

Wärmeübergang bei der Öl-Sprühnebelkühlung von Antriebsmaschinen für Elektro- und Hybridfahrzeuge

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (DR.-ING.)

von der KIT-Fakultät für Chemieingenieurwesen und Verfahrenstechnik des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
genehmigte

DISSERTATION

von
M.Sc. Jonas Bender
aus Speyer

Tag der mündlichen Prüfung: 24.04.2026
Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. Thomas Wetzel
Zweitgutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter Stephan

Vorwort

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

Besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Thomas Wetzel für die Ermöglichung dieser Arbeit, das entgegengebrachte Vertrauen und die inhaltliche Unterstützung. Meine große Entscheidungsfreiheit hat maßgeblich zur erfolgreichen Umsetzung der Forschungsarbeiten beigetragen. Prof. Dr.-Ing. Peter Stephan danke ich für die Übernahme des Korreferats und das Interesse an meinem Forschungsgebiet. Weiterhin möchte ich mich bei Dr.-Ing. Benjamin Dietrich für die thematische Betreuung bedanken.

Die durchgehende Unterstützung aus meinem beruflichen wie auch privaten Umfeld war von großer Bedeutung für die erfolgreiche Erstellung dieser Arbeit. Hierzu danke ich meinen langjährigen Institutskollegen und inzwischen guten Freunden für die zahlreichen fachlichen und außerfachlichen Diskussionen. Im Besonderen gilt mein Dank Konrad Dubil, Felix Hoffmann und Mattis Parche, deren Unterstützung von großer Bedeutung für mich war. Bei allen Studierenden, die mit ihren Abschlussarbeiten meinen Forschungsbereich unterstützt haben, möchte ich mich herzlich bedanken. Für die Unterstützung im Aufbau meiner Versuchsanlage und für die angenehme Zusammenarbeit danke ich der mechanischen und elektrischen Werkstatt des TVT.

Zu guter Letzt gilt mein Dank meiner Familie, die mich in meinem Studium wie auch meiner Berufstätigkeit uneingeschränkt unterstützt hat. Dabei hatten meine Eltern stets großes Vertrauen in meine Entscheidungen und standen mir in allen Lebenslagen zur Seite. Ebenso bedanke ich mich bei allen Freunden, Verwandten und Bekannten, die mich auf meinem bisherigen Lebensweg begleitet haben.

Karlsruhe, Dezember 2025

Jonas Bender

Kurzfassung

Mit der Öl-Sprühnebelkühlung elektrischer Antriebsmaschinen existiert ein Kühlkonzept, durch welches die temperaturkritischen Komponenten einer Maschine, die Wicklungsenden des Stators, direkt benetzt werden. Als Wicklungsart werden verteilte Runddrahtwicklungen betrachtet. Dabei ist die Sprühnebelkühlung durch eine Kombination druckzerstäubender Vollkegeldüsen mit Getriebeölen als Kühlmedien effizient in das System bestehender Elektro- und Hybridfahrzeuge zu integrieren. Angesichts der maximal zulässigen Dauerbetriebstemperaturen der Isolationslacke und der Sättigungstemperaturen von Automatikgetriebeölen steht der konvektive Wärmetransport der Sprühnebelkühlungssysteme im Vordergrund. In diesem Zusammenhang bedarf der thermische bzw. elektromagnetische Auslegungsprozess Öl-sprühnebelgekühlter elektrischer Maschinen eines genauen Verständnisses des Zusammenhangs zwischen der Wicklungsgeometrie und den thermofluidodynamischen Charakteristika des Sprühstrahlaufpralls. Die bestehende Literatur ist entweder auf ebene, glatte Oberflächen unter Einsatz niedrigviskoser Flüssigkeiten (dynamische Viskosität kleiner $6 \text{ mPa} \cdot \text{s}$) beschränkt oder betrachtet die Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden mit Runddrähten ausschließlich qualitativ. Eine systematische Untersuchung der individuellen Einflussgrößen und die Entwicklung eines belastbaren Wärmeübergangsmodells ist bislang nicht erfolgt.

Vor diesem Hintergrund wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Versuchsanlage entwickelt, welche eine Bestimmung des lokalen Wärmeübergangs auf Statorwicklungsenden ermöglicht. Das zugrunde liegende modulare Messkonzept basiert auf der geometrischen Rekonstruktion realer Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen. Mit Sprühkammern und einer generischen elektrischen Maschine wird zwischen zwei Messumgebungen unterschieden. Die Sprühkammern erfüllen die Funktion einer Parameterreduktion, durch welche die grundlegenden Abhängigkeiten der Sprühnebelkühlung aufgezeigt wurden. Mit Hilfe der generischen elektrischen Maschine wurde im Anschluss der Einfluss der Maschinenparameter bestimmt. Als Flüssigkeiten wurden ein Getriebeöl vom Typ Dexron ATF VI und wässrige Glycerinlösungen (Modellfluid) untersucht.

Im Vorfeld der Wärmeübergangsmessungen erfolgte mit den Zerfallsmodi, dem Durchflussverhalten, den Sprühwinkeln, den Zerfallslängen und der

räumlichen Flüssigkeitsverteilung eine Bestimmung grundlegender Charakteristika der Sprühstrahlen durch Hochgeschwindigkeitsaufnahmen und mechanische Patternatoren. Zur Vorausberechnung aller Größen wurden neue Modellansätze entwickelt.

Durch eine gezielte Variation der Sprühstrahlform beim Aufprall, zwischen dem Flüssigkeitsbogen (Primärzerfall) sowie Ligamenten und Tropfen (Sekundärzerfall), konnte durch die Sprühkammermessungen gezeigt werden, dass der hydrodynamische Zustand der Flüssigkeit einen geringen Einfluss auf die Höhe des konvektiven Wärmeübergangs hat. Als Haupteinflussparameter wurde neben den Stoffeigenschaften der Flüssigkeit die auftreffende Flüssigkeitsmenge identifiziert. Durch die Kombination der Sprühstrahlcharakteristika mit den Messdaten des Wärmeübergangs auf ebenen, glatten Oberflächen ist es gelungen, ein Wärmeübergangsmodell für die Öl-Sprühnebelkühlung zu entwickeln. Das Modell basiert auf den Messdaten des Modellfluids und bildet den gesamten Stoffdatenbereich kommerzieller Getriebeöle ($Pr_L = 90 - 340$) ab. Durch Berücksichtigung der Oberflächengeometrie verteilter Runddrahtwicklungen im Ausdruck der charakteristischen Flüssigkeitsgeschwindigkeit (Volumenstromdichte) konnte der Modellansatz anschließend auf Statorwicklungsenden übertragen werden.

Innerhalb der generischen elektrischen Maschine wurde der Mehrdüsenbetrieb mit einer axialen Flüssigkeitszufuhr über das Lagerschild und einer radialen Flüssigkeitszufuhr über das Maschinengehäuse untersucht. Für beide Arten der Flüssigkeitszufuhr wurde die Drehzahl der Welle in einem Wertebereich von 0 1/min bis 10 000 1/min variiert, jedoch keine Beeinflussung des Wärmeübergangs im Aufprallbereich der Sprühstrahlen beobachtet. Durch einen Vergleich der Messdaten mit dem zuvor entwickelten Wärmeübergangsmodell konnte ein sogenannter Sumpfeffekt identifiziert werden. Dabei resultiert die Endraumgeometrie mit einer geringen Spaltweite zwischen den Wicklungsenden und dem Gehäuse in einem verschlechterten Flüssigkeitsablauf. In Folge dessen wird durch die erhöhte Filmdicke im Aufprallbereich der Sprühstrahlen der konvektive Wärmeübergang gehemmt. Durch eine Modifikation des Ausdrucks der Volumenstromdichte um einen Hemmungsfaktor ist es gelungen, den Sumpfeffekt auch im Modellansatz zu berücksichtigen.

Durch das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Wärmeübergangsmodell wird eine Optimierung von Öl-Sprühnebelkühlungssystemen elektrischer Maschinen hinsichtlich ihrer Düsenkonfiguration (Düsenmodell, Position, Anzahl), der Betriebsparameter sowie der Stoffdaten des Getriebeöls ermöglicht.

Abstract

Oil spray cooling of electrical machines is a cooling concept, where the temperature-critical components of a machine, the end windings of the stator are directly wetted by the coolant. Thereby, distributed round wire windings are considered as the winding type in this work. By combining pressure-atomizing full cone nozzles with transmission oils as coolants, spray cooling systems can be efficiently integrated into existing electric and hybrid vehicles. In view of the maximum permissible continuous operating temperatures of the insulating varnishes and the saturation temperatures of automatic transmission oils, the convective heat transfer of the spray cooling systems is of primary importance. In this regard, the thermal/electrical design process for oil spray cooled electrical machines requires a precise understanding of the relationship between the winding geometry and the thermo-fluid dynamic characteristics of the spray impact. The existing literature is either limited to plain surfaces using low-viscosity liquids (dynamic viscosity less than $6 \text{ mPa} \cdot \text{s}$) or considers the spray cooling of stator end windings with round wires only qualitatively. A systematic investigation of the individual influencing factors and the development of a reliable heat transfer model has not yet been carried out.

Against this background, a test rig was developed with which the local heat transfer on stator end windings can be determined. The underlying modular measurement concept is based on the geometric reconstruction of real stator end windings with distributed round wire windings. Spray chambers and a prototype electrical machine are used as measurement environments. The spray chambers serve to reduce the influencing parameters, thereby revealing the fundamental dependencies of the spray cooling heat transfer. The prototype electrical machine was then used to determine the influence of the machine parameters. As coolants, a Dexron ATF VI transmission oil and aqueous glycerol solutions (model fluid) were investigated.

Prior to the heat transfer measurements, the basic characteristics of the conical sprays were determined using high-speed recordings and mechanical patternators. The disintegration modes, flow coefficients, spray angles, breakup lengths, and spatial liquid distributions were determined, and new model approaches for predicting these quantities developed.

By varying the spray shape on impact, between the liquid sheet (primary breakup) and ligaments and droplets (secondary breakup), it is shown that the hydrodynamic state of the liquid has little influence on the convective heat transfer. The most important influencing parameters were identified as the material properties of the liquid and the amount of liquid impacting the surface. By combining the spray characteristics with the heat transfer data on plain surfaces, a heat transfer model for oil spray cooling was developed. The model is based exclusively on the measurement data of the model fluid and covers the entire material property range of commercial transmission oils ($Pr_L = 90 - 340$). By incorporating the surface geometry of distributed round wire windings in the expression of the characteristic liquid velocity (volumetric flux), the heat transfer model was successfully transferred to stator end windings.

Within the prototype electrical machine, multi-nozzle operation with axial liquid supply via the bearing shield or radial liquid supply via the machine housing was investigated. For both types of liquid supply, the rotational speed was varied in a range from 0 rpm to 10 000 rpm, but no influence on the heat transfer in the impact area of the sprays was observed. By comparing the measurement data with the previously developed heat transfer model, a so-called sump effect was identified. In this regard, the end space geometry, with a small gap between the winding ends and the housing, impairs the liquid flow. As a result, the increased film thickness in the impact area of the sprays inhibits the convective heat transfer. By modifying the expression of the volumetric flux to include an inhibition factor, it was possible to consider the sump effect in the model approach.

The heat transfer model developed in this work enables the optimization of oil spray cooling systems for electrical machines with regard to their nozzle configuration (nozzle model, position, number), process parameters and the material properties of the transmission oil.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	iii
Kurzfassung	v
Abstract	vii
Inhaltsverzeichnis	ix
Symbole & Abkürzungen	xiii
1 Einleitung	1
1.1 Einführung	1
1.2 Zielsetzung.....	3
2 Stand der Technik	6
2.1 Kühlsysteme elektrischer Antriebsmaschinen.....	7
2.1.1 Überblick	7
2.1.2 Zwischenfazit.....	13
2.2 Zerstäubungstechnik	14
2.2.1 Druckzerstäubende Einstoffdüsen.....	14
2.2.2 Charakteristika konischer Sprühstrahlen	16
2.3 Konvektiver Wärmeübergang bei der Sprühnebelkühlung	29
2.3.1 Grundlagen des konvektiven Wärmeübergangs.....	29
2.3.2 Charakteristika der Sprühnebelkühlung.....	33
3 Experimentelle Vorgehensweise	42
3.1 Anforderungsanalyse	42
3.2 Aufbau der Versuchsanlage	44
3.2.1 Flüssigkeitskreislauf	44
3.2.2 Sprühkammer.....	47
3.2.3 Maschinenprüfstand.....	49
3.3 Modellfluidkonzept.....	51
3.4 Messkonzept – Sprühstrahlcharakterisierung.....	54
3.5 Messkonzept – Wärmeübergang	58
3.5.1 Probenkörper – ebene und glatte Oberfläche.....	58
3.5.2 Probenkörper – Statorwicklungsenden	60
3.6 Messdatenerfassung	65

3.7	Messunsicherheitsbetrachtung.....	66
3.8	Inbetriebnahme	67
4	Ergebnisse Sprühstrahlcharakterisierung.....	75
4.1	Zerfallsmodi.....	75
4.2	Durchflusskoeffizient	78
4.3	Sprühwinkel.....	83
4.4	Primäre Zerfallslänge.....	93
4.5	Geschwindigkeit der Flüssigkeit.....	98
5	Ergebnisse Wärmeübergang – Sprühkammer.....	102
5.1	Probenkörper – ebene und glatte Oberfläche.....	102
5.1.1	Übersicht der Messungen	102
5.1.2	Eindüsenbetrieb	104
5.1.3	Mehrdüsenbetrieb	118
5.2	Probenkörper – Statorwicklungsenden	122
5.2.1	Übersicht der Messungen	122
5.2.2	Einfluss der Oberflächenstruktur.....	123
5.3	Modellierung	131
5.3.1	Vergleich mit Literatur	132
5.3.2	Modellentwicklung.....	136
5.3.3	Validierung des Modellfluidkonzepts	150
5.3.4	Modellübertrag auf Statorwicklungsenden.....	152
6	Ergebnisse Wärmeübergang – Generische elektrische Maschine ...	158
6.1	Übersicht Messungen.....	158
6.2	Axiale Flüssigkeitszufuhr	162
6.2.1	Einflussgrößen.....	162
6.2.2	Modellierung	171
6.3	Radiale Flüssigkeitszufuhr.....	174
6.3.1	Einflussgrößen.....	174
6.3.2	Modellierung	180
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	184
7.1	Zusammenfassende Darstellung der Ergebnisse.....	184
7.2	Ausblick.....	192
	Literaturverzeichnis.....	193
	Abbildungsverzeichnis	209

Tabellenverzeichnis	221
Anhang.....	223
A Ergänzungen zu Kapitel 3	223
A.1 Übersicht der Düsenmodelle.....	223
A.2 Abmessungen der mechanischen Patternatoren	224
A.3 Messkonzept – Wärmeübergang	225
A.4 Abmessungen der Probenkörper	229
A.5 Messdatenerfassung	234
A.6 Bilder des experimentellen Aufbaus	234
B Ergänzungen zu Kapitel 4	236
B.1 Übersicht der Messdaten.....	236
B.2 Zerfallsmodi.....	237
B.3 Durchflusskoeffizient.....	239
B.4 Sprühwinkel.....	242
B.5 Primäre Zerfallslänge.....	245
B.6 Geschwindigkeit der Flüssigkeit.....	246
C Ergänzungen zu Kapitel 5	248
C.1 Übersicht der Messdaten.....	248
C.2 Mehrdüsenbetrieb	252
C.3 Einfluss der Oberflächenstruktur	256
C.4 Modellierung.....	261
D Ergänzungen zu Kapitel 6	272
D.1 Übersicht der Messdaten.....	272
D.2 Reproduzierbarkeit der Messdaten.....	277
D.3 Ergänzende Darstellungen	278
E Stoffdaten.....	279
E.1 Öle aus der Literatur	279
E.2 Modellfluid (wässrige Glycerinlösungen).....	280
E.3 Getriebeöl Typ Dexron ATF VI	281
E.4 Messelement Materialien	281
Liste der Publikationen	283

Symbole & Abkürzungen

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
a	m^2/s	Temperaturleitfähigkeit
a_{0-5}	–	Empirische Parameter der Volumenstrumdichte / Empirische Parameter des konvektiven Wärmeübergangs
A	m^2	Fläche
APE	–	Absolute prozentuale Abweichung (s. Gl. (4.1))
b	m	Kantenlänge
b_1	–	Empirischer Parameter des Sprühwinkels
B	–	Empirischer Parameter des Durchflusskoeffizienten
c_{1-2}	–	Empirische Parameter der Zerfallsregime
c_p	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	Spezifische isobare Wärmekapazität
C_D	–	Durchflusskoeffizient
d	m	Durchmesser
\vec{e}	m	Vektor zur Bestimmung des optischen Sprühwinkels
f	variabel	Beliebige Zielgröße
F_1	–	Numerischer Faktor
\vec{g}	m/s^2	Erdbeschleunigungsvektor
h	m	Höhe
H	–	Hemmungsfaktor
K	–	Düsenkonstante
K_v	–	Geschwindigkeitskoeffizient

Symbol	Einheit	Beschreibung
\vec{K}	m	Ortsvektor innerhalb Sprühkammer oder generischer elektrischer Maschine
L	m	Länge
L_C	m	Charakteristisches Längenmaß
M	kg	Masse
\dot{M}	kg/s	Massenstrom
$MAPE$	–	Mittlere absolute prozentuale Abweichung (s. Gl. (4.1))
$MAPR$	–	Mittlere absolute prozentuale Reproduzierbarkeit (s. (3.7))
n	–	Anzahl, ganzzahliger Parameter, Normalenrichtung
n_R	1/s	Drehzahl der Welle
N	–	Anzahl Messpunkte
Δp	Pa	Druckverlust
PI	–	Patternator-Index
\dot{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
\dot{Q}	W	Wärmestrom
r	m	Radius
R	m	Distanz zwischen Mittelpunkt Düsenaustritt und wärmeübertragender Oberfläche
R^2	–	Bestimmtheitsmaß
R_a	m	Arithmetischer Mittenrauwert
s	m	Wandstärke
S_{1-4}	–	Azimutale Segmente der mechanischen Patternatoren
t	m	Filmdicke eines Flüssigkeitsbogens
T	K	Temperatur in Kelvin
u	m/s	Geschwindigkeitskomponente in Hauptbewegungsrichtung

Symbol	Einheit	Beschreibung
u_e	variabel	Erweiterte Messunsicherheit
U	m/s	Gesamtgeschwindigkeit
\vec{U}	m/s	Geschwindigkeitsvektor
v	m/s	Radiale Geschwindigkeitskomponente
\dot{v}	m/s	Volumenstromdichte
\dot{v}^*	m/s	Gehemmte Volumenstromdichte
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom
x, y, z	m	Räumliche Koordinaten

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	W/(m ² · K)	Wärmeübergangskoeffizient
β	°	Neigungswinkel der Düse
γ	–	Koeffizient des Gaußschen Geschwindigkeitsprofils
$\delta_\vartheta, \delta_F$	m	Dicke der thermischen Grenzschicht, Dicke des Flüssigkeitsfilms
η	Pa · s	Dynamische Viskosität
θ	°	Sprühwinkel
ϑ	°C	Temperatur in Grad Celsius
λ	W/(m · K)	Wärmeleitfähigkeit
ν	m ² /s	Kinematische Viskosität
ξ	m	Amplitudenwert
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	N/m	Oberflächenspannung
σ_s	variabel	Zeitliche Standardabweichung
τ	s	Messdauer
φ	Radian	Polarwinkel

Symbol	Einheit	Beschreibung
ψ	Radiant	Winkel zwischen kartesischen Koordinatensystemen der Sprühkammer
Ψ	Radiant	Winkel zwischen Vektoren in Sprühkammer
Ω	Radiant	Winkel zwischen Düsenachse und Mittelpunkt der wärmeübertragenden Oberfläche

Dimensionslose Kennzahlen

Symbol	Definition	Beschreibung
Nu	$\frac{\alpha \cdot L_C}{\lambda_L}$	Nusselt-Zahl
Oh	$\frac{\eta_L}{\sqrt{\sigma_L \cdot \rho_L \cdot L_C}}$	Ohnesorge-Zahl
Pr	$\frac{\eta_L \cdot c_{p,L}}{\lambda_L}$	Prandtl-Zahl
Re	$\frac{u_L \cdot \rho_L \cdot L_C}{\eta_L}$	Reynolds-Zahl
We	$\frac{\rho_L \cdot u_{rel}^2 \cdot L_C}{\sigma_L}$	Weber-Zahl

