliche Diskretisierung notwendig. Diese wird in Abhängigkeit von der räumlichen Diskretisierung und der Strömungsgeschwindigkeit anhand der CFL-Zahl bewertet [30]:

$$CFL = \frac{v \Delta t}{\Delta x} \quad (3.4)$$

mit

CFL	Courant-Friedrichs-Lewy-Zahl	/ -
v	Geschwindigkeit	/ m s^{-1}
Δt	Zeitschrittweite	/ s
Δx	Raumschrittweite	/ m

3.1.3 Turbulenzmodellierung

In turbulenten Strömungen treten aufgrund scheinbar willkürlicher Strömungsschwankungen starke Verwirbelungen auf. Eine Abschätzung, ob die untersuchte Strömung turbulent oder laminar ist, erfolgt mit der Reynolds-Zahl. Sie beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu Reibungskräften und ist definiert als:

$$Re = \frac{v l}{\nu} \quad (3.5)$$

mit

Re	Reynolds-Zahl	/ -
l	charakteristische Länge	/ m

Der Übergang von einer laminaren zu einer turbulenten Strömung wird als Transition bezeichnet. Die kritische Reynolds-Zahl, ab der dieser Übergang stattfindet, ist vom jeweiligen Anwendungsfall abhängig.

Für die numerische Berechnung turbulenter Strömungen existieren verschiedene Modellansätze. Unterscheiden lassen sich diese anhand der von ihnen aufgelösten Strömungsstrukturen. Die schematische Darstellung der Energiekaskade einer turbulenten Strömung in Abbildung 3.1 verdeutlicht die Differenzierung der numerischen Lösungsverfahren. Im Bereich geringer Wellenzahlen w liegen großräumige Strukturen vor. In diesem Bereich erfolgt die Erzeugung der Turbulenz und deren Energie E ist hauptsächlich in den großräumigen Strukturen gebunden. Die aus der Hauptströmung entnommene Energie wird im Bereich mittlerer Wellenzahlen, auch Trägheitsbereich genannt, an immer kleinere Wirbelstrukturen weitergegeben. Der Zerfall der Strukturen setzt sich in den Dissipationsbereich fort. Hier dissipiert die verbleibende turbulente Energie der kleinsten Strukturen durch Reibungseinflüsse in Wärme. [55, 61]

Im Folgenden werden die Ansätze zur numerischen Modellierung turbulenter Strömungen vorgestellt und anhand des dargestellten Energiespektrums veranschaulicht.

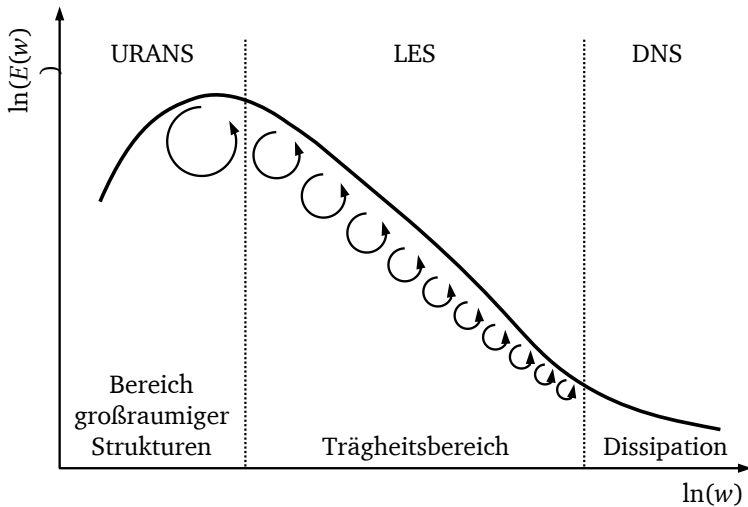


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung der Energiekaskade einer turbulenten Strömung mit Auflösungsmöglichkeiten verschiedener numerischer Lösungsverfahren nach [61]

Bei der direkten numerischen Simulation (DNS) erfolgt die Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen für eine turbulente Strömung ohne Mittelung oder Approximation außer der numerischen Diskretisierung. Dabei ist eine sehr feine zeitliche und räumliche Diskretisierung notwendig, damit alle auftretenden turbulenten Strukturen bis hin zum Dissipationsbereich aufgelöst werden. Das führt zu einem sehr hohen Rechenaufwand, was diesen Ansatz für viele Fragestellungen nicht anwendbar macht. [38]

Eine Unterteilung der turbulenten Strukturen in großräumige und kleinskalige Anteile wird bei der Grobstruktursimulation oder englisch Large Eddy Simulation (LES) vorgenommen. Dabei werden alle Strukturen, die größer sind als eine gewählte räumliche Filterweite, aufgelöst. Die stark geometrieabhängigen, großräumigen Strukturen besitzen anisotrope Eigenschaften und müssen berechnet werden. Dagegen ist es möglich kleinskalige Wirbel als homogen und isotrop

zu betrachten und mittels einfacher Turbulenzmodelle zu modellieren. Damit kann die Wirkung nicht aufgelöster, kleinskaliger Strukturen auf die aufgelöste Strömung berücksichtigt werden. Diese Turbulenzmodelle werden Subgrid-Scale-Turbulenzmodelle, kurz SGS-Modelle genannt [61]. Für die vorgestellten Untersuchungen mit LES wird zur Modellierung der kleinskaligen Turbulenzen das sogenannte WALE-Modell (engl.: "Wall-Adapted Local Eddy Viscosity") verwendet [53]. Im Vergleich zu anderen SGS-Modellen benötigt das WALE-Modell keinerlei wandnahe Dämpfung, sondern liefert eine richtige Skalierung an Wänden [62]. Die Filterweite sollte deutlich größer als die Gitterweite gewählt werden, um eine klare Trennung von Physik und numerischem Verfahren zu erreichen [11].

Die räumliche Diskretisierung und die Definition des Rechengebiets sind von großer Bedeutung bei der Anwendung von LES, da die Unabhängigkeit des Rechenergebnisses davon sicherzustellen ist. Die Größe der Wandzellen wird häufig in dimensionsloser Form angegeben. In Abhängigkeit von der Wandschubspannungsgeschwindigkeit und der kinematischen Viskosität ist der entdimensionierte Wandabstand nach [33]:

$$y^+ = y \frac{v_\tau}{\nu} \quad (3.6)$$

mit

$$\begin{array}{lll} y^+ & \text{dimensionsloser Wandabstand} & / - \\ v_\tau & \text{Wandschubspannungsgeschwindigkeit} & / \text{ m s}^{-1} \end{array}$$

Dabei ist die Wandschubspannungsgeschwindigkeit definiert als:

$$v_\tau = \sqrt{\tau_W} \quad (3.7)$$

mit

$$\tau_W \quad \text{Wandschubspannung} \quad / \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-2}$$

Die Wandschubspannung berechnet sich wie folgt:

$$\tau_W = \left(\mu \frac{\partial v_{tan}}{\partial y} \right) \quad (3.8)$$

mit

v_{tan}	tangente Geschwindigkeitskomponente / m s^{-1}
y	Koordinate senkrecht zur Wand / m

Für wandaufgelöste LES wird als Grenzwert $y^+ \leq 1$ angegeben [33, 72].

Ein weiterer Ansatz zur Modellierung von Turbulenzeinflüssen basiert auf der Annahme, dass die Strömungswerte in einen zeitlichen Mittelwert und in eine Schwankungsgröße zerlegt werden können. Die Strömung wird im Mittel als stationär angenommen. Wird diese sogenannte Reynolds-Mittelung in das Gleichungssystem der Erhaltungsgleichungen eingesetzt, ergeben sich die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS). Für instationäre Strömungsvorgänge, wie bspw. die hier untersuchte Spaltströmung, können URANS-Methoden (von unsteady RANS) angewandt werden. Diese Methoden erfassen anders als RANS das zeitabhängige Strömungsverhalten. Im Gegensatz zur LES werden jedoch keine bzw. nur großräumige Strukturen außerhalb des Turbulenzspektrums aufgelöst. Der Einfluss der Turbulenz auf die mittlere Strömung wird durch Turbulenzmodelle approximiert. Für die vorgestellten Berechnungen mit URANS wird das k - ϵ -Modell verwendet [56]. Das ist ein sogenanntes Zweigleichungsmodell, bei welchem die turbulente kinetische Energie k und deren Dissipationsrate ϵ jeweils von einer zusätzlichen Differentialgleichung modelliert werden. Das k - ϵ -Modell ist weit verbreitet für turbulente Innenströmungen. Für detaillierte Beschreibungen der grundlegenden Strömungsmechanik und numerischen Verfahren sei auf einschlägige Literatur wie [11, 29, 38] verwiesen.

3.1.4 Mehrphasenströmung

In der Natur und Technik treten Mehrphasenströmungen in unterschiedlichen Formen und Strukturen auf. Dabei kommen die Aggregatzustände fest, flüssig und gasförmig in verschiedenen Kombinationen in Mehrphasenströmungen vor [29]. Die in der PMSM auftretende Gas-Flüssigkeits-Strömung besteht aus Luft und Kühlmedium. Zur Berechnung mehrphasiger Strömungen existieren unterschiedliche Ansätze. Jene, die zur Berechnung der mehrphasigen Spaltströmung in Frage kommen, werden im Folgenden kurz vorgestellt.

Volume-of-Fluid Methode

Die Strömung zweier nicht mischbarer Fluide, wie bspw. ein Kühlmedium und Luft, ist durch eine Oberfläche getrennt. Kann ein Phasenwechsel an der freien Oberfläche vernachlässigt werden, sind die kinematische und dynamische Randbedingung einzuhalten. Bei der Berechnung der Form und Lage einer freien Oberfläche wird zwischen zwei Gruppen unterschieden. Die Interfaceverfolgungsmethoden definieren eine scharfe Trennung der Phasen und verwenden randangepasste Gitter. In jedem Zeitschritt wird das Gitter der freien Oberfläche angepasst. Dabei treten Probleme auf, wenn es zu einer Fragmentierung der freien Oberfläche kommt, wie bspw. beim Strahlzerfall. Dagegen wird bei den Interfaceerfassungsmethoden keine Änderung des Gitters vorgenommen. Besonders bei zeitabhängiger Verformung der freien Oberfläche ist das ein großer Vorteil, da eine ständige, zeitaufwändige Neuerstellung des Gitters vermieden wird. Die freie Oberfläche wird durch einen Volumenanteil von 0.5 in den Zellen bestimmt. [29]

Bekannte Interfaceerfassungsmethoden sind die Marker-and-Cell Methode, die Level-Set Methode und die Volume-of-Fluid (VOF) Methode. Letztere wird in dieser Arbeit verwendet. Die VOF Methode erweitert das in Abschnitt 3.1.1 vorgestellte Gleichungssystem um eine Transportgleichung für den Volumenanteil einer Phase [39]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \varphi_i dV + \int_S \varphi_i \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS = 0 \quad (3.9)$$

mit

φ_i Volumenanteil der Phase i / -

Da die Phasen nicht mischbar sind, ist die freie Oberfläche zu jedem Zeitpunkt scharf aufzulösen und eine numerische Diffusion zu vermeiden. Das heißt die meisten Zellen des Rechengebiets besitzen ausschließlich eine Phase. Die Verschmierung der freien Oberfläche bzw. künstliche Vermischen der Phasen kann durch die Anwendung der High-Resolution Interface Capturing (HRIC) Methode reduziert werden [50].

Der Einfluss der Oberflächenspannung wird mit dem in [9] präsentierten Modell berücksichtigt. Dabei wirkt die Kraft aufgrund der Oberflächenspannung ausschließlich im Bereich der freien Oberfläche. Die detaillierte Formulierung der Gleichungen sind [9] zu entnehmen.

Die Beschreibung des Einflusses einer festen Wand auf die freie Oberfläche erfolgt durch den Kontaktwinkel θ . Dies ist der Winkel zwischen der freien Oberfläche und der festen Wand. In Abbildung 3.2 sind zwei Tropfen mit unterschiedlichem Kontaktwinkel dargestellt. Ist der Kontaktwinkel kleiner als 90° zeigt sich ein benetzendes bzw. hydrophiles Verhalten. Steigt der Kontaktwinkel über 90° wird die Wand schlecht benetzt und das Fluid verhält sich hydrophob. Der Kontaktwinkel lässt sich durch lichtoptische Vermessung der Kontur eines Tropfens auf einer Oberfläche bestimmen. Dies ist sowohl statisch für einen nicht bewegten Tropfen als auch dynamisch für einen bewegten Tropfen möglich.

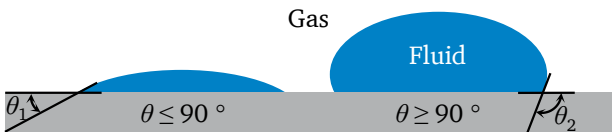


Abbildung 3.2: Veranschaulichung des Kontaktwinkels zwischen Fluid und fester Wand

Berechnung disperser Phasen

Für Mehrphasenströmungen mit disperser Phase findet die VOF Methode in der Regel keine Anwendung, denn dafür ist ein Rechengitter deutlich feiner als die kleinsten Tropfen bzw. Blasen notwendig. Die kontinuierliche Phase wird nach der Eulerschen Betrachtungsweise behandelt. Die disperse Phase wird dagegen mit der Euler oder Lagrange Methode beschrieben. Ob die Euler-Euler oder Euler-Lagrange Methode angewendet wird, hängt maßgeblich von der Partikelbeladung der dispersen Phase ab.

Die Euler Methode für die disperse Phase löst, wie für die kontinuierliche Phase, die Erhaltungsgleichungen. Damit ist der Rechenaufwand unabhängig von der Anzahl von Partikeln der dispersen Phase. Die Interaktion der beiden nach Euler berechneten Phasen wird über separate Austauschterme berücksichtigt. Diese Betrachtungsweise eignet sich besonders für Mehrphasenströmungen mit einer hohen Partikelbeladung und bei Phasenübergängen. [29]

Ist die Partikelbeladung gering, kann die Anwendung der Lagrangeschen Betrachtungsweise (LMP) für die disperse Phase effiziente Berechnungen ermöglichen. Die kontinuierliche Phase wird weiterhin nach Euler behandelt. Die Bewegung jedes Partikels der dispersen Phase wird durch die Lösung der Impulsgleichung berechnet, die sich wie folgt formulieren lässt:

$$m_p \frac{\partial v_p}{\partial t} = \sum \mathbf{F} \quad (3.10)$$

mit

m_p	Partikelmasse	/ kg
v_p	Partikelgeschwindigkeit	/ m s^{-1}
\mathbf{F}	Kräfte	/ N

Die rechte Seite entspricht dabei der Summe aller auf den Partikel wirkenden Kräfte.

Um dem steigenden Rechenaufwand bei hoher Anzahl von Partikeln entgegenzuwirken, ist es möglich Partikel, welche die gleichen Eigenschaften besitzen, zu

Paketen zusammenzufassen [16]. Damit sind die Impulsgleichungen für die Pakete zu lösen. Die Kopplung von disperser und kontinuierlicher Phase beeinflusst ebenfalls den Rechenaufwand. Finden keine Phasenübergänge statt und ist die Partikelbeladung gering, kann die Ein-Wege-Kopplung verwendet werden. Es wird angenommen, dass der Einfluss der Partikel auf die kontinuierliche Phase vernachlässigbar ist. Andernfalls ist die Zwei-Wege-Kopplung zu verwenden. Diese ist notwendig wenn der Austausch zwischen disperser und kontinuierlicher Phase die Eigenschaften letzterer entscheidend beeinflusst. Auch die Interaktion zwischen Partikel und der Partikel mit Wänden ist zu berücksichtigen. Detaillierte Ausführungen zu der Beschreibung von Mehrphasenströmungen mit disperser Phase sind in [16] zu finden.

Interaktion verschiedener Berechnungsansätze

In der Realität treten mehrphasige Strömungen mit unterschiedlichen Strömungsformen in einem Anwendungsfall auf. Das stellt die Berechnung vor zusätzliche Herausforderungen. Eine Kombination der vorgestellten Berechnungsansätze ist je nach Anwendungsfall hilfreich bzw. erforderlich. Abbildung 3.3 zeigt beispielhaft einen Flüssigkeitsstrahl und seinen Zerfall. Es wird veranschaulicht, wie verschiedene Strukturen in der Strömung auftreten und welcher Berechnungsansatz sich für diese eignet. Für die kompakte Strahloberfläche am Austritt eignet sich die VOF Methode. Sobald sich einzelne Tropfen aus der Oberfläche lösen, lassen sich diese effizient durch LMP berechnen. Ob ein Tropfen für die Umwandlung geeignet ist, hängt dabei von seinen Eigenschaften, wie Masse, Größe und Form, ab. Findet eine Umwandlung statt, ist die Auflösung der Tropfenoberfläche mit Zellen nicht mehr notwendig und eine Verringerung der Rechenzeit ist möglich. Lösen sich größere Strukturen aus der freien Oberfläche, ist es vorteilhaft diese weiter mit der VOF Methode zu berechnen. Die Interaktion zwischen VOF und LMP ist in beide Richtungen relevant. Sobald ein Tropfen auf die freie Oberfläche auftrifft geht er in die VOF Phase über. Im Beispielfeld 3.3 bildet sich außerdem eine Filmströmung aus. Der Berechnungsansatz für Filme eignet sich nicht für den untersuchten Fall eines Luftspalts, da dreidimensio-

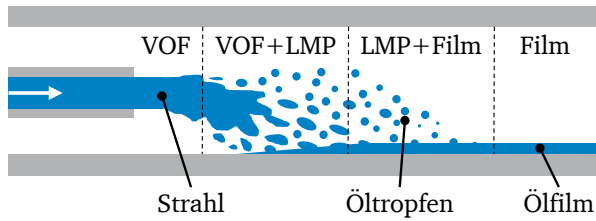


Abbildung 3.3: Beispiel zweiphasiger Strömungsformen mit Zuordnung zu Berechnungsansätzen

nale Strömungsstrukturen im Spalt aufzulösen sind, weswegen er nicht weiter betrachtet wird. Das einfache Beispiel eines Strahls zeigt die Komplexität der Berechnung mehrphasiger Strömungen mit unterschiedlichen Strukturen. Durch die Kopplung verschiedener Berechnungsansätze in einem Rechengebiet ist eine Steigerung der Effizienz der Berechnung möglich, führt jedoch gleichzeitig zu erhöhtem Aufwand in der Modellierung. Eine Abwägung des Nutzens, durch den Vergleich der Vorteile in der Berechnungszeit mit dem nötigen Modellierungsaufwand, ist für jeden Anwendungsfall einzeln durchzuführen. Detaillierte Beschreibungen der Interaktion verschiedener Berechnungsansätze finden sich in [62].

3.2 Modellaufbau

Die Randbedingungen im Luftspalt stellen die Strömungsberechnung vor einige Herausforderungen. Eine sehr feine räumliche und zeitliche Diskretisierung ist aufgrund der aufzulösenden Strömungsphänomene notwendig. Bei den gleichzeitig großen Dimensionen ist die Berechnung des gesamten Fluidraums des Luftspaltes und der angrenzenden Innenräume der PMSM nicht praktikabel, weshalb reduzierte Modelle entwickelt werden. Im Folgenden werden die allgemeinen Herausforderungen für die Berechnung im Detail betrachtet und anhand eines Modells erläutert.

3.2.1 Geometrie und Dimensionen des Luftspaltes

Die Geometrie des Luftspaltes ergibt sich zum einen aus elektromagnetischen Anforderungen und zum anderen aus den möglichen Fertigungstechnologien. Es sind somit mehrere Entwicklungsbereiche beteiligt und es ist der beste Kompromiss anzustreben. Für die optimierte Elektromagnetik ist ein Luftspalt mit möglichst geringer Höhe vorteilhaft, da mit steigender Spalthöhe der Widerstand für den magnetischen Fluss zunimmt [73]. Dies kann allerdings negative Auswirkungen auf die Strömungsverluste im Luftspalt haben. Neben der Spalthöhe beeinflussen die Oberflächen von Rotor und Stator die Strömung im Luftspalt. Im vorliegenden Fall einer PMSM entstehen fertigungsbedingt, durch das Einbringen der Statorwicklung, Nuten in der Statoroberfläche im Luftspalt. Die Rotoroberfläche ist dagegen zylindrisch ausgeführt. Beispielhaft dargestellt ist die Geometrie des Luftspaltes in Abbildung 3.4. Darin ist ein Schnittbild durch den Luftspalt in einem Detailausschnitt der PMSM zu sehen. Die Spalthöhe $l_{h, sp}$ ist üblicherwei-

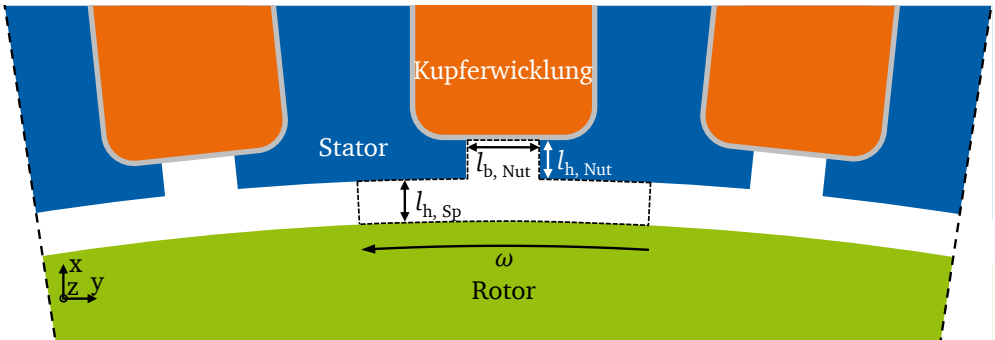


Abbildung 3.4: Schnittbild durch den Luftspalt

se im Bereich von einem Millimeter. Die Nutbreite $l_{b, Nut}$ hängt von der Anzahl der Nuten und der Geometrie der Kupferwicklung ab. Die Kupferwicklung und die Toleranzen des Fertigungsverfahrens beeinflussen die Nuthöhe $l_{h, Nut}$. Den Fluidraum des gesamten Luftspaltes zeigt Abbildung 3.5 auf der linken Seite. Die Angabe der Dimensionen veranschaulichen die Herausforderung für die Model-

lierung. Die große, axiale Länge (0.15 m), der große Durchmesser (0.14 m) und gleichzeitig kleine Spalthöhe (~ 0.001 m) sind nicht praktikabel in einem Modell auflösbar. Die zu erwartenden kleinskaligen Strömungsphänomene aufgrund der geringen Spalthöhe erfordern eine feine Diskretisierung. Die Betrachtung des gesamten Luftspalts in einem Modell würde so zu nicht akzeptablen Rechenzeiten und Modellgrößen führen. Deswegen wird für den Modellaufbau die Periodizität und Symmetrie der Geometrie ausgenutzt, um reduzierte Detailmodelle des Luftspaltes mit erforderlicher räumlicher Diskretisierung aufzubauen. Je kleiner das Rechengebiet umso geringer ist der Rechenaufwand.

Die Rotationssymmetrie des Luftspaltes erlaubt die Anwendung periodischer Randbedingungen in Umfangsrichtung. Außerdem werden die an den Luftspalt angrenzenden Strömungsbedingungen in den Innenräumen der PMSM als symmetrisch angenommen. Es ist weiterhin bekannt, dass in schmalen Ringspalten Strömungsformen wie die Taylor Wirbel in axialer Richtung periodisch auftreten [68]. Daraus folgt die Anwendung von periodischen Randbedingungen in axialer Richtung. Etwaige Randeffekte der Austauschströmung zwischen Innenraum und Luftspalt werden im reduzierten Rechengebiet nicht berücksichtigt. Darum ist das reduzierte Rechengebiet in Abbildung 3.5 aus der axialen Mitte des gesamten Fluidraums entnommen. Es ist das Rechengebiet mit dem Kreischnitt einer Nut dargestellt. Dieser Ausschnitt ist auch in Abbildung 3.4 mit einer gestrichelten Linie eingezeichnet. Damit wird die Dimension und Lage des reduzierten Rechengebiets in der PMSM verdeutlicht. Der Fehler aufgrund der Reduzierung des Rechengebiet wird in Kapitel 3.3.1 und 3.4.1 für die einphasige und zweiphasige Spaltströmung analysiert und jeweils ein geeignetes Rechengebiet abgeleitet.

3.2.2 Räumliche Diskretisierung

Die vorgestellten Dimensionen des Luftspaltes führen zu Herausforderungen bei der räumlichen Diskretisierung. Die räumliche Auflösung des Rechengebiets ist zentraler Bestandteil des Modellaufbaus für Strömungsberechnungen. Sie beeinflusst den Rechenaufwand und damit die Rechendauer stark. Gleichzeitig

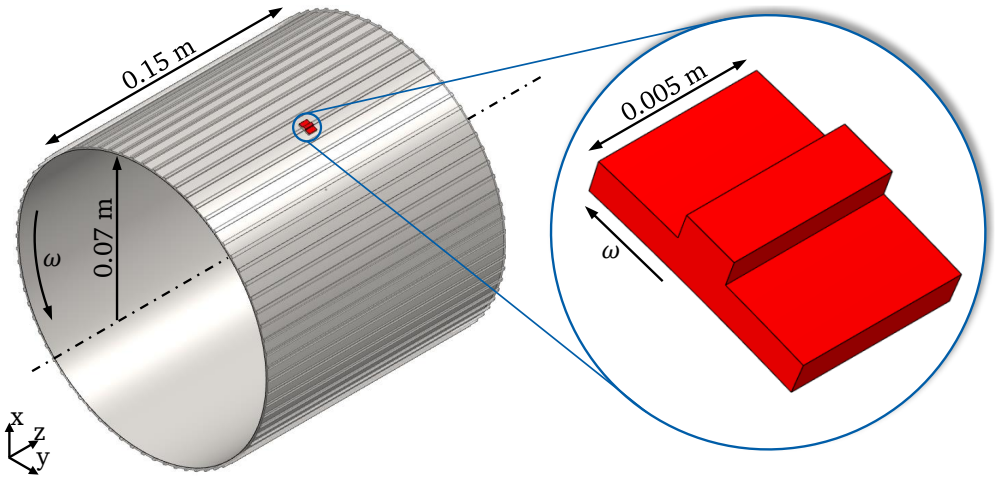


Abbildung 3.5: Fluidraum des Luftspaltes

ist der Einfluss auf das Ergebnis zu minimieren. Deswegen werden Studien durchgeführt, welche die Unabhängigkeit des Berechnungsergebnisses von der räumlichen Diskretisierung sicherstellen.

Ein blockstrukturiertes Rechengitter für den Luftspalt ist in der Schnittebene exemplarisch in Abbildung 3.6 dargestellt. Wie auch in Abbildung 3.5 ist der bekannte Kreisabschnitt einer Nut abgebildet. Für eine bessere Übersichtlichkeit sind die Rotor- und die Statorfläche markiert. Außerdem sind die periodischen Randbedingungen in Umfangsrichtung beschriftet. Die hohe Auflösung in radialer Richtung ist begründet durch die zu erwartenden hohen Geschwindigkeitsgradienten zwischen dem drehenden Rotor und dem unbewegten Stator. In Umfangsrichtung und axialer Richtung sind keine großen Gradienten zu erwarten, weshalb die Zellen in dieser Richtung leicht gestreckt sind. Diese Anordnung der Zellen gilt für alle vorgestellten Modelle des Luftspaltes.

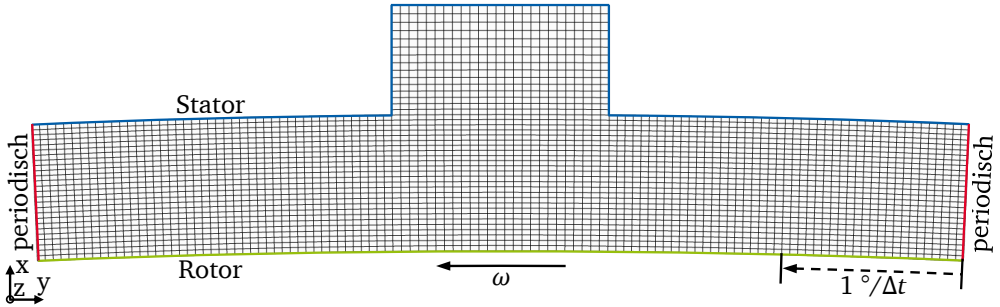


Abbildung 3.6: Blockstrukturiertes Gitter mit Veranschaulichung der zeitlichen Diskretisierung

3.2.3 Zeitliche Diskretisierung

Die zeitliche Diskretisierung im Luftspalt hängt insbesondere von der Rotationsgeschwindigkeit des Rotors ab. Die gewählte Zeitkonstante sollte idealerweise von der Drehung des Rotors abhängen. In [6] wird eine solche rotatorische Zeitkonstante, die von dem Drehwinkel des Rotors pro Zeitschritt abhängt, präsentiert. Diese Zeitkonstante berechnet sich wie folgt:

$$\tau_n = \frac{\Delta\beta}{360^\circ} \frac{60}{n} \quad (3.11)$$

mit

τ_n	Rotatorische Zeitkonstante	/ s
$\Delta\beta$	Drehwinkel pro Zeitschritt	/ °
n	Drehzahl	/ min ⁻¹

Wird ein konstanter Drehwinkel pro Zeitschritt vorausgesetzt, sinkt die Zeitschrittweite bei steigender Drehzahl des Rotors. Ob die Zeitschrittweite für die Auflösung relevanter Strukturen geeignet ist, lässt sich mit Hilfe der in Gleichung 3.4 vorgestellten CFL-Zahl bewerten. Sie ist abhängig von der Geschwindigkeit und räumlichen Diskretisierung und bestimmt, um wie viele Zellen

eine Größe pro Zeitschritt maximal weiter transportiert wird. Üblicherweise wird ein Grenzwert von Eins für die CFL-Zahl festgelegt, um die Strukturen der Strömung aufzulösen.