Indizes

Symbol	Beschreibung
∞	Bezogen auf Ortskoordinate außerhalb der thermischen Grenzschicht
0	Bezogen auf die Düsenöffnung
0.5	Bezogen auf volumenspezifischen Median
1, 2, 3, 8	Bezogen auf Nummerierung unterschiedlicher Parameter
32	Bezogen auf Sauterdurchmesser
a	Bezogen auf außen
az	Bezogen auf azimuthal
äq	Bezogen auf äquivalent

Symbol	Beschreibung
Ad	Bezogen auf adiabate Wand
Al	Bezogen auf Aluminiumlegierung
BT	Bezogen auf Bauteil
C	Bezogen auf charakteristische Größe
Cu	Bezogen auf Kupferlegierung
d_0	Bezogen auf Durchmesser der Düsenöffnung
d_T	Bezogen auf Tropfengröße
Δp	Bezogen auf Druckverlust
D	Bezogen auf Düse
eff	Bezogen auf effektiv
exp	Bezogen auf experimentell
EM	Bezogen auf generische elektrische Maschine
ER	Bezogen auf Statorendring
F	Bezogen auf Feststoffphase
G	Bezogen auf die Gasphase
GH	Bezogen auf Gehäuse
GK	Bezogen auf Grundkörper
H	Bezogen auf Hersteller
i	Laufvariable der Phasen (L, G), Wirbelkammerports, Gefäße / radialen Segmente eines mechanischen Patternators, Messelementpositionen, Betriebsparameter
in	Bezogen auf innen
j	Laufvariable der azimuthalen Segmente eines mechanischen Patternators / Anzahl Messpunkte
K	Bezogen auf Sprühkegel
L	Bezogen auf die Flüssigphase
Li	Bezogen auf Ligament
LG	Bezogen auf Sättigungszustand

Symbol	Beschreibung
max	Bezogen auf Maximalwert
min	Bezogen auf Minimalwert
mod	Bezogen auf modelliert
MEI	Bezogen auf Messelement
MP	Bezogen auf mechanischer Patternator
N	Bezogen auf Nennwert
op	Bezogen auf optimal
opt	Bezogen auf optisch
p	Bezogen auf die primäre Zerfallslänge
P	Bezogen auf Port einer Wirbelkammer
PK	Bezogen auf Probenkörper
PT	Bezogen auf Platinwiderstandsthermometer
rel	Bezogen auf Relativgeschwindigkeit zwischen Gas- und Flüssigphase
R	Bezogen auf Leerrohr der Sprühlanze vor Düsen Eintritt
SIM	Bezogen auf Simulation
SL	Bezogen auf Sprühlanze
Sp	Bezogen auf Massenschwerpunkt
Sprk	Bezogen auf Sprühkammer
t	Bezogen auf tangential
t_0	Bezogen auf Filmdicke an der Düsenöffnung
T	Bezogen auf Tropfen
TE	Bezogen auf Thermoelement
Th	Bezogen auf Thermostat
v	Bezogen auf vertikal
W	Bezogen auf Festkörperoberfläche / Bauteiloberfläche / wärmeübertragende Bezugsfläche der Messelemente
Wa	Bezogen auf Wasser

Symbol	Beschreibung
WK	Bezogen auf Wirbelkammer

Akzente

Symbol	Beschreibung
–	Mittelwert

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AI	Analoger Input
ATF	Automatikgetriebeöl / Automatic transmission fluid
BP	Bezugspunkt
ER	Statorendring
FC	Perfluorverbindung
FS	Flachstrahldüse
G	Glyzerin / Glatt
GK	Grundkörper
HK	Hohlkegeldüse
KS	Koordinatensystem
Li	Ligament
ME	Messebene
MEI	Messelement
MF	Modellfluid
MP	mechanischer Patternator
NB	Nebenbedingung
PAO	Polyalphaolefine
PDI	Phasen-Doppler-Interferometrie

Abkürzung	Bedeutung
PF	Performance Fluid (vollfluorierte Flüssigkeiten)
PSF	Polydimethylsiloxane
PT	Platinwiderstandsthermometer
TGV	Tropfengrößenverteilung
TMS	Tiefenmessschraube
VK	Vollkegeldüse
WK	Wirbelkammer

1 Einleitung

1.1 Einführung

Mit dem Ziel, den Anstieg der globalen Durchschnittstemperatur zu reduzieren, hat die Europäische Union ein Verbot der Neuzulassung von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen mit Verbrennungsmotoren zum Jahr 2035 verordnet [1]. Gepaart mit dem technologischen Fortschritt im Bereich der Lithium-Ionen-Batterien gewinnt daher die Elektrifizierung von Fahr- und Flugzeugantrieben zunehmend an Bedeutung [2]. Die elektrische Maschine stellt in diesem Zusammenhang ein essenzielles Bauteil eines jeden elektrischen oder hybridelektrischen Antriebstrangs dar.

Für elektrische Fahrzeugantriebe werden mit permanentmagneterregten bzw. fremderregten Synchronmaschinen und Asynchronmaschinen drei gebräuchliche Bauformen elektrischer Maschinen differenziert [3]. Der Designunterschied besteht dabei primär in der Ausführung des Rotors mit Dauermagneten, Erregerspulen oder einem Käfigläufer. Für alle Bauformen erfolgt im Maschinenbetrieb aufgrund von Stromwärmeverlusten in den stromdurchflossenen Leitern, Eisenverlusten in den Blechpaketen sowie Lager- und Luftreibungsverlusten die Freisetzung thermischer Energie [4]. Folglich ist ein innovatives Kühlkonzept von essenzieller Bedeutung, um den zulässigen Temperaturbereich der Maschinenkomponenten nicht zu überschreiten. Für konventionelle Maschinendesigns werden überwiegend Mantelkühlungen in Form von spiral- oder mäanderförmigen Kühlkanälen im Gehäuse eingesetzt [5–7]. Ein Nachteil der Mantelkühlung besteht in der Anbindung der Statorwicklungen, insbesondere deren Wicklungsenden, durch hohe thermische Widerstände an den Kühlmantel. Im Maschinenbetrieb führt dies zur Ausbildung von Temperaturspitzen innerhalb der Wicklungsenden, welche die maximale Dauerleistung limitieren. Eine Überschreitung des zulässigen Dauerbetriebstemperaturbereichs resultiert in einer stark beschleunigten Alterung des eingesetzten Isolationssystems [8].

Mit den Forderungen nach kompakteren und zugleich energieeffizienten Maschinen bedarf es daher der Entwicklung innovativer Kühlmethoden, die zugleich die Komplexität und die Kosten des Gesamtsystems gering halten.

Die Sprühnebelkühlung mit druckzerstäubenden Einstoffdüsen stellt eine direkte Kühlmethode der Wicklungsenden dar, welche sich durch Einsatz des Getriebeöls als Kühlmedium effizient in das System bestehender Elektro- und Hybridfahrzeuge integrieren lässt. Die Erweiterung der Wassermantelkühlung um eine Öl-Sprühnebelkühlung bietet neben einer signifikanten Steigerung der Wärmeübertragungsfähigkeit auch die Möglichkeit, die Maschinentemperatur zu homogenisieren. Dadurch wird ein Betrieb mit gesteigerten mittleren Maschinentemperaturen bzw. höheren Leistungsdichten ermöglicht. Eine schematische Darstellung einer direkt gekühlten elektrischen Maschine einschließlich Kühlmantel ist in Abbildung 1.1 für einen Stator mit verteilten Runddrahtwicklungen enthalten. Dabei verlaufen die Hin- und Rückleiter jeder Spule bei verteilten Wicklungen um einige Nuten versetzt.

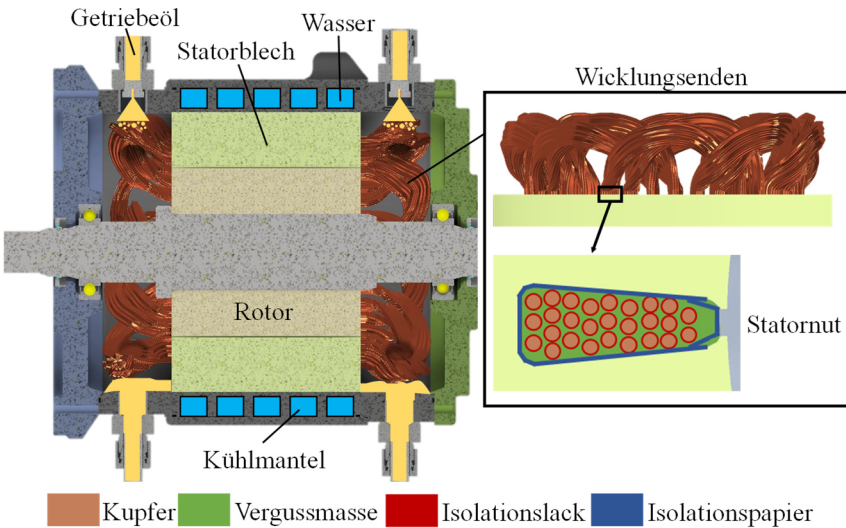


Abbildung 1.1: Schematische Schnittdarstellung einer elektrischen Maschine mit Mantelkühlung und direkter Kühlung der Wicklungsenden (links). Eine Vergrößerung der Wicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen ist rechts dargestellt.

Aus Abbildung 1.1 geht hervor, dass durch die Wicklungsgeometrie und die Krümmung der Spulen über den Umfang der Wicklungsenden substantielle Unterschiede in der Oberflächenstrukturierung auftreten.

In diesem Zusammenhang erfordert der thermische bzw. elektromagnetische Auslegungsprozess einer Öl-sprühnebelgekühlten elektrischen Maschine

die Entwicklung von Wärmeübergangsmodellen, welche sich direkt in die thermischen Netzwerke der Maschinen integrieren lassen. Für einen Transfer der Modelle auf unterschiedliche Wicklungsgeometrien und Getriebeöltypen ist somit ein genaues Verständnis der Betriebs-, Stoff- und Geometrieparametereinflüsse erforderlich.

1.2 Zielsetzung

Angesichts der in Abschnitt 1.1 beschriebenen Problemstellung ist es das Ziel dieser Arbeit, ein Wärmeübergangsmodell der Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden zu entwickeln und durch dieses den Auslegungsprozess direktgekühlter elektrischer Antriebsmaschinen zu verbessern. Es ist hervorzuheben, dass Sprühnebelkühlungssysteme neben dem Maximum des Wärmeübergangs im Aufprallbereich der Sprühstrahlen auch durch die umgebende Filmströmung bedeutsame Kühlleistungen erzielen. Da eine analytische Bestimmung der Geschwindigkeitsverteilung innerhalb von Filmströmungen auf den hochkomplexen Wicklungsstrukturen nahezu unmöglich ist, steht die Charakterisierung des Wärmeübergangs im Aufprallbereich der Sprühstrahlen im Vordergrund dieser Arbeit. Dabei wird durch ein Wärmeübergangsmodell des Aufprallbereichs der Sprühstrahlen eine Grobauslegung der Sprühkühlungssysteme hinsichtlich deren Düsenkonfigurationen (Position, Anzahl, Düsenmodelle, etc.) ermöglicht. Die Charakterisierung des Wärmeübergangs der Filmströmung erfolgt im Anschluss durch den jeweiligen Maschinenhersteller auf Basis experimenteller Untersuchungen mit Prototypen oder durch fluiddynamische Simulationen für die jeweilige Maschinengeometrie separat.

Die Modellentwicklung in dieser Arbeit basiert auf experimentellen Untersuchungen. Diesbezüglich gilt es, die entscheidenden hydro- und aerodynamischen sowie thermophysikalischen Parameter zu identifizieren und somit einen Zusammenhang zwischen der hochkomplexen Wicklungsgeometrie und dem Wärmeübergang im Aufprallbereich des Getriebeöls herzustellen. Jegliche Messungen dieser Arbeit erfolgen mittels einer eigens entwickelten Versuchsanlage (s. Kapitel 3), die aus zwei separaten Flüssigkeitskreisläufen besteht. Als Kühlflüssigkeiten werden ein kommerzielles Automatikgetriebeöl vom Typ Dexron ATF VI (ATF VI) und wässrige Glycerinlösungen als Modellfluid (MF) verwendet. Die Aufgabe des MF ist es, mit nur einem Stoffsystem den gesamten Stoffdatenbereich kommerzieller Getriebeöle abzubilden, wodurch die Effizienz der

Messdatenerfassung deutlich gesteigert wird. Hinsichtlich der Messumgebung wird zwischen zwei Komponenten, einer Sprühkammer und einer generischen elektrischen Maschine, unterschieden. Die Sprühkammer erfüllt die Aufgabe einer parameterreduzierten Messumgebung, durch welche die grundlegenden Einflussparameter der Öl-Sprühnebelkühlung gezielt untersucht werden. Die generische elektrische Maschine dient der Abbildung des Einflusses der Endraumgeometrie und der Wellenrotation auf den Flüssigkeitsablauf. Dabei werden weder in der Sprühkammer noch der generischen elektrischen Maschine reale Statorwicklungen untersucht. Das Messkonzept dieser Arbeit basiert auf der geometrischen Rekonstruktion realer Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (s. Abbildung 1.1), wodurch eine lokale Bestimmung des Wärmeübergangs auf der Wicklungsfläche ermöglicht wird.

Die experimentelle Vorgehensweise ist in vier Stufen untergliedert. In der ersten Stufe (Sprühkammer, Kapitel 4) erfolgt eine Charakterisierung der konischen Sprühstrahlen mittels Hochgeschwindigkeitsaufnahmen und mechanischen Patternatoren (Flüssigkeitssammler). Mit den Zerfallsmodi, dem Durchflussverhalten, den Sprühwinkeln, den Zerfallslängen und der räumlichen Flüssigkeitsverteilung werden die grundlegenden Charakteristika der Sprühstrahlen ermittelt und Modellansätze zur Vorausberechnung dieser abgeleitet. In der zweiten Stufe (Sprühkammer, Kapitel 5) erfolgt die Bestimmung des Wärmeübergangs der Öl-Sprühnebelkühlung auf ebenen Oberflächen im Ein- und Mehrdüsenbetrieb. Aufgabe der Untersuchungen ist die Generierung einer Datenbasis zur Validierung des Messkonzepts, die Identifikation der grundlegenden Einflussparameter und die Entwicklung eines ersten Modellansatzes für hochviskose Flüssigkeiten. Als hochviskos bzw. niedrigviskos werden im Rahmen dieser Arbeit Flüssigkeiten mit einer dynamischen Viskosität größer bzw. kleiner $6 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ bezeichnet. Des Weiteren sind die Untersuchungen angesichts des zulässigen Temperaturbereichs von Isolationslacken und der Sättigungstemperatur von Getriebeölen auf den konvektiven Wärmetransport fokussiert. In der dritten Stufe (Sprühkammer, Kapitel 5) wird der Wärmeübergang auf den Wicklungsenden von Statoren bestimmt, der Einfluss der Oberflächenstrukturierung quantifiziert und auf den bestehenden Modellansatz übertragen. In der letzten Stufe erfolgt die Bestimmung des Wärmeübergangs der Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine (Kapitel 6). Es werden unterschiedliche azimuthale Orientierungen der Wicklungsenden zum Sprühstrahl und der Einfluss der Düsenposition (axial, radial) sowie der Wellenrotation auf die Flüssigkeitsverteilung betrachtet. Abschließend wird der

Transfer des Wärmeübergangsmodells der Sprühkammermessungen auf das System der generischen elektrischen Maschine geprüft.

Auf Basis der zuvor geschilderten Problemstellung und der experimentellen Vorgehensweise lassen sich die folgenden Forschungsfragen formulieren, welche es im Rahmen dieser Arbeit zu beantworten gilt:

- Wie wird der konvektive Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen durch Einsatz von Flüssigkeiten mit hoher Prandtl-Zahl beeinflusst und was sind in diesem Zusammenhang die charakteristische Geschwindigkeitsgröße und der charakteristische Geometrieparameter?
- Ist es möglich, die Messergebnisse eines Modellfluids (wässrige Glycerinlösungen) auf kommerzielle Getriebeöle zu übertragen?
- Welchen Einfluss hat die Oberflächenstrukturierung verteilter Runddrahtwicklungen auf den Wärmeübergang der Öl-Sprühnebelkühlung und lassen sich Wärmeübergangsmodelle ebener Oberflächen auf die Geometrie von Statorwicklungsenden erweitern?
- Wie beeinflussen die Maschinenparameter in Form der Wellendrehzahl und der Endraumgeometrie die Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen?

2 Stand der Technik

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit besteht in der Entwicklung eines Wärmeübergangsmodells der Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden. Angesichts der maximal zulässigen Dauerbetriebstemperatur kommerzieller Isolationslacke von 220 °C (DIN EN 60085, [9]) und der Sättigungstemperatur von Automatikgetriebeölen mit Werten größer 280 °C [10], liegt der Fokus dieser Arbeit auf der Bestimmung des konvektiven Wärmetransports. Siedeprozesse wie Blasen- und Filmsieden werden daher nicht betrachtet.

Zur Einordnung der Öl-Sprühkühlung in die bestehenden Kühlsysteme elektrischer Antriebsmaschinen wird mit Abschnitt 2.1 zunächst der Stand der Technik indirekter und direkter Kühlsysteme präsentiert. Der Schwerpunkt liegt hierbei in der Ausführung der Kühlsysteme und deren Integration in das System der Maschinen. In einem Zwischenfazit werden darauf die bestehenden Forschungslücken herausgearbeitet.

Der konvektive Wärmeübergang zwischen der starren Wicklungsoberfläche und den aufprallenden Sprühstrahlen wird von einer Vielzahl hydro- und aerodynamischer sowie thermischer Parameter beeinflusst. Hierzu werden in Abschnitt 2.2 die zur Charakterisierung von Sprühstrahlen essenziellen Grundlagen vorgestellt. Für eine direkte Implementierung der Öl-Sprühnebelkühlung in bestehende Fahrzeugsysteme werden ausschließlich druckzerstäubende Einstoffdüsen (s. Abschnitt 2.2.1) betrachtet. In Abschnitt 2.2.2 werden hierzu mit den Zerfallsarten (Primär- und Sekundärzerfall) und der damit verbundenen räumlichen Flüssigkeitsverteilung alle erforderlichen physikalischen Prozesse und Kenngrößen (Zerfallslängen, Sprühwinkel, Tropfengrößen und -geschwindigkeiten) eingeführt, um das Auftreffen konischer Sprühstrahlen auf Festkörperoberflächen zu beschreiben.

Abschließend werden in Abschnitt 2.3 die bestehenden Erkenntnisse über den konvektiven Wärmetransport bei der Sprühnebelkühlung auf ebenen und strukturierten Oberflächen vorgestellt. Hierzu werden zunächst die physikalischen Grundlagen und Kennzahlen des Wärmetransports durch Wärmeleitung bei erzwungener Konvektion in Abschnitt 2.3.1 erläutert. Im Anschluss werden die unterschiedlichen Einflussparameter und bestehenden Modellansätze der Sprühnebelkühlung (Abschnitt 2.3.2) aufgeführt.

2.1 Kühlsysteme elektrischer Antriebsmaschinen

2.1.1 Überblick

Aufgrund der Bauraum- und Gewichtsrestriktionen elektrischer Antriebsmaschinen der Fahrzeug- und Luftfahrtindustrie werden inzwischen Leistungsdichten von bis zu 25 kW/kg erzielt. In diesem Zusammenhang wird eine Leistungssteigerung bei zugleich sinkenden Maschinendimensionen bzw. der wärmeübertragenden Oberfläche nur noch durch innovative Kühlkonzepte ermöglicht. Mit einem Wirkungsgrad moderner Maschinen von über 90% ist der Großteil der freigesetzten thermischen Energie den Stromwärme- und Eisenverlusten des Stators zuzuweisen. Folglich ist die Auslegung des Kühlsystems direkt mit der Ausführung des Stators gekoppelt, wobei die Temperaturspitzen innerhalb der Wicklungsenden des Stators und im Rotor vorzufinden sind. [2]

Für eine bessere Einordnung der vorliegenden Forschungsarbeit in den Stand der Technik werden etablierte und neuartige Kühlsysteme elektrischer Antriebsmaschinen präsentiert und die zugehörigen Vor- und Nachteile aufgezeigt. Hinsichtlich der Kühlsysteme elektrischer Maschinen wird zwischen indirekten und direkten Ausführungen unterschieden. Eine schematische Darstellung einer elektrischen Maschine mit diversen Kühlsystemen ist in Abbildung 2.1 enthalten.

Indirekte Kühlsysteme

Im Falle indirekter Kühlsysteme, wie z. B. einer Mantelkühlung im Gehäuse der Maschine, liegt keine Benetzung der stromführenden Wicklungen vor. Als Kühlflüssigkeit werden in der Regel Wasser oder Wasser/Ethylenglykol-Gemische verwendet. Wie in Kapitel 1 erläutert, besteht der Nachteil indirekter Kühlsysteme in der thermischen Anbindung der Wicklungsenden. Nichtsdestotrotz existieren hochentwickelte Thermomanagementsysteme wie das des *Audi* e-tron von Doerr et al. [11,12], welches eine Kühlung der Leistungselektronik, der Lagerschilde, des Stators und Rotors durch Kühlkanäle vereint. Darüber hinaus ist die Rotorseite der Lagerschilde mit Kühlrippen ausgestattet, wodurch der konvektive Wärmeübergang der Luftströmung maximiert wird. Neben einer hohen wärmeübertragenden Oberfläche ermöglicht der Aufbau eine Homogenisierung der Kugellagertemperatur und folglich eine Reduktion des Lagerspiels im Betrieb [11].

Ein neues indirektes Kühlkonzept ist die Nutkühlung (s. Abbildung 2.1, rechts unten), bei der durch Tüysüz et al. [13] Kühlkanäle direkt an der Nutöffnung und durch Schiefer et al. [14] sowie Langheck et al. [15] inmitten der Nut eingebracht werden. Dadurch sind die thermischen Widerstände (Wärmeleitungs- und Kontaktwiderstände) zwischen der Kühlflüssigkeit und den Wicklungen gegenüber einer klassischen Mantelkühlung im Gehäuse verringert.

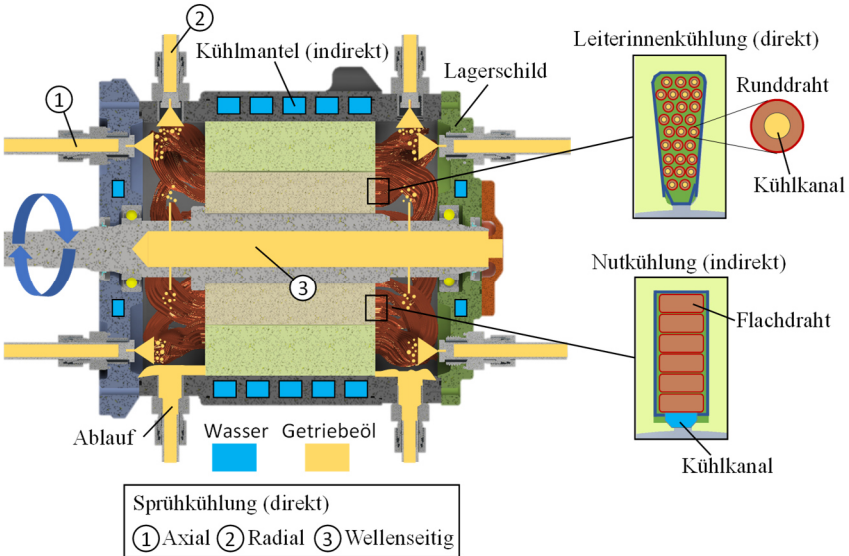


Abbildung 2.1: Schematische Schnittdarstellung einer elektrischen Maschine mit unterschiedlichen direkten und indirekten Kühlsystemen.

Durch den Einsatz einer indirekten Nutinnenkühlung konnte die Leistungsdichte einer Hochdrehzahlmaschine verdoppelt [13] sowie für eine Synchronmaschine Dauerleistungsdichten von 3,3 kW/kg erreicht werden [15]. Die Nutkühlung ist insbesondere für konzentrierte Wicklungen (Einzelzahnwicklungen) mit kurzen Wicklungsenden geeignet. Im Falle verteilter Wicklungen, wie sie im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden, begünstigt die thermische Anbindung der Wicklungsenden an die Nutkühlung die Ausbildung von Temperaturspitzen.

Direkte Kühlsysteme

Direkte Kühlsysteme stehen aktuell im Fokus zahlreicher Untersuchungen. Sie sind gekennzeichnet durch eine Benetzung der stromführenden Wicklungen mit Kühlflüssigkeit, wobei typischerweise dielektrische Fluide wie z. B. Getriebeöle verwendet werden.

Mit der Leiterinnenkühlung aus den Arbeiten von Lindh et al. [16–18] existiert ein Kühlkonzept (s. Abbildung 2.1, rechts oben), welches Hohlleiter im Stator verwendet und deren Inneres direkt mit Kühlflüssigkeit durchströmt. Aufgrund der geringen thermischen Masse zwischen Kühlflüssigkeit und Wärmequelle ist die Leiterinnenkühlung sehr gut für instationäre Betriebszustände mit Spitzenlasten geeignet [18]. Der Nachteil der Leiterinnenkühlung besteht neben der hohen Komplexität des Fertigungsprozesses auch in der Reduktion des elektrischen Füllfaktors (Kupferfläche pro Nutquerschnitt). Weiterhin kann es bei der Wicklung der Spulen zur Deformation der Kühlkanäle kommen, wodurch eine ungleichmäßige Durchströmung hervorgerufen wird.

Die Arbeit von Xu et al [19] präsentiert ein neuartiges direktes Kühlsystem in Form einer halbgefluteten permanenterregten Maschine, bei welcher die Statorwicklungsenden von je einer Glasfaserhülle umgeben sind und ausgehend von axialen Kanälen im Statorblech mit einem Gasturbinenöl (BP-2389, *BP*) durchströmt werden. Angaben zur Beeinflussung der Dauerleistung oder Temperaturverteilung innerhalb der Maschine werden nicht gemacht. Neben einer komplexen Fertigung gefluteter Maschinen besteht die Gefahr von Totzonen im Endraum, was die Ausbildung lokaler Temperaturspitzen begünstigen kann.

Die überwiegende Mehrheit der Literatur konzentriert sich auf die Sprühkühlung, auf welcher zugleich der Fokus dieser Arbeit liegt. Dabei wird die Kühlflüssigkeit durch Einsatz druckzerstäubender Düsen als Sprühnebel (Sprühnebelkühlung) oder in Form unzerstäubter Flüssigkeitsstrahlen durch Lochblenden (Prallstrahlkühlung) oder andere Aufbauten in Form einzelner Flüssigkeitstropfen (Tropfkühlung) auf den Wicklungsenden aufgebracht. Weiterhin unterscheidet die Sprühkühlung zwischen der Zufuhr der Flüssigkeit aus radialer und axialer Richtung (z. B. über das Gehäuse und die Lagerschilde) sowie wellenseitiger Richtung durch Einsatz einer Hohlwelle (s. Abbildung 2.1).

Im Rahmen der Untersuchungen von Liu et al. [20,21] wird die radiale und axiale Sprühnebelkühlung eines Hairpin-Stators (verteilte Flachdraht-Wicklungen) mit einem synthetischen Öl untersucht. Der Stator hat 72 Nuten und einen zweilagigen Aufbau (mit 3 mm × 4 mm Kupferleitern). Als Düsenmodelle

werden eine Hohlkegel- und zwei Vollkegeldüsen mit konischen Sprühstrahlgeometrien und unterschiedlichen Sprühwinkeln (Definition s. Abschnitt 2.2) verwendet. Durch Eintrag von Stromwärmeverlusten mittels eines DC-Netzteils in die Statorwicklungen wird der mittlere Wärmeübergangskoeffizient auf den Wicklungsenden durch eine Energiebilanz bestimmt. Jegliche Messungen werden bei konstanter Eintrittstemperatur des Öls durchgeführt. Der zugehörige Temperaturwert wird nicht angegeben. Die Autoren beobachten eine Homogenisierung der Wicklungstemperaturen mit steigendem Volumenstrom, dem Sprühwinkel und der Düsenanzahl. Weiterhin werden Düsenkonfigurationen mit hoher Düsenanzahl und geringem Durchfluss unter Berücksichtigung der Pumpenleistung als am energetisch effizientesten bestimmt [21]. Abschließend präsentieren Liu et al. in [20] ein erstes Wärmeübergangsmodell, welches den mittleren Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung ausschließlich mit der Volumenstromdichte und dem Druckverlust über der Düse (s. Abschnitt 2.2) korreliert. Aufgrund der dimensionsbehafteten Darstellung und der fehlenden Stoffdatenvariation kann das Modell nicht auf andere Kühlsystemkonfigurationen übertragen werden.

Chong et al. [22] untersuchen die radiale Sprühnebelkühlung des gleichen Hairpin-Stators mit einem Gasturbinenöl. Sie verwenden zwei Vollkegeldüsenmodelle mit variierendem Nenndurchsatz. Ein Anstieg des Durchflusses pro Düse, des Sprühwinkels und der Düsenanzahl resultiert in einer Verbesserung der Wärmeabfuhr und der Homogenisierung der Wicklungstemperaturen. In der unteren Hälfte der Maschine verzichten sie auf den Einsatz von Düsen, wobei aufgrund der durch Gravitation hervorgerufenen Filmströmung keine Temperaturspitzen beobachtet werden.

In der Arbeit von Zhang et al. [23] wird ebenfalls der gleiche Hairpin-Stator mit einer axialen Sprühnebelkühlung (Gasturbinenöl BP-2389, *BP*) unter Verwendung von Vollkegel- und Hohlkegeldüsen untersucht. Die Autoren bestimmen die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten auf den Wicklungsenden sowie die Wärmeübergangskoeffizienten jedes einzelnen Hairpin-Leiters unter Verwendung unterschiedlicher wärmeübertragender Bezugsflächen. Mit sinkender Düsenanzahl wird eine Verringerung der Benetzung und des mittleren Wärmeübergangs beobachtet. Eine Steigerung des Volumenstroms pro Düse verbessert die Homogenität des Wärmeübergangs.

Davin et al. [24] untersuchen die radiale und axiale Sprühkühlung eines Stators mit zwölf konzentrierten Wicklungen unter Einsatz von Vollkegel- und Flachstrahldüsen sowie zweier Verteilerringe mit Prallstrahl- und Tropfkühlung. Als Kühlflüssigkeit wird ein Schmieröl verwendet, wobei keine Angaben zum

Öltyp gemacht werden. Hinsichtlich der Betriebsparameter werden die Öltemperatur, die Drehzahl und der Volumenstrom pro Düse variiert. Mit steigendem Volumenstrom beobachten die Autoren eine Homogenisierung der Wicklungstemperaturen für Düsen mit konischen Sprühstrahlen (Vollkegel-, Flachstrahldüse) sowie für die Tropfenkühlung, wohingegen für die Prallstrahlkühlung kein systematischer Zusammenhang erkannt wird. Hinsichtlich des Drehzahleinflusses wird mit steigender Drehzahl durch eine inhomogene Flüssigkeitsverteilung im Endraum die Ausbildung von Temperaturspitzen begünstigt. Zusammenfassend wurde durch Einsatz der unterschiedlichen Sprühkühlungssysteme die Wärmeabfuhr gegenüber einer Luftkühlung um Faktoren von 2,5 bis 5 gesteigert.

Sindjui et al. [25] untersuchen die radiale Sprühkühlung einer Antriebsmaschine. Zur Geometrie der Statorwicklungen werden keine Angaben gemacht. Die Ausführungen der Sprühkühlungssysteme (konische Sprühstrahlen, Prallstrahl-, Tropfenkühlung) sind an der Arbeit von Davin et al. [24] orientiert. Zur Untersuchung des Stoffdateneinflusses werden vier unterschiedliche Öle des Herstellers *TotalEnergies SE* verwendet. Durch Einsatz der Öl-Sprühkühlungen werden die Wicklungstemperaturen für konstante Betriebsparameter (50 kW, 6000 1/min) um bis zu 50 °C gegenüber einer reinen Mantelkühlung verringert. Die höchste Temperaturreduktion wird für die konischen Sprühstrahlen (Flachstrahl-, Vollkegeldüsen) beobachtet. Hinsichtlich des Stoffdateneinflusses wird mit sinkender Viskosität der Öle von einer Verringerung der Wicklungstemperaturen berichtet.

Gronwald et al. [26] untersuchen die axiale und radiale Sprühnebelkühlung eines sechslagigen Hairpin-Stators mit 48 Nuten von der *Volkswagen AG*. Sie verwenden acht Flachstrahldüsen pro Endraum pro Orientierung (axial, radial) und ein Automatikgetriebeöl (ATF) als Flüssigkeit. Analog zur Arbeit von Liu et al. [21] bestimmen sie den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten auf den Wicklungsenden des Stators durch eine Energiebilanz. Hierbei vereinfachen sie die komplexe Geometrie der Wicklungsenden zu einem Hohlzylinder, um einen besseren Transfer ihrer Messdaten auf andere Statorgeometrien zu ermöglichen. Hinsichtlich der wärmeübertragenden Bezugsfläche unterscheiden sie abhängig von der Orientierung der Düsen zwischen der Stirn- und Mantelfläche der Wicklungsenden. Als Betriebsparameter wurden die Drehzahl (bis 6000 1/min) und der Volumenstrom pro Endraum (bis 7 l/min) variiert. Die Eintrittstemperatur des Getriebeöls bzw. dessen Stoffdaten wurden konstant gehalten. Abschließend präsentieren die Autoren einen Modellansatz in Form einer Nusselt-

Korrelation (s. Abschnitt 2.3). Das Modell beschreibt demnach eine Kombination des konvektiven Wärmeübergangs im Aufprallbereich der Sprühstrahlen mit dem Wärmeübergang der Filmströmung außerhalb des Aufprallbereichs.

Als letzte Ausführung der Sprühkühlung verbleibt die wellenseitige Zufuhr unter Einsatz einer Hohlwelle (s. Abbildung 2.1). Für die elektrische Maschine des Prius von *Toyota* präsentieren Sano et al. [27] ein Kühlsystem, welches eine wellenseitige Sprühkühlung mit einer radialen Tropfkühlung durch das Statorblech vereint. Als Flüssigkeit wird ein ATF verwendet. Durch das direkte Kühlsystem konnte das Maschinenvolumen um 35% reduziert werden.

Assaad et al. [28] betrachten die wellenseitige Sprühkühlung einer Asynchronmaschine mit einem ATF. Sie erzielen gegenüber einer konventionellen Luftkühlung eine Steigerung der Dauerleistung um einen Faktor größer zwei. Mit steigenden Volumenströmen und Drehzahlen beobachten sie trotz aktiver Absaugung der Endräume einen Anstieg der Schleppverluste durch Ölschaum im Luftspalt.

Hoffmann [4] untersucht in seiner Dissertation sowie in gemeinsamen Veröffentlichungen mit dem Autor dieser Arbeit [29,30] eine wellenseitige Sprühkühlung der Statorwicklungsenden einer permanentmagneterregten Synchronmaschine. Es werden zwei Prüflinge verwendet: eine generische elektrische Maschine mit modularem Statorring [4,30] und eine elektrische Maschine mit einer verteilten Runddrahtwicklung des Stators (36 Nuten, 3 Polpaare, elektrischer Füllfaktor von 40%) [4]. Als Flüssigkeiten werden ein Getriebeöl vom Typ Dexron ATF VI und wässrige Glycerinlösungen untersucht. Im Rahmen der Messungen werden die Stoffdaten der Kühlmedien durch Variation der Eintrittstemperaturen und Zusammensetzungen (nur bei Glycerinlösungen), die Drehzahl der Welle und der Gesamtvolumenstrom variiert. Aus den lokalen Wärmeübergangsmessungen des modularen Aufbaus geht hervor, dass der Wärmeübergang im Aufprallbereich der Flüssigkeit mit steigender Drehzahl des Rotors zunimmt. Für den mittleren Wärmeübergang wird keine Drehzahlabhängigkeit beobachtet. Durch den Einsatz der wellenseitigen Kühlung konnte das maximale Dauermoment um 48% gegenüber der gleichen Maschine mit reiner Wassermantelkühlung gesteigert werden.

2.1.2 Zwischenfazit

Aus der Literaturrecherche zu Kühlsystemen elektrischer Antriebsmaschinen geht hervor, dass mit der wellenseitigen, radialen und axialen Sprühkühlung diverse Ausführungen direkter Kühlsysteme existieren, durch welche die Leistungsdichte elektrischer Antriebsmaschinen signifikant gesteigert werden kann. Die Öl-Sprühnebelkühlung mit druckzerstäubenden Einstoffdüsen erweist sich hierbei als vielversprechendes direktes Kühlsystem, wobei mit geringer Düsenanzahl und zugleich niedrigen Volumenströmen ein hoher Wärmeübergang auf den Wicklungsenden erzielt wird [21]. Ein elementarer, aber bei der Sprühnebelkühlung elektrischer Maschinen größtenteils vernachlässigter Bestandteil des Auslegungsprozesses ist die hydro- und aerodynamische Charakterisierung des Zerstäubungsprozesses, etwa in Form des Durchflussverhaltens der Düsen, der Zerfallslängen und der Sprühwinkel.

Die bestehende Literatur, mit Ausnahme der Arbeiten von Gronwald et al. [26] und Liu et al. [20], ist auf qualitative Untersuchungen der Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungen beschränkt. Die Kühlsysteme werden primär in Form der resultierenden Wicklungstemperaturen und der Steigerung der Leistungsdichte bewertet. Die lokalen Transportphänomene, die ursächlich für die Höhe des konvektiven Wärmeübergangs sind, haben in der Regel eine untergeordnete Bedeutung und wurden daher bislang nicht systematisch betrachtet. Weiterhin werden die Eintrittstemperatur des Getriebeöls und der Getriebeöltyp meist nicht variiert. In Tabelle E.1 des Anhangs ist eine Übersicht der veröffentlichten Stoffdatenbereiche von Ölen zur Sprühnebelkühlung enthalten. Aus der Tabelle geht hervor, dass mit dem Getriebeöltyp und dessen Temperatur substantielle Variationen der Stoffdaten, insbesondere der dynamischen Viskosität, auftreten. Für den Transfer der Messergebnisse eines Sprühkühlungssystems auf andere Öltypen und Maschinengeometrien ist daher eine systematische Stoffdatenvariation erforderlich.

Unter Berücksichtigung der obigen Zusammenhänge werden in Abschnitt 2.2 die Grundlagen zur Charakterisierung des Zerstäubungsprozesses konischer Sprühstrahlen vorgestellt, und in Abschnitt 2.3 der Zusammenhang zum konvektiven Wärmeübergang bei der Sprühnebelkühlung hergestellt.

2.2 Zerstäubungstechnik

2.2.1 Druckzerstäubende Einstoffdüsen

Druckzerstäubende Einstoffdüsen existieren in vielfältigen Ausführungen, wobei auf Basis ihrer Sprühstrahlcharakteristiken zwischen vier grundlegenden Düsentypen (Vollstrahldüsen, Flachstrahldüsen (FS), Hohlkegeldüsen (HK), Vollkegeldüsen (VK)) unterschieden wird. In Abbildung 2.2 ist eine Übersicht der vier Düsentypen in Form schematischer Düsenquerschnitte (oben) sowie der zugehörigen Sprühbilder (unten) dargestellt. Das Sprühbild entspricht der Geometrie des Sprühkegelquerschnitts. Grundsätzlich existieren für jeden der Düsentypen auch andere Bauweisen, welche in unterschiedlichen Sammelwerken behandelt werden [31,32].

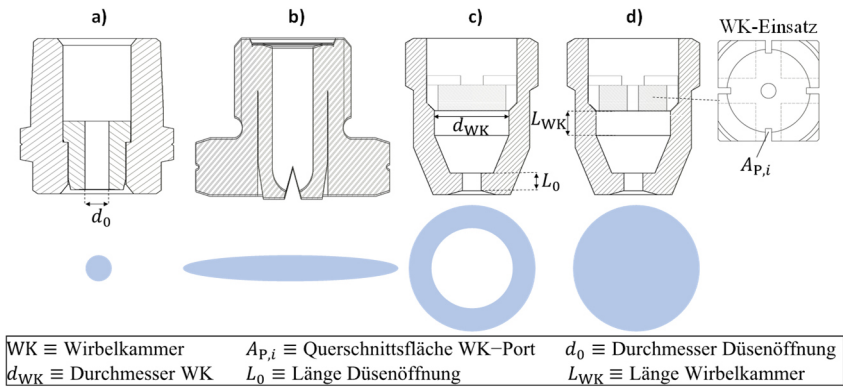


Abbildung 2.2: Übersicht druckzerstäubender Einstoffdüsen mit schematischer Darstellung des Düsenquerschnitts (oben) und des Sprühbildes (unten). A) Vollstrahldüse, b) Flachstrahldüse, c) Hohlkegeldüse, d) Vollkegeldüse.