Veranschaulicht wird die zeitliche Diskretisierung in Abbildung 3.6. Auf der rechten Seite ist eingezeichnet wie weit sich der Rotor in einem Zeitschritt weiterdreht bei einem Drehwinkel von $1^\circ/\Delta t$. Es ist zu erkennen, dass viele Zellen in einem Zeitschritt übersprungen werden und damit die CFL-Zahl deutlich größer als Eins ist. Die genauen Anforderungen an die zeitliche Diskretisierung ergeben sich zusätzlich aus dem jeweiligen Anwendungsfall. Beispielsweise ist bei der mehrphasigen Berechnung mit der VOF Methode eine ausreichende Auflösung der freien Oberfläche von besonderer Bedeutung. Andernfalls gäbe es keine scharfe Trennung der Phasen und die freie Oberfläche würde verschmieren. Empfohlen wird eine CFL-Zahl der freien Oberfläche von kleiner oder gleich 0.5 [62]. Auch die Wahl der numerischen Lösungsmethode hat Einfluss auf die Anforderungen an die Diskretisierung. Bei der Verwendung von LES sollte die zeitliche und räumliche Diskretisierung die direkte Berechnung großräumiger Strukturen erlauben. Die erforderliche Diskretisierung ist entsprechend geometrieabhängig und für jeden Anwendungsfall zu bestimmen.

3.3 Validierung der Berechnung der einphasigen Spaltströmung

Der in Abschnitt 3.2 vorgestellte Modellaufbau wird im Folgenden für die Berechnungen der einphasigen Spaltströmung validiert. Zuerst wird der Einfluss der Reduzierung des Rechengebiets auf die Ergebnisse quantifiziert. Anschließend wird der numerische Fehler aufgrund der räumlichen Diskretisierung untersucht. Ein abgeleitetes Berechnungsmodell mit geeignetem Rechengebiet und -gitter wird daraufhin mit den in Tabelle 2.3 vorgestellten Korrelationen aus der Literatur verglichen und abschließend die berechnete Strömungsform anhand von Messergebnissen eines optisch zugänglichen Prüfstands validiert.

3.3.1 Rechengebiet

Die Anwendung von periodischen Randbedingungen und Reduzierung des Rechengebiets auf kleine Teilmodelle, wie in Abbildung 3.5 veranschaulicht, kann zu Abweichungen in der Berechnung führen. Um sicherzustellen, dass kein signifikanter Einfluss auf das Ergebnis entsteht, werden Berechnungen mit verschiedenen Rechengebieten durchgeführt und verglichen. Diese Studie ist in Abbildung 3.7 dargestellt. Untersucht wird die Abweichung des Drehmoments

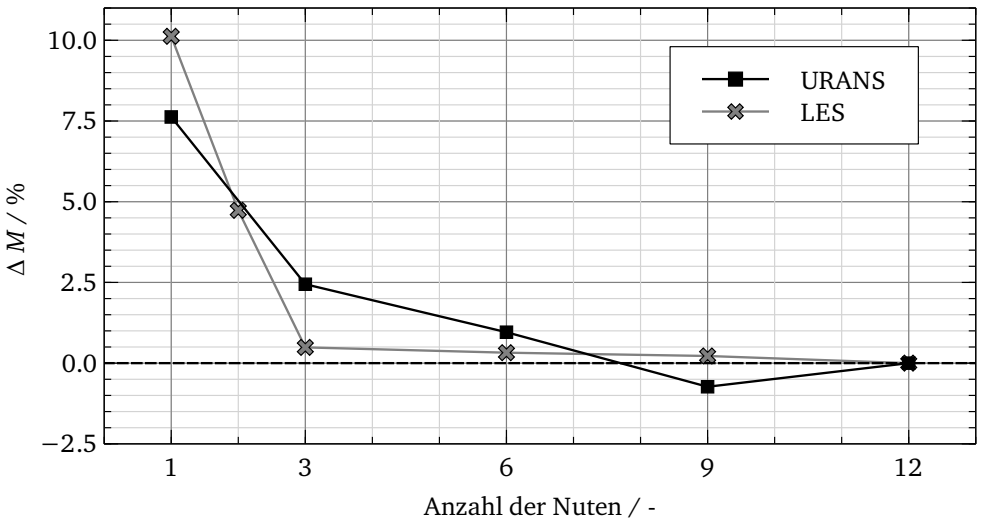


Abbildung 3.7: Abweichung des Drehmoments verschiedener Rechengebiete zu dem Rechengebiet mit zwölf Nuten

verschiedener Rechengebiete bei 2000 min^{-1} . Die Abweichung ΔM bezieht sich auf das Modell mit zwölf Nuten, das einen Kreisausschnitt von 60° berechnet. Die Untersuchung wird mit URANS und LES durchgeführt, um in den Abschnitten 3.3.3 und 3.3.4 einen Vergleich der numerischen Lösungsverfahren vorzunehmen. Es zeigt sich sowohl mit URANS als auch mit LES bereits ab drei Nuten oder 15° Kreisausschnitt eine Abweichung von unter drei Prozent. Darum wird

im Folgenden mit diesem Ausschnitt in Umfangsrichtung gerechnet. Untersuchungen zur axialen Ausdehnung des Rechengebiets ergaben keine bedeutenden Abweichungen für die einphasigen Strömungsberechnungen. Um den Rechenaufwand gering zu halten, wird eine axiale Länge von einem Zentimeter für die einphasigen Modelle gewählt.

3.3.2 Rechengitter

Die Diskretisierung des Rechengebiets in eine endliche Anzahl von Volumina führt zu einem Diskretisierungsfehler. Dieser kann durch Gitterkonvergenzstudien analysiert werden. Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen an das Rechengitter wird die Studie separat für URANS und LES durchgeführt. Die Ergebnisse finden sich in Abbildung 3.8 und zeigen den Konvergenzverlauf der Abweichung des Drehmoments dreier Rechengitter mit unterschiedlicher Auflösung. Die Topologie aller drei Rechengitter entspricht der aus Abbildung 3.6,

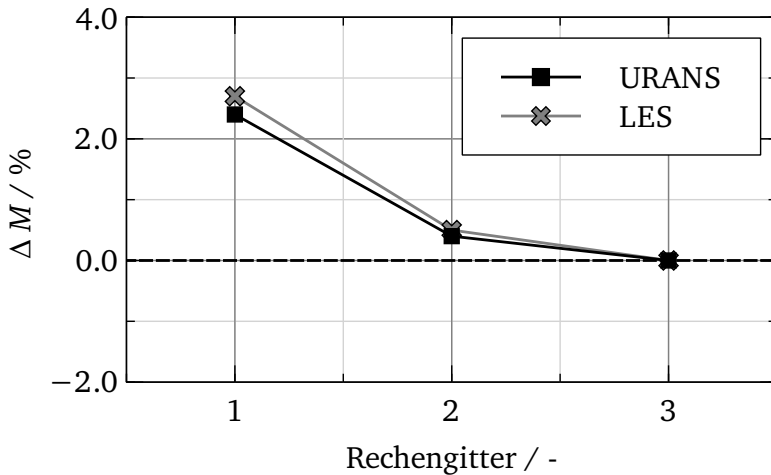


Abbildung 3.8: Abweichung des Drehmoments der untersuchten Rechengitter zu dem Rechengitter 3

wobei der dreifache Kreischnitt berechnet wird. Ausschließlich die Gitterabstände sind reduziert. Die Abweichung bezieht sich dabei auf das feinste Rechengitter Nummer 3 und ist für alle Netze unter drei Prozent. Der Unterschied zwischen den Lösungen auf Rechengitter 2 und 3 ist geringer als der Unterschied zwischen den Lösungen auf Rechengitter 1 und 2, was auf eine monotone Konvergenz hindeutet. Die Anzahl der Zellen der jeweiligen Rechengitter ist im Anhang in Tabelle A1 angegeben.

3.3.3 Drehmomentverlust

Der Drehmomentverlust durch Fluidreibung kann mit den in Tabelle 2.3 aufgeführten Berechnungsansätzen aus der Literatur für Ringspalte berechnet werden. Für den Abgleich zwischen Berechnung und Literatur wird die vorgestellte Luftspaltgeometrie zu einem Ringspalt mit zylindrischer Statoroberfläche vereinfacht. Die normierten Drehmomentverluste sind in Abbildung 3.9 über der Drehzahl des Rotors aufgetragen. Die Korrelationen aller Autoren, bis auf [66], basieren auf experimentellen Daten. In [66] wird die Korrelation dagegen aus Berechnungen abgeleitet.

Insgesamt zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Berechnung und Literatur. Sowohl die Berechnungen mit URANS als auch mit LES liefern eine für technische Anwendungen ausreichend gute Genauigkeit der Ergebnisse. Während URANS bei 1000 min^{-1} unter den Werten der Literatur liegt, sind die Ergebnisse der Berechnungen mit LES im oberen Drehzahlbereich geringer als die der Literaturwerte. Wird die Streuung der Werte der verschiedenen Autoren betrachtet, ordnen sich die Berechnungsergebnisse in einem akzeptablen Wertebereich ein. Somit ist es möglich für die Analyse des Drehmoments im einphasigen Luftspalt sowohl Berechnungen mit URANS als auch mit LES durchzuführen.

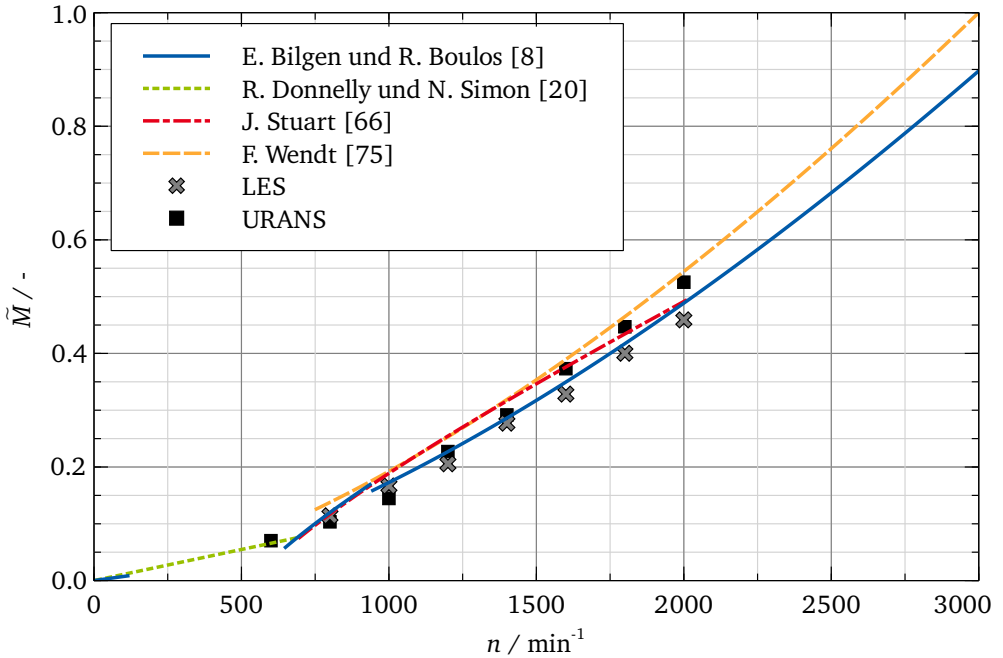


Abbildung 3.9: Vergleich der Drehmomentverluste zwischen Berechnung und Literatur

3.3.4 Strömungsformen

Die auftretenden Strömungsformen im Luftspalt sind zu validieren. Insbesondere im Hinblick auf die späteren zweiphasigen Berechnungen ist es notwendig, dass ein detailliertes 3D-CFD Modell alle relevanten Wirbel auflöst, damit der Transport einer zweiten Phase korrekt berechnet wird. Die Berechnungsansätze zum Übergang verschiedener Strömungsformen aus Tabelle 2.1 und Tabelle 2.2 gelten für einphasige Ringspalte. Deswegen wird wie in Abschnitt 3.3.3 der Vergleich zwischen Berechnung und Literatur anhand eines geometrisch vereinfachten Luftspaltmodells durchgeführt. Zusätzlich wird für die Validierung auf

Ergebnisse eines optisch zugänglichen Rotationsprüfstands zugegriffen. Dieser Rotationsprüfstand wird im Folgenden kurz vorgestellt. Anschließend werden die Ergebnisse der einphasigen Experimente denen der Berechnung gegenübergestellt und mit Berechnungsansätzen für die Übergänge der Strömungsformen aus der Literatur verglichen.

Rotationsprüfstand

Der Aufbau des Rotationsprüfstands orientiert sich an der schematischen Darstellung in Abbildung 2.3. Ein transparentes Gehäuse ermöglicht die Anwendung von optischen Messmethoden, wie bspw. PIV-Messungen, zur Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeiten.

In Abbildung 3.10 ist der Rotationsprüfstand dargestellt. Der Rotor ist im Bild in schwarz zu erkennen und wird von einer Antriebsmaschine in Rotation versetzt. Die Antriebswelle ist auf der rechten Seite der Abbildung zu erkennen. Die Innenseite des transparenten Gehäuses entspricht der Geometrie des Stators. Somit entsprechen die Randbedingungen für die Strömung denen im Luftspalt der PMSM. Durch einen Austausch des Gehäuses ist es möglich die Statorgeometrie im Luftspalt zu variieren. Für den Abgleich der Strömungsformen mit der Literatur wird ein zylindrischer Ringspalt untersucht. Der Betriebsbereich des Rotationsbereich erlaubt eine maximale Drehzahl von 2000 min^{-1} . Bis zu dieser werden entsprechend auch die Vergleiche mit Berechnungen durchgeführt. Der Prüfstand wurde sowohl für einphasige als auch zweiphasige Experimente ausgelegt. Darum sind verschiedene Zugänge für das Kühlmedium an der Stirnseite des Gehäuses vorhanden. Die blauen Schläuche am unteren Bildrand führen das Öl aus dem Gehäuse ab. Die Ergebnisse der Experimente mit zweiphasiger Spaltströmung werden in Kapitel 3.4.2 zur Validierung der Berechnung zweiphasiger Strömungsformen genutzt.

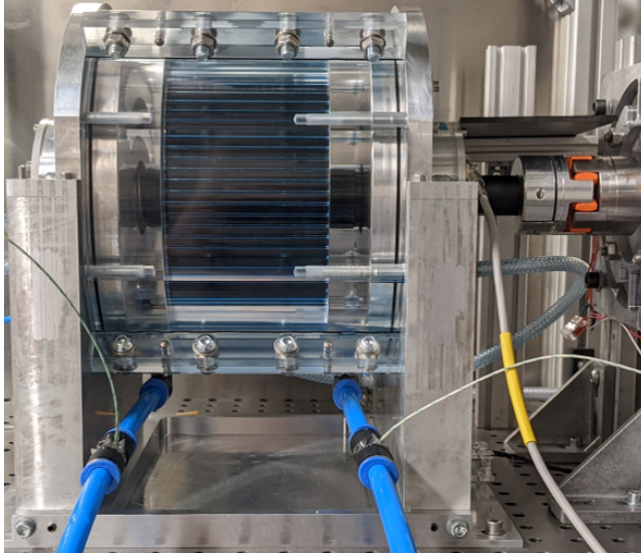


Abbildung 3.10: Rotationsprüfstand [4]

Formen der einphasigen Strömung

Die Validierung der Strömungsformen erfolgt durch den Abgleich der Geschwindigkeiten zwischen Berechnung und PIV-Messung des Rotationsprüfstands. Außerdem werden die in Abschnitt 2.2.1 vorgestellten Grundlagen herangezogen. Zuerst werden die Übergänge der Strömungsformen von der Couette Strömung zur Taylor Wirbelströmung mit den Berechnungsansätzen aus Tabelle 2.1 und der Übergang zur welligen Wirbelströmung mit den Berechnungsansätzen aus Tabelle 2.2 berechnet. Dazu werden die geometrischen Randbedingungen des untersuchten Ringspalts verwendet. Unter Berücksichtigung aller aufgeführten Autoren ergibt sich für die kritische Rotationsgeschwindigkeit, ab der die Taylor Wirbelströmung auftritt, folgender Wertebereich:

$$\omega_c = [71.84; 73.87] \text{ rad s}^{-1} \quad (3.12)$$

Das entspricht im verwendeten Aufbau einem Drehzahlbereich von:

$$n_c = [686.02; 705.41] \text{ min}^{-1} \quad (3.13)$$

Der Übergang zur welligen Wirbelströmung findet nach den Autoren in Tabelle 2.2 in folgendem Wertebereich statt:

$$\omega_c = [73.92; 84.06] \text{ rad s}^{-1} \quad (3.14)$$

$$n_c = [705.88; 802.71] \text{ min}^{-1} \quad (3.15)$$

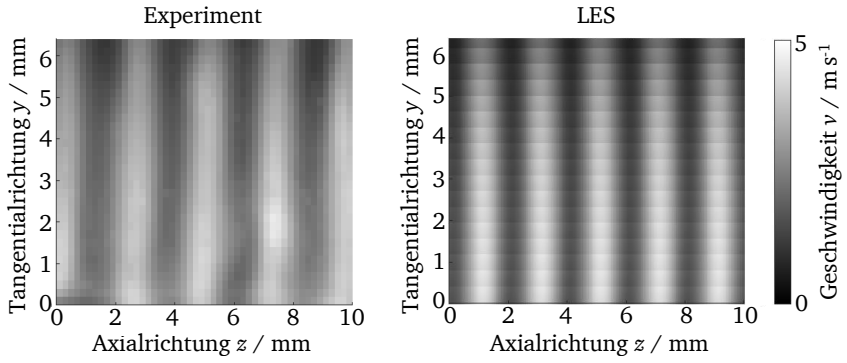
Sowohl die numerischen Ergebnisse der LES als auch die Messergebnisse des Rotationsprüfstands bestätigen den Umschlag der Strömungsform innerhalb der vorhergesagten Wertebereiche. Der direkte Vergleich von Berechnung und Experiment findet sich in Abbildung 3.11. Für verschiedene Betriebspunkte sind jeweils auf der linken Seite das Geschwindigkeitsfeld des Experiments und auf der rechten Seite das Ergebnis der Berechnung mit LES dargestellt. Die experimentelle Bestimmung der Geschwindigkeiten erfolgte mittels PIV-Messungen [4].

Bei 800 min^{-1} ist die regelmäßige Taylor Wirbelströmung im Experiment und auch in der Berechnung deutlich sichtbar. Der nächste dargestellte Betriebspunkt liegt bei 1200 min^{-1} und zeigt schon Unregelmäßigkeiten in der Anordnung der Wirbel. Hierbei handelt es sich um die wellige Wirbelströmung. Mit steigender Drehzahl wird es schwerer die Wirbel zu erkennen. Bei 2000 min^{-1} hat sich eine turbulente Wirbelströmung ausgebildet.

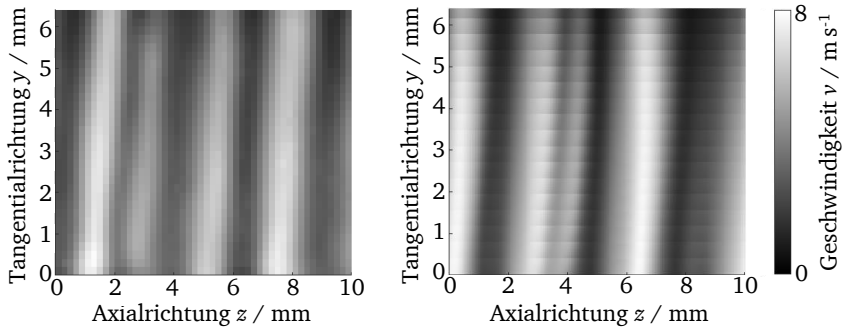
Die dargestellten Strömungsfelder sind momentane Zustände. Das heißt es wurde keine Mittelung vorgenommen. Da das Strömungsfeld insbesondere im Bereich der welligen Wirbelströmung von der Zeit abhängt, ist nicht zu erwarten, dass Berechnung und Experiment komplett übereinstimmen. Jedoch ist wichtig,

dass die Geschwindigkeit und die Strömungsform zueinander passen. Das ist in allen Betriebspunkten gegeben.

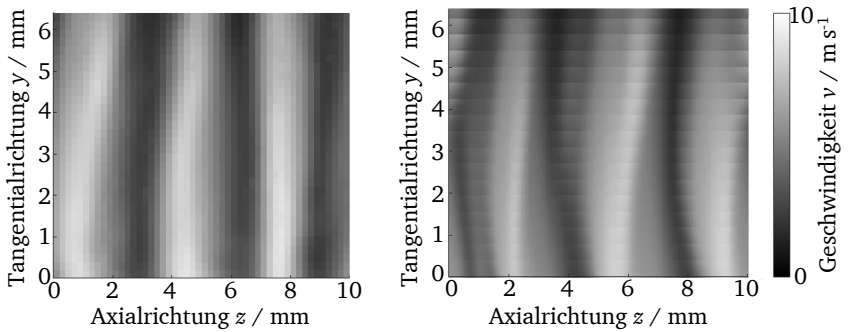
Der Vergleich zwischen Berechnungen mit URANS und LES zeigte schnell, dass die Berechnung mit URANS auch bei hohen Drehzahlen zur Taylor Wirbelströmung führt. Dies ist in der Methodik der Reynolds-Mittelung begründet. Die kleinskaligen Wirbel, welche die Ausbildung turbulenter Wirbelströmung bei hohen Drehzahlen verursachen, werden mit URANS nicht aufgelöst. Für die Auswertung integraler Größen wie das Drehmoment eignet sich die Berechnung mit URANS. Ist die detaillierte Strömungsform von Interesse, ist die Berechnung mit LES notwendig. Die Analyse der momentanen und zeitgemittelten Geschwindigkeiten im Spalt in Abbildung 4.2 bestätigt die Notwendigkeit von LES. Darum werden bei der Untersuchung der zweiphasigen Spaltströmung Berechnungen mit LES durchgeführt.



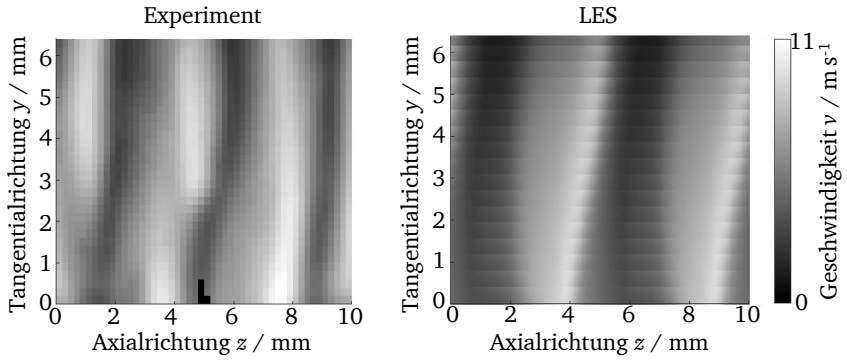
(a) 800 min^{-1}



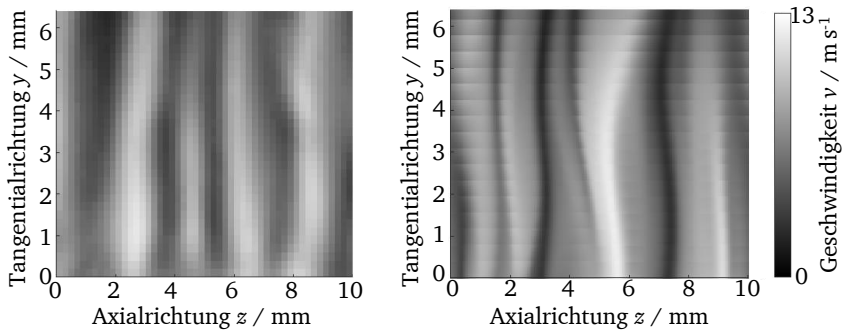
(b) 1200 min^{-1}



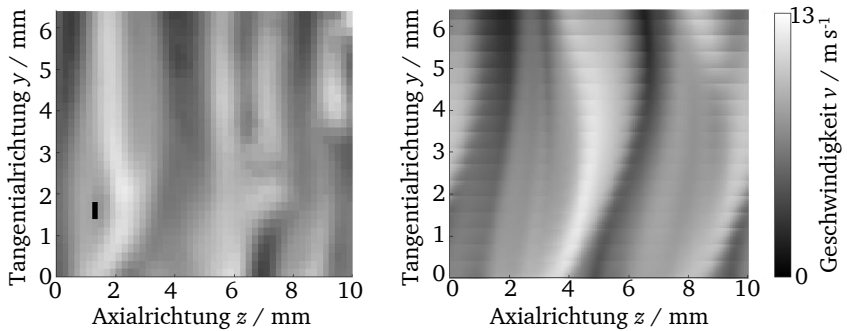
(c) 1400 min^{-1}



(d) 1600 min^{-1}



(e) 1800 min^{-1}



(f) 2000 min^{-1}

Abbildung 3.11: Strömungsformen; links: Experiment [4], rechts: Berechnung

3.3.5 Fazit

Die einphasige Spaltströmung lässt sich mittels LES numerisch analysieren. Dabei wird unter Verwendung von periodischen Randbedingungen das Rechengebiet deutlich reduziert, ohne einen signifikanten Einfluss auf die Genauigkeit des Ergebnisses. Der Abgleich mit Literatur zeigt eine sehr gute Übereinstimmung des Drehmomentverlustes für Berechnungen mit LES und auch mit URANS. Der Unterschied zwischen URANS und LES zeigt sich in der Analyse der Strömungsformen. Während die Berechnung mit LES mit den in der Literatur vorgestellten Strömungsformen und den Ergebnissen des Rotationsprüfstandes übereinstimmt, ergibt sich bei der Berechnung mit URANS durchgehend die Taylor Wirbelströmung. Darum eignet sich URANS nicht für die Analyse der Strömungsform in engen Ringspalten.

Die präsentierte Methodik zur Modellierung der einphasigen Spaltströmung wird für die Untersuchung der Einflüsse auf die Strömung eingesetzt. Die validierten Berechnungsmodelle werden in Abschnitt 4 für Parameterstudien verwendet, um ein besseres Verständnis über die Einflüsse auf die Strömungsvorgänge im Luftspalt zu generieren.

3.4 Plausibilisierung der Berechnung und grundlegende Analyse der zweiphasigen Spaltströmung

Das Einbringen von Getriebeöl in den Innenraum zur Kühlung der PMSM führt zu einer zweiphasigen Strömung im Luftspalt. Für die Bewertung des Einflusses der Zweiphasenströmung auf die Schleppmomentverluste und die Temperaturen der E-Maschine wird in diesem Kapitel der vorgestellte Modellaufbau für die zweiphasige Spaltströmung plausibilisiert. Als Berechnungsansatz wird zunächst die VOF Methode gewählt und untersucht. Dazu werden wie in Abschnitt 3.3 ein geeignetes Rechengebiet sowie Rechengitter bestimmt. Mit dem davon abgeleiteten Modellaufbau wird die Abhängigkeit der Strömungsform im Luftspalt vom Ölanteil analysiert. Anschließend wird die berechnete Strömungsform mit Ergebnissen des Rotationsprüfstands verglichen. Ein weiterer Modellierungsansatz für die zweiphasige Spaltströmung wird in Anhang A.1.3 untersucht und bewertet. Eine numerische Analyse der zweiphasigen Spaltströmung erfolgt im nachfolgenden Abschnitt 4 mit dem vorgestellten Berechnungsmodell.

3.4.1 Rechengebiet

Für die Strömung im einphasigen Luftspalt sind periodische Strömungsvorgänge, wie bspw. Taylor Wirbel, in der Literatur beschrieben. Dagegen ist für die Strömung im zweiphasigen Luftspalt keine Untersuchung bekannt, die eine Periodizität bestätigt. Es ist zu untersuchen, ob die Reduktion des Rechengebiets unter Anwendung von periodischen Randbedingungen weiterhin erlaubt ist. Eine Studie zum Rechengebiet zeigt Abbildung 3.12. Dargestellt ist die Abweichung des Drehmoments verschiedener Rechengebiete bei 2000 min^{-1} . Diese Abweichung bezieht sich auf das größte Modell mit acht axialen Nuten im Stator, das einen Kreisausschnitt von 40° berechnet. Der Rotationsprüfstand ist auf eine Rotordrehzahl von 2000 min^{-1} begrenzt. Der Betriebsbereich der PMSM kann bis zu 12000 min^{-1} reichen, weshalb zur Validierung der Berechnung die maximale Drehzahl des Rotationsprüfstands verwendet wird. Für die Studie wird mit konstanter Gittergröße und der Topologie aus Abbildung 3.6 gerechnet,

wobei der Luftspalt in radialer Richtung in 30 Zellen unterteilt ist. Das Drehmoment zeigt eine starke Abhängigkeit von dem gewählten Rechengebiet bis zum Ausschnitt mit vier Nuten. Für vier Nuten liegt die Abweichung bei unter vier Prozent, weshalb im Folgenden mit diesem Rechengebiet als Kompromiss aus Genauigkeit und benötigtem Rechenaufwand gearbeitet wird.

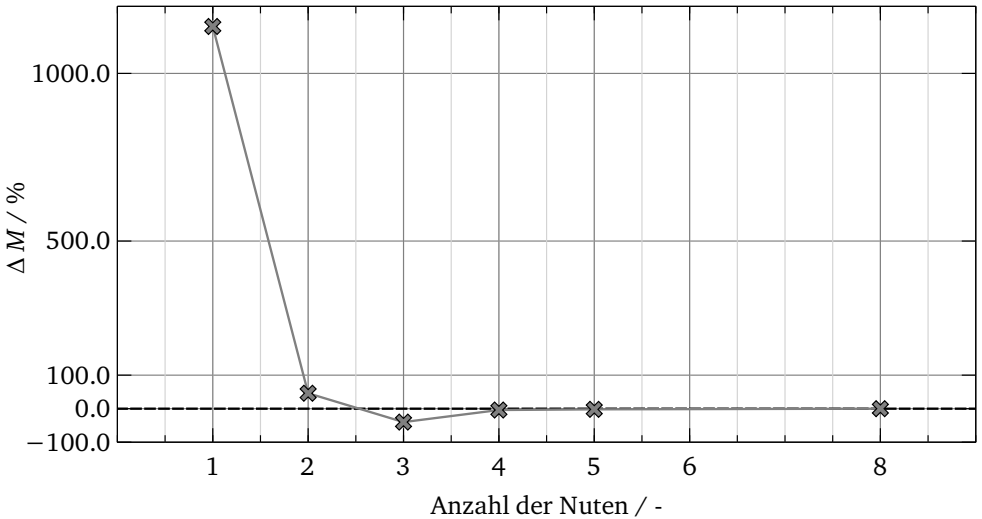


Abbildung 3.12: Abweichung des Drehmoments verschiedener Rechengebiete zu dem Rechengebiet mit 8 Nuten

Um die starken Abweichungen bei kleinerem Rechenausschnitt zu verstehen, sind in Abbildung 3.13 beispielhaft für drei Rechengebiete die Ölverteilungen in einer Schnittebene dargestellt. Das Volumen des Rechengebiets ist zu 40 Prozent mit Öl gefüllt und es stellen sich verschiedene Strömungsformen des Öls ein. Die meisten Zellen in allen Rechengebieten besitzen einen Ölanteil $\varphi_{\text{Öl}}$ von null oder eins. Die Anforderung der VOF Methode an eine möglichst scharfe Oberfläche zwischen Luft und Öl ist damit erfüllt.

Die Unterschiede in den Drehmomentverlusten sind auf die dargestellte Strömungsform zurückzuführen. Im Rechengebiet (a) mit vier Nuten und (b) mit

zwei Nuten bildet sich ein Ölfilm am Stator mit einer umlaufenden Welle aus. Durch die Anwendung von periodischen Randbedingungen in Umfangsrichtung ist die Frequenz der umlaufenden Wellen in (b) halb so groß im Vergleich zu (a). Dies führt zu Abweichungen in den ausgewerteten Drehmomentverlusten. Demnach hat das Aufprägen von Periodizität einen Einfluss auf das Ergebnis der Berechnung. In Rechengebiet (c) mit einer Nut führt der Einfluss der periodischen Randbedingungen zu einer deutlichen Abweichung der Strömungsform von den Berechnungen mit größerem Kreisabschnitt. Die umlaufende Welle berührt den Rotor, was höhere Drehmomentverluste zur Folge hat.

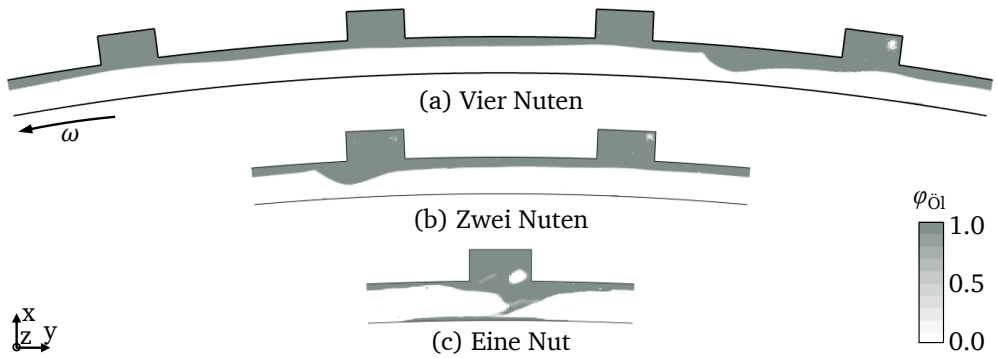


Abbildung 3.13: Veranschaulichung der Ölverteilung im Schnitt durch das Berechnungsmodell

Periodische Randbedingungen bedeuten die Annahme, dass sich das Rechengebiet in Umfangsrichtung wiederholt. Damit wird der Strömung eine Periodizität auferlegt, die einen Einfluss auf das Berechnungsergebnis hat. Dieser Einfluss wird durch die präsentierte Studie zur Größe des Rechengebiets quantifiziert und durch die Wahl des Rechengebiets mit vier Nuten minimiert. Schlussendlich ist eine deutliche Reduzierung des Rechengebiets ohne eine signifikante Abweichung der Ergebnisse möglich.

3.4.2 Rechengitter

Die Abschätzung der numerischen Fehler aufgrund der räumlichen Diskretisierung für die Berechnung des zweiphasigen Luftspaltes erfolgt, wie in Abschnitt 3.3.2 vorgestellt, mittels Gitterkonvergenzstudien. Besondere Anforderungen an die Auflösung stellt die freie Oberfläche der Zweiphasenströmung. Um eine scharfe Trennung der beiden Phasen Luft und Öl zu erreichen und eine Verschmierung zu vermeiden, ist ein möglichst scharfer Sprung des Ölanteils von 0 auf 1 an der freien Oberfläche anzustreben. Dazu ist eine feine Diskretisierung des Rechengebiets notwendig. Beschränkt sich die freie Oberfläche auf einen Teilbereich des Rechengebiets sind auch Methoden der lokalen oder adaptiven Netzverfeinerung möglich. Die adaptive Netzverfeinerung, kurz AMR (engl. Adaptive Mesh Refinement) kann dynamisch und während der Berechnung das Netz auf Basis eingestellter Kriterien verfeinern. Für die Verfeinerung der freien Oberfläche werden die Zellen, welche diese beinhalten mit der sogenannten Midpoint Subdivision Methode unterteilt. Es ist zu definieren wie stark die freie Oberfläche verschmieren darf, damit sie bei der Verfeinerung berücksichtigt wird. Außerdem kann die Anzahl der Verfeinerung einer Zelle begrenzt werden [62].

Am Beispiel einer geschichteten Zweiphasenströmung im Luftspalt zeigt Abbildung 3.14 das adaptiv verfeinerte Netz in einer Schnittebene. In diesem Setup ist eine zweifache Verfeinerung der Basiszelle an der freien Oberfläche erfolgt. Es ist möglich die Größe der Basiszellen größer zu wählen im Vergleich zu einer

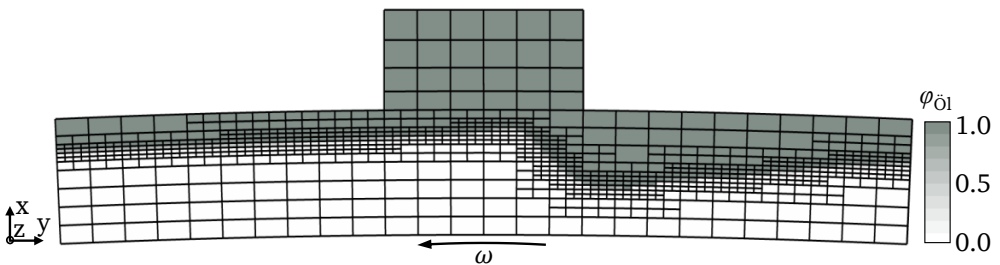


Abbildung 3.14: Adaptive Netzverfeinerung der freien Oberfläche im Luftspalt

konstanten Vernetzung des Rechengebiets und damit wird eine Verringerung der gesamten Zellanzahl erreicht. Der damit einhergehende geringere Rechenaufwand ist besonders in Strömungen, in denen sich die freie Oberfläche wenig mit der Zeit ändert, gegeben. Ist das Öl im gesamten Rechengebiet verteilt, führt die Anwendung von AMR letztendlich zur Verfeinerung der meisten Zellen. Statt eines Vorteils in der Rechendauer besteht der zusätzliche Rechenaufwand der notwendigen Vernetzung während der Berechnung.

Im Vergleich zum konstanten Rechengitter ändert sich der Diskretisierungsfehler durch AMR. Es ist sicherzustellen, dass die Basiszellen alle relevanten Strukturen der Strömung auflösen. Andernfalls besteht die Gefahr von stark fehlerbehafteten Ergebnissen. Des Weiteren ist der Einfluss des Verfeinerungsgrades zu berücksichtigen. Die Randbedingungen der adaptiven Netzverfeinerung sind für jede Berechnung einzeln zu ermitteln. Ob die Anwendung von AMR Vorteile mit sich bringt, ist von der Strömungsform abhängig und für jeden Fall zu untersuchen.

3.4.3 Strömungsformen

Für die zweiphasigen Strömungsformen im Luftspalt sind im Gegensatz zur einphasigen Spaltströmung keine Untersuchungen aus der Literatur bekannt. Darum werden für die Plausibilisierung der berechneten Strömungsform ausschließlich die Ergebnisse des in Abschnitt 3.3.4 vorgestellten Rotationsprüfstands verwendet. Dieser wird bei Raumtemperatur betrieben, weshalb ein Ersatzmedium mit den Stoffwerten des in der PMSM verwendeten Getriebeöl bei einer Betriebstemperatur von 80 °C zum Einsatz kommt. Damit ist es möglich bei Raumtemperatur realitätsnahe Strömungsformen, wie sie in der PMSM bei Betriebstemperatur auftreten, zu untersuchen. Für den Abgleich mit diesen Experimenten werden Berechnungen mit dem Ersatzmedium bei Raumtemperatur durchgeführt. Der Fokus liegt wiederum auf der oberen Betriebsgrenze des Rotationsprüfstands von 2000 min⁻¹. Geringere Drehzahlen sind für die Verlustleistung aufgrund von Reibung weniger relevant. Außerdem wird die Methodik des validierten Berechnungsmodell für höhere Drehzahlen angewendet, indem die CFL-Zahl

durch Anpassung der zeitlichen Diskretisierung konstant gehalten wird. Die Auswertung des gesamten Drehzahlbereichs erfolgt in Abschnitt 4.

Der Vergleich der Strömungsform zwischen Experiment und Berechnung birgt Herausforderungen, da der sich einstellende Ölanteil im Experiment zum jetzigen Zeitpunkt nicht bestimmt werden kann. In der Berechnung wird der Ölanteil jedoch als Anfangsbedingung im Modell hinterlegt. Um eine Vergleichbarkeit zu erreichen, wird darum in der Berechnung der Ölanteil zwischen null und eins variiert, um den Einfluss auf die Strömungsform und damit auf die Verlustleistung auszuwerten. In Abbildung 3.15 ist die Verlustleistung in Abhängigkeit des Ölanteils bei 2000 min^{-1} aufgetragen. Die berechnete Verlustleistung im Rechengebiet mit vier Nuten wird auf die gesamte Größe des Luftspaltes multipliziert. Außerdem wird eine zeitliche Mittelung der Verlustleistung durchgeführt. Neben den gemittelten Werten sind die minimale und maximale Amplitude in Form von Fehlerbalken im Diagramm eingezeichnet. Es treten verschiedene Strömungsfor-

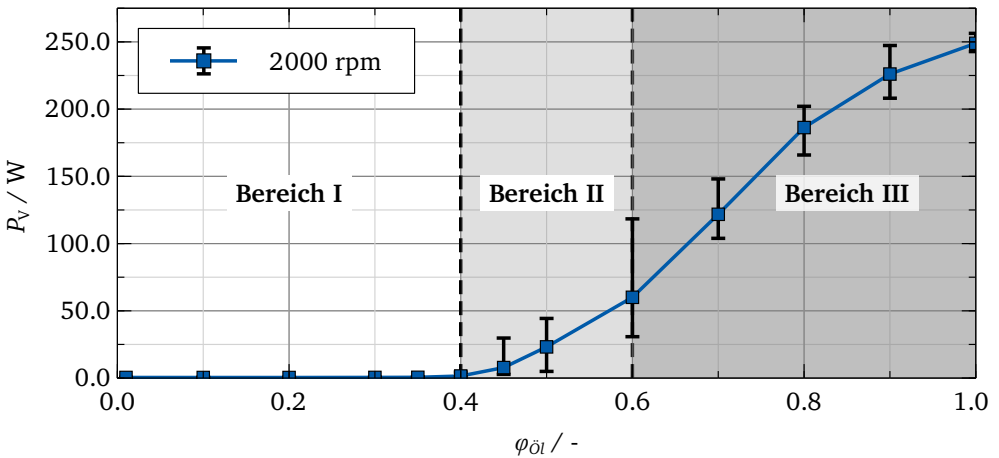


Abbildung 3.15: Verlustleistung in Abhängigkeit des Ölanteils im Luftspalt

men auf, die in drei Bereiche eingeteilt werden. Diese Bereiche sind in Abbildung 3.15 farblich unterteilt. Im Folgenden werden die Strömungsformen beschrieben und anhand der berechneten VOF Oberfläche veranschaulicht.

Bereich I: Geschichtete Spaltströmung

Die Strömungsform bei geringen Ölanteilen bis 0.35 zeichnet sich durch geringe und konstante Verlustleistungen aus. Außerdem existieren kaum Schwankungen, so dass die Fehlerbalken in Diagramm 3.15 in diesem Bereich nicht sichtbar sind. Zu erklären ist der Verlauf der Kurve anhand der sich einstellenden Ölstruktur im Berechnungsmodell. Für eine übersichtliche Darstellung dieser ist in Abbildung 3.16 der Kreischnitt von 5° und einer Nut aus dem Berechnungsmodell zu sehen. Darin ist die VOF Oberfläche der Zellen mit einem Volumenanteil des Öls von 0.5 dargestellt. Die Berechnung ist anhand des Ölanteils von 0.2 in Diagramm 3.15 dem Bereich I zuzuordnen. Es ist zu erkennen, dass das Öl

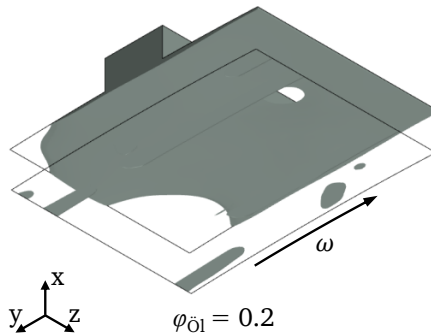


Abbildung 3.16: VOF Oberfläche bei 2000 min^{-1} und einem Ölanteil $\varphi_{\text{Öl}} = 0.2$

aufgrund der Zentrifugalkraft einen Film außen auf der Statoroberfläche bildet. Die Nut ist weitestgehend mit Öl gefüllt. Ein kleiner Teil des Öls haftet außerdem auf der sich drehenden Rotoroberfläche. Diese geschichtete Luft-Öl Strömung ist stabil und erzeugt geringe Verluste durch Reibung. Zusätzlich führt die stabile Strömungsform zu sehr geringen Schwankungen, die in Abbildung 3.15 nicht zu erkennen sind. In der geschichteten Strömung bilden sich mit steigendem Ölanteil umlaufende Wellen, die ab einem Ölanteil von 0.4 zur Strömungsform in Bereich II führen.

Bereich II: Alternierend geschichtete und chaotische Spaltströmung

Mit steigendem Ölanteil bildet sich eine umlaufende Wellenfront an der Statoroberfläche aus. Die maximale Ausprägung dieser Welle ist in Abbildung 3.17 (a) bei einem Ölanteil von 0.4 erreicht. Steigt die Wellenhöhe weiter an, kommt es zum Kontakt mit dem Rotor und die stabile Strömungsform zerbricht. Dies führt zu erhöhten Reibungsverlusten und einer stark durchmischten Zweiphasenströmung. In diesem Übergangsbereich zwischen stabiler Filmströmung bis zu einem

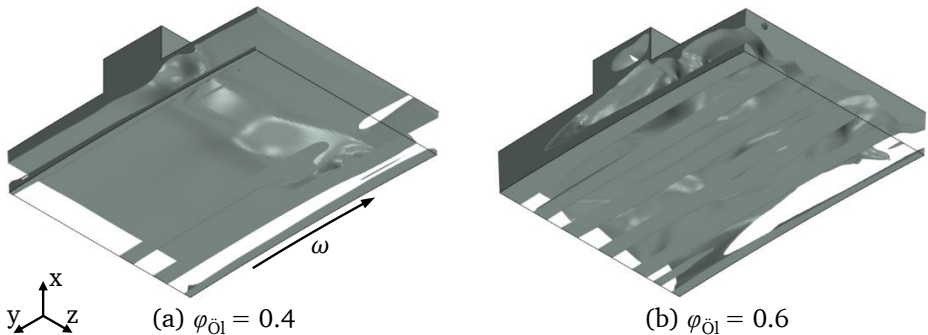


Abbildung 3.17: VOF Oberfläche bei 2000 min^{-1} und einem Ölanteil $\varphi_{\text{Öl}}$ von 0.4 und 0.6

Ölanteil von 0.4 und einer dauerhaft durchmischten Zweiphasenströmung ab einem Ölanteil von 0.7 gibt es starke Schwankungen in der Verlustleistung. Dies ist begründet durch zeitlich aufeinanderfolgendes Aufbrechen und Regenerieren der Öloberfläche. Die Frequenz dieses Vorgangs und damit auch die zeitlich gemittelte Verlustleistung erhöht sich mit steigendem Ölanteil bis eine Regeneration der Öloberfläche nicht mehr stattfindet. Mit einem Ölanteil von 0.6 ist in 3.17 (b) eine Berechnung dieses Übergangsbereichs abgebildet. Im rechten Teil von Bild (b) ist eine geschichtete Spaltströmung zu erkennen, während im linken Teil das Öl schon im Kontakt mit dem Rotor steht. Damit ist der gezeigte Momentanzustand zeitlich kurz vor einer Durchmischung der beiden Phasen durch die starke Beschleunigung des Öls aufgrund der Reibkraft auf dem Rotor.

Bereich III: Chaotische Spaltströmung

Zur Vervollständigung der Strömungsformen ist in Abbildung 3.18 die Berechnung mit einem Ölanteil von 0.8 dargestellt. Die Rotoroberfläche ist nahezu vollständig mit Öl benetzt. Es tritt kein geschichteter Zustand mehr auf, stattdessen sind die Phasen durchmischt. Die Verlustleistung erhöht sich mit steigendem Ölanteil weniger stark als in Bereich II.

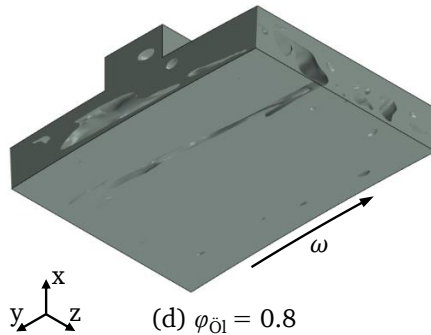


Abbildung 3.18: VOF Oberfläche bei 2000 min^{-1} und einem Ölanteil $\varphi_{\text{Öl}} = 0.8$

Zusammenfassend lassen sich die in der Berechnung auftretenden Strömungsformen in Abhängigkeit des Ölanteils in drei Bereiche unterteilen. Im ersten Teilbereich mit geringen Ölanteilen tritt eine geschichtete Zweiphasenströmung mit stabiler Öloberfläche auf. Im Bereich mittlerer Ölanteile existiert ein Übergangsbereich, der sich durch abwechselndes Aufbrechen und Regenerieren der Öloberfläche auszeichnet. Der letzte Bereich stellt die vollständige Durchmischung beider Phasen dar. Bei hohen Ölanteilen gibt es keine geschichtete Strömungsform mehr und es treten die größten Verluste durch Fluidreibung auf. LIF-Messungen der auftretenden Strömungsform im Rotationsprüfstand werden zum Vergleich mit den berechneten Strömungsformen verwendet. Die Zuführung des Öls erfolgt im Prüfstand direkt vor dem Luftspalt, so dass eine ausreichende Menge von Öl in den Luftspalt eindringt. Dagegen strömt das Öl in der PMSM aus einer Düse im Rotor auf die Wickelköpfe und die dem Luftspalt zugeführt

Ölmenge ist unbekannt. Auch im Experiment ist der genaue Ölanteil im Luftspalt unbekannt, weshalb zur Plausibilisierung der Strömungsform die Berechnung verglichen wird, die dem Experiment am ähnlichsten ist.

Das mit Laserlicht bestrahlte Öl fluoresziert. Das abgestrahlte Fluoreszenzlicht wird detektiert und aus dessen Intensität eine qualitative Aussage bezüglich der Konzentration des Öls abgeleitet. Bei gleichen Strömungsformen und Umgebungsbedingungen, wie bspw. Temperatur und Laserintensität, steigt die Intensität der Fluoreszenzstrahlung mit der fluoreszierenden Ölmenge. Experimente zeigen die Abhängigkeit der Intensität von der auftretenden Strömungsform des Öls [4]. In Abbildung 3.19 ist das Ergebnis einer LIF-Messung bei 2000 min^{-1} dargestellt. Der Ausschnitt wird von jeweils einer Nut an der oberen und unteren Seite des Bildes begrenzt. Die Auswertung mehrerer zeitlich

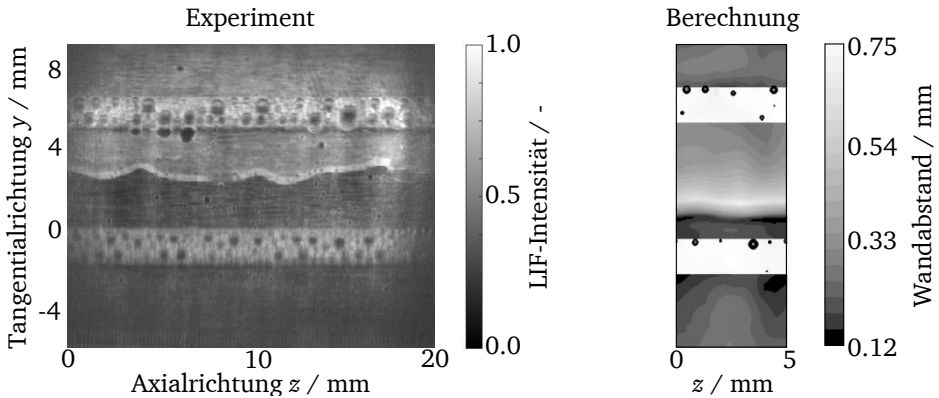


Abbildung 3.19: LIF-Messung der Strömungsform im Rotationsprüfstand bei 2000 min^{-1} [4] und Vergleich mit der Berechnung bei einem Ölanteil $\varphi_{\text{öl}} = 0.35$

aufeinanderfolgender LIF-Messungen zeigen eine umlaufende Wellenfront, die an der höheren Intensität zu erkennen ist. Außerdem besitzen die Nuten eine höhere Intensität, was auf einen hohen Füllzustand mit Öl schließen lässt. Einige Luftblasen sammeln sich in den Nuten. Diese Luftblasen stehen in der zeitab-

hängigen Auswertung nahezu still. In den Nuten herrscht dementsprechend ein stabiler Zustand ohne hohe Strömungsgeschwindigkeiten. Dass die umlaufende Wellenfront einer geschichteten Strömung entspricht, lässt sich mit ihrer tangentialen Geschwindigkeit analysieren. Diese ist deutlich geringer als die Rotorgeschwindigkeit, woraus sich schließen lässt, dass kein Kontakt zwischen der Filmströmung am Stator und der Rotoroberfläche besteht. Zum Vergleich mit dem Experiment wird die Strömungsform der Berechnung auf der rechten Seite von Abbildung 3.19 gezeigt. Auf der VOF Oberfläche ist dabei der radiale Wandabstand zur Statoroberfläche dargestellt. Der größte Abstand zeigt sich im Bereich der Nuten, da diese bis auf einige Luftblasen mit Öl gefüllt sind. Außerdem ist ebenfalls die umlaufende Welle durch einen größeren Wandabstand zu erkennen.

Die Strömungsform mit umlaufenden Wellen tritt in der Berechnung im Bereich der Ölanteile von 0.3 bis 0.4 auf. Bis 0.3 wird keine Welle gebildet und bei höheren Ölanteilen als 0.4 zerbricht die Öloberfläche. Letzteres lässt sich experimentell im quasistationären Betriebspunkt bei 2000 min^{-1} nicht beobachten. Es ist ausschließlich eine geschichtete Spaltströmung mit umlaufenden Wellen vorhanden.

Neben des erfolgten optischen Vergleichs, wird zudem die Geschwindigkeit der umlaufenden Welle ausgewertet. Die Auswertung der experimentellen Daten liefert eine tangentiale Geschwindigkeit der Welle von $0.4 \pm 0.05 \text{ m s}^{-1}$ [4]. Die Fehlertoleranz ergibt sich unter anderem aus der Detektierung der Wellenfront, da diese optisch nicht immer exakt aufgelöst werden kann. Außerdem ist der Zeitschritt der Bildaufnahmen und die Umrechnung der zurückgelegten Strecke der Welle von Pixel in die Längeneinheit Meter fehlerbehaftet.

In der Berechnung zeigt sich eine Abhängigkeit der tangentialen Geschwindigkeit der Welle von ihrer Höhe. Da die Höhe der Welle außerdem vom Ölanteil im Rechenmodell abhängt, kann mit der experimentell ausgewerteten Geschwindigkeit die entsprechende Vergleichsrechnung eingegrenzt werden. Der Zusammenhang zwischen Wellenhöhe und tangentialer Geschwindigkeit der Welle ist vereinfacht anhand der Couette Strömung vorstellbar. Je näher die Wellenoberfläche dem Rotor kommt, umso höher ist die Geschwindigkeit der Luft, die das Öl beschleunigt. In Abbildung 3.20 sind die Wellengeschwindigkeiten

der Berechnung über dem Ölanteil aufgetragen. Die Ölanteile entsprechen dem Bereich in dem die umlaufende Welle auftritt. Die Auswertung der tangentialen Geschwindigkeit erfolgt auf der Öloberfläche im Bereich der Welle. Es wird eine Flächenmittelung durchgeführt, weshalb die Definition der Wellenoberfläche Auswirkungen auf die ausgewertete Geschwindigkeit hat. In Abbildung 3.20 geben die Fehlerbalken den Einfluss der Größe der ausgewerteten Wellenoberfläche an. Die drei Berechnungen zeigen ein lineares Verhalten der tangentialen Wellengeschwindigkeit bei steigendem Ölanteil. Grau hinterlegt ist der Wertebereich der experimentellen Analyse. Die berechnete Strömungsform bei einem Ölanteil von 0.35 stimmt sehr gut mit den Experimenten überein.

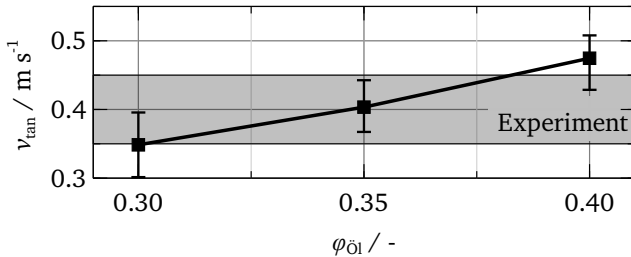


Abbildung 3.20: Auswertung der tangentialen Wellengeschwindigkeit in der Berechnung Vergleich mit dem Experiment [4] bei 2000 min^{-1}

Es ist möglich die auftretende Strömungsform am Rotationsprüfstand in der Berechnung in Abhängigkeit des Ölanteils abzubilden. Die Bestimmung des vergleichbaren Ölanteils erfolgt mittels experimentell und simulativ ausgewerteter Wellengeschwindigkeit. Bei einem Ölanteil von 0.35 in der Berechnung ergibt sich die beste Übereinstimmung. Um den sich einstellenden Ölanteil vorauszubestimmen, werden in Abschnitt 4 das Verhalten der Verlustleistung und der Strömungsformen numerisch analysiert.

3.4.4 Fazit

Die Berechnung der zweiphasigen Spaltströmung mit der VOF Methode ist möglich. Der Vergleich mit Experimenten eines Rotationsprüfstands zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Bei entsprechendem Ölanteil in der Berechnung tritt die gleiche Strömungsform und Strömungsgeschwindigkeit der umlaufenden Ölwellen auf. Die Anwendung von AMR besitzt, eingeschränkt für diese Strömungsform mit stabiler Öloberfläche, Potential den Rechenaufwand zu verringern. Für turbulente Ölstrukturen bietet AMR keinen Vorteil, da das gesamte Rechengebiet fein zu diskretisieren ist.