Vollstrahldüsen (Abbildung 2.2, a)) zeichnen sich durch eine zylinderförmige Geometrie des Sprühstrahls aus. Die Düsen sind so konstruiert, dass der runde Flüssigkeitsstrahl nicht zu Tropfen zerfällt. Der Sprühwinkel der Düsen beträgt näherungsweise 0° (Sprühwinkeldefinition s. Abschnitt 2.2.2.2). Aufgrund der geringen räumlichen Abmessungen des Sprühstrahls resultieren hohe Druckkräfte im Aufprallbereich, sodass dieser Düsentyp insbesondere bei Reinigungs- und Schnittprozessen Anwendung findet [31].

Flachstrahldüsen (Abbildung 2.2, b)) erzeugen einen Sprühstrahl mit einer fächerartigen Geometrie. Das Sprühbild weist somit eine ellipsoide oder rechteckige Form auf. Zur Erzeugung der Sprühstrahlen wird häufig eine V-förmige Nut am Düsenauslass in einen halbkugelförmigen Hohlraum eingebracht [31]. Die Sprühwinkel von Flachstrahldüsen variieren abhängig von der Bauweise zwischen 15° und 110° . Die erzeugten Tropfenkollektive sind bei gleichen Betriebsparametern in der Regel gröber als die von Hohlkegel- und Vollkegeldüsen [32]. Flachstrahldüsen werden in der Landwirtschaft oder in Beschichtungsprozessen eingesetzt [32].

Hohlkegel- und Vollkegeldüsen (s. Abbildung 2.2 c) und d)) gehören zur Untergruppe der Wirbelkammerdüsen. Hierbei werden der Flüssigkeitsströmung durch axiale Wirbelkammer-Einsätze (WK-Einsätze) oder tangentiale Flüssigkeitseinlässe hohe Tangentialgeschwindigkeitskomponenten auferlegt, welche in rotationssymmetrischen Sprühbildern resultieren. Im Fall von Hohlkegeldüsen gleicht das Sprühbild dem Querschnitt eines Hohlzylinders, wobei sich die Flüssigkeit primär im Randbereich des Sprühkegels aufkonzentriert. Durch Adaption des Designs der WK-Einsätze wird bei Vollkegeldüsen die Ausbildung eines Luftkerns im Zentrum des Sprühstrahls unterbunden, sodass Sprühkegel mit uniformer Flüssigkeitsverteilung resultieren. In der Realität ist die Flüssigkeitsverteilung beider Düsentypen weder vollkommen rotationssymmetrisch noch sind die Tropfengrößenverteilungen (TGV) uniform. Zum Beispiel werden für Vollkegeldüsen primär große Tropfen im Zentrum des Sprühkegels beobachtet [31]. Der Sprühwinkel von Kegeldüsen variiert abhängig von deren Bauform zwischen 5° und 140° [33,34]. Hohlkegeldüsen werden insbesondere bei Verbrennungsprozessen eingesetzt, wohingegen Vollkegeldüsen aufgrund ihrer gleichmäßigeren Flüssigkeitsverteilung häufig in Reinigungs- und Kühlprozessen Verwendung finden.

Zur Berechnung der Kennlinie einer Düse wird der Durchflusskoeffizient C_D aus Gl. (2.1) benötigt. Dieser entspricht dem Verhältnis aus der mittleren axialen Austrittsgeschwindigkeit der Flüssigphase $\bar{u}_{L,0}$ und der theoretisch maximalen axialen Austrittsgeschwindigkeit $u_{L,0,\max}$. Mit dem Volumenstrom am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$ und der Querschnittsfläche der Düsenöffnung A_0 wird die mittlere axiale Austrittsgeschwindigkeit bestimmt. Die maximale axiale Austrittsgeschwindigkeit resultiert aus dem Druckverlust über der Düse Δp_D und der Dichte der Flüssigphase ρ_L unter der Annahme, dass weder Reibungsverluste noch radiale und tangentiale Geschwindigkeitskomponenten vorliegen.

$$C_D = \frac{\bar{u}_{L,0}}{u_{L,0,\max}} = \frac{\dot{V}_{L,0}}{A_0 \cdot \sqrt{(2 \cdot \Delta p_D / \rho_L)}} \quad (2.1)$$

Der Durchflusskoeffizient ist demnach ein Indikator für die Höhe von Reibungsverlusten bei der Durchströmung einer Düse sowie des Anteils tangentialer und radialer Geschwindigkeitskomponenten am Düsenaustritt. Folglich weisen Wirbelkammerdüsen auch unter Vernachlässigung von Reibungsverlusten wesentlich geringere Durchflusskoeffizienten als Vollstrahldüsen (s. Abbildung 2.2) auf. Im Auslegungsprozess von Sprühsystemen werden auf Basis der Durchflusskoeffizienten die Kennlinien der Düsen ermittelt. In der Literatur existieren unterschiedliche Arbeiten, welche sich mit der Modellierung von Durchflusskoeffizienten beschäftigen [35–38]. Eine Übersicht der zugehörigen Gleichungen ist in Tabelle B.2 des Anhangs enthalten. Dabei wird der Einfluss der inneren Düsengeometrie auf die Flüssigkeitsströmung durch die Düsenkonstante K (s. Gl. (2.2)) im Auslegungsprozess berücksichtigt. Mit der Summe der Wirbelkammerportflächen $\sum A_{p,i}$ und dem Wirbelkammer- und Düsenöffnungsdurchmesser (d_{WK}, d_0) ist die Düsenkonstante von einer Reihe charakteristischer Geometrieparameter abhängig. Die Zuordnung der Geometrieparameter ist in Abbildung 2.2 enthalten.

$$K = \frac{\sum A_{p,i}}{d_{WK} \cdot d_0} \quad (2.2)$$

2.2.2 Charakteristika konischer Sprühstrahlen

Eine schematische Darstellung der Entstehung eines konischen Sprühstrahls ist in Abbildung 2.3 enthalten. Hiernach lässt sich jeder Strahlerfall mittels der primären Zerfallslänge L_p in zwei grundlegende Zerfallsprozesse, den Primär- und den Sekundärzerfall (s. Abschnitt 2.2.2.1), unterteilen. Der Primärzerfall beschreibt das vollständige Aufreißen des Flüssigkeitsbogens zu Bogenfragmenten. Der anschließende Sekundärzerfall umfasst den Zerfall der Bogenfragmente zu zylinderförmigen Ligamenten (Li) und schlussendlich einem Tropfensammelkollektiv mit charakteristischem Durchmesser $d_{T,C}$. Eine Übersicht bestehender Modellierungsansätze der Zerfallslänge und Tropfengrößen ist in Abschnitt 2.2.2.1 enthalten. Weiterhin variiert die räumliche Flüssigkeitsverteilung in konischen Sprühstrahlen stark. Vor diesem Hintergrund werden in Ab-

schnitt 2.2.2.2 mit dem Sprühwinkel $\theta(z)$ und der Geschwindigkeit der Flüssigkeit $\vec{U}_L(z, r, \varphi)$ essenzielle Größen und deren Modelle zur Charakterisierung der räumlichen Flüssigkeitsverteilung in konischen Sprühstrahlen eingeführt.

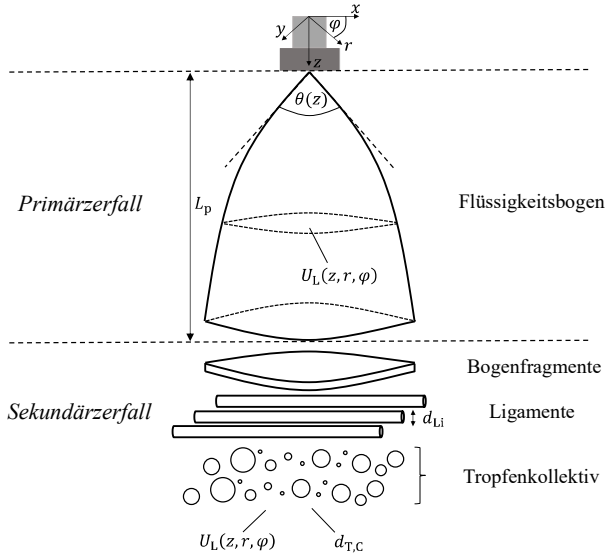


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung eines vollkegelförmigen Sprühstrahls einschließlich aller charakteristischen Kenngrößen.

2.2.2.1 Arten des Strahlerfalls

Primärzerfall

Der Primärzerfall umfasst das Wachstum von Störungen innerhalb der Flüssigphase ausgehend vom Düsenaustritt bis zum vollständigen Aufriss des Flüssigkeitsbogens zu Bogenfragmenten. Die axiale Ausdehnung des Primärzerfalls wird als Zerfallslänge L_p bezeichnet. Zur Charakterisierung des Zerfallsprozesses werden mit der Weber-, Ohnesorge- und Reynolds-Zahl (We , Oh , Re) unterschiedliche dimensionslose Kennzahlen verwendet.

Die Weber-Zahl resultiert dabei aus den Untersuchungen des Strahlerfalls von Weber [39] und ist eine grundlegende Kennzahl zur Beschreibung der Kapillarität bzw. der Bildung und Deformation von Grenzflächen. Sie ergibt sich gemäß Gl. (2.3) aus dem Verhältnis von aerodynamischen Trägheits- zu Oberflächenspannungskräften und kann sowohl für die Gas- als auch Flüssigphase

($i = G, L$) formuliert werden [31]. Die Größen σ_L und ρ_i entsprechen der Oberflächenspannung und Dichte. Als charakteristische Geschwindigkeit u_C wird typischerweise die Relativgeschwindigkeit zwischen der Gas- und Flüssigphase (z. B. \bar{u}_{rel}) verwendet.

$$We_i = \frac{\rho_i \cdot u_C^2 \cdot L_C}{\sigma_L} \quad (2.3)$$

Für hohe Weberzahlen (z. B. hohe Relativgeschwindigkeiten) wird die Ausbildung hydrodynamischer Instabilitäten an der Flüssigkeitsoberfläche begünstigt, was geringere Zerfallslängen, Ligament- und Tropfengrößen hervorruft.

Mit der Ohnesorge-Zahl wird auch die Hydrodynamik innerhalb der Flüssigkeitsstrahlen berücksichtigt. Sie wurde erstmals von Ohnesorge [40] definiert und vereint das Webersche und Reynoldssche Ähnlichkeitsgesetz der Kapillarität und Zähigkeitsreibung. Nach Gl. (2.4) ist sie als das Verhältnis der viskosen Reibungs- zu den kombinierten Trägheits- und Oberflächenspannungskräften definiert und ausschließlich von den Stoffeigenschaften der Flüssigphase (L) abhängig. Die Stoffgrößen ν_L und η_L entsprechen der kinematischen und dynamischen Viskosität.

$$Oh = \nu_L \cdot \sqrt{\frac{\rho_L}{\sigma_L L_C}} = \frac{\eta_L}{\sqrt{\sigma_L \cdot \rho_L \cdot L_C}} = \frac{\sqrt{We_L}}{Re_L} \quad (2.4)$$

Die Ohnesorge-Zahl ist ein Indikator für die Stabilität von Flüssigkeitsstrahlen und -bögen gegenüber hydrodynamischen Instabilitäten und ist auch als Stabilitätskennzahl bekannt [32]. Der Wert der Ohnesorge-Zahl bestimmt, ob viskose Reibungs- oder Oberflächenspannungskräfte die Stabilität von Flüssigkeitsstrahlen und -bögen dominieren.

Die Reynolds-Zahl der Flüssigphase (s. Gl. (2.4)) wird mittels Gl. (2.5) bestimmt und beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften in der Flüssigphase zu viskosen Reibungskräften.

$$Re_L = \frac{\rho_L \cdot u_C \cdot L_C}{\eta_L} \quad (2.5)$$

Auf Basis der obigen Kennzahlen wird der Primärzerfall von runden Flüssigkeitsstrahlen (z. B. Vollstrahldüsen) in unterschiedliche Regime unterteilt. Die Regime unterscheiden sich hinsichtlich charakteristischer Parameter wie der Zerfallslänge und der Größe der resultierenden Ligamente und Tropfen. Ohnesorge [40] liefert mit Gl. (2.6) einen empirischen Ansatz, durch den die Grenzen der Regime als Funktion der Ohnesorge- und Reynolds-Zahl beschrieben

werden. Die Konstanten c_1 und c_2 sind für jede Regimegrenze experimentell zu bestimmen und sind abhängig von den Geometrieparametern der Düsen.

$$Oh = c_1 \cdot Re_L^{c_2} \quad (2.6)$$

Für den Zerfall konischer Flüssigkeitsbögen, wie er im Fokus dieser Arbeit steht, sind die gleichen physikalischen Prozesse (Trägheits-, Oberflächenspannungs-, viskose Kräfte) ursächlich [41]. Aufgrund des veränderten Flüssigkeitsaustritts mit hohen Radialgeschwindigkeitskomponenten ergeben sich jedoch gegenüber runden Flüssigkeitsstrahlen veränderte Zerfallsmodi. Die Untersuchungen der Literatur fokussieren sich dabei auf konische Flüssigkeitsbögen mit einer Fächer- oder Hohlkegelgeometrie des Sprühstrahls [41–47]. Aufgrund der Übertragbarkeit auf Vollkegeldüsen werden die dazugehörigen Zerfallsmodi präsentiert. Gemäß Fraser und Eisenklam [45] werden mit dem Rahmen-, Perforations- und Wellenbogenzerfall drei unterschiedliche Zerfallsmodi für konische Flüssigkeitsbögen unterschieden. In Abbildung 2.4 sind die drei Zerfallsmodi für eine Vollkegeldüse in Form von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen dargestellt. Der Rahmenbogenzerfall (Abbildung 2.4, links) wird durch Oberflächenspannungskräfte dominiert, wobei die Phasengrenzfläche zu einem Flüssigkeitsrahmen kontrahiert. Der initialen Kontraktion der Phasengrenzfläche folgt eine erneute Ausbildung des Flüssigkeitsbogens, bis die Radialgeschwindigkeitskomponenten der Flüssigkeit so stark reduziert sind, als dass der typische Zerfall eines runden Flüssigkeitsstrahls einsetzt [43]. Der Rahmenbogenzerfall wird primär bei niedrigen Reynolds- und Weberzahlen bzw. bei hohen Oberflächenspannungen und Viskositäten der Flüssigkeiten beobachtet [32]. Mit einem Anstieg der Reynolds- und Weber-Zahlen (z. B. durch eine höhere Geschwindigkeit der Flüssigphase) tritt der Perforationsbogenzerfall auf (Abbildung 2.4, Mitte). Hierbei werden aus punktförmigen Störungen Perforationen im Flüssigkeitsbogen ausgebildet, welche mit steigender Düsendistanz und zunehmendem Durchmesser des Sprühkegels anwachsen. Nach Erreichen einer kritischen Größe koaleszieren die Perforationen und der Flüssigkeitsbogen zerfällt zu Ligamenten und Tropfen. Partikel innerhalb der Flüssigkeit begünstigen als Keime die Ausbildung von Perforationen [45].

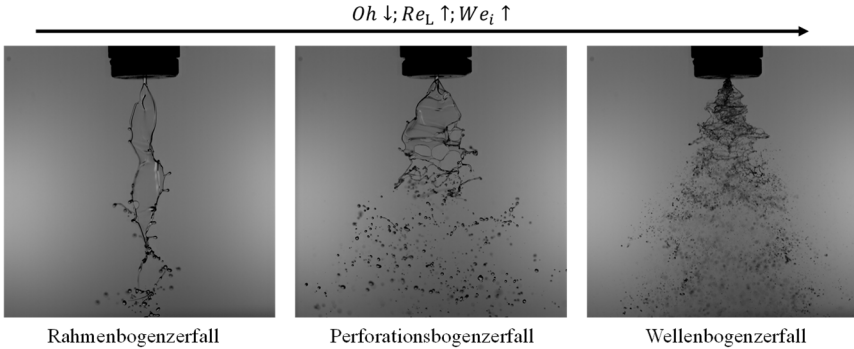


Abbildung 2.4: Zerfallsmodi konischer Sprühstrahlen (Ethylenglykol/Wasser-Lösung). Die Aufnahmen entstanden in Zusammenarbeit mit der Arbeitsgruppe für Vergasung des Instituts für Technische Chemie des KIT.

Bei hohen Reynolds- und Weber-Zahlen setzt der Wellenbogenzerfall ein (Abbildung 2.4, rechts), wobei ganze Abschnitte des Flüssigkeitsbogens mit einer halben bis ganzen Wellenlänge einer hydrodynamischen Störung periodisch abreißen und im Anschluss durch Oberflächenspannungskräfte zu Ligamenten und Tropfen kontrahieren [32,46]. Entgegen der Regime runder Flüssigkeitsstrahlen treten die Zerfallsmodi auch parallel auf [32], was die Definition von Zerfallsgrenzen erschwert.

Die Darstellung der Zerfallsmodi veranschaulicht, dass die Flüssigkeitsbewegung als Flüssigkeitsbogen oder Tropfenkollektiv zwischen den Bereichen des Primär- und Sekundärzerfalls grundlegende Unterschiede aufweist. Der Auslegungsprozess von Sprühsystemen erfordert daher genaue Kenntnis über die räumliche Ausdehnung der Zerfallsarten. In der Literatur wurden hierzu eine Vielzahl an Untersuchungen zur Bestimmung der primären Zerfallslänge konischer Sprühstrahlen L_p vorgenommen [48–50].

Für die Modellierung der primären Zerfallslänge bildet die lineare Stabilitätsanalyse eines unviskosen Flüssigkeitsbogens von Squire [51] die theoretische Grundlage. Eine Übersicht unterschiedlicher semiempirischer Modellansätze zur Bestimmung der Zerfallslänge konischer Sprühstrahlen (Hohlkegeldüsen) ist in Tabelle 2.1 enthalten. Die initiale Amplitude einer Störung und die Amplitude beim Strahlzerfall entsprechen ξ_0 und ξ_p und werden experimentell aus Bildaufnahmen bestimmt. Als charakteristisches Längenmaß wird die Filmdicke des Flüssigkeitsbogens an der Düsenöffnung t_0 oder bei der primären Zerfallslänge $t(z = L_p)$ verwendet.

Tabelle 2.1: Modellansätze zur Bestimmung der primären Zerfallslänge L_p konischer Sprühstrahlen.

Quelle	System	Modellgleichungen
Kim et al. [48]	HK / Wasser	$L_p = \left(14,78 \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{-1} We_{L,t_0}^{-1/2} \frac{t_0 \tan(\theta(z)/2)}{d_0/2} + 1 \right)^{2/3} \frac{d_0/2}{\tan(\theta(z)/2)} \text{ mit } We_{L,t_0} = \frac{\rho_L \bar{u}_{L,0}^2 t_0}{\sigma_L} \quad (2.7)$
Rezaei et al. [49]	HK / Ke- rosin (Jet A-1)	$L_p = \left(0,082 \text{ m}^{0,4} - 0,006 \Delta p_D \frac{\text{m}^{0,4}}{\text{bar}} - 0,0007 \vartheta_{L,0} \frac{\text{m}^{0,4}}{^\circ\text{C}} \right) \left(\frac{\rho_L \sigma_L \ln(\xi_p/\xi_0) t_0 \cos(\theta(z)/2)}{\rho_G^2 \bar{u}_{\text{rel}}^2} \right)^{0,3} \quad (2.8)$ <p>mit $\ln(\xi_p/\xi_0) = 2,5$</p>
Fu et al. [50]	HK / Wasser	$L_p = 0,82 \left(\frac{\rho_L \sigma_L \ln(\xi_p/\xi_0) t(z=L_p) \cos(\theta(z)/2)}{\rho_G^2 \bar{u}_{L,0}^2} \right)^{0,5} \quad (2.9)$ <p>mit $\ln(\xi_p/\xi_0) = 2,5$</p>

Für die Zerfallslängen von Vollkegeldüsen existiert bislang noch kein Modellierungsansatz.