Die Interaktion von VOF und LMP, wie sie in Anhang A.1.3 beschrieben ist, zeigt ebenfalls nur in wenigen Fällen Vorteile. In den meisten Berechnungen ist der zusätzliche Modellierungsaufwand und Rechenaufwand der Lagrangeschen Partikel nicht gerechtfertigt.

Die Berechnung mit VOF erfordert eine detaillierte, räumliche Diskretisierung. Durch die Reduzierung des Rechengebiets wird der benötigte Rechenaufwand verringert und die Berechnung der zweiphasigen Spaltströmung ermöglicht. Vorteilhaft ist, dass die Berechnung mit VOF unabhängig von der auftretenden Strömungsform ist. Aus diesem Grund wird die Berechnung mit VOF in den folgenden Kapiteln zur Analyse der zweiphasigen Spaltströmung verwendet. Bei passender zeitlicher und räumlicher Diskretisierung wird mit VOF die freie Oberfläche im zweiphasigen Luftspalt, wie sie im Experiment auftritt, berechnet.

4 Analyse der Strömung im Spalt

In diesem Kapitel wird die Strömung im Luftspalt mit den vorgestellten Berechnungsmodellen numerisch analysiert. Zu Beginn steht die einphasige Spaltströmung im Fokus. Für diese wird der Einfluss verschiedener Geometrien der Nut auf die Verlustleistung untersucht. Anschließend wird auch für die zweiphasige Spaltströmung die Verlustleistung analysiert und der Einfluss der Drehzahl, der Luftspaltgeometrie und der Temperatur auf die Spaltströmung betrachtet. Dabei wird auf der grundlegenden Analyse der Abhängigkeit der Strömungsform von dem Ölanteil im Berechnungsmodell des Luftspalts aus Abschnitt 3.4.3 aufgebaut. Außerdem wird eine Methodik für die Bestimmung des Ölanteils im Luftspalt in quasistationären Betriebspunkten vorgestellt. Zur Validierung dieser Methodik werden Ergebnisse des Rotationsprüfstands und Schleppmomentmessungen der PMSM verwendet.

4.1 Einphasige Spaltströmung

Das validierte Berechnungsmodell für die einphasige Spaltströmung erlaubt die Analyse verschiedener Einflüsse auf die Strömungsvorgänge und damit auf die Verlustleistung. Im Fokus der Auswertung steht dabei die Geometrie des Luftspalts, da weitere Einflüsse wie die Temperatur geringere Auswirkungen auf die einphasige Luftströmung zeigen.

Die Geometrie des Luftspalts entsteht durch Anforderungen verschiedener Entwicklungsbereiche. Zum einen wirkt sich die Luftspalthöhe auf das elektroma-

agnetische Verhalten der PMSM aus, zum anderen ergeben sich durch fertigungs-technische Anforderungen axiale Nuten in der Statoroberfläche. Letztere sind für die Einbringung der Kupferwicklung in den Stator notwendig und wirken sich ebenfalls auf das elektromagnetische Verhalten aus. Zusätzlich existieren mechanische Anforderungen an die Luftspalthöhe, da sich der Rotor unter Einwirkung der Zentrifugalkräfte verformt und ein Kontakt zwischen Rotor und Stator zu verhindern ist. Neben diesen Anforderungen an die Geometrie des Luftspalts sollte auch deren Einfluss auf die Reibungsverluste berücksichtigt werden.

Der Einfluss der axialen Nuten in der Statoroberfläche, sowie deren Geometrie wird anhand der normierten Verlustleistung in Abbildung 4.1 analysiert. Die

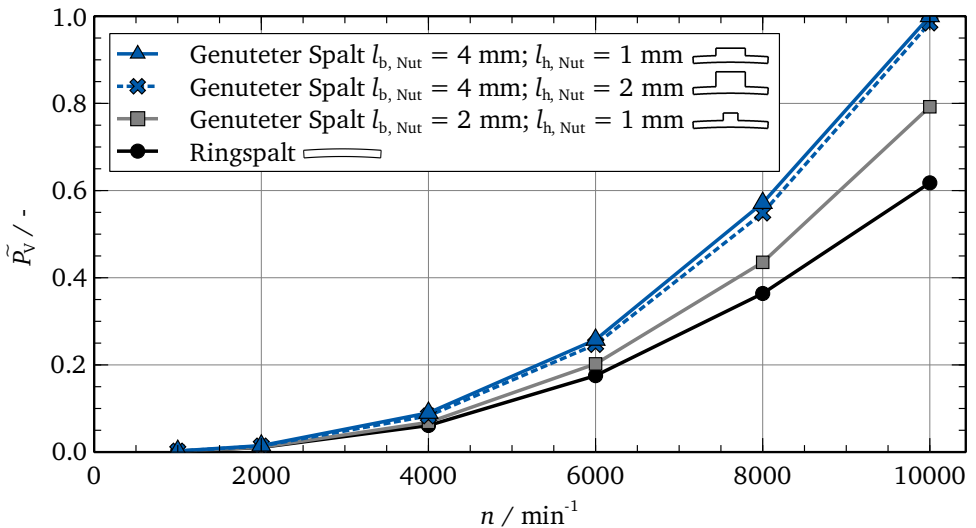


Abbildung 4.1: Verlustleistung im einphasigen Luftspalt

Basis dieser Analyse bildet der Luftspalt mit zylindrischer Statoroberfläche, im Folgenden als Ringspalt bezeichnet, der die geringste Verlustleistung im Vergleich der untersuchten Geometrien aufweist. Die aus der Literatur bekannten Strömungsvorgänge im Ringspalt wurden in Abschnitt 2.2.1 vorgestellt.

Die Nuten in der Statoroberfläche führen im Vergleich zum Ringspalt zu höheren Verlustleistungen. Dabei hat die Geometrie der Nut einen entscheidenden Einfluss. Bei einer Verdoppelung der Nutbreite $l_{b, \text{Nut}}$ von 2 mm auf 4 mm steigt die Verlustleistung um ca. 20 Prozent an. Dagegen spielt die Nuthöhe eine untergeordnete Rolle. Eine Verdopplung der Nuthöhe von 1 mm auf 2 mm hat keinen entscheidenden Einfluss auf die Verlustleistung im Luftspalt.

Dieses Verhalten lässt sich auch an den Übergängen der Strömungsformen im Luftspalt erkennen. Der Umschlag der laminaren Taylor Wirbelströmung zur turbulenten Wirbelströmung erfolgt mit steigender Nutbreite bei geringeren Drehzahlen. Dagegen verhält sich die schmalere Nut dem Ringspalt ähnlicher. Die Nuthöhe hat kaum einen Einfluss auf die Strömungsform im Luftspalt.

In Abbildung 4.2 ist zur Veranschaulichung der Strömung der Betrag der Geschwindigkeit in einer axialen und einer tangentialen Schnittebene im Luftspalt dargestellt. In axialer Richtung sind keine periodischen Randbedingungen hinterlegt, sondern nach links ein Teil des angrenzenden Innenraums und nach rechts eine Symmetrierandbedingung modelliert. Der Unterschied der Geometrien wirkt sich bei größerer Drehzahl stärker auf die Verlustleistung aus, weshalb die Werte für 10000 min^{-1} abgebildet sind. Auf der linken Seite ist für die jeweilige Geometrie das momentane Geschwindigkeitsfeld der LES Berechnung zu sehen. Der Ringspalt in Abbildung 4.2a zeigt Strukturen, die an die laminare Taylor Wirbelströmung erinnern. Die Darstellung der zeitgemittelten Geschwindigkeiten auf der rechten Seite verdeutlicht diese Ähnlichkeit.

Der Luftspalt mit schmaler Statornut in Abbildung 4.2b zeigt eine weniger strukturierte Strömungsform, was durch das zeitgemittelte Geschwindigkeitsfeld bestätigt wird. Mit breiterer Statornut in Abbildung 4.2c steigt die Turbulenz weiter an und es sind keine strukturierten Strömungsformen zu erkennen. Das wird auf der rechten Seite durch ein gleichmäßiges zeitgemitteltes Geschwindigkeitsfeld verdeutlicht. Die Erhöhung der Verlustleistung bei steigender Nut ist unter anderem auf die Instabilität der Scherschicht zwischen Nut und Spalt zurückzuführen, vor allem auf ihre Wechselwirkung mit der angeströmten Kante der Nut. Je breiter die Nut, desto eher dringen hohe Geschwindigkeiten und Turbulenzen in die Nut ein und sorgen für einen größeren Widerstand.

Momentane Geschwindigkeit

Zeitgemittelte Geschwindigkeit

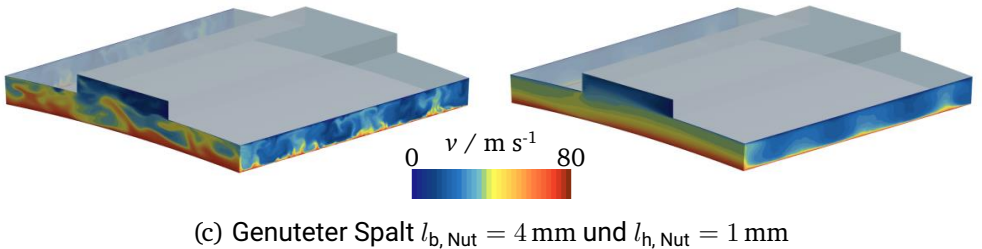
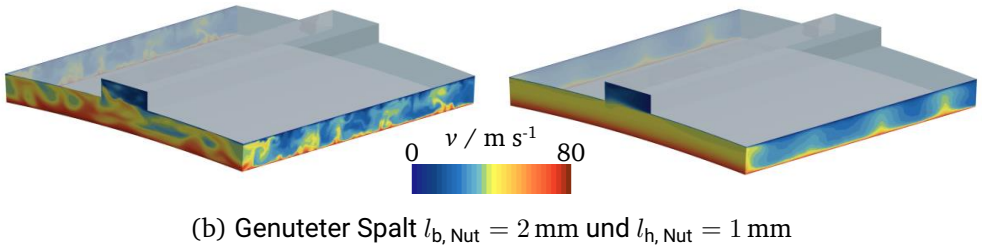
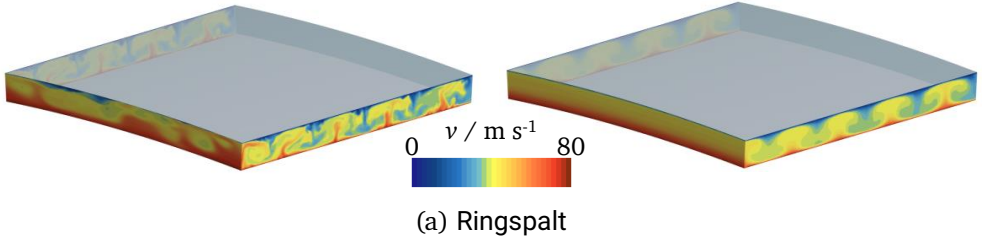


Abbildung 4.2: Momentane (links) und zeitgemittelte (rechts) Geschwindigkeitsfelder verschiedener Luftspaltgeometrien in axialer und tangentialer Schnittebene bei 10000 min^{-1}

Der Unterschied zwischen dem momentanen Geschwindigkeitsfeld und dem zeitgemittelten Geschwindigkeitsfeld zeigt außerdem die Notwendigkeit der LES Berechnung, da mit URANS die relevanten Verwirbelungen im schmalen Luftspalt nicht aufgelöst werden.

Die Verlustleistung im Luftspalt ist nicht nur von der Drehzahl und der Geometrie der Nut abhängig, sondern auch von der Höhe des Spalts $l_{h, sp}$. Dies wurde bereits mit den Experimenten in [75] gezeigt. Mit der daraus abgeleiteten Korrelation für die Verlustleistung wird deren Abhängigkeit von der Ringspalthöhe analysiert. Die Anwendung dieser Korrelation auf die Dimensionen des Luftspalts der PMSM ohne Nuten ergeben den in Abbildung 4.3 dargestellten Verlauf. Je

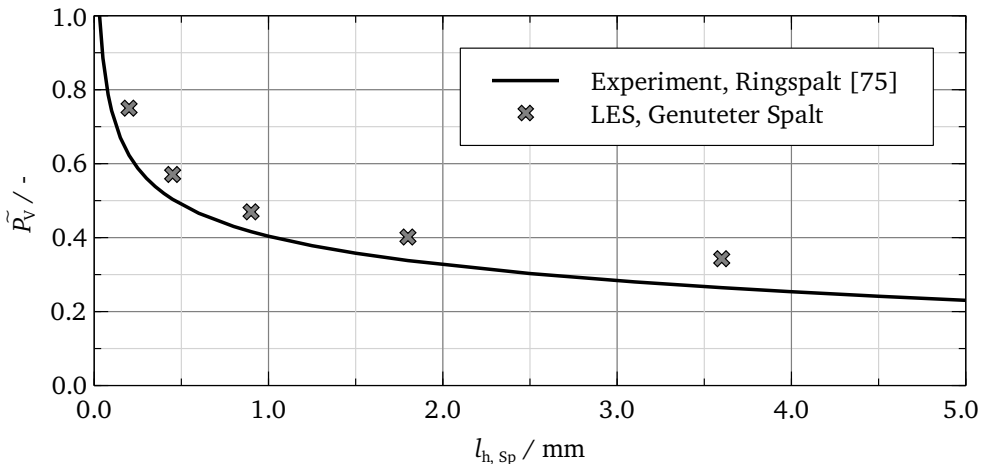


Abbildung 4.3: Einfluss der Spalthöhe auf die Verlustleistung

kleiner die Ringspalthöhe, desto größer ist die Verlustleistung. Der Gradient der Verlustleistung nimmt bei steigender Ringspalthöhe ab. Damit wirken sich Änderungen der Höhe besonders bei geringen Ringspalthöhen auf die Verlustleistung aus.

Dieser Zusammenhang ist auch in der numerischen Berechnung des originalen Luftspalts der PMSM zu erkennen. Die Statorgeometrie ist in allen Berechnungen gleich. Lediglich der Rotordurchmesser wird variiert, um die Ringspalthöhe

anzupassen. Aufgrund der Nuten im Stator ist die Verlustleistung in der LES Berechnung größer als die Werte der Korrelation von [75] für den zylindrischen Luftspalt. Die Nuten führen zu einer Parallelverschiebung der berechneten Werte nach [75].

4.2 Zweiphasige Spaltströmung

Die zweiphasige Spaltströmung, wie sie in der betrachteten PMSM auftritt, wird im Folgenden numerisch analysiert. Zuerst wird der Einfluss der Rotordrehzahl auf das Verhalten der Verlustleistung und damit der Strömungsformen im Luftspalt vorgestellt. Anschließend werden die Auswirkungen verschiedener Spaltgeometrien und schlussendlich verschiedener Öltemperaturen betrachtet. Neben diesen Einflüssen auf die Verlustleistung wird der Wärmeübergang im Spalt in Abhängigkeit von der auftretenden Strömungsform untersucht. Die jeweilige Lösung wird im Folgenden in einem Teilausschnitt mit einer Nut aus dem gesamten Rechengebiet, wie in Abschnitt 3.4.1 präsentiert, dargestellt. Abgeleitet aus den Erkenntnissen zur Zweiphasenströmung im Spalt kann der bisher unbekannte Ölanteil in quasistationären Betriebspunkten bestimmt werden. Diese Methode wird abschließend durch das reale Verhalten der Zweiphasenströmung im Rotationsprüfstand und durch zusätzliche Schleppmomentmessungen bestätigt.

4.2.1 Einfluss der Rotordrehzahl

Die Analyse der zweiphasigen Spaltströmung wird ausgehend von der Validierung mit 2000 min^{-1} aus Abschnitt 3.4.3 hin zu höheren Drehzahlen erweitert. Um das validierte Berechnungsmodell auch bei höheren Drehzahlen anzuwenden, wird mit konstanter CFL-Zahl gerechnet. Dazu wird bei steigender Drehzahl die zeitliche Diskretisierung des Modells verringert. Infolgedessen bleibt trotz der steigenden Geschwindigkeiten die freie Oberfläche scharf aufgelöst. Zuerst wird der Einfluss der Drehzahl auf das Verhalten der Verlustleistung

bewertet. Zum Vergleich wird der validierte Betriebspunkt bei 2000 min^{-1} herangezogen. Dessen Verlustleistung wurde in Abbildung 3.15 detailliert analysiert. Wird die Drehzahl bei gleichbleibenden Randbedingungen, wie bspw. Temperatur und Stoffwerte des Öls erhöht, steigt die Verlustleistung wie erwartet mit der Drehzahl an. Die Ergebnisse der Studie zur Drehzahlabhängigkeit sind in Abbildung 4.4 dargestellt. Die logarithmische Skalierung der Verlustleistung

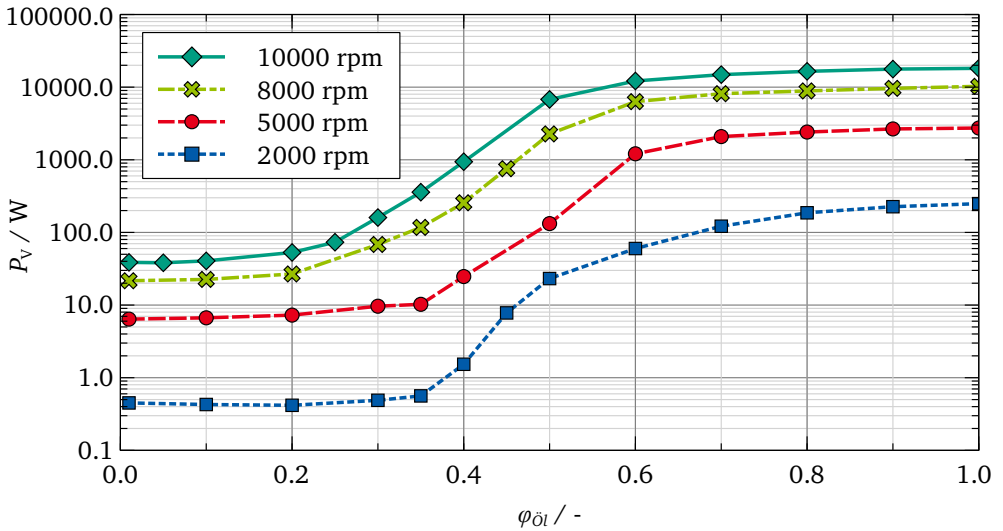


Abbildung 4.4: Drehzahlabhängigkeit der Verlustleistung im zweiphasigen Luftspalt als Funktion des Ölanteils

ermöglicht, trotz großer Unterschiede der absoluten Werte, alle Kurven übersichtlich abzubilden.

Der Verlauf der Kurven lässt sich unabhängig von der Drehzahl in die bekannten drei Bereiche einteilen:

- Ein Bereich konstanter Verlustleistung bei geringen Ölanteilen.
- Ein Bereich des starken Anstiegs der Verlustleistung, der durch das Zerschneiden des Ölfilms am Stator hervorgerufen wird.

- Ein Bereich, in dem die Zweiphasenströmung dispers ist und die Verluste weniger stark mit der Drehzahl ansteigen.

Aufgrund der höheren Rotorgeschwindigkeiten steigt die Verlustleistung mit der Drehzahl an. Bei detaillierter Betrachtung des Übergangs zwischen stabiler Ölfilmströmung und Aufbrechen des Ölfilms zeigt sich ebenfalls eine Drehzahlabhängigkeit. Mit steigender Drehzahl verringert sich der kritische Ölanteil $\varphi_{\text{Öl, krit}}$, ab dem der Ölfilm am Stator instabil wird. Im Diagramm ist das der Ölanteil, der nicht mehr dem Bereich konstanter Verlustleistung zuzuordnen ist. Zerbricht der Ölfilm, trifft Öl auf den Rotor und wird beschleunigt, was zur Erhöhung der Drehmomentverluste führt. Auch wenn sich der Ölfilm regeneriert, verbleibt im zeitlichen Mittel der Verlustleistung ein höherer Wert.

Der zeitliche Verlauf der normierten Verlustleistung beim Aufbrechen und Regenerieren des Ölfilms am Stator ist in Abbildung 4.5 beispielhaft dargestellt. Außerdem verdeutlicht der Anteil der mit Öl benetzten Rotorfläche im Dia-

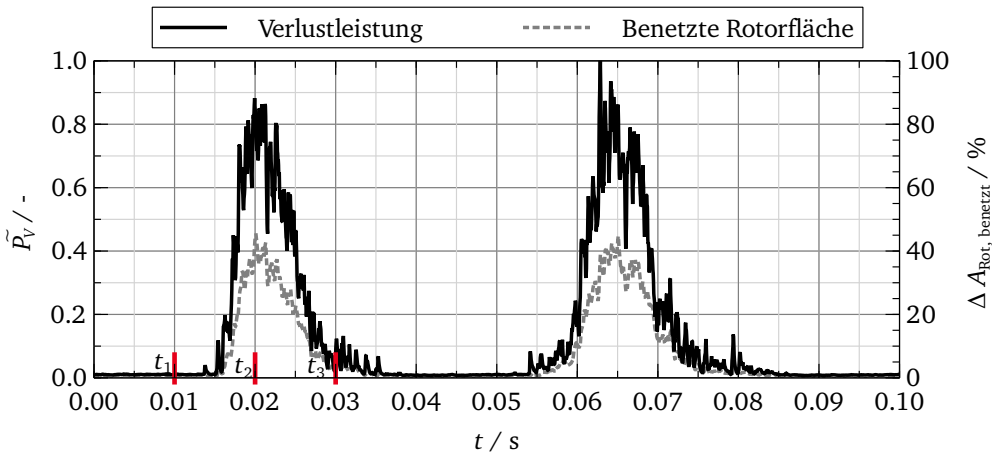


Abbildung 4.5: Aufbrechen des Ölfilms: Zeitlicher Verlauf der Verlustleistung und des benetzten Anteil der Rotorfläche bei $n = 10000 \text{ min}^{-1}$ und einem Ölanteil von $\varphi_{\text{Öl}} = 0.4$

gramm den direkten Zusammenhang zwischen der Verlustleistung und dem zu beschleunigenden Öl auf dem Rotor. Das Aufbrechen und Regenerieren der Öloberfläche erfolgt periodisch. Die Frequenz des Vorgangs ändert sich abhängig von den Randbedingungen der Berechnung. Ob eine Regeneration möglich ist, hängt von verschiedenen Einflussparametern ab. Stoffwerte des Öls, wie bspw. die Oberflächenspannung und damit auch der Kontaktwinkel, die Viskosität und die Drehzahl, haben einen Einfluss.

Die Erhöhung der Verlustleistung aufgrund der benetzten Rotoroberfläche zeigt sich auch in der Analyse der Wandschubspannung auf der Rotoroberfläche. In Abbildung 4.6 ist die Wandschubspannung auf der Rotoroberfläche dargestellt. Der gezeigte Momentanzustand entspricht dem Zeitpunkt t_2 in Abbildung 4.5. Der Zusammenhang zwischen der Wandschubspannung und der Benetzung ist durch die Phasengrenze zwischen Öl und Luft als schwarze Linie verdeutlicht. Ist der Rotor mit Öl benetzt, steigt die Reibung und damit die Wandschubspannung stark an, da der Reibungskoeffizient des Öls deutlich größer als der Reibungskoeffizient der Luft ist. Je größer die mit Öl benetzte Rotorfläche ist, desto größer ist folglich die Verlustleistung.

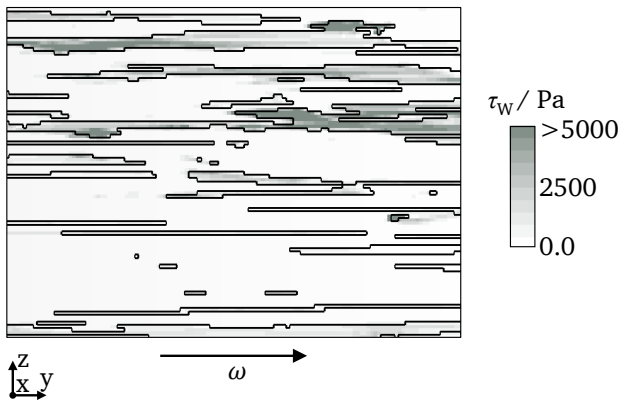


Abbildung 4.6: Wandschubspannung auf der Rotoroberfläche mit Darstellung der Phasengrenze zwischen Öl und Luft bei $t_2 = 0.02$ s

Eine sequentielle Abfolge der Strömungsformen beim Aufbrechen der Öloberfläche ist in Abbildung 4.7 am Beispiel von 10000 min^{-1} mit einem Ölanteil $\varphi_{\text{Öl}}$ von 0.4 dargestellt. Im oberen Teil ist der Ölanteil jeder Zelle in einem Schnitt durch die axiale Mitte des Modells und im unteren Teil die freie Oberfläche abgebildet. Die drei Bilder lassen sich dem in Abbildung 4.5 präsentierten zeitlichen Verlauf

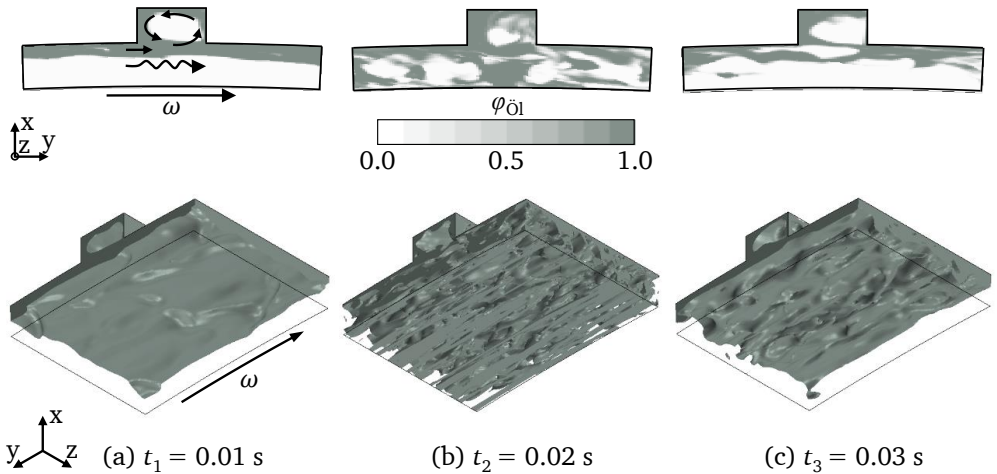


Abbildung 4.7: Aufbrechen des Ölfilms: Strömungsformen bei $n = 10000 \text{ min}^{-1}$ und einem Ölanteil von $\varphi_{\text{Öl}} = 0.4$

des Vorgangs anhand des jeweiligen Zeitpunktes zuordnen. Bild (a) zeigt die geschichtete Strömung mit geringer Verlustleistung. In Bild (b) ist die chaotische Öl-Luft Strömung zu sehen, die hohe Reibungsverluste erzeugt. Die Strömungsform während der Regeneration des Ölfilms zeigt Bild (c). Der Ölfilm stabilisiert sich soweit bis die Strömungsform Bild (a) entspricht. Dieses Phänomen existiert hauptsächlich im Übergangsbereich zwischen der Strömungsform eines stabilen Films am Stator und der chaotischen Strömung, also im Bereich des starken Anstiegs der Verlustleistung in Abbildung 4.4. Im axialen Schnitt zum Zeitpunkt $t_1 = 0.01 \text{ s}$ sind beispielhaft die Geschwindigkeitsvektoren eingezeichnet. Damit wird die Strömung in der Nut und deren Einfluss auf die Stabilität des Ölfilms

verdeutlicht. Die Instabilität der Scherschicht zwischen Spalt und Nut, veranschaulicht durch einen wellenförmigen Pfeil, führt zu einer Verformung der freien Oberfläche.

Wie beschrieben lassen sich die Strömungsformen drehzahlunabhängig in drei Bereiche einteilen. Ein Unterschied ist der Ölanteil, der zum Übergang der Strömungsformen führt. Des Weiteren bilden sich im Bereich der Ölfilmströmung mit steigender Drehzahl umlaufende Wellen mit größerer Geschwindigkeit und Frequenz. Die Öloberfläche ist unregelmäßiger im Vergleich zu geringeren Drehzahlen. Zur Veranschaulichung ist die freie Oberfläche bei 2000 min^{-1} und 10000 min^{-1} und einem Ölanteil von 0.2 in Abbildung 4.8 dargestellt. In beiden Berechnungen bildet das Öl einen Film am Stator und die Nut ist weitestgehend mit Öl gefüllt. Der Unterschied der Rotorgeschwindigkeit zwischen 10000 min^{-1} und 2000 min^{-1} hat Einfluss auf die Strömungsform. Erstens haftet bei 10000 min^{-1} keinerlei Öl auf dem Rotor, was auf die höhere Zentrifugalkraft zurückzuführen ist. Zweitens bilden sich bei 10000 min^{-1} kleine Wellen in der freien Oberfläche, aufgrund der Instabilität der Scherschicht zwischen Spalt und Nut. Kleine Unebenheiten in der freien Oberfläche entwickeln sich, durch die mit höherer Geschwindigkeit anströmende Luft, zu Wellen. Letztendlich führt das zum Aufbrechen des Ölfilms bei einem geringeren Ölanteil im Vergleich zur Berechnung mit 2000 min^{-1} .

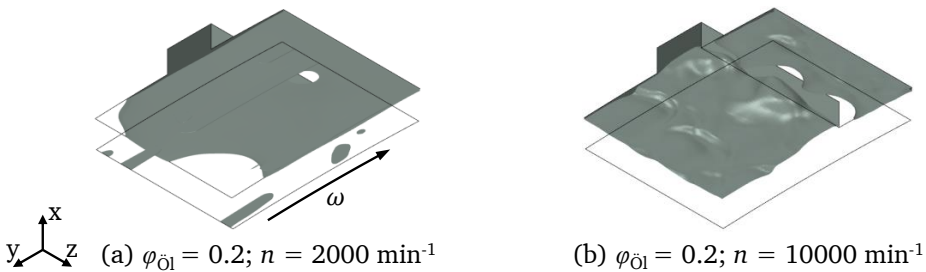


Abbildung 4.8: Freie Oberfläche bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 10000 \text{ min}^{-1}$ mit einem Ölanteil von $\varphi_{\text{öl}} = 0.2$

4.2.2 Einfluss der Luftspaltgeometrie

Nach der Analyse des Einflusses der Drehzahl auf die zweiphasige Strömungsform wird im Folgenden die Auswirkung der Luftspaltgeometrie untersucht. Es erfolgt zum einen die Vereinfachung des genuteten Luftspalt der PMSM zu einem zylindrischen Ringspalt, wie schon für die einphasige Spaltströmung. Zum anderen wird die Nutbreite des originalen Luftspalt der PMSM variiert, um deren Einfluss auf die Verlustleistung zu untersuchen.

Zu Beginn wird der validierte Fall bei 2000 min^{-1} betrachtet. Ausgehend von der Luftspaltgeometrie der PMSM mit einer Nutbreite $l_{b, \text{Nut}} = 2 \text{ mm}$ wird die Nutbreite auf drei und vier Millimeter erhöht. Der Vergleich der Verlustleistungen aller Geometrien in Abhängigkeit des Ölanteils ist in Abbildung 4.9 ersichtlich. Im Bereich geringer Ölanteile mit konstanter Verlustleistung unterscheiden

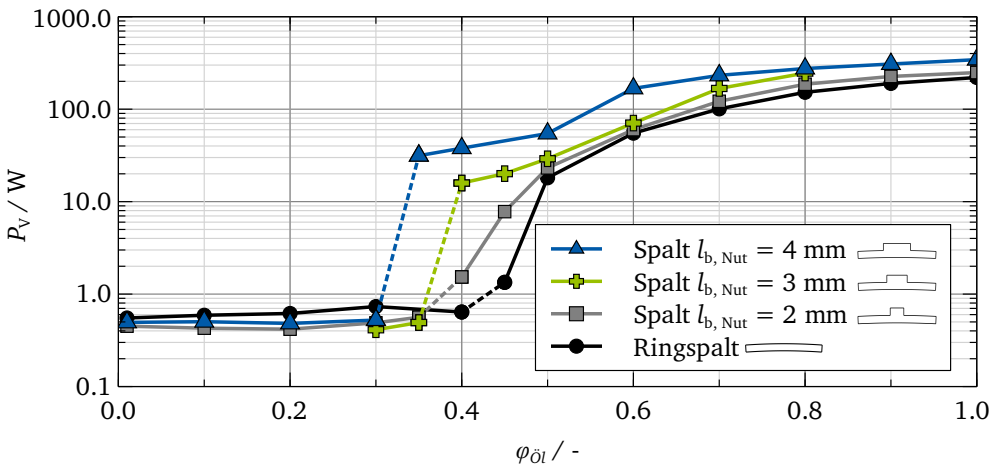


Abbildung 4.9: Einfluss der Luftspaltgeometrie auf den Verlauf der Verlustleistung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

sich die Ergebnisse verschiedener Geometrien kaum. Interessant ist der Übergangsbereich zwischen der geschichteten Spaltströmung und der chaotischen Spaltströmung, der in Abbildung 4.9 mit gestrichelten Linien hervorgehoben

wird. Es lässt sich ein deutlicher Einfluss der Geometrie erkennen. Die stabile Öloberfläche zerbricht im Ringspalt bei einem höheren Ölanteil als in den Geometrievarianten mit Nut. Damit steigt auch die Verlustleistung im Ringspalt erst bei einem größeren Ölanteil an. Der kritische Ölanteil $\varphi_{\text{Öl, krit}}$, ab dem der Ölfilm am Stator zerbricht, ist zudem von der Nutbreite abhängig. Mit steigender Nutbreite, sinkt der Ölanteil, bei dem die Fluidreibung im Spalt sprunghaft ansteigt.

Das Verhalten der Verlustleistung wird in Abbildung 4.10 anhand der freien Oberfläche veranschaulicht. In der dargestellten Berechnung mit einem Ölanteil

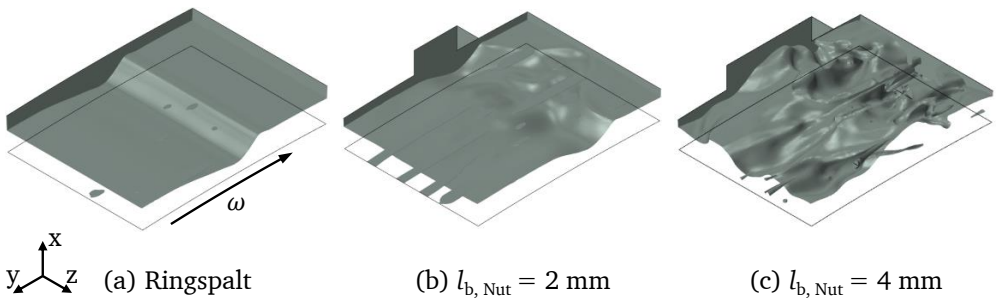


Abbildung 4.10: Einfluss der Luftspaltgeometrie auf die Strömungsform bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ mit einem Ölanteil von 0.4

von 0.4 und einer Rotordrehzahl von 2000 min^{-1} zeigt sich für den Ringspalt in Bild (a) ein stabiler Ölfilm mit umlaufender Welle am Stator und kaum benetzter Rotoroberfläche. Mit der Luftspaltgeometrie der PMSM in Bild (b) ergibt sich eine unregelmäßigere Welle und eine höhere Rotorbenetzung. Dies führt zu einer Erhöhung der Verlustleistung. Die größte Verlustleistung verursacht die breiteste Nut, die in Bild (c) dargestellt ist. Hier kommt es zu einem Aufbrechen des Ölfilms am Stator. Die höhere Benetzung der Rotoroberfläche ist in Bild (c) für eine bessere Übersichtlichkeit der freien Oberfläche nicht abgebildet.

Wird der Verlauf der Kurven aus Abbildung 4.9 analysiert, zeigt sich eine kleine Änderung mit steigender Nutbreite. Der Übergang von einer geschichteten Spaltströmung zu einer chaotischen Spaltströmung erfolgt im Ringspalt und

im genuteten Spalt mit $l_{b, \text{Nut}} = 2 \text{ mm}$ gleichmäßig. Dagegen erscheint der Übergang für die größeren Nutbreiten sprunghaft und zweigeteilt. Für die detaillierte Analyse dieses Verhaltens, ist die Verlustleistung des genuteten Spalts mit $l_{b, \text{Nut}} = 4 \text{ mm}$ in Abbildung 4.11 arithmetisch dargestellt. Das Diagramm ist vergleichbar zur Abbildung 3.15 aufgebaut und verdeutlicht in Bereich II den Unterschied des Kurvenverlaufs. Statt eines gleichmäßigen Übergangs existieren zwei plötzliche Änderungen der Verluste, die mit (a) und (b) im Diagramm gekennzeichnet sind.

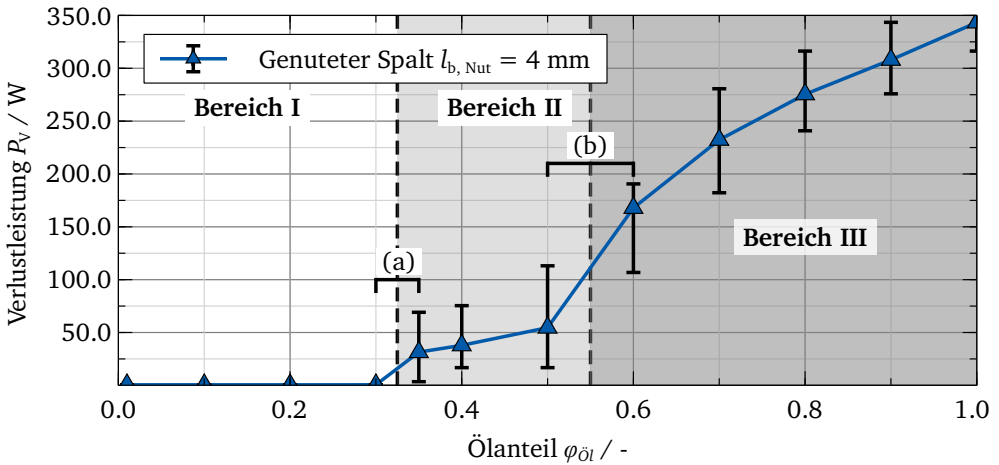


Abbildung 4.11: Analyse der Verlustleistung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und der Nutbreite $l_{b, \text{Nut}} = 4 \text{ mm}$

Übergang (a):

Die geschichtete Spaltströmung zerbricht und die Verlustleistung steigt an. Dabei kommt es noch nicht zur vollständig chaotischen Strömung. Aufgrund der Zentrifugalkräfte verbleibt ein großer Teil des Öls an der Statoroberfläche. Die freie Oberfläche verhält sich, wie in Abbildung 4.10 (c) präsentiert, unregelmäßig. Der Rotor ist jedoch nicht vollständig benetzt und es kann temporär weiterhin eine geschichtete Strömung auftreten.

Übergang (b):

Ab einem Ölanteil von 0.6 tritt eine vollständig chaotische Spaltströmung auf. Die Fläche des Rotors ist zu mehr als 90 Prozent mit Öl benetzt. Zu keinem Zeitpunkt ist eine geschichtete Spaltströmung zu beobachten. Dies entspricht dem Übergang in die vorgestellte Strömungsform aus Bereich III. In der chaotischen Öl-Luft-Strömung in Bereich III besitzen die genuteten Spaltgeometrien durchgehend eine größere Verlustleistung, denn die Nut erhöht die Turbulenz in der Spaltströmung, was zu größeren Geschwindigkeitsgradienten in der Grenzschicht am Rotor führt. Daraus folgen größere Wandschubspannungen und damit höhere Reibungsverluste im Luftspalt. Dies gilt sowohl für die einphasige als auch für die zweiphasige Spaltströmung.

Zur Vervollständigung der Analyse der Luftspaltgeometrie wird zusätzlich zum betrachteten Betriebspunkt bei 2000 min^{-1} auch die obere Betriebsgrenze der PSM bei 10000 min^{-1} untersucht. In Abbildung 4.12 sind die Verlustleistungen der betrachteten Luftspaltgeometrien dargestellt. Der Einfluss der Geometrie

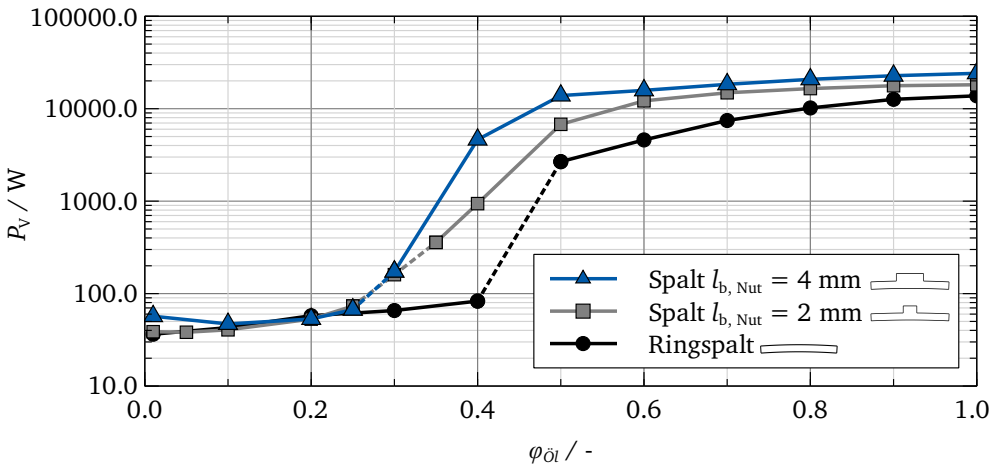


Abbildung 4.12: Einfluss der Luftspaltgeometrie auf den Verlauf der Verlustleistung bei $n = 10000 \text{ min}^{-1}$

verhält sich im Vergleich zu 2000 min^{-1} ähnlich. Die geringsten Verlustleistungen treten im Ringspalt ohne Nuten auf. Dagegen sind die Verlustleistungen im genuteten Spalt mit $l_{b, \text{Nut}} = 4 \text{ mm}$ am größten. Auch der kritische Ölanteil $\varphi_{\text{Öl, krit}}$, ab dem der Film am Stator zerbricht, ist abhängig von der Luftspaltgeometrie und durch gestrichelte Linien in der Abbildung gekennzeichnet. Der kleinste Einfluss der Geometrie zeigt sich im Bereich geringer Ölanteile. Begründen lässt sich dies anhand der Strömungsform des Ölfilms. Mit steigendem Ölanteil füllt sich zuerst die Nut, bevor der Film die komplette Statoroberfläche benetzt. Dadurch ist die Strömungsform in diesem Bereich, trotz der Nuten in der Statoroberfläche, ähnlich der Strömungsform im Ringspalt und damit auch die Verlustleistung aufgrund von Reibung.

Mit der vorgestellten Analyse zeigt sich der Einfluss der Luftspaltgeometrie auf die Verlustleistung im Luftspalt. Insbesondere die Auswirkung auf den Übergang zwischen der geschichteten Spaltströmung und der chaotischen Spaltströmung ist für die Verlustleistung relevant. Der Ölfilm am Stator zerbricht im genuteten Luftspalt bei geringeren Ölanteilen, weshalb die Verlustleistungen ebenfalls bei geringeren Ölanteilen stark ansteigen.

4.2.3 Einfluss der Öltemperatur

Die Änderung der Temperatur wirkt sich auf die Materialkennwerte des Öls aus. Insbesondere die dynamische Viskosität und die Dichte des Öls sind temperaturabhängig und beeinflussen die Strömungsform im Luftspalt. Die vorgestellten Analysen zum Einfluss der Drehzahl und der Geometrie erfolgten mittels isothermer Berechnungen bei einer Öltemperatur von 80°C . Die Auswirkungen einer Absenkung der Temperatur auf 20°C sind in Abbildung 4.13 ersichtlich.

Durch die höheren Geschwindigkeitsdifferenzen an der Öloberfläche aufgrund der größeren dynamischen Viskosität des Öls bei 20°C und damit auch höherer Scherkräfte, treten bei gleicher Strömungsform größere Verlustleistungen auf. Das zeigt sich in der geschichteten Spaltströmung bei geringen Ölanteilen und in der vollständig chaotischen Spaltströmung ab einem Ölanteil von 0.8. Im Übergangsbereich sind die Verlustleistungen bei der Berechnung mit 80°C größer

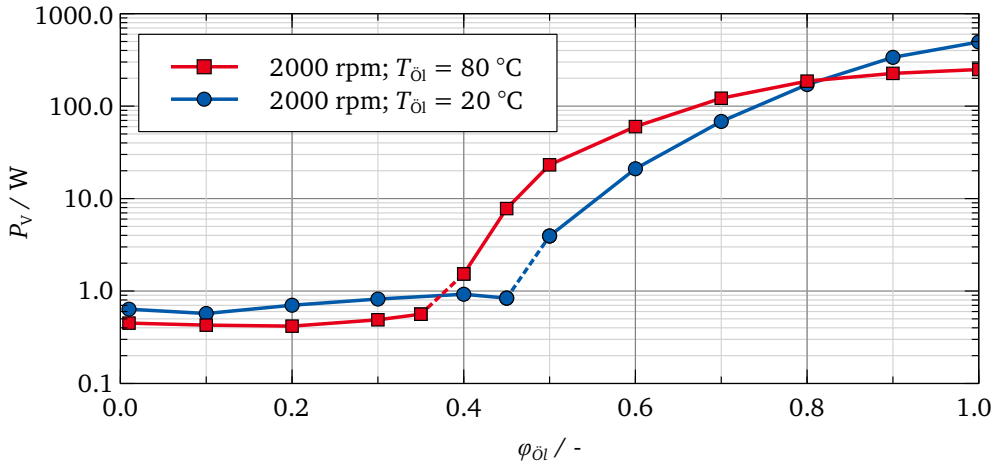


Abbildung 4.13: Einfluss der Öltemperatur auf den Verlauf der Verlustleistung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

als mit 20°C . Aufgrund der geringeren Viskosität und Oberflächenspannung bei 80°C zerbricht die geschichtete Strömung bei geringeren Ölanteilen. Dadurch steigt die Verlustleistung ebenfalls bei geringeren Ölanteilen im Vergleich zur Berechnung mit einer Öltemperatur von 20°C .

Es überlagern sich zwei Einflüsse der Öltemperatur auf die Verlustleistung durch die Fluidreibung. Einerseits erhöht sich die Fluidreibung bei ansteigender Viskosität des Öls. Andererseits ist die geschichtete Spaltströmung bei ansteigender Viskosität bis zu höheren Ölanteilen stabil, weshalb die Fluidreibung im Luftspalt geringer ist.

4.2.4 Zusammenfassung

Die untersuchten Einflussparameter Drehzahl, Nutgeometrie und Öltemperatur zeigen Auswirkungen auf das Verhalten der zweiphasigen Spaltströmung. Im Folgenden werden diese Einflüsse übersichtlich zusammengefasst:

- Mit steigender Drehzahl steigt die Verlustleistung im Luftspalt ($n \uparrow P_V \uparrow$).
- Mit steigender Nutbreite steigt auch die Verlustleistung im Luftspalt ($l_{b, \text{Nut}} \uparrow P_V \uparrow$).
- Mit absinkender Öltemperatur steigt die Verlustleistung im Luftspalt ($T_{\text{Öl}} \downarrow P_V \uparrow$).

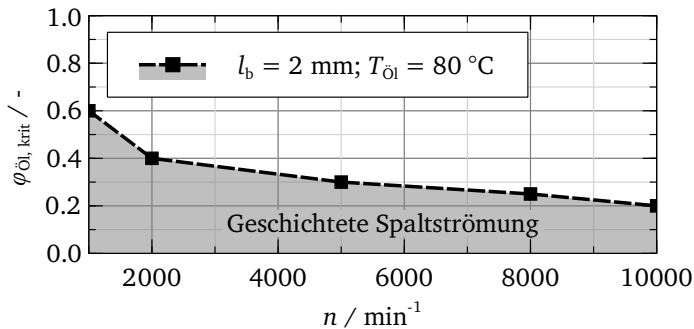
Der Einfluss der Öltemperatur auf die Verlustleistung kann jedoch durch den Übergang der Strömungsformen bei unterschiedlichen Ölanteilen umgekehrt werden.

Neben dem Einfluss auf die Verlustleistung sind die Auswirkungen der Drehzahl, der Nutbreite und der Öltemperatur auf den kritischen Ölanteil $\varphi_{\text{Öl, krit}}$, ab dem die geschichtete Spaltströmung instabil wird, relevant für die Analyse der Spaltströmung. Eine übersichtliche Zusammenfassung des Einflusses auf den kritischen Ölanteil ist in Abbildung 4.14 zu finden. Unterhalb der jeweiligen Kurve entspricht die Strömungsform der geschichteten Spaltströmung.

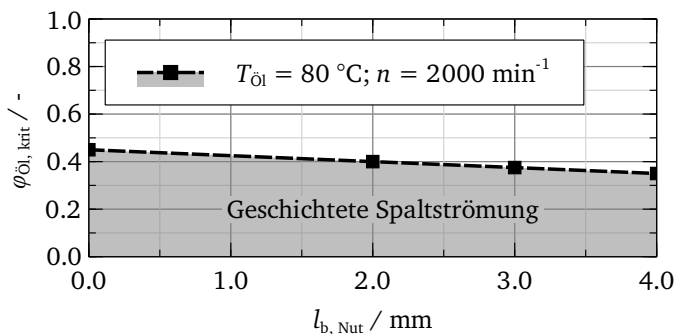
Abbildung 4.14a zeigt den Trend des absinkenden kritischen Ölanteils mit ansteigender Drehzahl. Bei höheren Drehzahlen zerbricht der Ölfilm am Stator bei geringeren Ölanteilen.

In Abbildung 4.14b zeigt sich der absinkende kritische Ölanteil mit ansteigender Breite der axialen Nut im Stator. Die Ringspaltgeometrie entspricht dabei einer Nutbreite von null Millimeter.

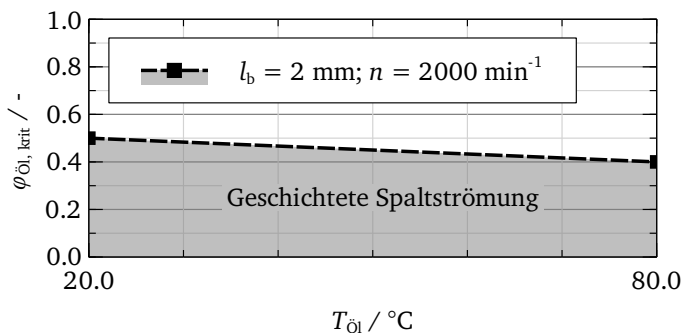
Die ansteigende Öltemperatur bewirkt ebenfalls ein Absinken des kritischen Ölanteils, wie in Abbildung 4.14c zu erkennen ist.



(a) Einfluss der Drehzahl



(b) Einfluss der Nutbreite



(c) Einfluss der Temperatur

Abbildung 4.14: Übersicht der untersuchten Einflüsse auf den kritischen Ölanteil $\varphi_{\text{öi, krit}}$

4.3 Wärmeübergang

Die thermische Berechnung der PMSM erfordert neben der Kenntnis aller Wärmequellen und -senken auch die Berechnung der Wärmetransportvorgänge. Die durch Reibung entstehende Wärme im Luftspalt entspricht der vorab analysierten Verlustleistung und geht als Wärmequelle in die thermische Berechnung ein. Der Wärmeübergang zwischen Rotor und Stator über den Luftspalt wird ebenfalls anhand der vorgestellten Spaltmodelle untersucht. Dieser ist von verschiedenen Randbedingungen, wie Rotor- und Statoroberfläche, Rotordrehzahl und dem Ölanteil im Luftspalt abhängig. Der Zusammenhang zwischen der Verlustleistung und damit auch der Strömungsform und dem Wärmeübergang wird im Folgenden analysiert.

Zur Berechnung des Wärmeübergangs wird das Spaltmodell um Temperaturrandbedingungen an der Rotor- und Statoroberfläche erweitert. Für jeden Betriebspunkt ist die Temperatur jeweils für Rotor und Stator konstant. Um den Einfluss der Ölstruktur auf den Wärmeübergang zu untersuchen, wird der Ölanteil bei gleichbleibender Temperaturdifferenz zwischen Rotor und Stator variiert.

In Abbildung 4.15 sind sowohl die normierte Verlustleistung als auch der normierte Wärmestrom \bar{Q} für Rotor und Stator in Abhängigkeit des Ölanteils aufgetragen.

Im Bereich konstanter Verlustleistung verhält sich auch der Wärmeübergang an Rotor und Stator konstant. Solange die geschichtete Spaltströmung auftritt, ändert sich der Wärmestrom trotz steigenden Ölanteils wenig. In diesem Strömungszustand ist die Statoroberfläche vollständig von einem Ölfilm benetzt und in der Nähe der Rotoroberfläche befindet sich Luft. Erst durch Aufbrechen des Ölfilms bei einem Ölanteil von 0.6 in Abbildung 4.15 ist Öl mit der Rotor- und der Statoroberfläche in Kontakt. Das führt zu einem erhöhten Wärmetransport im Spalt. Die zusätzlich eingebrachte Wärme durch Reibungsverluste wird über die Rotor- und Statoroberfläche abtransportiert. Darum ist es möglich, dass sich die Wärmeströme beider Oberflächen voneinander unterscheiden. Es existiert ein direkter Zusammenhang zwischen der Strömungsform und damit der Verlustleistung und dem Wärmeübergang im Luftspalt.

Das unterschiedliche Verhalten des Wärmeübergangs lässt sich auf zwei ver-

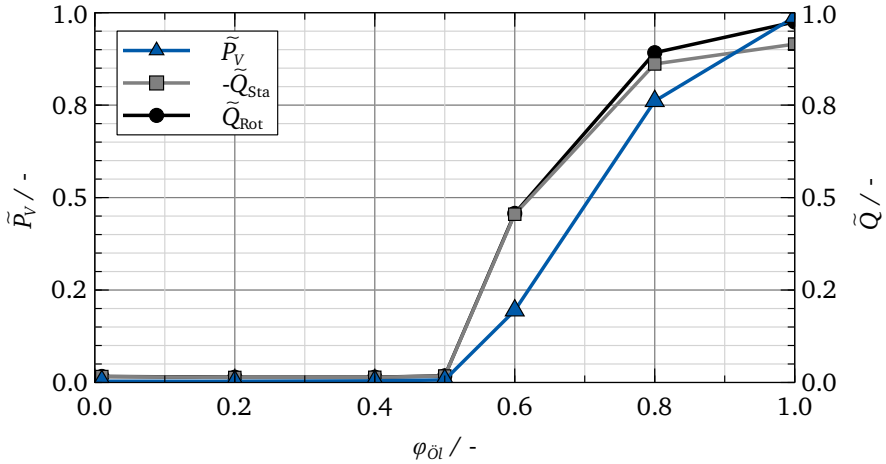


Abbildung 4.15: Auswertung des Wärmeübergangs im Luftspalt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $\vartheta_{\text{Rot}} = 113 \text{ °C}$ und $\vartheta_{\text{Sta}} = 130 \text{ °C}$

schiedene Mechanismen zurückführen. Im Bereich geringer Ölanteile und geschichteter Spaltströmung dominiert an der Rotoroberfläche die konvektive Wärmeübertragung in die Luft. Erst durch das Überschreiten des kritischen Ölanteils, ab dem die Spaltströmung teilweise chaotisch wird, kommt der zweite Mechanismus hinzu. Die konvektive Wärmeübertragung in das Öl, welches zwischen Rotor und Stator chaotisch strömt. Aufgrund der höheren Wärmekapazität des Öls im Vergleich zur Luft steigt der Wärmetransport an. Veranschaulicht wird das mit Hilfe der Temperaturverteilung im Spalt in Abbildung 4.16. In der Schnittebene ist neben der Temperatur auch die Phasengrenze zwischen Öl und Luft dargestellt. In Abbildung 4.16 (a), der Berechnung mit einem Ölanteil von 0.2 und der geschichteten Spaltströmung, ist die Temperaturänderung über die Spalthöhe linear. In Abbildung 4.16 (b) zeigt sich, aufgrund der teilweise chaotischen Spaltströmung, eine gleichmäßigere Temperaturverteilung im Spalt. Dadurch ist der Temperaturgradient an den Wänden größer im Vergleich zur geschichteten Spaltströmung, was zu einem höheren Wärmetransport führt. Mit steigendem Ölanteil in Abbildung 4.16 (c) und einer vollständig chaotischen

Spaltströmung steigt der Temperaturgradient an den Wänden und damit der Wärmetransport. In dem dargestellten Beispiel ist die Statortemperatur grö-

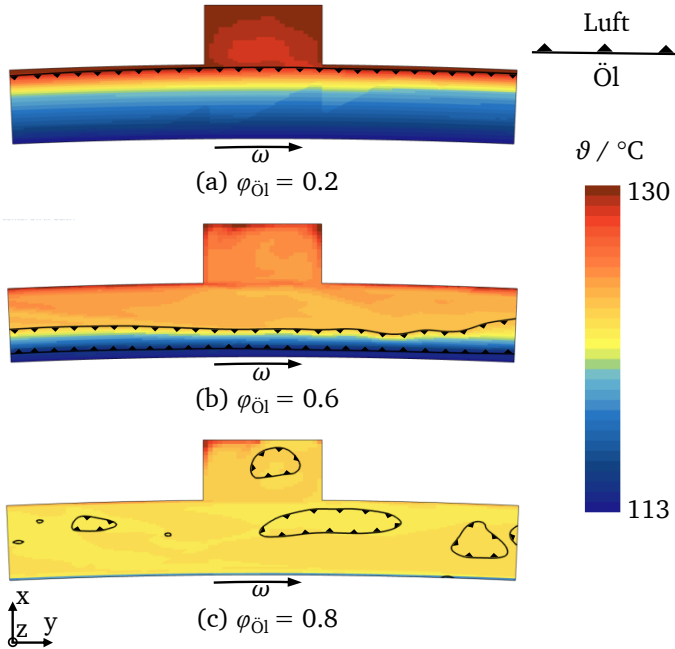


Abbildung 4.16: Temperaturverteilung im Luftspalt bei verschiedenen Ölanteilen, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $\vartheta_{\text{Rot}} = 113^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{\text{Sta}} = 130^\circ\text{C}$

ßer als die Rotortemperatur und die Verlustleistung ist bei 2000 min^{-1} in einem vergleichsweise geringem Wertebereich, dadurch strömt Wärme von der Statoroberfläche zur Rotoroberfläche. Je nach Betriebspunkt dreht sich die Richtung des Wärmestroms um und die Wärme strömt von der Rotoroberfläche zur Statoroberfläche. Außerdem ist es möglich, dass bei großen Verlustleistungen und der damit großen Wärmequelle im Spalt sowohl Rotor als auch Stator erwärmt werden.