Sekundärzerfall

Der Sekundärzerfall umfasst den Zerfall und die Deformation von Bogenfragmenten, Ligamenten und Tropfen. Folglich ist der Zerfallsprozess abhängig vom vorangegangenen Zerfallsmodus der Flüssigkeitsbögen (s. Abbildung 2.4). Beim Rahmenbogenzerfall werden primär große Tropfen mit einer Vielzahl kleiner Satellitentropfen gebildet und aus dem Perforationsbogenzerfall resultiert ein uniformeres Tropfenkollektiv mit geringeren Tropfengrößen. Die kleinsten mittleren Tropfengrößen mit der breitesten Tropfengrößenverteilung entstehen beim Wellenbogenzerfall (s. Abbildung 2.4) [41]. Analog zum Primärzerfall wird daher zwischen unterschiedlichen Regimen der Tropfendeformation und des Tropfenzerfalls unterschieden. Die Arbeit von Hsiang und Faeth [52] enthält eine Karte der Tropfenzerfallsregime. Eine exakte mathematische Beschreibung des Tropfenzerfalls ist nicht möglich, da diese Kenntnis über die aerodynamische Druckverteilung an der Tropfenoberfläche erfordert [32]. Folglich existieren ausschließlich empirische Modelle zur Beschreibung der Tropfenkollektive.

In Tabelle 2.2 ist eine Übersicht unterschiedlicher Tropfengrößenmodelle dargestellt, wobei keines der Modelle zwischen den vorherrschenden Zerfallsmodi unterscheidet. Die Charakterisierung der Tropfenkollektive erfolgt in Form mittlerer Tropfengrößen wie dem Sauterdurchmesser $d_{T,32}$ oder dem volumenspezifischen Median $d_{T,0.5}$. Der Sauterdurchmesser entspricht dem Durchmesser

eines monodispersen Tropfenkollektivs, dessen Volumen zu Oberflächenverhältnis dem realen Kollektiv gleicht. Der volumenspezifische Median entspricht dem Durchmesser ober- und unterhalb dessen sich je 50% des Gesamttropfenvolumens befindet.

Tabelle 2.2: Modellansätze charakteristischer Tropfengrößen von konischen Sprühstrahlen.

Quelle	System	Modellgleichungen
Wang, Lefebvre [53]	HK / Wasser, Die- selöl + Poly- buten	$d_{T,32} = 2,044 \left(\frac{\sigma_L \eta_L^2}{\rho_G \Delta p_D^2} t_0 \cos \left(\frac{\theta(z)}{2} \right) \right)^{0,25} + 0,537 \left(\frac{\sigma_L \rho_L}{\rho_G \Delta p_D} \right)^{0,25} \left(t_0 \cos \left(\frac{\theta(z)}{2} \right) \right)^{0,75} \quad (2.10)$
Radcliffe [54]	HK / undefiniert	$d_{T,32} = 7,3 \frac{s^{0,85}}{kg^{0,45}} \sigma_L^{0,6} \nu_L^{0,2} \dot{M}_L^{0,25} \Delta p_D^{-0,4} \quad (2.11)$
Longwell [55]	HK / Treibstoffe (Kerosin)	$d_{T,0.5} = \frac{d_0/2}{\sin(\theta(z)/2)} \frac{0,72 \cdot \exp\left(0,7 \frac{\nu_L}{\rho_L}\right)}{\Delta p_D^{0,37}} \quad (2.12)$
Estes, Mudawar [56]	VK / Wasser, FC-72	$d_{T,32} = 3,67 \cdot d_0 \cdot We_{G,d_0}^{-0,13} \cdot Re_{L,d_0}^{-0,259} \quad (2.13)$ <p>mit $We_{G,d_0} = \frac{\rho_G (2\Delta p_D / \rho_L) d_0}{\sigma_L}$ und</p> $Re_{L,d_0} = \sqrt{2\Delta p_D} \cdot \rho_L \cdot d_0 / \eta_L$
Nasr et al. [57]	VK / Wasser	$d_{T,0.5} = 0,523 \cdot d_0 \cdot We_{G,d_0}^{-0,659} \cdot Re_{L,d_0}^{0,203} \cdot \left(\frac{z}{d_0} \right)^{-0,361} \quad (2.14)$

2.2.2.2 Räumliche Flüssigkeitsverteilung

Sprühwinkel

Die Voraussetzung zur Ausbildung eines Sprühwinkels ist der Austritt der Flüssigkeitsströmung aus der Düsenöffnung mit tangentialen Geschwindigkeitskomponenten. Mit dem Verlassen der Düse entfällt die radiale Begrenzung des Flüssigkeitsstrahls durch die Düsenwand, was eine Umwandlung der tangentialen in radiale Geschwindigkeitskomponenten hervorruft [58]. Durch lokale Variationen der radialen Geschwindigkeitskomponenten im Flüssigkeitsstrahl wird im Anschluss ein konischer Sprühkegel ausgebildet [59].

Hinsichtlich der Begrifflichkeit des Sprühwinkels wird in der Literatur zwischen zwei Definitionen, dem sogenannten optischen Sprühwinkel $\theta_{opt}(z)$

und dem sogenannten effektiven Sprühwinkel $\theta_{\text{eff}}(z)$, differenziert [60]. Eine schematische Darstellung der Sprühwinkeldefinitionen ist in Abbildung 2.5 enthalten.

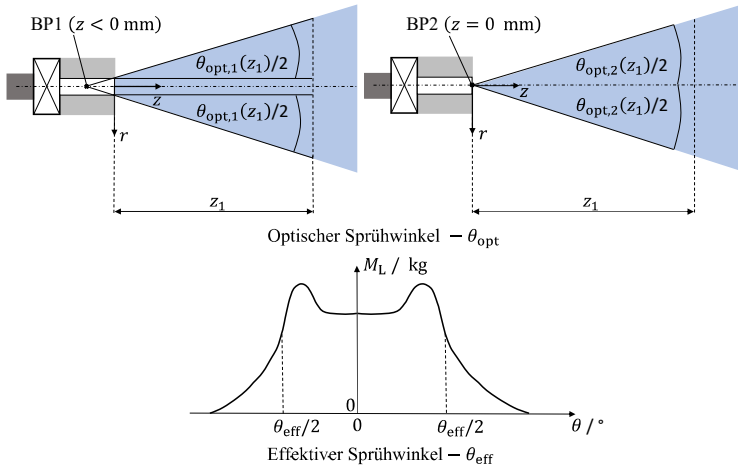


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung der Sprühwinkeldefinitionen mit optischem Sprühwinkel $\theta_{\text{opt}}(z)$ (oben) und effektivem Sprühwinkel $\theta_{\text{eff}}(z)$ (unten).

Der optische Sprühwinkel $\theta_{\text{opt}}(z)$ entspricht dem Winkel zwischen zwei Tangenten des Sprühkegels bei einer axialen Distanz z vom Düsenaustritt. Für den Bezugspunkt (BP) der Tangenten existiert keine einheitliche Definition (s. Abbildung 2.5 oben). Die Bezugspunkte werden sowohl in das Düseninnere [61–65] als auch an den Austritt der Düsenöffnung [66,67] gelegt, wobei gemäß den Ergebnissen von Ballester und Dopazo [36] der Einfluss vernachlässigbar ist. Für Hohlkegeldüsen wird zusätzlich aufgrund der Gestalt des Sprühstrahls (mit Luftkern) zwischen dem mittleren $\bar{\theta}_{\text{opt}}(z)$ [60,66,68] und dem maximalen optischen Sprühwinkel $\theta_{\text{opt,max}}(z)$ [36,37,69] bei gleicher axialer Distanz z unterschieden.

Der effektive Sprühwinkel $\theta_{\text{eff}}(z)$ wird unter Einsatz mechanischer Patternoren ermittelt und entspricht dem Winkel zwischen den Massenschwerpunkten der linken und rechten Sprühstrahlhälfte [60,70,71] (s. Abbildung 2.5 unten). Für eine detaillierte Beschreibung des Aufbaus mechanischer Patternoren wird auf Abschnitt 3.4 verwiesen.

Unterschiedliche Arbeiten der Literatur [43,45,60,64,66,70] beobachten eine Reduktion des optischen und effektiven Sprühwinkels mit zunehmender axialer Distanz vom Düsenaustritt z (s. Abbildung 2.3). Für konische Sprühstrahlen im Bereich des Primärzerfalls können Oberflächenspannungskräfte, welche den Flüssigkeitsbogen kontrahieren (s. Abschnitt 2.2.2.1), Ursache des Effektes sein. Mit der Arbeit von De Corso et al. [70] wird ein weiterer Erklärungsansatz geliefert, welcher auch die Abnahme des Sprühwinkels im Bereich des Sekundärzerfalls umfasst. Die Autoren nennen aerodynamische Wechselwirkungen als Ursache, wonach die hohen Flüssigkeitgeschwindigkeiten eine statische Druckdifferenz zur Umgebungsluft hervorrufen, aus welcher eine Luftströmung resultiert. Durch den Luftertrag in den Sprühstrahl werden die radialen Geschwindigkeitskomponenten des Flüssigkeitsbogens und der Tropfen reduziert und der Sprühwinkel nimmt mit der axialen Distanz vom Düsenaustritt z ab.

In Tabelle 2.3 ist eine Übersicht unterschiedlicher empirischer Modellansätze zur Bestimmung der optischen Sprühwinkel konischer Sprühstrahlen dargestellt. Sofern bekannt, wird zwischen Modellen des maximalen und mittleren Sprühwinkels unterschieden.

Tabelle 2.3: Modellansätze zur Bestimmung des optischen Sprühwinkels konischer Sprühstrahlen.

Quelle	System	Modellgleichungen
Rizk, Lefebvre [66]	HK / unbekannt	$\bar{\theta}_{opt} = 6 \cdot K^{-0,15} \left(\Delta p_D \frac{d_0^2 \rho_L}{\eta_L^2} \right)^{0,11}$ (2.15)
Ballester, Dopazo [36]	HK / Schweröl	$\theta_{opt,max} = 16,156 \cdot K^{-0,39} d_0^{1,13} \eta_L^{-0,9} \Delta p_D^{0,39}$ (2.16)
Kohnen et al. [69]	VK / Wasser	$\theta_{opt,max} = 2 \arctan(54,8 \cdot 10^{-6} Oh_{d_0}^{-1,75} Re_{L,d_0}^{-0,14})$ mit $Re_{L,d_0} = \sqrt{2\Delta p_D \cdot \rho_L \cdot d_0 / \eta_L}$ (2.17)
Jain et al. [35]	VK / Wasser	$\theta_{opt,max} = 334,32 \cdot K^{-0,165} \cdot \left(\frac{d_{WK}}{d_0} \right)^{-0,484} \cdot We_{L,d_0}^{0,043} \cdot Re_{L,d_0}^{-0,065}$ mit $We_{L,d_0} = \frac{2\Delta p_D \cdot d_0}{\sigma_L}$ (2.18)

Für den effektiven Sprühwinkel existieren bislang keine Modelle. Die Reduktion des Sprühwinkels mit der axialen Distanz vom Düsenaustritt z durch

Luft eintrag oder Oberflächenspannungskräfte wird ebenfalls von keinem Modellansatz berücksichtigt.

Die Einflussparameter des Sprühwinkels werden in düsenpezifische Geometrieparameter, die Stoffeigenschaften der Flüssig- und Gasphase sowie die Betriebsparameter unterteilt. Im Allgemeinen wird eine Steigerung des Sprühwinkels durch eine Zunahme des Verhältnisses von tangentialen zu axialen Geschwindigkeitskomponenten am Austritt der Düsenöffnung hervorgerufen [70]. Der Einfluss der inneren Düsengeometrie wird dabei in den meisten Modellen durch die Düsenkonstante K (s. Gl. (2.2)) abgebildet. Weiterhin beobachteten Chen et al. [60] eine Reduktion des Sprühwinkels mit steigender Länge der Düsenöffnung L_0 (s. Abbildung 2.2), wobei eine größere Durchströmungslänge durch Angleichen des Strömungsprofils an eine Rohrströmung die Tangentialgeschwindigkeitskomponenten reduziert. Bezüglich der Stoffeigenschaften hat die Viskosität den größten Einfluss [32,36]. Durch Erhöhen der Viskosität bzw. der Reibungskräfte werden die tangentialen Geschwindigkeitskomponenten erniedrigt und der Sprühwinkel nimmt ab. Hinsichtlich des Druckverlusts über der Düse existieren unterschiedliche Beobachtungen. Einige Autoren berichten von einem kontinuierlichen Anstieg des Sprühwinkels mit dem Druckverlust über der Düse [31,32,66], wohingegen andere Autoren nach Erreichen eines Maximums von einer Abnahme des Sprühwinkels berichten [71]. Auch der Einfluss der Erdbeschleunigung wurde untersucht, wobei für die horizontale Ausrichtung einer Hohlkegeldüse und Düsensdistanzen bis 23 mm keine Veränderung des Sprühwinkels beobachtet wurde [70].

Geschwindigkeit der Flüssigkeit

Der Bewegungszustand der Flüssigkeit in konischen Sprühstrahlen ist hochkomplex, wobei die Geschwindigkeit der Flüssigkeit $\vec{U}_L(z, r, \varphi)$ mit dem Zerfallsmodus und der Zerfallsart lokal variiert. In der Literatur werden mit makroskopischen und mikroskopischen Untersuchungen zwei grundlegende Betrachtungsweisen zur Quantifizierung des Bewegungszustandes der Flüssigkeit unterschieden. Die Unterscheidung basiert auf den Zielgrößen der zugrundeliegenden Messungen. Makroskopische Untersuchungen betrachten die Massen- bzw. Volumenverteilung der Flüssigkeit im Sprühkegel, wohingegen mikroskopische Untersuchungen die Geschwindigkeit individueller Tropfen bestimmen.

Die Bestimmung der Volumenverteilung in Sprühkegeln erfolgt typischerweise unter Einsatz mechanischer Patternatoren [45,60,71–82]. Mechanische Patternatoren entsprechen einem Array von Probengefäßen mit unterschiedlichen azimutalen und radialen Positionen (s. Abschnitt 3.4). Die Patternatoren ermöglichen somit eine Bestimmung der räumlichen Massenverteilung im Sprühkegel, aus welcher mit Gl. (2.19) die Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,i}$ als Zielgröße bestimmt wird.

$$\dot{v}_{L,i} = \frac{\dot{M}_{L,i}}{A_{K,i} \cdot \rho_L} = \frac{\dot{V}_{L,i}}{A_{K,i}} \quad (2.19)$$

Die Volumenstromdichte entspricht dem Volumenstrom der Flüssigkeit $\dot{V}_{L,i}$, welcher ein Flächenelement des Sprühkegelquerschnitts $A_{K,i}$ durchströmt. Die räumliche Diskretisierung der Volumenstromdichte wird durch die Abmessungen der Probengefäße i des Patternators definiert.

Für die meisten technischen Anwendungen ist eine über den Umfang des Sprühkegels homogene Volumenverteilung erstrebenswert. Zugleich existiert gemäß der Untersuchungen von Tate [78] eine Vielzahl an Einflussparametern, wie eine azentrische Ausrichtung zwischen Düse und Patternator, hohe Viskositäten der Flüssigkeit und Oberflächendefekte des Düseninnern, welche inhomogene Flüssigkeitsverteilungen hervorrufen. Folglich definiert Tate [78] mit dem Patternator-Index PI (s. Gl. (2.20)) eine Größe, durch welche die Homogenität der Flüssigkeitsverteilung quantifiziert wird. Der Patternator-Index entspricht der prozentualen Abweichung zwischen der experimentell bestimmten und einer uniformen Volumenverteilung der Flüssigkeit. Die Summe azimutaler Segmente des Patternators entspricht n_{az} und der Radius des Sprühkegels r_K .

$$PI = \sum_{i=1}^{n_{az}} \left| \frac{\int_0^{\frac{\pi}{n_{az}}} \int_0^{r_K} 2\dot{v}_L r \, dr d\varphi}{\int_0^{\pi} \int_0^{r_K} 2\dot{v}_L r \, dr d\varphi} - \frac{1}{n_{az}} \right| \cdot 100 \quad (2.20)$$

Für die Modellierung der räumlichen Flüssigkeitsverteilung existieren trotz der zahlreichen Untersuchungen nur wenige Ansätze. Eine Übersicht unterschiedlicher empirischer Modelle der Literatur ist in Tabelle B.3 des Anhangs enthalten. Das bislang einzige theoretische Modell zur Bestimmung der lokalen Volumenstromdichte in konischen Sprühstrahlen (für Vollkegeldüsen) von Estes und Mudawar [73] ist in Gl. (2.21) dargestellt. Die Autoren betrachten den Düsenaustritt als punktförmige Flüssigkeitsquelle und nehmen an, dass die gesamte Flüssigkeit uniform auf einer sphärischen Oberfläche verteilt ist, die zum Düsen-

austritt zentriert ist. Durch Projektion der sphärischen Oberfläche auf den Sprühkegelquerschnitt ergibt sich die radiale Volumenverteilung der Flüssigkeit. Der Mittelwert der Volumenstromdichte bezüglich des gesamten Sprühkegelquerschnitts ist \bar{v}_L (s. Gl. (2.22)) und der Radius eines Kreises im Sprühkegel entspricht r .

$$\dot{v}_L(r) = \frac{1}{2} \cdot \bar{v}_L \cdot \left(\frac{\tan\left(\frac{\theta(z)}{2}\right)^2}{\left(1 - \cos\left(\frac{\theta(z)}{2}\right)\right)} \right) \cdot \left(\frac{1}{\left(1 + \left(\frac{r}{z}\right)^2\right)^{3/2}} \right) \quad (2.21)$$

$$\bar{v}_L = \left(\frac{\dot{V}_{L,0}}{\pi \cdot \left(z \cdot \tan\left(\frac{\theta(z)}{2}\right)\right)^2} \right) \quad (2.22)$$

Hall und Mudawar [75] untersuchten den Mehrstrahlenbetrieb mit der Überlagerung zweier Sprühstrahlen und berichten, dass die Volumenstromdichte im Überlagerungsbereich einer Summation der Volumenstromdichten der einzelnen Sprühstrahlen folgt.

Auch für die mikroskopische Betrachtungsweise der Flüssigkeitsbewegung in konischen Sprühstrahlen existieren zahlreiche Untersuchungen [57,83–92]. Zur Bestimmung der Tropfengeschwindigkeiten werden ausschließlich optische Messverfahren wie z. B. Hochgeschwindigkeitsaufnahmen, Phasen-Doppler-Interferometrie (PDI) und Laserbeugungsmesstechniken verwendet. Aus den Untersuchungen geht hervor, dass die mittlere Bewegungsgeschwindigkeit der Tropfen aufgrund deren spezifischer Oberfläche und Relaxationszeit eine Proportionalität zum Tropfendurchmesser aufweist [84,85,89]. Eine Abnahme des Tropfendurchmessers führt zu einem relativen Anstieg der Luftwiderstandskraft der Tropfen, wodurch die mittlere Tropfengeschwindigkeit mit steigender axialer Distanz vom Düsenaustritt abnimmt [85,88]. Hinsichtlich der einzelnen Geschwindigkeitskomponenten wird für Vollkegeldüsen ausgehend von der Sprühstrahlachse bis hin zum Sprühkegelradius ($r = 0 \rightarrow r = r_K$) eine Abnahme der axialen und Zunahme der radialen Geschwindigkeitskomponenten beobachtet [88,93]. Trotz der umfangreichen Untersuchungen existieren nur wenige empirische und theoretische Modellansätze zur Bestimmung der Tropfengeschwindigkeiten. Eine Übersicht der zugehörigen Modelle für konische Sprühstrahlen ist in Tabelle 2.4 enthalten. Mit Ausnahme der empirischen Ansätze von Nasr et al. [57] und Hsieh und Tien [88] basieren alle Modelle auf physikalischen

Gesetzen wie der Bewegungsgleichung eines einzelnen Tropfens (Gl. (2.24)), der Energie- und Impulserhaltung (Gl. (2.25) und (2.27)). Die Leerrohrgeschwindigkeit vor Düsen Eintritt in Gl. (2.25) entspricht u_R . Der Koeffizient γ aus Gl. (2.27) ist einer radialen Gaußverteilung des axialen Geschwindigkeitsprofils aus Desantes et al. [94] zu entnehmen.