Der Vorteil eines verbesserten Wärmeübergangs im Luftspalt durch das Öl bringt

zugleich den Nachteil erhöhter Verlustleistung mit sich. Insbesondere im Betrieb mit hohen Drehzahlen überwiegt der Nachteil stark ansteigender Verlustleistung durch das Öl im Luftspalt. In Betriebspunkten mit geringen Drehzahlen ist die Verlustleistung weniger relevant und ein erhöhter Wärmeübergang kann sich als vorteilhaft für die Kühlung der PMSM erweisen. Eine Analyse der Temperaturverteilung in Abhängigkeit des Ölanteils in der Berechnung des Luftspalts wird in Abschnitt 5.2 durchgeführt und zeigt Vor- und Nachteile der Ölmenge im Luftspalt auf.

4.4 Bestimmung des Ölanteils

Aus der in Abschnitt 4.2 erfolgten Analyse der zweiphasigen Spaltströmung wird ein Ansatz zur Bestimmung des Ölanteils im Spalt abgeleitet. Diese kann anschließend anhand von Drehmomentmessungen und LIF-Messungen validiert werden. Damit lässt sich zukünftig der Ölanteil im Luftspalt der PMSM für quasistationäre Betriebspunkte bestimmen ohne auf Drehmomentmessungen eines Experiments angewiesen zu sein. Durch die Bestimmung des Ölanteils ist es möglich den entsprechenden Wärmeübergang im Spalt zu berechnen und somit auch die Temperaturen der PMSM in diesem Betriebspunkt.

Zur Vorhersage des Ölanteils sind die Umgebungsbedingungen in der PMSM zu betrachten. Dafür ist in Abbildung 4.20 (a) der schematische Aufbau der PMSM und die Zuführung des Öls dargestellt. Das Öl strömt in Form eines Strahls aufgrund der Zentrifugalkraft nach außen und trifft dort auf den Wickelkopf auf. Detaillierte Untersuchungen zu den auftretenden Strahlformen werden in [7] präsentiert. Beim Auftreffen des Strahls prallen Tropfen ab und bewegen sich durch den Innenraum der PMSM und führen im Spalt zwischen Rotor und Stator zu der vorgestellten, zweiphasigen Strömung. Das zugeführte Öl fließt schließlich durch die Schwerkraft getrieben im unteren Bereich der PMSM ab. Schwerkraft und Zentrifugalkraft durch die Rotation des Rotors sind die einzigen äußeren Kräfte, die das Öl in Bewegung versetzen. Es existiert innerhalb der PMSM keine durch Druck erzwungene Strömung. Das bedeutet, dass sich in quasistationären Betriebspunkten die Verteilung des Öls nicht definiert, sondern

unerzungen einstellt. Es stellt sich somit auch im Spalt ein unerzungen Zustand der Zweiphasenströmung ein.

Der Ansatz zur Bestimmung des Ölanteils beruht auf der Annahme, dass das System der Spaltströmung einen Zustand der geringstmöglichen Energie und damit geringer Verlustleistungen einnimmt. Für ein besseres Verständnis der Strömungsvorgänge im Spalt wird im Folgenden der Öltransport im Spalt detailliert analysiert und nochmals auf das Verhalten der Verlustleistung eingegangen. Das in Abbildung 3.15 vorgestellte Verhalten der Verlustleistung in Abhängigkeit des Ölanteils zeigt einen Bereich geringer Verluste aufgrund einer stabilen, geschichteten Spaltströmung. Die Verlustleistung steigt bei größerem Ölanteil aufgrund des zu beschleunigenden Öls in der Nähe des Rotors. Mit der Ölgeschwindigkeit steigt auch die darauf wirkende Zentrifugalkraft, die das Öl nach außen an die Statoroberfläche transportiert und dort in axiale Richtung verdrängt. Dieser Prozess wird anhand eines Tropfens, der von der Rotoroberfläche weggeschleudert wird, in den Abbildungen 4.17 und 4.18 verdeutlicht. Die

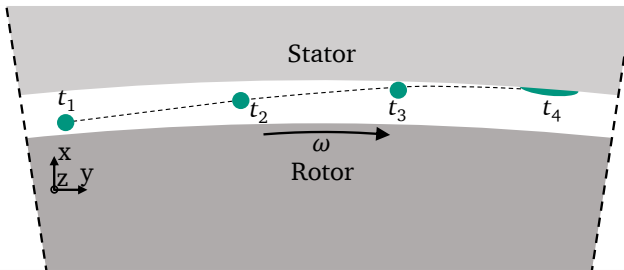


Abbildung 4.17: Prinzipskizze des Öltransports in Umfangsrichtung
 $(t_1 < t_2 < t_3 < t_4)$

Darstellung beider Perspektiven veranschaulicht die Bewegung des Öltropfens im Spalt. Die Rotation des Rotors erfolgt um die z-Achse, das heißt der Tropfen bewegt sich in Abbildung 4.18 senkrecht zur Bildebene.

Zum Zeitpunkt t_1 ist der Tropfen nahe des Rotors und besitzt die größte Umfangsgeschwindigkeit. Es wirkt die größte Zentrifugalkraft F_{Zf} in radialer Richtung nach außen. Je weiter der Tropfen nach außen transportiert wird, desto geringer

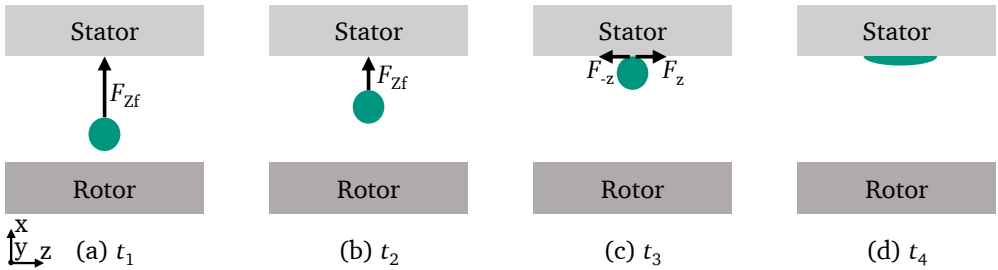


Abbildung 4.18: Prinzipskizze des axialen Öltransports durch die Zentrifugalkraft im Luftspalt ($t_1 < t_2 < t_3 < t_4$)

werden die Umfangsgeschwindigkeiten und die Krümmung seiner Bahn und damit auch die Zentrifugalkraft. Trifft das Öl auf den Stator, wird es auch in axialer Richtung verdrängt, was zum Zeitpunkt t_4 in Abbildung 4.18 erkennbar ist. Die Geschwindigkeit des Öls ist in der Nähe des nicht bewegten Stators am geringsten. In diesem Zustand der Ölfilmströmung wird nur wenig Energie durch Reibung in Wärme umgewandelt und die axiale Bewegung des Öls ist sehr gering.

Unter der Annahme des Anstrebens eines Zustands geringstmöglicher Energie lässt sich das Verhalten der Spaltströmung folgendermaßen beschreiben. Der Bereich der chaotischen Spaltströmung ist aufgrund der hohen Verlustleistung ein angeregter Zustand. Das Öl wird durch die beschriebene Wirkung der Zentrifugalkraft axial verdrängt bis sich die stabile, geschichtete Spaltströmung eingestellt hat. Das Öl kann an den axialen Seiten des Spalts ungehindert in den Innenraum der PMSM abfließen. Dadurch ist der Übergang von der chaotischen Spaltströmung hin zur geschichteten Spaltströmung mit der geringstmöglichen Verlustleistung möglich. Für die Bestimmung des Ölanteils bedeutet dies, dass sich in quasistationären Betriebspunkten immer eine geschichtete Spaltströmung einstellt. Mit der präsentierten Abhängigkeit der Strömungsform und der Verlustleistung von dem Ölanteil im Berechnungsmodell ist es möglich den entsprechenden maximalen Ölanteil zu bestimmen, bei dem noch die geschichtete

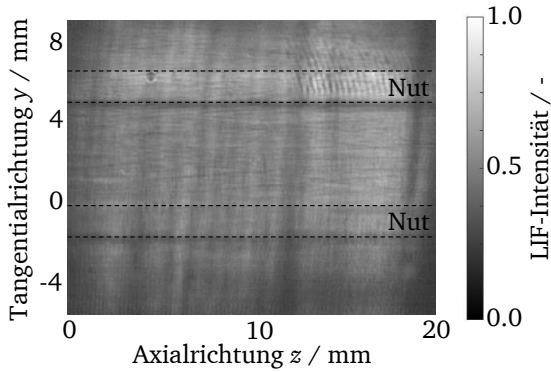
Spaltströmung auftritt. Der Ansatz zur Bestimmung des Ölanteils im Spalt wird im Folgenden mittels LIF- und Drehmomentmessungen bestätigt.

4.4.1 LIF-Messungen

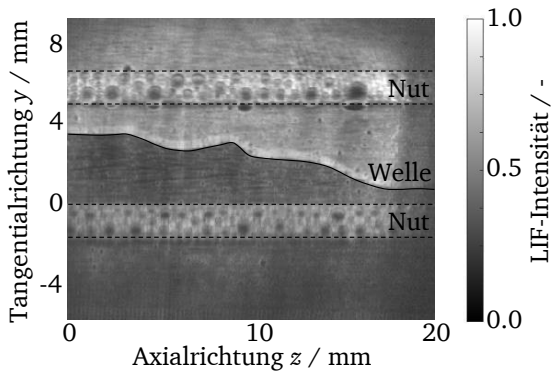
Die auftretende Strömungsform im quasistationären Betriebspunkt bei 2000 min^{-1} ist in Abschnitt 3.4.3 beschrieben. Im Rotationsprüfstand stellt sich unabhängig von dem zugeführten Ölvolumenstrom die geschichtete Spaltströmung ein [4]. Ein Unterschied zwischen dem Rotationsprüfstand und der realen PMSM ist die Ölzufuhr. Während in der PMSM das Öl aus Bohrungen in der Rotorwelle austritt und in Form eines Strahls auf die Wickelköpfe auftrifft, wird das Öl im Rotationsprüfstand axial vor dem Spalt eingebracht. Dadurch ist es möglich, dass die Ölmenge im Rotationsprüfstand höher als in der PMSM ist, da das Öl mit axialer Geschwindigkeit in den Spalt einströmt.

Für den Nachweis der Annahme, dass die Strömungsform unabhängig des initialen Ölanteils im Spalt die stabile, geschichtete Spaltströmung anstrebt, kann im Experiment die Drehzahlabhängigkeit der Strömungsform genutzt werden. Bei sehr geringen Drehzahlen reicht die Zentrifugalkraft nicht aus, um das Öl aus dem Luftspalt zu verdrängen. Der Spalt füllt sich, bis auf wenige Luftblasen, vollständig mit Öl. Dies lässt sich an der konstanten LIF-Intensität bei 100 min^{-1} in Abbildung 4.19 (a) erkennen.

Der Bildausschnitt ist auf zwei axiale Nuten im Stator begrenzt. Trotz der Laserstrahlkorrektur verbleiben Streifen geringerer Intensität, die auf Unregelmäßigkeiten des Laserprofils zurückzuführen sind. Der Füllstand bei 100 min^{-1} wird als Startbedingung für das Experiment genutzt, um das transiente Verhalten der Strömungsform bei steigender Drehzahl zu untersuchen. Ausgehend vom gefüllten Spalt bei 100 min^{-1} wird die Drehzahl auf 2000 min^{-1} erhöht. Wie zu erwarten, stellt sich trotz des gefüllten Spalts zu Beginn, die geschichtete Spaltströmung bei 2000 min^{-1} ein. Folglich entleert sich der Spalt soweit bis der stabile Zustand der geschichteten Spaltströmung erreicht ist.



(a) $n = 100 \text{ min}^{-1}$: Luftspalt ist mit Öl gefüllt



(b) $n = 2000 \text{ min}^{-1}$: Geschichtete Spaltströmung

Abbildung 4.19: LIF-Messungen des Hochlaufs der Drehzahl von $n = 100 \text{ min}^{-1}$ bis $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ [4]

Die LIF-Messung in Abbildung 4.19 (b) zeigt die geschichtete Spaltströmung mit umlaufender Welle nach dem Hochdrehen des Rotors.

Dieses Verhalten bestätigt den vorgestellten Ansatz der Einstellung eines Zustands geringstmöglicher Energie. Die geringe Rotationsgeschwindigkeit bei 100 min^{-1} reicht nicht für eine Verdrängung des Öls durch die Zentrifugalkraft. Es ist kein Zustand geringerer oder größerer Verlustleistung erreichbar. Erst durch die Erhöhung der Drehzahl und folglich auch der Zentrifugalkraft beginnt der in Abbildung 4.18 präsentierte Prozess der Verdrängung des Öls in axiale Richtung. Der Zustand des gefüllten Luftspalts, der bei 2000 min^{-1} einer chaotischen Spaltströmung entspräche, ist nicht stabil und der Luftspalt wird soweit entleert bis die geschichtete Spaltströmung erreicht ist.

4.4.2 Drehmomentmessungen

Die numerisch analysierte Verlustleistung beinhaltet ausschließlich die Verluste aufgrund von Fluidreibung im Luftspalt. Die Generierung von experimentellen Daten zum Vergleich dieser Verluste birgt Herausforderungen, denn die Messung von Drehmomentverlusten erfolgt mit einem Messflansch auf der Antriebswelle. Es werden somit alle auftretenden Drehmomentverluste in der PMSM gemessen. Neben der Fluidreibung im Luftspalt wird auch die Fluidreibung im Innenraum sowie die Reibungsverluste in den Lagern und Radialwellendichtringen von dem Messflansch integral aufgenommen. Um die Drehmomentverluste aufgrund der Fluidreibung im Luftspalt zu extrahieren, wird die Differenz der Drehmomentmessungen zweier Prüflinge gebildet. Der erste Prüfling, abgebildet in 4.20 (a), entspricht der originalen Geometrie der PMSM. Die Ölzufuhr ist gleich der Ölzufuhr in der PMSM. Der Prüfling beinhaltet keine aktiven Magnete im Rotor, da die PMSM auf dem Prüfstand von einer Antriebsmaschine geschleppt wird. Die Temperatur realer Betriebspunkte wird, ohne die Verluste aktiver Bauteile, mit Hilfe des Ölkreislaufs im Kühlmantel vorab eingestellt. Mit dem ersten Prüfling werden die gesamten Drehmomentverluste der PMSM in quasistationären Betriebspunkten gemessen.

Der zweite Prüfling ist in Abbildung 4.20 (b) dargestellt. Um den Einfluss der

Fluidreibung im Luftspalt auf die gesamten Drehmomentverluste zu minimieren, ist die Luftspalthöhe deutlich erhöht. Dass die Luftspalthöhe eine bedeutende Rolle für die Reibungsverluste einnimmt, wurde in Abbildung 4.3 gezeigt. Ein Bauteil, das die beiden Wuchtscheiben positioniert, ersetzt den Rotor und ist in Abbildung 4.20 (b) als Abstandshalter benannt. Dadurch entsteht an der Innenseite der Wuchtscheiben eine zusätzliche Fläche in Prüfling 2, die Reibungsverluste verursacht. Alle weiteren Bauteile beider Prüflinge stimmen überein, damit die restlichen Einflüsse auf die Drehmomentmessungen unverändert bestehen. Durch einen Vergleich der beiden Prüflinge wird der Unterschied der

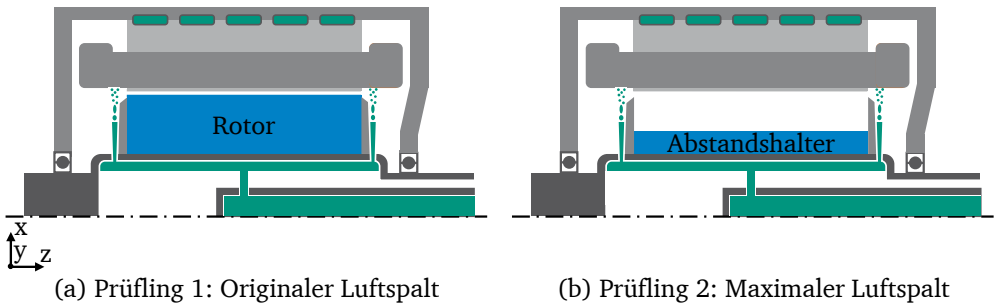


Abbildung 4.20: Aufbau der Prüflinge zur Drehmomentmessung

Drehmomentverluste aufgrund der Reibung im Luftspalt untersucht. Ziel ist das Verhalten der Drehmomentverluste zu analysieren und den Ansatz zur Bestimmung des Ölanteils experimentell zu bestätigen. Dazu werden im Folgenden unabhängig voneinander die normierten Drehmomentverluste beider Prüflinge vorgestellt und anschließend mit der Berechnung verglichen. Für die Auswertung wird ein zeitlicher Mittelwert der Drehmomentmessung wie folgt gebildet:

$$\bar{M} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} M dt \quad (4.1)$$

Zusätzlich wird für alle Darstellungen eine Normierung des zeitlichen Mittelwerts durchgeführt.

Prüfling 1

Prüfling 1 bildet die originale Geometrie der PMSM ab, weshalb dessen Drehmomentverluste zu Beginn betrachtet werden. In Abbildung 4.21 sind die normierten Drehmomentverläufe im Betrieb mit und ohne Ölvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ bei 60°C Bauteiltemperatur des Prüflings und Öltemperatur dargestellt. Im Betrieb ohne Ölvolumenstrom tritt Fluidreibung durch Luft im Innenraum der PMSM auf. Diese steigt, wie auch die Reibungsverluste im Lager mit der Drehzahl an. Durch das Einbringen von Öl in die PMSM erhöhen sich zusätzlich die Verluste durch Fluidreibung. Allerdings zeigt sich ein anderer Momentenverlauf über der Drehzahl. Bei geringen Drehzahlen, in Abbildung 4.21 ab 200 min^{-1} bis 400 min^{-1} ,

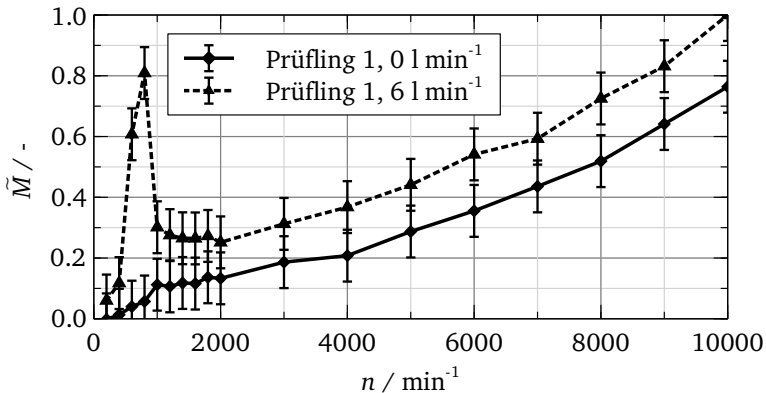


Abbildung 4.21: Drehmomentmessungen des Prüflings 1 mit $\dot{V}_{\text{Öl}} = 0\text{ l min}^{-1}$ und $\dot{V}_{\text{Öl}} = 6\text{ l min}^{-1}$ bei $\vartheta_{\text{Öl}} = 60^\circ\text{C}$

steigt das Drehmoment stark und bricht anschließend ein. Dieses Verhalten ist bereits in [6] beschrieben und darin wird die Vermutung verschiedener, drehzahlabhängiger Füllzustände für den Luftspalt aufgestellt. Diese Vermutung eines mit Öl gefüllten Luftspalts bei geringen Drehzahlen und anschließende, teilweise Entleerung stimmt mit dem in Abbildung 4.18 vorgestellten Öltransportmechanismus im Luftspalt überein. Die Zentrifugalkraft reicht für geringe Drehzahlen nicht aus, um das Öl aus dem Luftspalt zu transportieren, was die prä-

sentierte LIF-Messung in Abbildung 4.19 bestätigt. Erst bei Überschreiten einer kritischen Drehzahl entleert sich der Luftspalt soweit, dass sich eine geschichtete Spaltströmung einstellt. Anschließend steigen die Drehmomentverluste mit der Drehzahl, wie auch ohne Ölvolumenstrom, an. Die vollständige Darstellung aller gemessenen Ölvolumenströme für Prüfling 1 und Prüfling 2 findet sich in Anhang B3 und B4.

Prüfling 2

In Prüfling 2 ist der Rotor durch einen Abstandshalter ersetzt, wodurch die Luftspalthöhe deutlich vergrößert wird. Folglich sinken die Reibungsverluste im Luftspalt, wie in Abbildung 4.3 präsentiert. Der Einfluss des Luftspalts auf die gemessenen Drehmomentverluste ist geringer im Vergleich zu Prüfling 1. Das zeigt auch die geringere Steigung der Drehmomentverläufe in Abbildung 4.22, denn der schmale Luftspalt in Prüfling 1 lässt dessen Drehmomentverluste bei hohen Drehzahlen stark ansteigen. Auch der Unterschied zwischen den Verlusten mit und ohne Ölvolumenstrom steigt mit der Drehzahl an. Die Differenz ist im

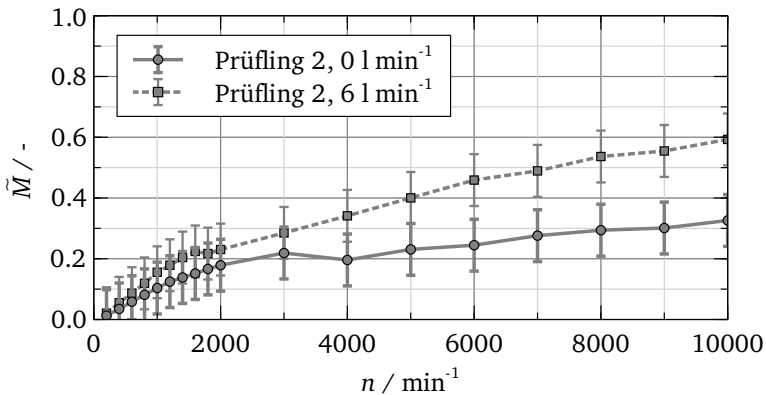


Abbildung 4.22: Drehmomentmessungen des Prüflings 2 mit $\dot{V}_{\text{öl}} = 0 \text{ l min}^{-1}$ und $\dot{V}_{\text{öl}} = 6 \text{ l min}^{-1}$ bei $\vartheta_{\text{öl}} = 60 \text{ °C}$

Bereich hoher Drehzahlen vergleichbar mit derer in Prüfling 1. Jedoch füllt sich der Luftspalt bei geringen Drehzahlen nicht mit Öl, weshalb die Drehmomentspitze in Prüfling 2 nicht auftritt. Dieses unterschiedliche Verhalten ist auf die große Luftspalthöhe und damit das große Luftspaltvolumen in Prüfling 2 zurückzuführen. Der nachfolgende, direkte Vergleich beider Prüflinge verdeutlicht das unterschiedliche Verhalten.

Die normierten Drehmomentverläufe ohne Ölvolumenstrom beider Prüflinge sind in Abbildung 4.23 dargestellt. Die Unterschiede im Bereich geringer Dreh-

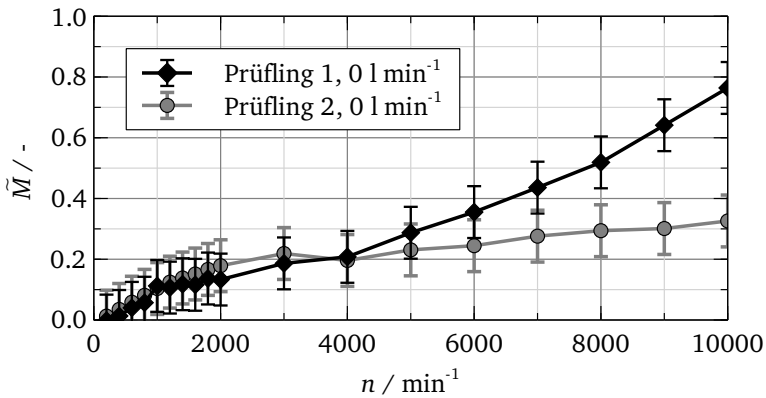


Abbildung 4.23: Drehmomentmessungen beider Prüflinge ohne Ölvolumenstrom bei $\vartheta = 60^\circ\text{C}$

zahlen sind klein, sodass die Fehlerbalken sich überlappen. Mit steigender Drehzahl wird der Einfluss der Luftspalthöhe größer. Das zeigen auch die Berechnungen nach [75] in Anhang A1. Für die Bestimmung der Drehmomentverluste im Luftspalt ist zu beachten, dass auch in Prüfling 2 Reibungsverluste im Luftspalt entstehen. Nach [75] entstehen für die Luftspalthöhe von Prüfling 2 circa zehn Prozent der Reibungsverluste der Luftspalthöhe von Prüfling 1. Zusätzlich entstehen auch an der inneren Seite der Wuchtscheiben Reibungsverluste, die dem Luftspalt zuzuordnen sind. Für den Abgleich zwischen Experiment und Berechnung sind diese Einflüsse zu berücksichtigen.

Der direkte Vergleich beider Prüflinge mit einem Ölvolumenstrom von 6 l min^{-1} ist in Abbildung 4.24 dargestellt. Wie in Abschnitt 4.4.2 beschrieben, tritt in Prüfling 2 das Phänomen eines gefüllten Spalts bei geringen Drehzahlen nicht auf. Im Bereich hoher Drehzahlen nimmt der Unterschied zwischen den bei-

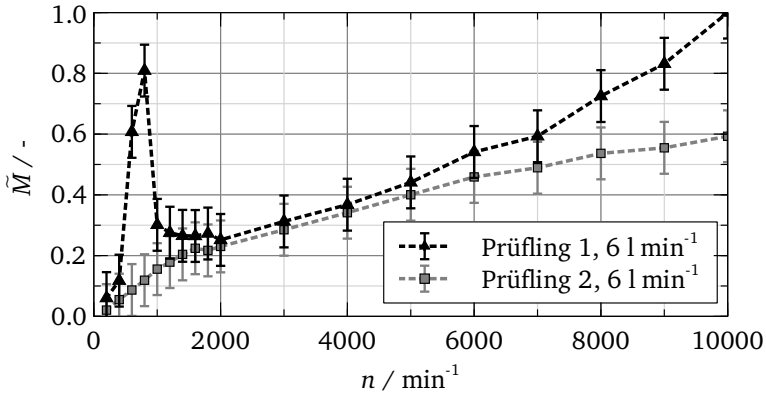


Abbildung 4.24: Drehmomentmessungen beider Prüflinge mit $\dot{V}_{\text{Öl}} = 6 \text{ l min}^{-1}$ bei $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$

den Prüflingen, aufgrund des steigenden Einflusses des schmalen Luftspalts in Prüfling 1, zu. Zur Verdeutlichung ist die Differenz jeweils für 0 l min^{-1} und 6 l min^{-1} in Abbildung 4.25 zu sehen. Ein Vergleich mit weiteren Ölvolumenströmen findet sich in Anhang B5.

Im Betrieb mit Ölvolumenstrom zeigt sich das unterschiedliche Verhalten bei geringen Drehzahlen auch in der Differenz beider Prüflinge. Dagegen weist der Momentenverlauf ohne Ölvolumenstrom beider Prüflinge für geringe Drehzahlen keinen Unterschied auf und die Differenz ist circa null.

Mit steigender Drehzahl wird der Unterschied zwischen Prüfling 1 und Prüfling 2 größer, da der Einfluss der Luftspalthöhe auf die Fluidreibung zunimmt. Dieser Anstieg der Differenz erfolgt sowohl mit als auch ohne Ölvolumenstrom ab 4000 min^{-1} gleichmäßig. Das Öl sorgt nicht für einen überproportionalen Anstieg der Drehmomentverluste im schmalen Luftspalt.