Tabelle 2.4: Modelle zur Bestimmung der mittleren und lokalen axialen Tropfengeschwindigkeit \bar{u}_T und u_T in konischen Sprühstrahlen.

Quelle	System	Modellgleichungen	
Nasr et al. [57]	VK / Wasser	$\bar{u}_T(z) = 0,244 \cdot We_{G,d_0}^{0,126} \cdot Re_{L,d_0}^{0,165} \cdot \left(\frac{z}{d_0}\right)^{-0,293} \sqrt{\frac{\Delta p_D}{\rho_L}} \text{ mit } Re_{L,d_0} = \frac{\sqrt{2 \cdot \Delta p_D} \cdot \rho_L \cdot d_0}{\eta_L}$ <p>und $We_{G,d_0} = \frac{\rho_G \cdot (2 \cdot \Delta p_D / \rho_L) \cdot d_0}{\sigma_L}$</p>	(2.23)
Araki et al. [85]	VK / Wasser	$\bar{u}_T(z) = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_D}{\rho_L}} \cdot \exp\left(-0,33 \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right) \cdot \frac{z}{d_{T,C}}\right)$	(2.24)
Ghodbane, Holman [87]	VK / Freon-113	$\bar{u}_T(z) = \sqrt{u_R^2 + \frac{2 \cdot \Delta p_D}{\rho_L} - \frac{12 \cdot \sigma_L}{\rho_L \cdot d_{T,0,5}}}$	(2.25)
Hsieh, Tien [88]	VK / R-134a, Wasser	$u_T(r = 0, z) = u_{L,0}(r = 0) \cdot 9,8 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{z}{90 \text{ mm}}\right)^{-0,37} \cdot (We_{L,d_{T,32}})^{1,3}$ <p>mit $We_{L,d_{T,32}} = \frac{\rho_L \cdot \bar{u}_{L,0}^2 \cdot d_{T,32}}{\sigma_L}$</p>	(2.26)
Payri et al. [92]	Dieselinjektor / Diesel	$\bar{u}_T(z) = \frac{-2 \cdot \dot{M}_L \cdot \gamma}{\pi \cdot \rho_G \cdot z^2 \cdot \tan\left(\frac{\theta(z)}{2}\right)^2} - \bar{u}_{L,0} \ln\left(1 - \frac{\bar{u}_T(z)}{\bar{u}_{L,0}}\right)$ <p>mit $\gamma = 4,605$ aus Desantes et al. [94]</p>	(2.27)

2.3 Konvektiver Wärmeübergang bei der Sprühnebelkühlung

2.3.1 Grundlagen des konvektiven Wärmeübergangs

Die Theorie der Wärmeübertragung differenziert mit der Wärmeleitung und Strahlung zwei physikalische Prozesse, welche ursächlich für den Transport thermischer Energie sind [95]. Im Falle von Strahlung wird thermische Energie ohne Trägermedium in Form elektromagnetischer Wellen übertragen. Wärmeleitung in Fluiden resultiert aus der Energieübertragung zwischen Atomen oder Molekülen infolge von Kollisionen und intermolekularen Wechselwirkungen und erfolgt stets in Richtung eines negativen Temperaturgradienten. Aus makroskopischer Sicht wird die Wärmeleitung durch die thermophysikalische Stoffeigenschaft der Wärmeleitfähigkeit charakterisiert. Die Umgebung (Trägermedium), die Stoffeigenschaften, die Geometrie und die Temperaturgradienten eines Systems beeinflussen, welcher der beiden physikalischen Prozesse dominiert. Angesichts des in dieser Arbeit untersuchten Temperaturbereichs der Öl-Sprühnebelkühlung mit Maximalwerten kleiner 100 °C wird die Wärmeübertragung durch Strahlung im weiteren Verlauf nicht betrachtet.

Die Wärmeübertragung zwischen einer festen Wand und einem strömendem Fluid wird als Wärmeübertragung bei Konvektion bezeichnet und resultiert aus einer Überlagerung des Enthalpietransports durch die Strömung und der Wärmeleitung im Fluid [95]. Aufgrund der direkten Kopplung der Temperaturverteilung mit dem Geschwindigkeitsfeld eines Fluids wird die Wärmeübertragung bei Konvektion neben den Stoffeigenschaften des Fluids auch durch dessen Strömungszustand beeinflusst. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Wärmeübertragung bei Konvektion als konvektiver Wärmeübergang bezeichnet.

Im Folgenden werden jegliche zur Entwicklung von Wärmeübergangsmodellen erforderlichen Transportgrößen und dimensionslosen Kennzahlen eingeführt. Alle Zusammenhänge werden mit dem Fokus auf Flüssigkeiten dargestellt, gelten jedoch auch gleichermaßen für Gase. Weiterhin werden Besonderheiten des Wärmeübergangs im Umgang mit hochviskosen Flüssigkeiten (z. B. Öle) aufgezeigt. Zur Veranschaulichung der theoretischen Grundlagen ist in Abbildung 2.6 die Sprühnebelkühlung einer ebenen Platte dargestellt. Aufgrund des

Temperaturunterschieds zwischen der Flüssigkeit ϑ_L und der Oberfläche der ebenen Platte ϑ_W wird ein Wärmestrom \dot{Q} bzw. eine Wärmestromdichte \dot{q} zwischen der Festkörperoberfläche und der Flüssigkeit übertragen.

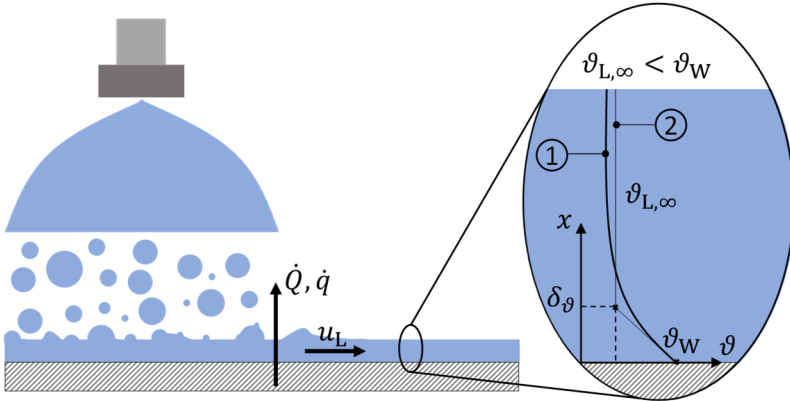


Abbildung 2.6: Sprühnebelkühlung einer ebenen Platte (links) einschließlich des schematischen Temperaturprofils innerhalb der Flüssigkeit ((1), rechts) und eines linearisierten Temperaturprofils ((2), rechts).

Unter Annahme eines eindimensionalen Transportprozesses und einer homogenen Oberflächentemperatur der Platte lässt sich die Wärmestromdichte unter Verwendung des Fourierschen Gesetzes durch Gl. (2.28) ausdrücken. Die Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit entspricht λ_L und wird als konstant behandelt.

$$\dot{q} = -\lambda_L \cdot \nabla \vartheta_L = -\lambda_L \cdot \frac{\partial \vartheta_L}{\partial x} \quad (2.28)$$

Eine Betrachtung des schematischen Temperaturprofils (Abbildung 2.6, (1) rechts) zeigt, dass der Temperaturgradient innerhalb der Flüssigkeit lokal variiert. Um den konvektiven Wärmetransport dennoch analytisch zu beschreiben, wird das Temperaturprofil innerhalb der Flüssigkeit linearisiert (vgl. Abbildung 2.6, (2)). Die Linearisierung ermöglicht es, die Wärmestromdichte mit Gl. (2.29) in Abhängigkeit von dem treibenden Temperaturgefälle zwischen der Plattenoberfläche und der Flüssigkeit außerhalb der thermischen Grenzschicht ($\vartheta_W - \vartheta_{L,\infty}$) zu formulieren. Die Dicke der thermischen Grenzschicht entspricht δ_ϑ .

$$\dot{q} = -\lambda_L \cdot \left(\frac{\partial \vartheta_L}{\partial x} \right)_{x=0} \approx \lambda_L \cdot \frac{(\vartheta_W - \vartheta_{L,\infty})}{\delta_\vartheta} \quad (2.29)$$

Das grundlegende Problem bei der Verwendung von Gl. (2.29) besteht in der Kenntnis der thermischen Grenzschichtdicke. So ist diese aufgrund ihrer geringen Abmessung messtechnisch nicht zugänglich und variiert weiterhin mit dem Geschwindigkeitsfeld der Flüssigkeit. Vor diesem Hintergrund wird mit Gl. (2.30) der Quotient aus Wärmeleitfähigkeit und thermischer Grenzschichtdicke durch einen Proportionalitätsfaktor, den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α , substituiert.

$$\dot{q} \approx \frac{\lambda_L}{\delta_\theta} \cdot (\vartheta_W - \vartheta_{L,\infty}) = \alpha \cdot (\vartheta_W - \vartheta_{L,\infty}) \quad (2.30)$$

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient stellt somit den Zusammenhang zwischen dem Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld in Fluiden (hier Flüssigkeiten) beim Transport thermischer Energie durch Wärmeleitung her. Beim Einsatz hochviskoser Flüssigkeiten und hoher Flüssigkeitgeschwindigkeiten, wie sie im Fokus dieser Arbeit stehen, ergeben sich einige Besonderheiten des konvektiven Wärmeübergangs. Zur Veranschaulichung dieser ist in Abbildung 2.7 die Wärmestromdichte für drei unterschiedliche Fälle (1, 2, 3) in Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur eines zu kühlenden Festkörpers dargestellt. Fall 1 entspricht dem Kinetikansatz aus Gl. (2.30), wobei der Wärmeübergangskoeffizient α_1 (Steigung der Gerade) unabhängig vom Absolutwert der Wärmestromdichte ist. Fall 2 wird typischerweise für sehr hohe Flüssigkeitgeschwindigkeiten und/oder Viskositäten beobachtet. Hierbei ist die Freisetzung thermischer Energie innerhalb der Flüssigkeit durch viskose Dissipation nicht länger vernachlässigbar, wodurch die thermische Grenzschicht beeinflusst wird [96,97]. In diesem Fall muss zur Bestimmung des treibenden Temperaturgefälles anstelle der Flüssigkeitstemperatur $\vartheta_{L,\infty}$ die adiabate Wandtemperatur ϑ_{Ad} verwendet werden. Die adiabate Wandtemperatur entspricht der Wandtemperatur, welche sich bei einer vollständigen thermischen Isolation durch viskose Dissipation auf der Festkörperfläche ausbildet. Folglich würde ein Festkörper mit einer Oberflächentemperatur ϑ_W , die kleiner als die adiabate Wandtemperatur ϑ_{Ad} ist, durch die Flüssigkeit einen Wärmeeintrag erfahren, selbst wenn die Flüssigkeitstemperatur außerhalb der thermischen Grenzschicht $\vartheta_{L,\infty}$ kleiner als die Oberflächentemperatur ist. Analog zur viskosen Dissipation ist die adiabate Wandtemperatur sowohl von den Stoffdaten als auch dem Geschwindigkeitsfeld der Flüssigkeit abhängig und muss für jede hydrodynamische Problemstellung individuell korreliert werden [98–101].

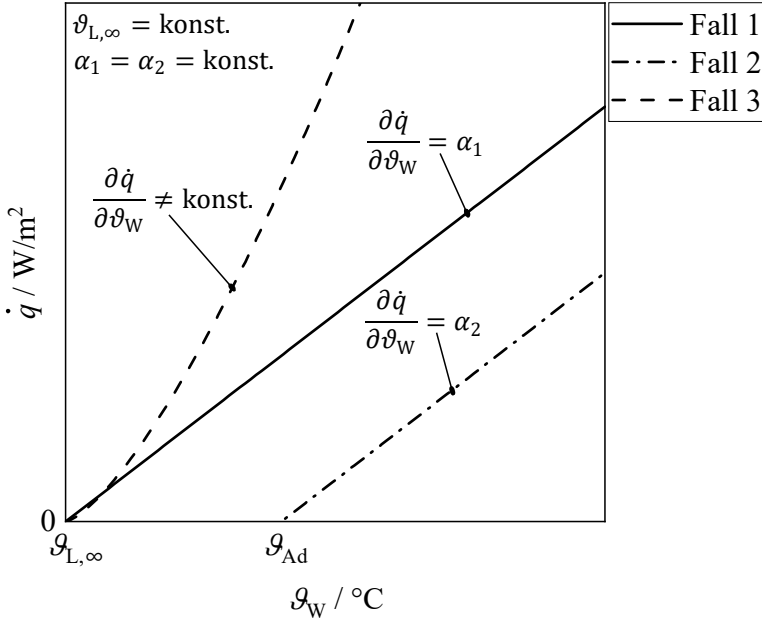


Abbildung 2.7: Wärmestromdichte \dot{q} abhängig von der Oberflächentemperatur ϑ_w eines konvektiv gekühlten Festkörpers. Fall 1 entspricht Gl. (2.30), für Fall 2 liegt eine Erwärmung der thermischen Grenzschicht durch viskose Dissipation vor und in Fall 3 weisen die Stoffdaten der Flüssigkeit eine starke Temperaturabhängigkeit auf.

Fall 3 tritt auf, wenn die Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten die Ausbildung der thermischen Grenzschicht beeinflusst. Dabei ist die in Gl. (2.30) angenommene Linearität des Wärmeübergangs nicht länger gewährleistet. Fall 3 ist insbesondere bei hohen Temperaturunterschieden zwischen dem Fluid und der Festkörperoberfläche zu beobachten und kann auch in Kombination mit Fall 2 auftreten. Der dargestellte Kurvenverlauf von Fall 3 ist schematisch. Der reale Verlauf variiert für jedes Strömungsproblem und Fluid (Flüssigkeit).

Wie zuvor beschrieben, sind die Wärmeübergangskoeffizienten einer Anwendung empirisch zu bestimmen. Zur Übertragung der Zusammenhänge auf andere Stoffsysteme und geometrisch ähnliche Anwendungen wird in Übereinstimmung mit der Zerstäubungstechnik aus Abschnitt 2.2 eine Dimensionsanalyse verwendet. Jegliche Transportvorgänge des konvektiven Wärmeübergangs und die zugehörigen Kennzahlen lassen sich hierbei mit den Erhaltungssätzen

der Masse, des Impulses und der Energie bestimmen. Für eine detaillierte Herleitung der folgenden Größen wird auf die zugehörige Literatur [95,102] verwiesen.

Die Reynolds-Zahl Re_L , welche den Strömungszustand der Flüssigkeit beschreibt, wird durch Gl. (2.5) bestimmt. Die Prandtl-Zahl Pr_L ist gemäß Gl. (2.31) ausschließlich von den Stoffdaten der Flüssigkeit abhängig und proportional zum Verhältnis von hydrodynamischer zu thermischer Grenzschichtdicke. Die spezifische isobare Wärmekapazität der Flüssigkeit entspricht $c_{p,L}$.

$$Pr_L = \frac{\eta_L \cdot c_{p,L}}{\lambda_L} \quad (2.31)$$

Die Nusselt-Zahl Nu_L aus Gl. (2.32) entspricht dem dimensionslosen Temperaturgradienten an der wärmeübertragenden Oberfläche.

$$Nu_L = \frac{\alpha \cdot L_C}{\lambda_L} \quad (2.32)$$

Für einfache thermofluidodynamische Systeme wie bewegte Flachplatten, Staupunktströmungen und Wandstrahlen wird in [96] mittels der Grenzschichttheorie für Flüssigkeiten mit hohen Prandtl-Zahlen (z. B. hochviskose Flüssigkeiten wie Öle) analytisch hergeleitet, dass die Nusselt-Zahl durch einen Potenzansatz der Reynolds- und Prandtl-Zahl (s. Gl. (2.33)) beschrieben wird. Für komplexere Systeme (z. B. Sprühnebelkühlung) dient der Ansatz als Hypothese, die durch empirische Untersuchungen zu belegen ist.

$$Nu_L = a_1 \cdot Re_L^{a_2} \cdot Pr_L^{1/3} \quad (2.33)$$

2.3.2 Charakteristika der Sprühnebelkühlung

Der Einsatz von Sprühnebelkühlungssystemen in unterschiedlichen technischen Anwendungen wie der Raumfahrt, Computertechnologie, Röntgensystemen etc. ist seit einigen Jahrzehnten Gegenstand zahlreicher Untersuchungen. Ein Grundmerkmal der Sprühnebelkühlung sind die sehr hohen Wärmeübergangskoeffizienten im Aufprallbereich der Flüssigkeitstropfen. Da die Sprühnebelkühlung im Gegensatz zu anderen direkten Kühlmethoden wie Prallstrahlen zusätzlich mit nur einer Düse uniforme Oberflächentemperaturen erzielen kann, besitzt sie ein hohes Einsatzpotenzial. Aufgrund der hohen Wärmestromdichten, wie sie beispielsweise bei Mikrochips mit bis zu 1000 kW/m^2 auftreten, wurde die Sprühnebelkühlung in der Literatur auch für Niedertemperaturanwendungen primär im mehrphasigen Zustand mit Blasen- oder Filmsieden untersucht. [103]

Mit der Ausbildung der konischen Sprühstrahlen (s. Abschnitt 2.2) und dem Aufprall des resultierenden Tropfenkollektivs vereint die Sprühnebelkühlung zwei komplexe fluiddynamische Prozesse, welche von einer Vielzahl hydro- und aerodynamischer sowie thermophysikalischer Parameter abhängig sind. Im Allgemeinen wird zwischen verdünnten, intermediären und dichten Sprühnebeln unterschieden [103], wobei letztere nach dem initialen Tropfenaufprall durch Koaleszenz einen dünnen Flüssigkeitsfilm im Aufprallbereich ausbilden. In Abwesenheit von Verdampfungs- und Siedeprozessen finden in rein konvektiven Kühlsystemen primär dichte Sprühstrahlen Anwendung. Eine Übersicht der unterschiedlichen Einflussgrößen der konvektiven Sprühnebelkühlung ist in Abbildung 2.8 dargestellt.

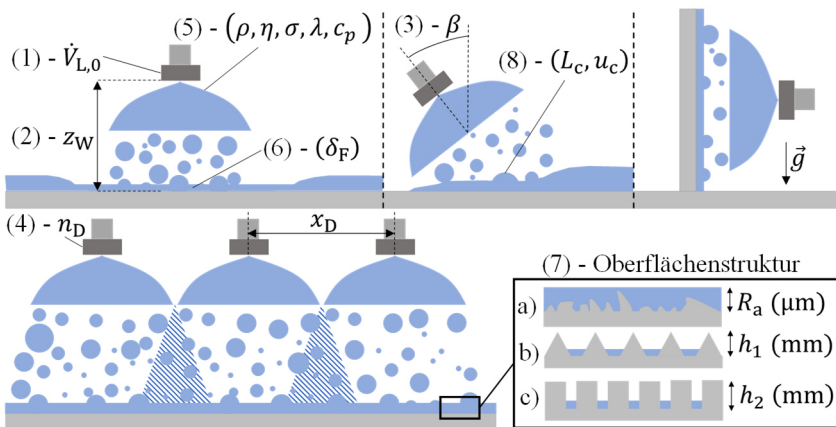


Abbildung 2.8: Einflussgrößen der konvektiven Sprühnebelkühlung mit (1) Volumenstrom pro Düse, (2) Düsendistanz, (3) Orientierung der Düse, (4) Anzahl der Düsen, (5) Stoffeigenschaften, (6) Flüssigkeitsfilm, (7) Oberflächenstruktur, (8) charakteristische Größen.

Die Sprühnebelkühlung bei vertikaler, schräger und horizontaler Ausrichtung einer Düse ist in der oberen Hälfte und die Sprühnebelkühlung eines Mehrdüsenbetriebs mit einer 1 x 3 Düsenkonfiguration in der unteren Hälfte abgebildet. Für ein besseres Verständnis werden die Auswirkungen jeder Einflussgröße einzeln betrachtet.

(1) – Volumenstrom

Wie für alle Kühlsysteme mit erzwungener Konvektion ist auch für die Sprühnebelkühlung der Volumenstrom der Flüssigkeit von zentraler Bedeutung.