In Abbildung 4.25 ist außerdem ein Vergleich mit der Berechnung dargestellt. Die Berechnung mit einem Ölanteil von 1.0 zeigt den Verlauf der Drehmoment-

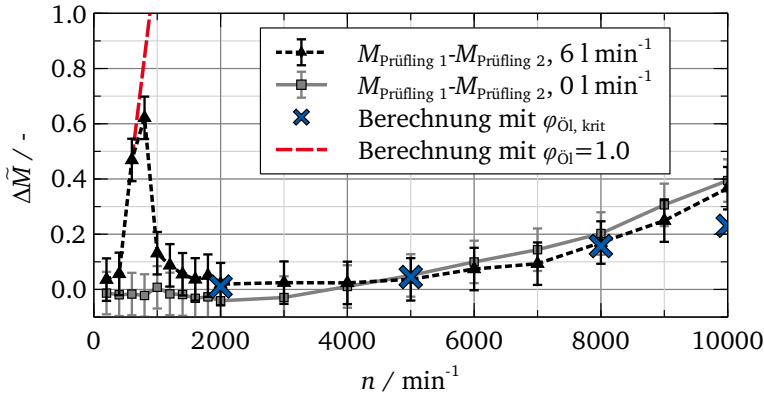


Abbildung 4.25: Differenz der Drehmomentmessungen beider Prüflinge mit $\dot{V}_{\text{Öl}} = 6 \text{ l min}^{-1}$ und $\dot{V}_{\text{Öl}} = 0 \text{ l min}^{-1}$ bei $\vartheta = 60^\circ \text{C}$ und Vergleich mit der Berechnung

verluste eines gefüllten Spalts. Der gemessene Drehmomentanstieg bei geringen Drehzahlen setzt sich fort. Das zeigt, dass eine Entleerung des Spalts erfolgt, da das gemessene Drehmoment bei ca 1000 min^{-1} einbricht. Die Berechnungen mit dem kritischen Ölanteil, ab dem der Übergang zwischen geschichteter zur chaotischen Spaltströmung stattfindet, sind ebenfalls für mehrere Drehzahlen dargestellt. Die gute Übereinstimmung mit den Drehmomentmessungen bestätigt die Annahme, dass der Spalt zur Strömungsform der geschichteten Spaltströmung tendiert.

Der Einfluss des Öls kann ebenfalls durch die Bildung der Differenz der Messung mit und ohne Ölvolumenstrom analysiert werden. Dieser Unterschied ist für Prüfling 1 und Prüfling 2 in Abbildung 4.26 dargestellt. Unabhängig von der Spalthöhe ist der Einfluss des Ölvolumenstroms ähnlich groß. Einzig die bekannte Momentenspitze im schmalen Luftspalt entspricht einem deutlichen Unterschied zwischen den beiden Prüflingen.

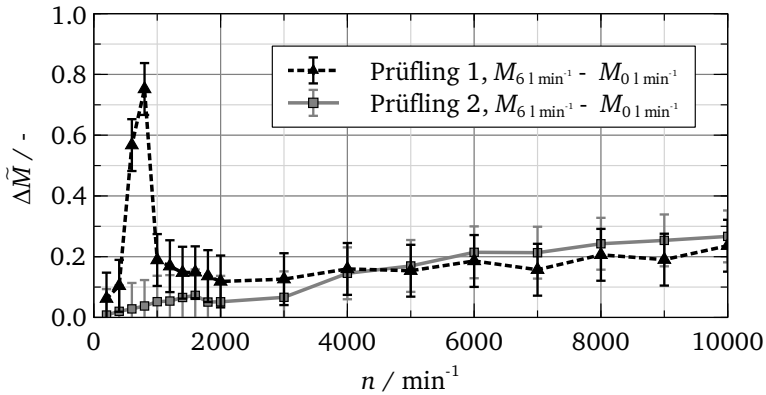


Abbildung 4.26: Differenz der Drehmomentmessungen zwischen $\dot{V}_{\text{Öl}} = 6 \text{ l min}^{-1}$ und $\dot{V}_{\text{Öl}} = 0 \text{ l min}^{-1}$ bei $\vartheta = 60 \text{ }^\circ\text{C}$

Der Unterschied zwischen Prüfling 1 und Prüfling 2 entsteht im Wesentlichen durch die unterschiedliche Fluidreibung der Luft im Luftspalt. Wird Öl in den Innenraum gegeben, erhöhen sich die individuellen Verluste der Prüflinge um einen ähnlichen Wert. Das bedeutet die zusätzlichen Verluste durch das Öl entstehen in den Bereichen, in denen beide Prüflinge geometrisch übereinstimmen. Im Spalt sorgt das Öl nicht für einen starken Anstieg der Verluste, was durch die Ausbildung der geschichteten Spaltströmung zu erklären ist. Dieses Verhalten bestätigt den zu Beginn des Kapitels vorgestellten Ansatz, dass die Spaltströmung den Zustand geringstmöglicher Verluste und damit die geschichtete Spaltströmung anstrebt.

Es folgt der detaillierte Vergleich der Drehmomentmessungen mit den Berechnungen der Strömung im Spalt. Wie beschrieben werden die Verluste im Spalt durch die Bildung der Differenz der Messungen beider Prüflinge bestimmt. Diese Differenz ist in den Abbildungen 4.27 und 4.28 für jeweils eine Drehzahl und Temperatur normiert und als grauer Streifen dargestellt. Innerhalb dieses Streifens liegt die Differenz aller volumenstromabhängiger Messungen und der systematische Fehler des Drehmomentaufnehmers.

Zum Vergleich sind die berechneten, normierten Drehmomentverluste im Spalt in Abhängigkeit des Ölanteils logarithmisch in den Diagrammen aufgetragen. Es ergibt sich das aus den vorherigen Kapitel bekannte Verhalten des Momentenverlaufs. Für geringe Ölanteile existiert ein Bereich geringer Verluste, aufgrund der geschichteten Spaltströmung. Wie der Vergleich zwischen Experiment und Berechnung für 10000 min^{-1} und 60°C in Abbildung 4.27 zeigt, stellt sich im Spalt der Verlust im Umschlagspunkt der geschichteten Spaltströmung ein. Dies gilt auch für den Vergleich bei 30°C und 90°C , der in Anhang B6 und B7 abgebildet ist. Die Drehmomentmessungen bei 10000 min^{-1} bestätigen die erwarteten geringen Verluste im Luftspalt durch eine geschichtete Spaltströmung. Unab-

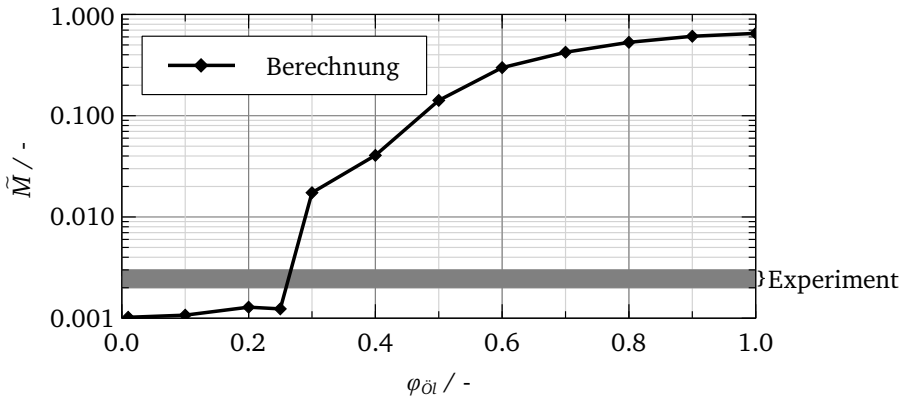


Abbildung 4.27: Drehmomentverlust im Luftspalt: Berechnung und Experiment bei $n = 10000 \text{ min}^{-1}$ und $\vartheta_{\text{öl}} = 60^\circ\text{C}$

hängig von dem Ölvolu-menstrom stellen sich Verluste im Umschlagspunkt der geschichteten Spaltströmung ein. Die vorgestellte Methodik zur Bestimmung des Ölanteils beruht auf diesem Verhalten und wird durch die Drehmomentmessungen bei 10000 min^{-1} bestätigt.

Der Vergleich der normierten Drehmomentverluste bei 5000 min^{-1} in Abbildung 4.28 zeigt eine Überlappung von Berechnung und Experiment im Bereich konstanter Verluste der Berechnung. Auch wenn die Messungen weiterhin im Bereich

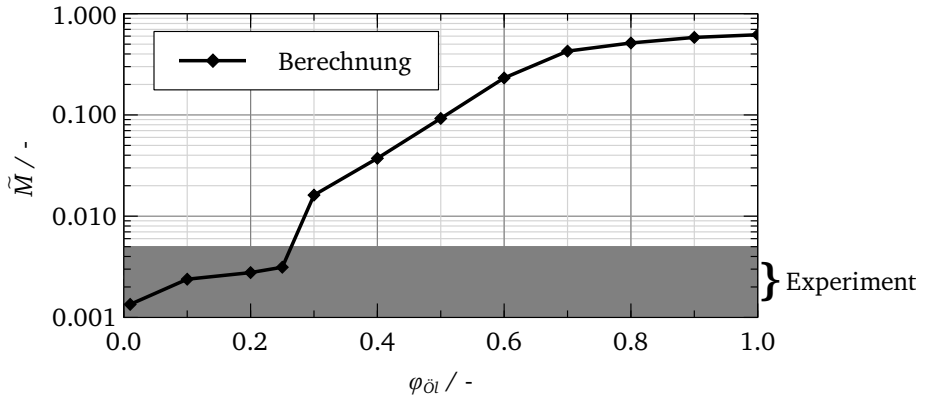


Abbildung 4.28: Drehmomentverlust im Luftspalt: Berechnung und Experiment bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und $\vartheta_{\text{öl}} = 60 \text{ °C}$

der geschichteten Spaltströmung liegen, können sie nicht mit Bestimmtheit dem Umschlagspunkt bei einem Ölanteil von 0.25 zugeordnet werden. Das gilt ebenfalls für den Vergleich bei 30 °C und 90 °C, der in Anhang B8 und B9 abgebildet ist. Durch die geringeren absoluten Werte im Vergleich zu 10000 min^{-1} wird der systematische Fehler des Drehmomentaufnehmers relevant. Außerdem sinkt der Einfluss des Unterschieds der Luftspalthöhe zwischen den Prüflingen, weshalb die Differenz der Drehmomentmessungen geringer wird. Schlussendlich führt der Abgleich zwischen Experiment und Berechnung bei 5000 min^{-1} und kleineren Drehzahlen zu keinem aussagekräftigen Ergebnis. Darum wird kein Abgleich der Berechnung bei geringeren Drehzahlen mit den Drehmomentmessungen präsentiert. In diesem Drehzahlbereich wurde bereits mit dem Abgleich der Strömungsform bei 2000 min^{-1} im Rotationsprüfstand in Abschnitt 4.2 das Verhalten des Öls validiert.

Der Vergleich bei 10000 min^{-1} bestätigt den Ansatz zur Bestimmung des Ölanteils im Spalt. Trotz hoher Ölvolumenströme durch die Rotorwelle füllt sich der Spalt nicht soweit mit Öl, dass die Reibungsverluste stark ansteigen. Die gemessenen Drehmomentverluste sind durch eine geschichtete Spaltströmung zu erklären.

Eine chaotische Zweiphasenströmung im Spalt wäre im Experiment durch deutlich höhere Drehmomentverluste zu messen gewesen. Die Zentrifugalkraft sorgt für den in Abbildung 4.18 veranschaulichten axialen Transport des Öls, sobald Öl in der Nähe des Rotors strömt. Dieser Transport sorgt ab einer kritischen Drehzahl immer für das Einstellen einer geschichteten Spaltströmung, unabhängig des zugeführten Ölvolumenstroms. Für sehr kleine Drehzahlen reicht die Zentrifugalkraft für diesen Transportmechanismus nicht aus und der Spalt füllt sich, wie in den Experimenten gezeigt, vollständig mit Öl.

Sowohl der Abgleich mit den LIF-Messungen des Rotationsprüfstands als auch mit den Drehmomentmessungen bestätigt für den jeweilig betrachteten Drehzahlbereich die geschichtete Spaltströmung.

5 Berechnung der Bauteiltemperaturen

Die Berechnung der Bauteiltemperaturen ist für die thermische Absicherung der PMSM von großer Bedeutung. Ziel ist dabei schon früh im Entwicklungsprozess das thermische Verhalten der elektrischen Maschine vorhersagen zu können. In [6] wird die Berechnungsmethodik für ein thermisches Gesamtmodell vorgestellt, welche in dieser Arbeit Anwendung findet. Diese Methodik wird zu Beginn des Kapitels präsentiert und die Bedeutung der Berechnung der Luftspaltströmung hervorgehoben. Das in Abschnitt 4.4 erläuterte Vorgehen zur Bestimmung des Ölanteils im Luftspalt wird in die Berechnungsmethodik integriert. Anschließend wird der Einfluss des Luftspalts auf die Bauteiltemperaturen analysiert. Zum Schluss werden die erzielten Fortschritte für die Berechnung der Bauteiltemperaturen bewertet.

5.1 Einführung der Berechnungsmethodik

Die Berechnung der Bauteiltemperaturen erfordert eine Methodik, die alle thermischen Einflüsse der PMSM abbildet. In [6] wird eine Berechnungsmethodik vorgestellt, welche die PMSM in verschiedene Submodelle unterteilt und koppelt. Dies ist aufgrund der verschiedenen Anforderungen an Zeit- und Längenskalen in der Berechnung notwendig. Einen Überblick über die bestehende Berechnungsmethodik gibt Abbildung 5.1. Das Solid-Modell berechnet stationär die Temperaturverteilung in allen Strukturbauteilen und damit die Wärmeleitung innerhalb der PMSM. Randbedingungen dafür sind die Geometrie der Bautei-

le und die Verluste, die in separaten EMAG-Berechnungen bestimmt werden. Letztere gehen als Wärmequellen in die Berechnung ein. Der Wärmeübergang zwischen Struktur und Fluid wird mittels CFD berechnet. Ein Fluid-Modell des Innenraums berechnet den Wärmeübergang zwischen dem Wickelkopf und dem auftreffenden Öl. Diese instationäre Berechnung ist mit dem Strukturmodell gekoppelt. Die Übergabeparameter sind die Wandtemperaturen und Wärmeübergangskoeffizienten. Detaillierte Ausführungen sind [6] zu entnehmen.

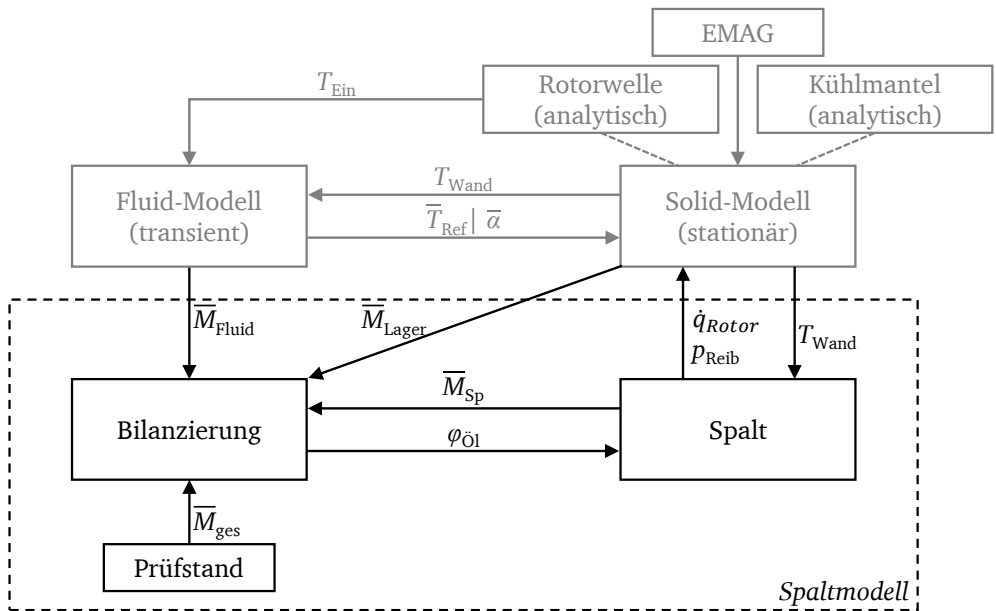


Abbildung 5.1: Berechnungsmethodik des thermischen Gesamtmodells nach [6]

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf dem Subsystem des Luftspalts, weshalb das Vorgehen zur Bestimmung des Wärmeübergangs im Luftspalt näher betrachtet wird. In Abbildung 5.1 ist der Bereich der Luftspaltmodellierung durch eine gestrichelte Linie hervorgehoben. Die Einflussparameter auf den Wärmeübergang

im Luftspalt sind die Rotor- und Statortemperatur, die Rotordrehzahl und der Ölanteil im Luftspalt. Die Herausforderung der Bestimmung des Ölanteils im Luftspalt wird in der bestehenden Berechnungsmethodik durch eine Bilanzierung der Drehmomentverluste gelöst. Die Drehmomentverluste der gesamten PMSM werden am Prüfstand gemessen. Mit der CFD-Berechnung des Innenraums und den analytisch berechneten Reibungsverlusten im Lager wird im Luftspaltmodell der passende Ölanteil eingestellt mit dem die Bilanz aller Drehmomentverluste stimmt. Mit diesem Ölanteil wird der Wärmeübergang im Detailmodell des Luftspalts bestimmt. Dabei wird vor der Berechnung des Gesamtsystems eine Datenmatrix des Luftspalts mit verschiedenen Betriebspunkten aufgestellt. Während der Systemberechnung wird aus dieser Matrix der passende Wärmeübergang in Abhängigkeit von den Wandtemperaturen, der Rotordrehzahl und dem entsprechenden Ölanteil interpoliert. Mit diesem tabellarischen Ansatz ist der Rechenaufwand in der Systemberechnung gering. Der entscheidende Rechenaufwand besteht in der Generierung der Datenmatrix, das heißt, in der Berechnung aller Stützstellen bevor die Systemberechnung erfolgt. Reduzieren lässt sich dieser, falls ein Übertrag von Daten durch bestehende Erfahrungswerte möglich ist. Weitere Ausführungen zum Aufbau der Datenmatrix für den Luftspalt finden sich in [6].

Die präsentierte Berechnungsmethodik ist auf Messdaten eines Prüfstands oder den Übertrag bestehender Daten auf Basis von Erfahrungswerten angewiesen. Demzufolge ist die Berechnung der Temperaturen für neuartige Geometrien ohne Erfahrungswerte erst nach dem Aufbau eines Prüflings und der Messung der Drehmomentverluste möglich. Diese Einschränkung wird durch die in Abschnitt 4.4 vorgestellte Methode zur Bestimmung des Ölanteils aufgehoben. Durch die Analyse der Strömungsformen und der Verlustleistung wird der sich einstellende Ölanteil im Spalt bestimmt. Mit diesem Ölanteil wird der Wärmeübergang aus der Datenmatrix ausgelesen und geht in die Systemberechnung ein. Es werden folglich keine Messdaten benötigt und die Berechnung der Temperaturen ist früher im Entwicklungsprozess möglich.

5.2 Einfluss des Spalts auf die Temperaturverteilung

Der Luftspalt besitzt je nach Betriebspunkt der PMSM einen unterschiedlichen Einfluss auf die Temperaturverteilung. Die Analyse dieser Einflüsse erfolgt mit der vorgestellten Berechnungsmethodik aus Abschnitt 5.1 anhand zweier Betriebspunkte. Die Betriebspunkte sind so gewählt, dass die Ränder des Betriebsbereichs der PMSM abgebildet werden. Der erste Betriebspunkt (BP1) liegt im Bereich geringer Drehzahlen und gleichzeitig hoher Lastanforderung. Der zweite Betriebspunkt (BP2) erfährt dagegen eine geringere Lastanforderung und liegt im Bereich hoher Drehzahlen. In Tabelle 5.1 sind die beiden Betriebspunkte definiert.

Tabelle 5.1: Definition der Betriebspunkte

Betriebspunkt	Drehzahl	Drehmoment
BP1	1000 min ⁻¹	300 N m
BP2	10000 min ⁻¹	100 N m

Um den Einfluss des Luftspalts auf die Temperaturverteilung zu untersuchen, wird der Ölanteil im Berechnungsmodell variiert. Wie in Abschnitt 4.3 gezeigt, hängt der Wärmeübergang im Luftspalt direkt mit der Verlustleistung und damit dem Ölanteil zusammen.

In BP1 sind die elektromagnetischen Verluste in der Wicklung aufgrund des hohen Drehmoments am größten, wodurch der Stator aufgeheizt wird. Durch die geringe Drehzahl sind die Verluste im Rotor vergleichsweise gering und dieser erwärmt sich weniger stark. Es entsteht ein Temperaturunterschied zwischen Rotor und Stator, der einen Wärmestrom über den Luftspalt verursacht. Dieser Fall ist in Abbildung 5.2 (a) dargestellt. Eine Variation des Ölanteils im Luftspalt, so dass sich auch die Verlustleistung erhöht, zeigt direkte Auswirkungen auf die Temperaturverteilung. Durch den verbesserten Wärmeübergang im Luftspalt

steigt die Temperatur im Rotor stärker an, wohingegen die Statortemperatur absinkt. Die zusätzliche Verlustleistung aufgrund des gestiegenen Ölanteils macht sich in der Temperaturverteilung kaum bemerkbar, da die geringe Drehzahl keinen großen Wärmeeintrag durch Reibung bewirkt.

In BP2 entstehen aufgrund der hohen Drehzahl größere Verluste im Rotor im Vergleich zu BP1. Demzufolge steigen die Temperaturen im Rotor an und der Temperaturunterschied zwischen Rotor und Stator fällt geringer aus. Im Luftspalt entstehen hohe Reibungsverluste durch die hohe Drehzahl, wodurch zusätzlich Wärme in den Rotor und Stator eingebracht wird. Dies ist in Abbildung 5.2 (b) veranschaulicht. Wird der Ölanteil im Luftspalt variiert, so dass sich die Verlustleistung ändert, wirkt sich dies direkt auf die Temperaturen in Rotor und Stator aus. Steigt die Verlustleistung an, steigen auch die Bauteiltemperaturen. Das bedeutet für das thermische Verhalten der PMSM in BP2 ist die Verlustleistung relevant, wohingegen der Wärmeübergang zwischen Rotor und Stator weniger Einfluss besitzt.



Abbildung 5.2: Veranschaulichung des Wärmestroms im Luftspalt für BP1 und BP2

Die beiden beschriebenen Betriebspunkte zeigen die unterschiedlichen Einflüsse des Luftspalts auf die Temperaturverteilung. Zum einen ist der Wärmeübergang im Luftspalt relevant, zum anderen nimmt der Einfluss der Verlustleistung im Luftspalt mit steigender Drehzahl zu.

5.3 Fazit

Die bestehende Berechnungsmethodik erlaubt die Analyse der Bauteiltemperaturen in Abhängigkeit des Ölanteils im Luftspalt. Die Untersuchungsergebnisse zeigen die unterschiedlichen Einflüsse des Luftspalts auf die Temperaturen. Der Wärmeübergang und die Verlustleistung werden mit den präsentierten Luftspaltmodellen berechnet. Je nach Betriebspunkt dominiert der Einfluss des Wärmeübergangs oder der Verlustleistung. Die hohen Auswirkungen auf die Bauteiltemperaturen verdeutlichen die Relevanz der Berechnung der Strömung im Spalt für die thermische Absicherung der PMSM.

Die Erkenntnis, dass sich im Spalt eine geschichtete Spaltströmung einstellt, erlaubt die numerische Berechnung des Wärmeübergangs im Spalt ohne Vergleiche mit Drehmomentmessungen. Dadurch wird die digitale Absicherung der PMSM weniger abhängig von realen Aufbauten und kann früher im Entwicklungsprozess erfolgen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit werden die Strömungsvorgänge im Luftspalt einer permanentmagneterregten Synchronmaschine untersucht. Motivation dafür ist die besondere Bedeutung des Luftspalts für die Berechnung der Temperaturverteilung aller Bauteile. Dieser bildet nicht nur die thermische Verbindung zwischen Rotor und Stator, sondern fungiert aufgrund der anfallenden Schleppverluste ebenfalls als Wärmequelle innerhalb der elektrischen Maschine. Daraus ergibt sich die Herausforderung des Aufbaus und der Validierung numerischer Modelle, welche die Strömungsvorgänge im Luftspalt abbilden. Anhand dieser Berechnungsmodelle werden die Reibungsverluste und der Wärmeübergang im Luftspalt bestimmt und in die Berechnung der Temperaturverteilung integriert.

Der Modellaufbau für die Strömungsberechnung im Luftspalt beinhaltet einige Herausforderungen. Die aufzulösenden Strömungsphänomene erfordern eine sehr feine räumliche und zeitliche Diskretisierung. Infolgedessen ist eine Berechnung des gesamten Fluidraums nicht praktikabel, weshalb reduzierte Detailmodelle zum Einsatz kommen. Diese berechnen die Strömung eines kleinen Ausschnitts des Luftspalts unter Anwendung periodischer Randbedingungen. Sowohl für die einphasige Luftströmung als auch für die zweiphasige Öl-Luft-Strömung wird durch numerische Studien die Unabhängigkeit des Ergebnisses von der Modellierung sichergestellt.

Die Validierung der reduzierten Luftspaltmodelle erfolgt für die einphasige Strömungsvorgänge anhand Korrelationen aus der Literatur und Ergebnissen eines optisch zugänglichen Rotationsprüfstands. Der Prüfstand ermöglicht auch die Plausibilisierung der berechneten, zweiphasigen Spaltströmung bei 2000 min^{-1} .

Ein Abgleich der auftretenden Strömungsform des Öls im Experiment mit der Berechnung ergibt eine gute Übereinstimmung. Dabei bestätigt auch der Vergleich von Geschwindigkeiten der Ölstrukturen die Berechnung.

Mit den validierten Berechnungsmodellen werden die Einflüsse auf die Spaltströmung numerisch analysiert. Der Fokus liegt dabei auf der zweiphasigen Spaltströmung, um die Auswirkung des zur Kühlung verwendeten Öls auf die Luftspaltströmung zu bewerten. Abhängig von dem Ölanteil im Berechnungsmodell ergeben sich drei Drehzahlbereiche unterschiedlicher Strömungsform. In Bereich I bildet sich eine geschichtete Öl-Luft-Strömung, die zu geringen Reibungsverlusten im Luftspalt führt. Durch Aufbrechen dieser Ölfilmströmung steigen die Verluste in Bereich II stark an, können jedoch durch Regeneration der Öloberfläche temporär gering ausfallen. Bereich III zeichnet sich durch eine chaotische Spaltströmung aus, in der zu keinem Zeitpunkt eine geschichtete Spaltströmung auftritt.

Abgeleitet aus den detaillierten Strömungsberechnungen wird ein Ansatz vorgestellt, der das Strömungsverhalten im Spalt in quasistationären Betriebspunkten beschreibt. Demnach strebt das System Spalt einen Zustand geringstmöglicher Energie und damit Verluste an, was durch Experimente bestätigt wird. LIF-Messungen eines optisch zugänglichen Rotationsprüfstands zeigen die Entleerung eines initial gefüllten Spalts bei steigender Drehzahl. Das Öl wird aufgrund der steigenden Zentrifugalkraft axial aus dem Spalt verdrängt und durch Luft ersetzt. Auch der Vergleich der Berechnung mit Drehmomentmessungen zeigt Reibungsverluste, die mit der geschichteten Spaltströmung zu erklären sind. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass der Spalt den Zustand einer geschichteten Spaltströmung mit geringen Reibungsverlusten anstrebt. Mit dieser Erkenntnis wird zukünftig in quasistationären Betriebspunkten der Wärmeübergang zwischen Rotor und Stator ohne den Abgleich mit Experimenten berechnet. Dadurch wird auch die Berechnungsmethodik zur Bestimmung der Bauteiltemperaturen unabhängiger von Prüfstandsdaten und die thermische Absicherung der PMSM kann frühzeitig im Entwicklungsprozess erfolgen.

Zukünftig ist durch die tiefergehende Validierung mit LIF-Messungen auch bei hohen Drehzahlen der Abgleich der berechneten Strömungsformen im Spalt

weiter zu verbessern. Zudem wäre von Vorteil für die Güte der Validierung die Genauigkeit der Drehmomentmessungen durch Anwendung optimierter Messtechnik zu erhöhen.

Die Berechnungen der zweiphasigen Spaltströmung zeigen das Risiko hoher Reibungsverluste im Spalt, falls ein kritischer Ölanteil überschritten wird. Bei der Entwicklung moderner Kühlkonzepte ist sicherzustellen, dass das Öl nicht in unkontrollierter Menge in den Luftspalt eintritt und dadurch die Effizienz der PMSM beeinträchtigt.

Die Weiterentwicklung numerischer Methoden zur Berechnung der Zweiphasenströmung wird in Zukunft neue Möglichkeiten für die rechnerische Absicherung elektrischer Maschinen eröffnen und könnte bspw. transiente Berechnungen der Entleerung und Befüllung des Luftspalts in akzeptabler Rechenzeit ermöglichen.

Literaturverzeichnis

- [1] M. Ade. „Development of a Numerical Methodology for Water Management Simulations of Passenger Cars“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2019.
- [2] R. J. Adrian. *Particle Image Velocimetry*. Cambridge University Press, 2010. 586 S. ISBN: 0521440084.
- [3] C. D. Andereck, S. S. Liu und H. L. Swinney. „Flow regimes in a circular Couette system with independently rotating cylinders“. In: *Journal of Fluid Mechanics* 164 (1986), S. 155–183.
- [4] A. Auernhammer. *Kooperationsprojekt der Mercedes Benz AG und der Technischen Universität Darmstadt*. 2019-2023.
- [5] D. Bauer. „Verlustanalyse und Schnittstelle zur thermischen Simulation“. In: *Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, S. 31–182.
- [6] C. Beck. *Numerische Analyse der Zweiphasenströmung und Kühlwirkung in nasslaufenden Elektromotoren*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020.
- [7] C. Beck et al. „Numerical and experimental investigation of flow phenomena in rotating step-holes for direct-spray-cooled electric motors“. In: *International Journal of Engine Research* 22.5 (2020), S. 1731–1740.
- [8] E. Bilgen und R. Boulos. „Functional Dependence of Torque Coefficient of Coaxial Cylinders on Gap Width and Reynolds Numbers“. In: *Journal of Fluids Engineering* 95.1 (1973), S. 122–126.

-
- [9] J.U Brackbill, D.B Kothe und C Zemach. „A continuum method for modeling surface tension“. In: *Journal of Computational Physics* 100.2 (1992), S. 335–354.
- [10] G. Brenn und A. Frohn. „Tropfenkollisionen“. In: *Spektrum der Wissenschaft* 12 (1990), S. 115–124. ISSN: 0170-2971.
- [11] M. Breuer. „Direkte numerische Simulation und Large-eddy-Simulation turbulenter Strömungen auf Hochleistungsrechnern“. Dissertation. Universität Erlangen-Nürnberg, 2001.
- [12] J. E. Burkhalter und E. L. Koschmieder. „Steady supercritical Taylor vortex flow“. In: *Journal of Fluid Mechanics* 58.3 (1973), S. 547–560.
- [13] A. Carriero et al. „A Review of the State of the Art of Electric Traction Motors Cooling Techniques“. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, 2018.
- [14] C. K. Choi et al. „A study on dynamic separation of silica slurry using a rotating membrane filter: 2. Modelling of cake formation“. In: *Journal of Membrane Science* 157.2 (1999), S. 177–187.
- [15] J. A. Cole. „Taylor-vortex instability and annulus-length effects“. In: *Journal of Fluid Mechanics* 75.1 (1976), S. 1–15.
- [16] C. T. Crowe et al. *Multiphase Flows with Droplets and Particles*. CRC Press, 2011.
- [17] A. Davey, R. C. Di Prima und J. T. Stuart. „On the instability of Taylor vortices“. In: *Journal of Fluid Mechanics* 31.01 (1968), S. 17.
- [18] T. Davin et al. „Experimental study of oil cooling systems for electric motors“. In: *Applied Thermal Engineering* 75 (2015), S. 1–13.
- [19] R. J. Donnelly. „Experimental Confirmation of the Landau Law in Couette Flow“. In: *Physical Review Letters* 10.7 (1963), S. 282–284.
- [20] R. J. Donnelly und N. J. Simon. „An empirical torque relation for supercritical flow between rotating cylinders“. In: *Journal of Fluid Mechanics* 7.3 (1960), S. 401–418.

-
- [21] M. Doppelbauer. *Grundlagen der Elektromobilität*. Springer-Verlag GmbH, 2020. ISBN: 3658297298.
- [22] F. Durst. *Grundlagen der Strömungsmechanik*. Springer Berlin Heidelberg, 2006. 774 S. ISBN: 3540313230.
- [23] P. M. Eagles. „On stability of Taylor vortices by fifth-order amplitude expansions“. In: *Journal of Fluid Mechanics* 49.03 (1971), S. 529.
- [24] J. Eble. *Zündung oxygenierter Kohlenwasserstoffe: Mechanismus und Elementarschritte*. Logos Verlag Berlin, 2018. ISBN: 9783832546045.
- [25] H. Eckhardt. *Grundzüge der elektrischen Maschinen*. Vieweg+Teubner Verlag, 1982. 248 S. ISBN: 3519061139.
- [26] W. S. Edwards, S. R. Beane und S. Varma. „Onset of wavy vortices in the finite-length Couette–Taylor problem“. In: *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics* 3.6 (1991), S. 1510–1518.
- [27] T. Engelhardt. *Derating-Strategien für elektrisch angetriebene Sportwagen*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [28] C. Fach. „Untersuchung des transienten Motorbetriebs mittels minimalinvasiver optischer Diagnostik“. In: (2021).
- [29] J. H. Ferziger und M. Perić. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [30] J. H. Ferziger, M. Perić und R. L. Street. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer International Publishing, 2020.
- [31] T. Finken. „Fahrzyklusgerechte Auslegung von permanentmagneterregten Synchronmaschinen für Hybrid- und Elektrofahrzeuge“. Dissertation. Aachen, 2011. ISBN: 978-3-8440-0607-0.
- [32] R. Fischer und H. Linse. *Elektrotechnik für Maschinenbauer: mit Elektronik, elektrischer Messtechnik, elektrischen Antrieben und Steuerungstechnik*. Vieweg+Teubner Verlag, 2012. ISBN: 9783834813749.

-
- [33] J. Fröhlich und D. von Terzi. „Hybrid LES/RANS methods for the simulation of turbulent flows“. In: *Progress in Aerospace Sciences* 44.5 (2008), S. 349–377.
- [34] K. Gersten und H. Herwig. *Strömungsmechanik*. Vieweg Teubner Verlag, 1992.
- [35] N. Graf. „Einsatz der laserinduzierten Fluoreszenz organischer Moleküle zur Visualisierung von Gemischbildungs- und Verbrennungsprozessen“. In: (2003).
- [36] T. Grebe. „Simulation und Modellierung des Mischverhaltens von Taylor-Couette-Reaktoren“. Dissertation. Universität Paderborn, 2004.
- [37] P. Gronwald und T. A. Kern. „Traction Motor Cooling Systems: A Literature Review and Comparative Study“. In: *IEEE Transactions on Transportation Electrification* 7.4 (2021), S. 2892–2913.
- [38] H. Herwig und B. Schmandt. *Strömungsmechanik*. Springer Berlin Heidelberg, 2015.
- [39] C.W Hirt und B.D Nichols. „Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries“. In: *Journal of Computational Physics* 39.1 (1981), S. 201–225.
- [40] A. Hoffmann. „Untersuchung mehrphasiger Filmströmungen unter Verwendung einer Volume-Of-Fluid-ähnlichen Methode“. Dissertation. Technische Universität Berlin, 2010.
- [41] A. Huber et al. „Effiziente Strömungsführung im Wassermantel elektrischer Antriebsmaschinen“. In: *ATZelektronik* 8.6 (2013), S. 478–485.
- [42] A. Kampker, D. Vallée und A. Schnettler. *Elektromobilität*. Springer Berlin Heidelberg, 2018.
- [43] D. Klemm. *Ein reduziertes Modell zur Simulation des transienten thermischen Verhaltens einer Fahrzeugkabine*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020.

-
- [44] A. Krings. „Iron Losses in Electrical Machines - Influence of Material Properties, Manufacturing Processes, and Inverter Operation“. Dissertation. KTH, Electrical Energy Conversion, 2014. ISBN: 978-91-7595-099-0.
- [45] A. Lalaoua und A. Bouabdallah. „On the Onset of Taylor Vortices in Finite-Length Cavity Subject to a Radial Oscillation Motion“. In: *Journal of Applied Fluid Mechanics* 9.6 (2016), S. 1887–1896.
- [46] X.-Y. Leng, Y. Yu und B.-W. Li. „Numerical study of MHD Taylor vortex flow with low magnetic Reynolds number in finite-length annulus under uniform magnetic field“. In: *Computers and Fluids* 105 (2014), S. 16–27.
- [47] A. Mahamdia, A. Bouabdallah und S. E. Skali. „Effets de la surface libre et du rapport d’aspect sur la transition de l’écoulement de Taylor-Couette“. In: *Comptes Rendus Mécanique* 331.3 (2003), S. 245–252.
- [48] V. Meier et al. „Numerische Analyse der Strömung am Eintritt des Luftspalts einer permanenterregten Synchronmaschine“. In: *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik* 139.2 (2022), S. 222–229.
- [49] G. Müller, K. Vogt und B. Ponick. *Berechnung elektrischer Maschinen*. Wiley-VCH GmbH, 2007. ISBN: 3527405259.
- [50] S. Muzaferija und M. Perić. „Computation of free-surface flows using interface-tracking and interface-capturing methods.“ In: 1999, S. 59–100.
- [51] A. B. Nachouane et al. „Estimation of windage losses inside very narrow air gaps of high speed electrical machines without an internal ventilation using CFD methods“. In: *2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. IEEE, 2016.
- [52] M. Németh-Csóka. *Thermisches Management elektrischer Maschinen*. Springer-Verlag GmbH, 2018. ISBN: 3658201320.
- [53] F. Nicoud und F. Ducros. In: *Flow, Turbulence and Combustion* 62.3 (1999), S. 183–200.

-
- [54] S. Oechslen et al. „Thermal simulation of an electric motor in continuous and circuit operation“. In: *Proceedings*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, S. 1041–1054.
- [55] H. Oertel. „Grundgleichungen der Strömungsmechanik“. In: *Prandtl - Führer durch die Strömungslehre*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2022, S. 275–351.
- [56] V. C. Patel, W. Rodi und G. Scheuerer. „Turbulence models for near-wall and low Reynolds number flows - A review“. In: *AIAA Journal* 23.9 (1985), S. 1308–1319.
- [57] M. Paulweber und K. Lebert. *Mess- und Prüfstandstechnik*. Vieweg+Teubner Verlag, 2014. 417 S. ISBN: 9783658044534.
- [58] L. Prandtl. *Abriß der Strömungslehre*. Göttingen University Press, 2017.
- [59] A.M. EL-Refaie et al. „Thermal Analysis of Multibarrier Interior PM Synchronous Machine Using Lumped Parameter Model“. In: *IEEE Transactions on Energy Conversion* 19.2 (2004), S. 303–309.
- [60] T. Alziary de Roquefort und G. Grillaud. „Computation of taylor vortex flow by a transient implicit method“. In: *Computers and Fluids* 6.4 (1978), S. 259–269.
- [61] R. Schwarze. *CFD-Modellierung*. Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [62] *Simcenter STAR-CCM+ Documentation*. Version 2021.3. 2021.
- [63] V. Sobolik et al. „Wall Shear Rates in Taylor Vortex Flow“. In: *Journal of Applied Fluid Mechanics* 4 (2011).
- [64] M. Stahl. „Experimentelle und numerische Untersuchung des primären Strahlzerfalls von Druckzerstäubern“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2008.
- [65] C. Stan. *Thermodynamik des Kraftfahrzeugs*. Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [66] J. T. Stuart. „On the non-linear mechanics of hydrodynamic stability“. In: *Journal of Fluid Mechanics* 4.1 (1958), S. 1–21.

-
- [67] Y. Takagi et al. „Effect of two-phase flow on drag torque in a wet clutch“. In: *Journal of Advanced Research in Physics* 2.2 (2017).
- [68] G. I. Taylor. „VIII. Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders“. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character* 223.605-615 (1923), S. 289–343.
- [69] *Technisches Taschenbuch*. Techn. Ber. 4. Auflage. Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2021.
- [70] N. Tiney et al. „Gekoppelte Thermische und Fluidmechanische Motormodellierung“. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 73.12 (2012), S. 984–989.
- [71] J.-F. Trigeol, Y. Bertin und P. Lagonotte. „Thermal Modeling of an Induction Machine Through the Association of Two Numerical Approaches“. In: *IEEE Transactions on Energy Conversion* 21.2 (2006), S. 314–323.
- [72] J. Tyacke, R. Jefferson-Loveday und P. Tucker. „On LES Methods Applied to Seal Geometries“. In: *Volume 8: Turbomachinery, Parts A, B, and C*. American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [73] U. Vollmer. „Entwurf, Auslegung und Realisierung eines verlustoptimierten elektrischen Antriebs für Hybridfahrzeuge“. Dissertation. Technische Universität Berlin, 2012.
- [74] H. Wang et al. „Oil injection cooling design for the IPMSM applied in electric vehicles“. In: *IEEE Transactions on Transportation Electrification* (2022).
- [75] F. Wendt. „Turbulente Strömungen zwischen zwei rotierenden konaxialen Zylindern“. In: *Ingenieur-Archiv* 4.6 (1933), S. 577–595.
- [76] M. Weng. „Experimentelle und numerische Untersuchung von Gleichstromzyklonen“. Dissertation. Bibliothek der RWTH Aachen, 2002.
- [77] G. Wozniak. *Zerstäubungstechnik*. Springer-Verlag GmbH, 2013, S. 176. ISBN: 9783642558351.

-
- [78] W. Wu et al. „Application of CFD to model oil–air flow in a grooved two-disc system“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 91 (2015), S. 293–301.
- [79] W. Wu et al. „Experimental investigation on the air-liquid two-phase flow inside a grooved rotating-disk system: Flow pattern maps“. In: *Applied Thermal Engineering* 133 (2018), S. 33–38.
- [80] F. Zhang et al. „A Thermal Modeling Approach and Experimental Validation for an Oil Spray-Cooled Hairpin Winding Machine“. In: *IEEE Transactions on Transportation Electrification* 7.4 (2021), S. 2914–2926.
- [81] L. Zhenguo, L. Shaoyan und R. Lin. „The experimental studies on spray parameters in spray evaporative cooling motors“. In: *2017 20th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*. IEEE, 2017.

Anhang

A.1 Berechnung

A.1.1 Rechengitter

Tabelle A1: Anzahl der Zellen der drei Rechengitter

Rechengitter	Anzahl der Zellen (URANS)	Anzahl der Zellen (LES)
1	350000	900000
2	800000	2400000
3	2000000	6000000

A.1.2 Spalthöhe

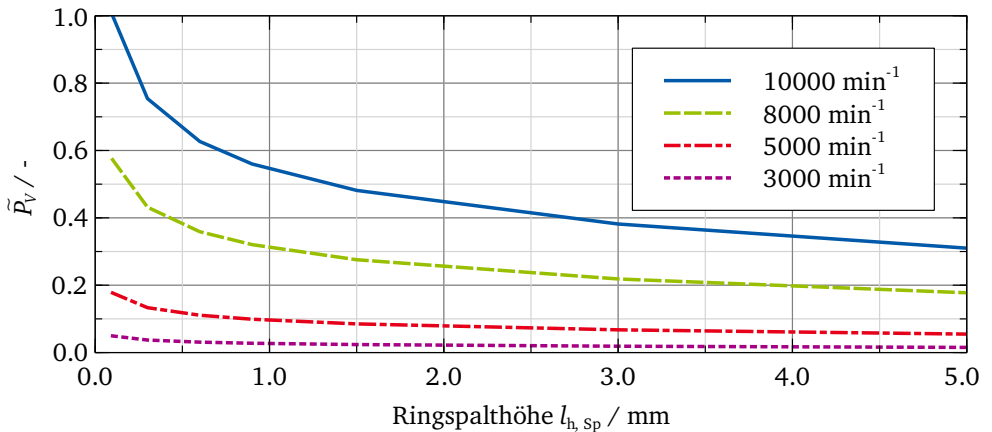


Abbildung A1: Drehzahlabhängige, normierte Verlustleistung verschiedener Spalthöhen nach [75]

A.1.3 Weitere Berechnungsansätze

Die erfolgreiche Validierung der berechneten Strömungsform mit der VOF Methode ermöglicht die Untersuchung weiterer Berechnungsansätze für die zweiphasige Spaltströmung. Berechnungen mit VOF benötigen feine Rechengitter, die großen Rechenaufwand mit sich bringen. Darum soll analysiert werden, ob sich mit anderen Berechnungsansätze eine Reduktion des Rechenaufwands und damit der Rechenzeit realisieren lässt. Ziel ist dabei weiterhin die validierte Strömungsform vorauszuberechnen.

Eine Möglichkeit zur Reduzierung des Rechenaufwands ist die Anwendung von AMR, wie in Abschnitt 3.4.2 beschrieben. Für die validierte Strömungsform eines Ölfilms am Stator lässt sich damit die Zellanzahl im Rechengebiet auf 20 Prozent des Rechengitters mit konstanter Zellgröße verringern. In den Betriebspunkten bei 2000 min^{-1} bis zu einem Ölanteil von 0.4 führt das zur Optimierung des Rechenaufwands. Das Rechenmodell soll jedoch auch für die numerische Analyse höherer Drehzahlen und/oder Ölanteile verwendet werden. Aus der Oberfläche des stabilen Ölfilms am Stator können sich in diesen Betriebspunkten Tropfen und Ligamente lösen. Bei hohen Ölanteilen kommt es zu einer vollständig durchmischten Strömung. Um zu verhindern, dass durch AMR jeder Tropfen mit vielen Zellen aufgelöst wird, kann die Umwandlung geeigneter Tropfen von VOF zu LMP erfolgen. Daraufhin wird das Rechengitter im Bereich des Tropfen nicht weiter verfeinert und die Zellanzahl des Modells steigt nicht.[62]

Beispielhaft ist die beschriebene Interaktion von VOF und LMP im Ausschnitt einer Nut aus dem Berechnungsmodell in Abbildung A2 dargestellt. Beim bisher betrachteten Betriebspunkt von 2000 min^{-1} lösen sich keine Tropfen aus der VOF Oberfläche, weshalb für diese Untersuchung 5000 min^{-1} analysiert werden. Daraus folgt die erste Einschränkung der Anwendung von LMP. In Bereich I mit der geschichteten Spaltströmung ist der Film stabil und es lösen sich keine Tropfen, weshalb es keinen Bedarf für LMP gibt. Des Weiteren geht der Vorteil einer geringeren Zellanzahl durch AMR beim Aufbrechen der Ölfilmströmung in Bereich II verloren, da aufgrund der chaotischen Spaltströmung das ganze Rechengebiet verfeinert wird. Die Anwendung von LMP in Kombination mit AMR birgt nur in wenigen Betriebspunkten Potential zur Verringerung der Rechenzeit.

Die VOF Oberfläche in Abbildung A2 ist unregelmäßig und es lösen sich Tropfen. Nur wenn ein Tropfen Kriterien, wie bspw. Sphärizität, Größe, Masse einhält, findet eine Umwandlung von VOF zu LMP statt. Im Vergleich zum konstanten Rechengitter ohne AMR sind mit dieser Methode noch 50 Prozent der Zellanzahl notwendig. Allerdings führt die hohe Anzahl von Lagrangeschen Partikel zu einem zusätzlichen Rechenaufwand.

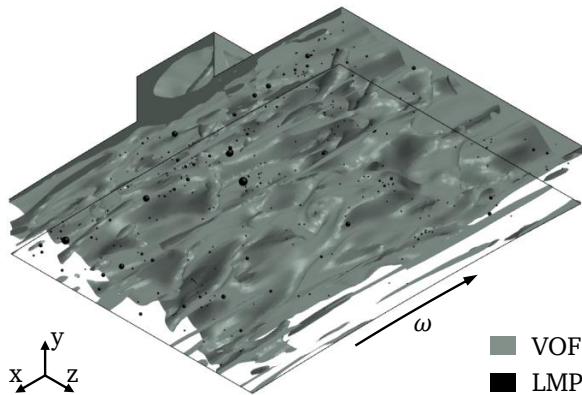


Abbildung A2: Interaktion von VOF und LMP im Luftspalt bei 5000 min^{-1} und $\varphi_{\text{öl}} = 0.4$

Ein Vorteil durch die Interaktion von VOF und LMP kann in einigen Betriebspunkten erreicht werden, ist jedoch nicht als allgemeine Berechnungsmethode im Luftspalt geeignet. Welche Strömungsform im Betriebspunkt auftritt, ist vor der Berechnung nicht sicher bestimmbar, weshalb die Wahl der Berechnungsmethode unabhängig von der auftretenden Strömungsform erfolgen soll. Die Anwendung von VOF-LMP in Kombination mit AMR stellt schlussendlich keine Verbesserung für den Rechenaufwand dar und wird nicht weiter untersucht.

B.2 Experiment

B.2.1 Drehmomentmessungen

In Abbildung B3 sind die Drehmomentmessungen aller Ölvolumenströme bei 60 °C dargestellt. Die Reibungsverluste steigen wie erwartet mit größerem Ölvolumenstrom an. Einzig die Messung mit 1 l min⁻¹ übersteigt bei hohen Drehzahlen die Messung mit 2 l min⁻¹. Da dieses Verhalten nicht erklärbar ist, wird diese Messung nicht zur Validierung der Berechnung verwendet.

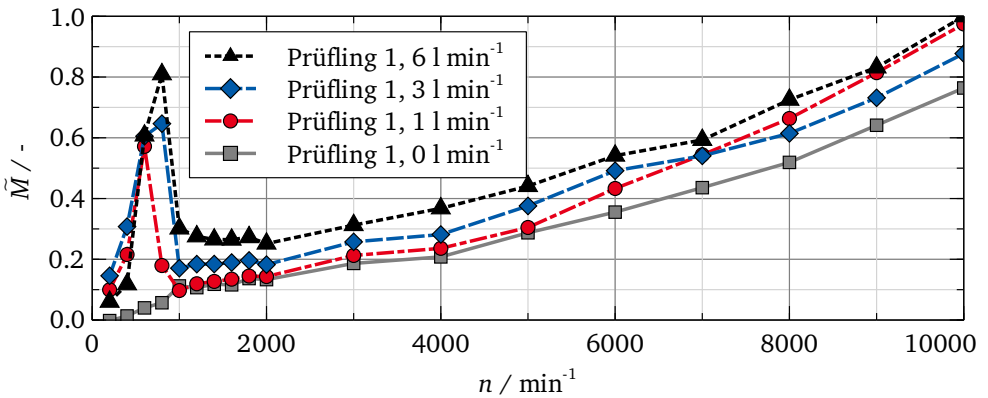


Abbildung B3: Volumenstromabhängige Drehmomentmessungen Prüfling 1 bei 60 °C

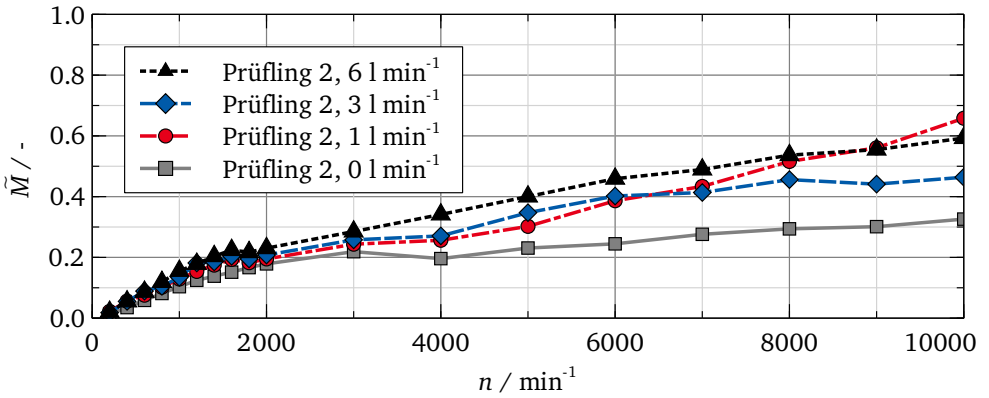


Abbildung B4: Volumenstromabhängige Drehmomentmessungen Prüfling 2 bei 60 °C

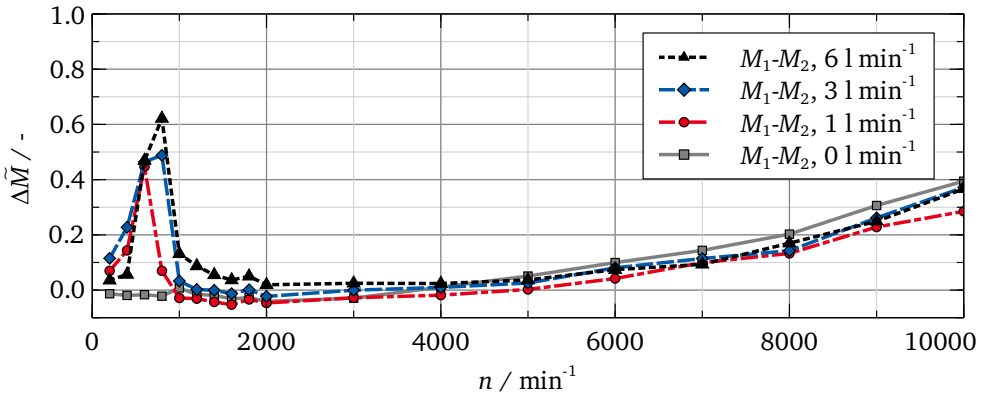


Abbildung B5: Differenz der Drehmomentmessungen beider Prüflinge mit verschiedenen Ölvolumenströme bei 60 °C

B.2.2 Vergleich Experiment und Berechnung

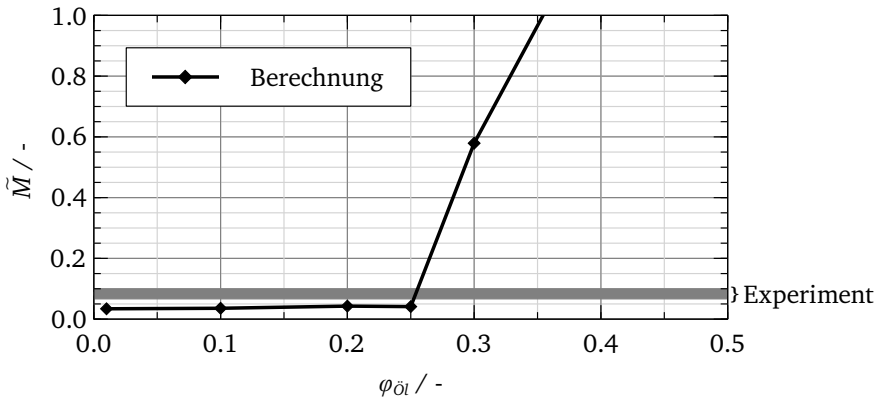


Abbildung B6: Drehmomentverlust im Luftspalt: Berechnung und Experiment bei $n = 10000 \text{ min}^{-1}$ und $\vartheta = 30^\circ\text{C}$

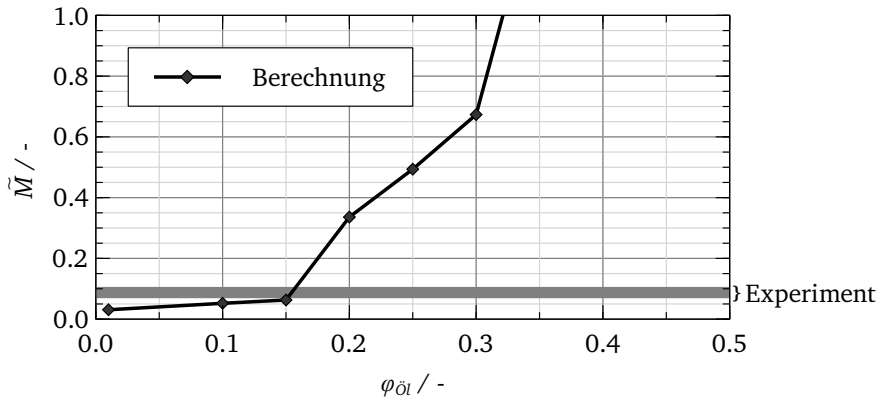


Abbildung B7: Drehmomentverlust im Luftspalt: Berechnung und Experiment bei $n = 10000 \text{ min}^{-1}$ und $\vartheta = 90^\circ\text{C}$

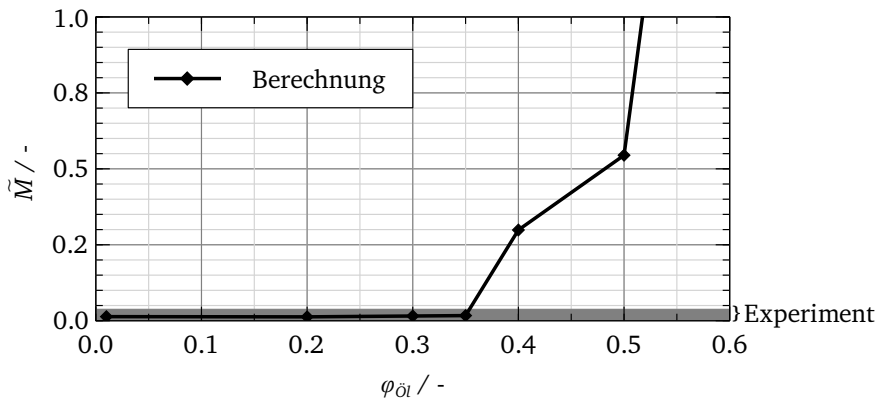


Abbildung B8: Drehmomentverlust im Luftspalt: Berechnung und Experiment bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und $\vartheta = 30^\circ\text{C}$

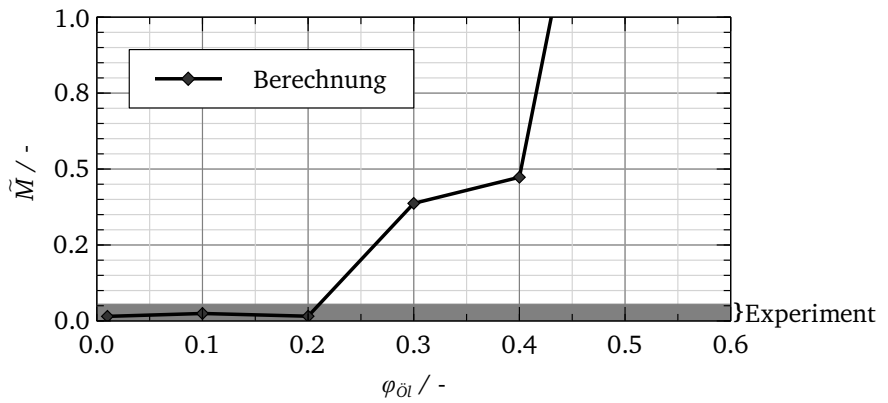


Abbildung B9: Drehmomentverlust im Luftspalt: Berechnung und Experiment bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und $\vartheta = 90^\circ\text{C}$