Unterschiedliche Arbeiten der Literatur [93,104–107] beobachten eine Verbesserung des konvektiven Wärmeübergangs auf glatten und strukturierten Oberflächen mit steigendem Volumenstrom am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$. Zugleich wird von Gao und Li [108] gezeigt, dass eine Steigerung des Volumenstroms durch Beeinflussung der Sprühstrahlgeometrie (Sprühradius) auch zu „Overspray“ führen kann, welcher den Wärmeübergang erniedrigt. Als Overspray wird in diesem Zusammenhang die Flüssigkeitsmenge bezeichnet, welche das zu kühlende Bauteil verfehlt. Folglich ist der Volumenstrom zwar eine entscheidende Größe zur Beeinflussung der Sprühnebelkühlung, jedoch ist sein Idealwert für jede Bauteilabmessung und den zur Verfügung stehenden Bauraum unterschiedlich.

(2) – Axiale Düsendistanz

Als Düsendistanz z_W wird der Abstand entlang der Sprühstrahlachse von der Düsenöffnung bis zur Oberfläche des zu kühlenden Bauteils (s. Abbildung 2.8, oben links) bezeichnet. Der Einfluss der Düsendistanz ist Gegenstand unterschiedlicher Untersuchungen [73,104,108–110], wobei deren Fokus auf der optimalen Düsendistanz mit maximalem Wärmeübergang liegt. Für eine quadratische Bauteiloberfläche entspricht die Düsendistanz, bei welcher sich der gesamte kreisförmige oder elliptische Sprühkegelquerschnitt von Vollkegel- [73,104,108,109] und Flachstrahldüsen [110] gerade noch innerhalb des Bauteils befindet, der Optimaldistanz $z_{W,op}$. Für eine zentrisch zum Bauteil ausgerichtete Vollkegeldüse lässt sich die Optimaldistanz gemäß Estes und Mudawar mit Gl. (2.34) bestimmen. Die Kantenlänge der zu kühlenden Fläche entspricht b_W . Für Distanzen ober- und unterhalb des Optimalwertes beobachten Estes und Mudawar [56,73] eine Verschlechterung des Wärmeübergangs und führen diese auf Overspray und eine Reduktion der Tropfenaufprallfläche zurück.

$$z_{W,op} = \frac{(b_W/2)}{\tan(\theta(z)/2)} \quad (2.34)$$

Gegensätzlich zur obigen Literatur beobachten Guo et al. [111] angrenzend an den Tropfenaufprallbereich einen Flüssigkeitsfilm mit hoher Geschwindigkeit und Wärmeübergang, wodurch sich das Maximum des Wärmeübergangs gegenüber Gl. (2.34) zu geringeren Düsendistanzen verlagert. Darüber hinaus untersuchen Gao und Li [108] und Horacek et al. [112] den Einfluss der Düsendistanz auf den lokalen Wärmeübergang, wobei sie eine Homogenisierung des Wärmeübergangs im Aufprallbereich mit steigender Düsendistanz bestimmen.

Ein Zusammenhang zwischen der Distanzabhängigkeit des Wärmeübergangs und der Beeinflussung der Sprühstrahlabmessungen durch Betriebspara-

meter, Stoffdaten oder gar Lufteintrag wird in keiner existierenden Arbeit hergestellt. Zur Bestimmung der Sprühstrahlabmessungen werden fast ausschließlich die Herstellerangaben des Sprühwinkels verwendet.

(3) – Orientierung der Düse

Angesichts der Bauraumrestriktionen für Sprühkühlssysteme stellen die Orientierung der Düse in Form des Neigungswinkels β zwischen Düsenaustritt und Normalenvektor der Bauteiloberfläche (Abbildung 2.8, oben Mitte) sowie die Ausrichtung der Sprühstrahlachse zur Erdbeschleunigung \vec{g} (Abbildung 2.8, oben rechts) relevante Einflussparameter dar. Die zugehörige Literatur weist hierbei widersprüchliche Erkenntnisse auf. Zum einen wird für VK weder ein Einfluss des Neigungswinkels ($0^\circ - 55^\circ$) [113] noch der Orientierung des Düsenaustritts (in Richtung, entgegen und senkrecht zu \vec{g}) [90,114,115] beobachtet. Zum anderen wird eine Verbesserung des Wärmeübergangs mit steigendem Neigungswinkel [110] sowie eine Verringerung bei Ausrichtung der Sprühstrahlen senkrecht und entgegen \vec{g} [116,117] bestimmt. Aus den unterschiedlichen Ergebnissen der Literatur folgt, dass eine durch Gravitation hervorgerufene Entnetzung der wärmeübertragenden Oberfläche (bevorzugt bei niedrigen Volumenströmen) oder die Ausbildung einer Stagnationszone im Aufprallbereich eine Abhängigkeit der Sprühnebelkühlung von der Düsenorientierung hervorbringt. Sofern weder eine Stagnationszone noch Entnetzung vorliegen, wird kein Einfluss der Düsenorientierung beobachtet.

(4) – Anzahl der Düsen

Im Vergleich zum Eindüsenbetrieb existieren nur wenige Arbeiten, welche den Einfluss von Mehrdüsenkonfigurationen (Abbildung 2.8, links unten) auf den Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung untersuchen. Im Allgemeinen wird durch die Überlagerung von Sprühstrahlen der Volumenstrom der Flüssigkeit im Aufprallbereich gesteigert [75] (s. Abschnitt 2.2.2.2). Zugleich wird durch angrenzende Sprühstrahlen von einer Beeinträchtigung des Flüssigkeitsabflusses im Aufprallbereich berichtet [107,118–120], wodurch Inhomogenitäten im Wärmeübergang hervorgerufen werden [107]. Folglich gewinnt die Orientierung der Düsen bzw. Bauteiloberfläche zur Begünstigung des Flüssigkeitsabflusses im Mehrdüsenbetrieb an Bedeutung [120]. Zusammenfassend eignet sich der Einsatz von Mehrdüsenkonfigurationen zur Kühlung großer Bauteile, wobei zugleich die Effektivität der einzelnen Düsen durch eine Beeinträchtigung des Flüssigkeitsabflusses erniedrigt wird.

(5) – Stoffeigenschaften

Hinsichtlich der Kühlflüssigkeit fokussiert sich die bestehende Literatur primär auf Wasser [72,104,105,121–125] und Perfluorverbindungen (FC-40, FC-72, FC-74, FC-87, PF-5052, PF-5060 etc.) [56,120,126], wobei letztere aufgrund ihrer Dielektrizität prädestiniert für den Einsatz in Elektronikanwendungen sind. Mit Ausnahme der Arbeit von Abbasi et al. [126], die unter anderem das Polyalphaolefin PAO-2 verwenden, existiert keine Arbeit, die gezielt den Wärmeübergang im Bereich der Tropfenaufrallfläche unter Einsatz hochviskoser Flüssigkeiten wie Getriebeöle untersucht. Im Allgemeinen stellt eine isolierte Untersuchung des Stoffdateneinflusses angesichts der komplexen fluiddynamischen Prozesse eine große Herausforderung dar. Als Bezugstemperatur der Stoffdaten wird entweder die Flüssigkeitstemperatur am Düsenaustritt [105,125] oder der arithmetische Mittelwert aus der Oberflächentemperatur des Bauteils und der Austrittstemperatur der Flüssigkeit [72,104,114,121] verwendet.

(6) – Flüssigkeitsfilm

Aus der Arbeit von Gao und Li [108] geht hervor, dass der Aufprall von Sprühnebel auf ebenen Oberflächen zur Ausbildung von drei Filmregionen, dem Aufprallbereich der Tropfen, einer Dünnschicht und einer Dickfilmschicht (s. Abbildung 2.8, links oben) führt. Der Übergang von der Dünnschicht zur Dickfilmschicht wird als hydraulischer Sprung bezeichnet und resultiert gemäß [127] aus dem Wechsel einer überkritischen Strömung (Trägheitskräfte dominieren) zu einer unterkritischen Strömung (Schwerkraft dominiert). Der Übergang geht mit hohen dissipativen Verlusten durch Turbulenz einher und führt zu einer signifikanten Erniedrigung der Filmgeschwindigkeit. Bei konvektiven Sprühnebelkühlungssystemen wird einerseits ein gegenüber dem Tropfenaufrallbereich stark erniedrigter Wärmeübergang der Filmströmung beobachtet [74,108,128]. Andererseits berichten Guo et al. [111], dass aufgrund hoher Filmgeschwindigkeiten der Dünnschicht ein dem Tropfenaufrallbereich vergleichbarer Wärmeübergang vorliegt.

Mit dem Ziel, den konvektiven Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung zu charakterisieren, liegt der Hauptfokus der vorliegenden Arbeit auf dem Aufprallbereich der Tropfen. Diverse Arbeiten der Literatur berichten hierbei von einem Anstieg der Filmdicke δ_F im Aufprallbereich mit steigendem Volumenstrom [129–132]. Weiterhin beobachten Pautsch und Shedd [133] eine Vergrößerung der Filmdicke und Verringerung des Wärmeübergangs im Zentrum einer Mehrdüsenkonfiguration aufgrund des gehemmten Flüssigkeitsablaufs. Aus den unterschiedlichen Untersuchungen der Literatur lässt sich zusammenfassen, dass

eine Zunahme der Filmdicke im Aufprallbereich der Flüssigkeitstropfen den Wärmeübergang um bis zu eine Größenordnung hemmt [120]. Folglich ist ein kontrollierter Flüssigkeitsablauf (z. B. durch Orientierung der Düse) von zentraler Bedeutung für Sprühnebelkühlungssysteme [120].

(7) – Oberflächenstruktur

Im Rahmen dieser Arbeit wird zwischen glatten Oberflächen, charakterisiert durch einen arithmetischen Mittenrauwert R_a im niedrigen Mikrometerbereich, und strukturierten Oberflächen mit Strukturhöhen h im Millimeterbereich differenziert (s. Abbildung 2.8, rechts unten). Für glatte Oberflächen mit $R_a = 1,4 \mu\text{m} - 2,3 \mu\text{m}$ beobachten Zhang et al. [134] eine Verbesserung des konvektiven Wärmeübergangs um bis zu 50% mit steigender Oberflächenrauigkeit. Eine Ursache der Beeinflussung des Wärmeübergangs wird nicht genannt. Im Falle strukturierter Oberflächen mit kubischen Steganordnungen oder pyramidenförmigen Geometrien im Aufprallbereich wird von einer systematischen Steigerung des konvektiven Wärmeübergangs berichtet [134,135]. Gegensätzlich dazu beobachten Hsieh und Yao [116] für glatte und kubisch strukturierte Siliziumoberflächen bei vollständig ausgebildeten Flüssigkeitsfilmen (Flutung) keinen Einfluss der Oberflächenstrukturierung. Weiterhin zeigen Hsieh und Yao [116] durch einen Vergleich glatter Aluminium- und Siliziumoberflächen auf, dass die Sprühnebelkühlung zusätzlich durch die Benetzbarkeit des Oberflächenmaterials beeinflusst werden kann. Es lässt sich zusammenfassen, dass die Mehrheit der Untersuchungen der Literatur eine Verbesserung des konvektiven Wärmeübergangs durch Oberflächenstrukturierungen beobachtet. Dabei verwenden sämtliche Arbeiten die ebene Projektionsfläche der Strukturen als wärmeübertragende Bezugsfläche und ordnen folglich die Oberflächenvergrößerung dem Wärmeübergangskoeffizienten zu. Ein Modellierungsansatz für strukturierte Oberflächen oder ein Vergleich mit bestehenden Wärmeübergangsmodellen glatter Oberflächen wurde bislang nicht vorgenommen.

(8) – Charakteristische Größen

Aus den Grundlagen des konvektiven Wärmeübergangs (Abschnitt 2.3.1) geht hervor, dass mit dem Längenmaß L_C und der Geschwindigkeit u_C zwei charakteristische Größen zur Entwicklung dimensionsloser Wärmeübergangsmodelle benötigt werden.

Hinsichtlich des charakteristischen Längenmaßes unterscheidet die bestehende Literatur mit den mittleren Tropfendurchmessern $d_{T,0.5}, d_{T,2.3}$ [56,72,88,93,114,121] (s. Tabelle 2.2) und dem Durchmesser bzw. der Kanten-

länge der Bauteiloberfläche d_W [104,105,122–124] zwei grundlegend unterschiedliche Parameter. Die beiden Größen sind das Resultat widersprüchlicher Beobachtungen. Estes und Mudawar [56] und Valentin und Mudawar [72] ermitteln eine Antiproportionalität zwischen den Sauterdurchmessern der Tropfenkollektive (0,11 mm – 1,35 mm) und der Höhe des Wärmeübergangs. Die Verbesserung des sensiblen und latenten Wärmetransports führen sie auf eine Zunahme der spezifischen Oberfläche der Tropfen mit sinkendem Durchmesser zurück [56]. Andererseits existieren eine Reihe von Arbeiten, welche keinen relevanten Einfluss der Tropfengröße beobachten [86,119,120,136]. Die Grundproblematik besteht in der isolierten Untersuchung des Tropfendurchmessers, welche nur durch Einsatz unterschiedlicher Düsenmodelle bei ansonsten identischen Betriebsparametern und Stoffdaten ermöglicht wird. Für den Bauteildurchmesser d_W als charakteristisches Längenmaß existieren keinerlei systematische Untersuchungen mit variierten Bauteilgrößen, die eine Skalierbarkeit des Längenmaßes nachweisen.

Für die charakteristische Geschwindigkeit werden mit der theoretisch maximalen Austrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit $u_{L,0,max}$ [124] (s. Gl. (2.1)), der mittleren axialen Tropfengeschwindigkeit \bar{u}_T [88,93] (s. Tabelle 2.4) und der Volumenstromdichte \dot{v}_L [72,105,114,121–123,125,136] (s. Gl. (2.19)) diverse Definitionen unterschieden. Das Grundproblem im Einsatz von Austritts- und Tropfengeschwindigkeiten besteht in der Abbildung des Aufprallprozesses der Tropfen. Ein Tropfenkollektiv kann gemäß der in Abschnitt 2.2.2.2 aufgezeigten Zusammenhänge bei vollkommen unterschiedlichen Volumenströmen am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$ die gleiche mittlere Tropfengeschwindigkeit \bar{u}_T aufweisen. Folglich würde die Hydrodynamik des Aufprallprozesses trotz identischer Tropfengeschwindigkeit signifikant variieren. Die Volumenstromdichte hingegen bietet den Vorteil, dass sie den kumulierenden Effekt des Mehrtropfenaufpralls berücksichtigt [73]. Der kontinuierliche Tropfenaufprall resultiert dabei in hohen Temperaturgradienten bzw. niedrigen thermischen Grenzschichtdicken innerhalb des Flüssigkeitsfilms [120]. Weiterhin zeigen unterschiedliche Arbeiten, dass der konvektive Wärmeübergang innerhalb des Aufprallbereichs lokal variiert [73,74,137]. Der höchste Wärmeübergang (bei Vollkegeldüsen) wird analog zum Modell der Volumenstromdichte aus Gl. (2.21) auf der Sprühstrahlachse ($r = 0$) beobachtet [73,74]. Die Messergebnisse von Abbasi et al. [126,128] bestätigen die Bedeutung der Volumenstromdichte. Durch Bestimmung der lokalen Druckverteilung im Tropfenaufprallbereich decken sie eine Proportionalität zwischen

dem Normalendruck bzw. der kinetischen Energie der Flüssigkeit und der Höhe des konvektiven Wärmeübergangs auf.

Die hier vorgestellte und nach Kenntnis des Autors repräsentative Literatur bestätigt, dass bislang keine einheitliche Vorgehensweise in der Modellierung des konvektiven Wärmeübergangs existiert. Weiterhin fehlt es an einem transparenten Vergleich der unterschiedlichen charakteristischen Größen. Eine Übersicht bestehender Modellansätze der konvektiven Sprühnebelkühlung ist in Tabelle 2.5 enthalten. Mit Ausnahme des Modells von Xie et al. [124] basieren alle Ansätze auf Messdaten nahe der Idealdistanz (s. Gl. (2.34)). In Gl. (2.36) entspricht p_W dem Druck normal zur Aufprallfläche. Bei fehlender Angabe des untersuchten Prandtl-Bereichs wurde dieser auf Basis der Stoffdatenmodelle aus Abschnitt E.2 für die jeweilige Bezugstemperatur (s. oben) ermittelt. Ein Ansatz für hochviskose Flüssigkeiten (Getriebeöle, $Pr_L > 100$) sowie den Mehrdüsenbetrieb mit Sprühstrahlüberlagerung liegt bislang nicht vor.

Tabelle 2.5: Wärmeübergangsmodelle der konvektiven Sprühnebelkühlung. Die Sättigungstemperatur der Fluide entspricht T_{LG} .

Quelle	System	Modellgleichungen
Xie et al. [124]	VK / Wasser $Pr_L = 6,4$	$Nu_{L,dW} = 8,705 \cdot Re_{L,d_0}^{0,323} \cdot \left(\frac{T_W}{T_{LG} - T_{L,0}} \right)^{0,8526} \quad (2.35)$
Ab-basi et al. [126]	VK / PF-5060, PAO-2, PSF-3 $Pr_L = 12 - 76$	$\alpha_W = 0,042 \cdot \rho_L^{0,5} \cdot c_{p,L} \cdot Pr_L^{-0,33} \cdot p_W^{0,5} \quad (2.36)$
Cio-falo et al. [136]	VK / Wasser $Pr_L = 7,1$	$\alpha_W = 2925 \cdot \left(\frac{\dot{v}_{L,W} \cdot \rho_L}{\frac{kg}{m^2s}} \right)^{0,687} \cdot \frac{W}{m^2K}; \quad (2.37)$ $\dot{v}_{L,W} = \frac{\dot{V}_{L,W}}{A_W}$
Karwa et al. [105]	VK / Wasser $Pr_L = 5,5 - 5,8$	$Nu_{L,dW} = 20,344 \cdot Re_{L,dW}^{0,659} \quad (2.38)$ mit $Re_{L,dW} = \frac{\dot{v}_{L,W} \cdot \rho_L \cdot d_W}{\eta_L}$; $\dot{v}_{L,W} = \frac{\dot{V}_{L,W}}{A_W}$

$$\begin{aligned}
 \text{Rybi-} & \text{VK /} & Nu_{L,d_{T,32}} &= 4,7 \cdot Re_{L,d_{T,32}}^{0,61} \cdot Pr_L^{0,32} & (2.39) \\
 \text{cki,} & \text{Wasser,} & \text{mit } Re_{L,d_{T,32}} &= \frac{\dot{v}_{L,W} \cdot \rho_L \cdot d_{T,32}}{\eta_L}; \dot{v}_{L,W} = \frac{\dot{V}_{L,W}}{A_W} \\
 \text{Muda-} & \text{PF-5052} & & & \\
 \text{war} & Pr_L = & & & \\
 [114] & 2,1 - 9,7 & & &
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Jiang,} & \text{VK /} & Nu_{L,d_W} &= 9,75 \cdot Re_{L,d_W}^{0,7} \cdot Pr_L^{1/3} & (2.40) \\
 \text{Dhir} & \text{Wasser} & \text{mit } Re_{L,d_W} &= \frac{\dot{v}_{L,W} \cdot \rho_L \cdot d_W}{\eta_L}; \dot{v}_{L,W} = \frac{\dot{V}_{L,W}}{A_W} \\
 [122] & Pr_L = & & & \\
 & 1,8 - 6,7 & & &
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Cho,} & \text{VK /} & Nu_{L,d_{T,32}} &= 2,531 \cdot Re_{L,d_{T,32}}^{0,667} \cdot Pr_L^{0,309} & (2.41) \\
 \text{Pon-} & \text{Wasser} & \text{mit } Re_{L,d_{T,32}} &= \frac{\dot{v}_{L,W} \cdot \rho_L \cdot d_{T,32}}{\eta_L}; \dot{v}_{L,W} = \frac{\dot{V}_{L,W}}{A_W} \\
 \text{zel} & Pr_L = & & & \\
 [121] & 2,4 - 5,7 & & &
 \end{aligned}$$

3 Experimentelle Vorgehensweise

Dieses Kapitel beschreibt die experimentelle Vorgehensweise zur Charakterisierung des Wärmeübergangs bei der Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden. Beginnend mit der Anforderungsanalyse in Abschnitt 3.1 wird darauf der Aufbau der Versuchsanlage in Abschnitt 3.2 und das Konzept des MF in Abschnitt 3.3 erläutert. Daraufhin werden die Messkonzepte zur Charakterisierung des Zerstäubungsprozesses konischer Sprühstrahlen (Abschnitt 3.4) und zur Bestimmung des lokalen Wärmeübergangs auf ebenen, glatten Oberflächen sowie auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (Abschnitt 3.5) vorgestellt. Die zugehörige Messdatenerfassung und Messunsicherheitsbetrachtung werden in den Abschnitten 3.6 und 3.7 erläutert. Mit der Inbetriebnahme der Versuchsanlage in Abschnitt 3.8 werden die Reproduzierbarkeit der Wärmeübergangsmessungen und die Einordnung der Messergebnisse in den Kontext des konvektiven Wärmetransports vorgestellt.

3.1 Anforderungsanalyse

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Entwicklung und dem Aufbau einer Versuchsanlage und eines Messkonzepts, welche die Untersuchung der Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen ermöglichen. Die folgenden Anforderungen werden an die Versuchsanlage und das Messkonzept gestellt:

- Die Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden kann neben der eingesetzten Düsenkonfiguration, den Betriebsparametern und den Stoffdaten der Kühlflüssigkeit auch von den Maschinenparametern (Wellendrehzahl, Endraumgeometrie) beeinflusst werden. Aufgrund potenzieller Überlagerungen der unterschiedlichen Einflussparameter müssen diese getrennt voneinander in unterschiedlichen Systemen untersucht werden. Vor diesem Hintergrund werden zwei Messumgebungen, eine statische Messkammer und eine elektrische Maschine, benötigt, um die Anzahl an Einflussgrößen und die Komplexität des experimentellen Aufbaus stufenweise zu steigern.

- Die grundlegende Herausforderung bei der Bestimmung des Wärmeübergangs auf Statorwicklungsenden besteht in der Kenntnis der lokalen Wärmestromdichtenverteilung auf der Wicklungsfläche. Vor diesem Hintergrund wird ein modulares Messkonzept benötigt, das auf Basis einer geometrischen Rekonstruktion realer Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen eine Bestimmung der lokalen Wärmestromdichten und somit des Wärmeübergangs ermöglicht. Das Messkonzept soll zugleich eine zeiteffiziente Variation der Geometrieparameter der Wicklungen erlauben, ohne dabei jedoch die Flüssigkeitsverteilung gegenüber realen Wicklungsenden substantiell zu beeinflussen.
- Zur Öl-Sprühnebelkühlung der Statorwicklungsenden elektrischer Antriebsmaschinen werden druckzerstäubende Einstoffdüsen mit einer möglichst homogenen Flüssigkeitsverteilung als die aussichtsreichsten Kandidaten betrachtet. Aufgrund der unterschiedlichen geometrischen Bedingungen in elektrischen Maschinen wird daher ein Sprühlanzen-system benötigt, das eine systematische Variation der Düsenmodelle, der Düsenanzahl und der Düsenposition erlaubt.
- Aus verschiedenen Untersuchungen der Literatur (s. Abschnitt 2.3.2) geht hervor, dass der konvektive Wärmeübergang von Sprühkühlungssystemen durch den Zerfallsprozess der Sprühstrahlen beeinflusst wird. Folglich wird ein optischer Zugang benötigt, der eine Charakterisierung des Zerstäubungsprozesses durch Hochgeschwindigkeitsaufnahmen und mechanische Patternatoren ermöglicht.
- Zur Generierung einer umfangreichen Messdatenbasis soll die Versuchsanlage einen Betriebsparameterbereich abdecken, der sowohl innerhalb als auch außerhalb des typischen Wertebereichs von Kühlsystemen elektrischer Antriebsmaschinen liegt ($\dot{V}_L = 0,1 \text{ l/min} - 10 \text{ l/min}$, $\Delta p_D = 0,2 \text{ bar} - 10 \text{ bar}$, $\vartheta_L = 15 \text{ °C} - 90 \text{ °C}$).
- Aufgrund der Stoffdatenvariation zwischen unterschiedlichen kommerziellen Getriebeölen wird ein MF als Kühlflüssigkeit benötigt, das durch Variation seiner Temperatur und Zusammensetzung eine Abbildung des gesamten technisch relevanten Stoffdatenbereichs kommerzieller Getriebeöle mit nur einem Stoffsystem ermöglicht. Die Messdaten des MF

sind durch die Verwendung eines repräsentativen Getriebeöls (ATF VI) zu überprüfen. Entsprechend wird ein Flüssigkeitskreislauf benötigt, der einen zeiteffizienten Wechsel bei zugleich hoher stofflicher Reinheit zwischen beiden Flüssigkeiten erlaubt.

3.2 Aufbau der Versuchsanlage

3.2.1 Flüssigkeitskreislauf

Unter Berücksichtigung der Anforderungsanalyse (Abschnitt 3.1) wurde im Rahmen dieser Arbeit am Institut für Thermische Verfahrenstechnik in Zusammenarbeit mit dem Elektrotechnischen Institut (beide KIT) eine Versuchsanlage zur Untersuchung der Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden entwickelt und aufgebaut.

Zur Vermeidung von Verunreinigungen zwischen den beiden Flüssigkeiten (MF und ATF VI) besteht die Anlage aus zwei nahezu baugleichen Flüssigkeitskreisläufen. In Abbildung 3.1 ist ein schematisches Verfahrensfließbild eines der Flüssigkeitskreisläufe (MF) enthalten. Armaturen und Komponenten zur Wartung, Befüllung und Entleerung des Kreislaufs sind für eine bessere Übersicht nicht enthalten. Jeder Kreislauf enthält drei Hauptkomponenten: den Thermostaten (RP 3530 oder RP 3090 CW, *LAUDA*) sowie die beiden Messumgebungen, die Sprühkammer (Sprk) und die generische elektrische Maschine (EM). Zur Gewährleistung quasistationärer Betriebszustände sind alle Rohrleitungen thermisch isoliert (Armaflex AF, *Armacell*). Im Messbetrieb werden durch eine Bypassregelung bestehend aus einer Zahnradpumpe (FLM 314, *LINN*) und zwei pneumatischen Regelventilen (Stellungsgeber Typ 8694 mit Geradsitzventil Typ 2301, *BÜRKERT*) unterschiedliche Volumenströme erzielt. Es wird ein Filter mit einer Maschenweite von 40 μm (FTSS-ML18-05 mit Filterelement SSE-ST10-40, *FITOK*) zur kontinuierlichen Entfernung von Feststoffpartikeln verwendet.

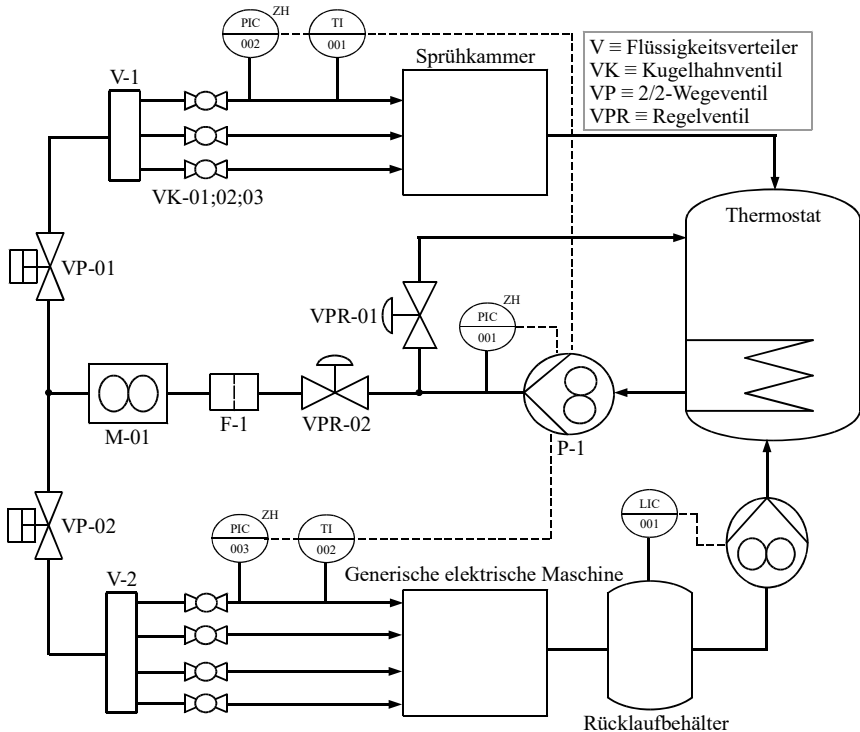


Abbildung 3.1: Schematisches Verfahrensfliessbild eines Flüssigkeitskreislaufs (MF) einschließlich der beiden Messumgebungen (Sprühkammer, Generische elektrische Maschine).

Die Bestimmung des Massenstroms erfolgt mittels eines Coriolis-Durchflussmessers (SITRANS MASS 2100 oder SITRANS FC430 mit Messumformer Typ FCT030, *SIEMENS*). Durch Einsatz zweier pneumatischer 2/2-Wege-Ventile (Geradsitzventil Typ 2012) wird zwischen dem Sprühkammer- und Maschinenbetrieb variiert. Ausgehend von der jeweiligen Messumgebung gelangt die Flüssigkeit zurück in den Thermostaten. Zur Überwindung des Höhenunterschieds zwischen der generischen elektrischen Maschine und dem Thermostaten wird zusätzlich ein Rücklaufbehälter mit einer füllstandgeregelten Zahnradpumpe (FLM 323, *LINN*) verwendet. Der Druck am Pumpenausstritt sowie am Eintritt in die jeweilige Messumgebung wird durch Relativdrucksensoren (AP017, *Autosen*) bestimmt. Zur Vermeidung unzulässiger Druckniveaus ist jeder Drucksensor über eine Sicherheitsabschaltung mit der Zahnradpumpe (P-1)

gekoppelt. Die Temperatur der Flüssigkeit wird durch Platinwiderstandsthermometer (2 mm PT100 Klasse A, *Electronic Sensor*) gemessen.

Für die Flüssigkeitszufuhr in die jeweilige Messumgebung werden Sprühlanzen verwendet. Abbildung 3.2 zeigt die Seitenansicht einer Sprühlanze einschließlich der zugehörigen Druck- und Temperatursensorik. Weiterhin ist eine Schnittansicht einer der eingesetzten Vollkegeldüsen mit X-förmigem Wirbelkammereinsatz und den benötigten Geometrieparametern enthalten. Dabei wird im Rahmen dieser Arbeit zwischen den tangentialen und vertikalen Portflächen des Wirbelkammereinsatzes unterschieden ($A_{P,t,i}$, $A_{P,v,i}$).

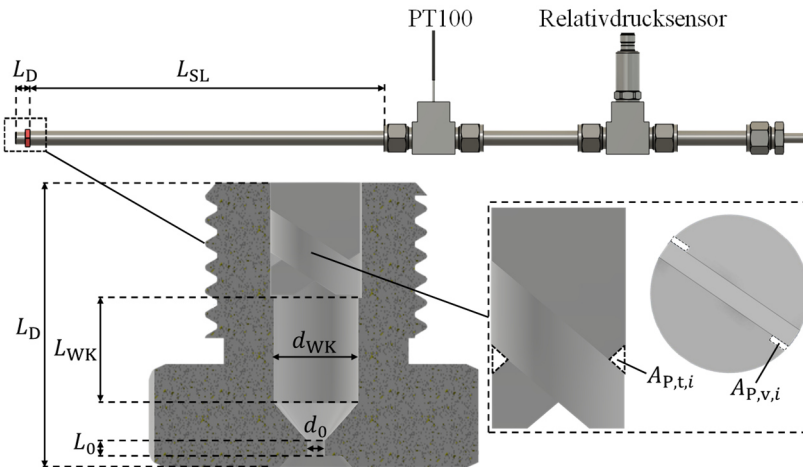


Abbildung 3.2: Seitenansicht einer Sprühlanze (oben) mit Relativdrucksensor und PT100 und Schnittansicht einer Vollkegeldüse mit X-förmigen Wirbelkammereinsatz (unten).

Die Lanze besteht aus einem Präzisions-Hydraulikrohr (12X2 ES2A, *Be-zner*), in dessen Ende ein 1/8"-Gewinde zum Einschrauben der Vollkegeldüsen eingeschnitten ist. Die Temperatur- und Drucksensoren werden entweder, wie dargestellt, direkt durch T-Stücke (SS-TTF-ML12-RP4, *FITOK*) in die Lanze eingebracht (bei Sprühkammer), oder die Druckmessung erfolgt aufgrund von Bauraumrestriktionen bereits in den Zuleitungen der Lanzen (bei generischer elektrischer Maschine). Dabei zeigen Voruntersuchungen, dass der Druckverlust zwischen dem Drucksensor und dem Düseneingang gegenüber dem Druckverlust über der Düse vernachlässigbar ist. Ebenfalls variiert die Länge der Sprühlanzen L_{SL} mit der jeweiligen Messumgebung zwischen 157 mm und 278 mm.

Für eine möglichst homogene Flüssigkeitsverteilung auf den Statorwicklungsenden werden Vollkegeldüsen als Düsentyp ausgewählt. In Tabelle 3.1 ist eine Übersicht der untersuchten Düsenmodelle einschließlich der Herstellerangaben enthalten. Der grundlegende Aufbau aller verwendeten Düsen ist identisch zur Schnittdarstellung in Abbildung 3.2. Für eine bessere Zuordnung enthält die Bezeichnung jedes Düsenmodells neben dem Hersteller (z. B. *Schlick*) auch deren nominalen Sprühwinkel und Nenndurchsatz ($\Delta p_D = 3$ bar mit Wasser bei 16°C (*Schlick*) und 21°C (*SprayingSystems*)). Alle erforderlichen Geometrieparameter der Düsen (s. Abbildung 3.2, unten) wurden unter Einsatz eines Digitalmikroskops (VHX-7000 N, *KEYENCE*) und einer Schieblehre (Absolute AOS Digimatic 150 mm, *MITUTOYO*) bestimmt (s. Tabelle A.1 im Anhang). Zur Bestimmung der Düsenkonstante K aus Gl (2.2) wurden ausschließlich die tangentialen Portflächen der Wirbelkammereinsätze (s. Abbildung 3.2) verwendet.

Tabelle 3.1: Übersicht der untersuchten Düsenmodelle der Hersteller *Schlick* und *SprayingSystems*. mit Nenndurchsätzen von 0,5 l/min bis 1 l/min.

Düsenmodell / –	Modellreihe nach Hersteller / –	Nenndurchsatz / l/min	Nominaler Sprühwinkel / °
Schlick45-0,5	553	0,5	45
Schlick60-0,5	553	0,5	60
Schlick120-0,5	556	0,5	120
Schlick45-1	553	1	45
Schlick55-1	553	1	55
SprayingSystems- 60-1,1	GG-1.5	1,1	60

3.2.2 Sprühkammer

Abbildung 3.3 zeigt den Aufbau der Sprühkammer einschließlich eines Probenkörpers verteilter Statorwicklungsenden für einen Eindüsenbetrieb. Der Anlagenaufbau ermöglicht dabei auch einen Mehrdüsenbetrieb mit bis zu drei Sprühlanzen. Die Sprühkammer des Modellfluid- und Getriebeölkreislaufs sind baugleich. Das Grundgerüst, der Boden und der Deckel der Sprühkammer bestehen aus einer Aluminiumlegierung (EN AW-6082). Die Seitenwände einschließlich der Zugangsluke sind aus Acrylglas gefertigt und dienen als optischer Zugang. Die Sprühlanzen werden durch Klemmringverschraubungen (SS-12M0-1-

8RSAY, Swagelok) in unterschiedlichen radialen und azimutalen Positionen im Deckel befestigt. Durch den Einsatz von Klemmringsen aus Teflon und einer Feingewindestange wird eine Variation der axialen Position der Sprühdüse ermöglicht. Die Probenkörper werden durch Passtifte (5 mm Durchmesser) in unterschiedlichen Positionen auf dem Probenaufnehmer platziert. Weiterhin kann der Probenaufnehmer rotiert und in unterschiedlichen azimutalen Positionen fixiert werden, wodurch weitere Ausrichtungen zum Düsenaustritt ermöglicht werden. Eine detaillierte Beschreibung des Aufbaus und der Funktionsweise der Probenkörper findet sich in Abschnitt 3.5.

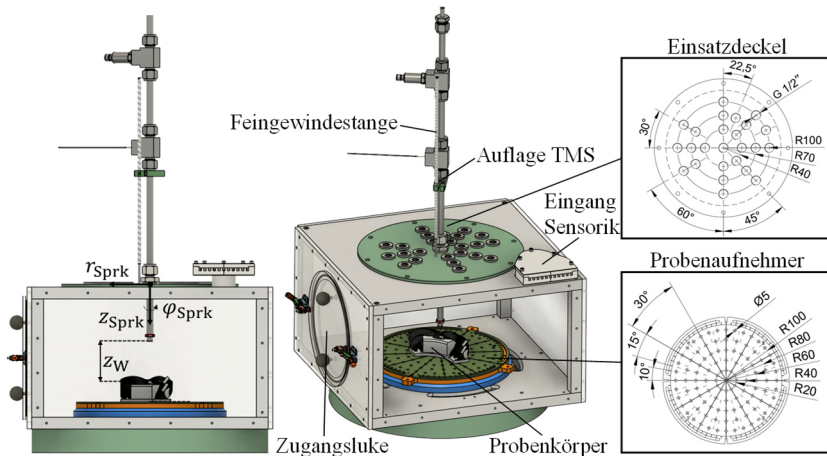


Abbildung 3.3: Seiten- und Schrägansicht der Sprühkammer mit einer Sprühdüse und einem Probenkörper von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen. Die Bemessung der Komponenten ist in Millimetern angegeben.

Als eine der zentralen Einflussgrößen der Sprühnebelkühlung wird im Rahmen dieser Arbeit die Düsendistanz z_W untersucht (s. Abbildung 3.3, links). Die Düsendistanz ist als die mittlere axiale Distanz zwischen der wärmeübertragenden Oberfläche eines Probenkörpers (s. Abschnitt 3.5) und der Düsenaustrittsöffnung definiert. Bei bekannter Höhe der Sprühkammer, Länge der Sprühdüsen und Höhe des jeweiligen Probenkörpers wird die Düsendistanz aus den Messwerten einer Tiefenmessschraube (TMS, *MW-IMPORT*) ermittelt. Im Falle einer strukturierten Probenkörperoberfläche wird die mittlere Probenkörperhöhe (bezogen auf die wärmeübertragende Oberfläche, s. Abschnitt 3.5) verwendet. Für die Auswertung in Kapitel 5 wird weiterhin ein Zylinderkoordinatensystem

($r_{\text{Sprk}}, z_{\text{Sprk}}, \varphi_{\text{Sprk}}$) zur Bestimmung der Mess- und Düsenpositionen benötigt. Der Ursprung des Koordinatensystems ist im Mittelpunkt des Einsatzdeckels auf Höhe dessen Oberkante platziert (s. Abbildung 3.3, links). Die Mess- und Düsenpositionen bezeichnen dabei die Lage des Mittelpunktes der wärmeübertragenden Oberfläche eines Probenkörpers und der Düsenaustrittsöffnung innerhalb der jeweiligen Messumgebung.

3.2.3 Maschinenprüfstand

Da der Fokus dieser Arbeit auf der Charakterisierung des konvektiven Wärmeübergangs der Öl-Sprühnebelkühlung liegt, wird auf eine Detailbeschreibung der Maschinenkomponenten verzichtet. Für die zugehörige elektromagnetische Auslegung des Maschinenprüfstands wird auf die Dissertation von Felix Hoffmann [4] verwiesen. Abbildung 3.1 zeigt den generellen Aufbau des Maschinenprüfstands, bestehend aus zwei Hauptkomponenten: einer Antriebsmaschine und einer generischen elektrischen Maschine.

Die Antriebsmaschine (permanentmagneterregte Synchronmaschine) ist über eine Balgkupplung (BK2, $R+W$) an die generische elektrische Maschine angebunden und schleppt deren Welle im Messbetrieb. Die Maschine ist für eine Drehzahl von maximal 12 000 1/min ausgelegt und die maximale Ausgangsleistung beträgt 10 kW. Die zugehörige Leistungselektronik wurde am Elektrotechnischen Institut (ETI) des KIT entwickelt.

Bei der generischen elektrischen Maschine handelt es sich um die eigentliche Messumgebung, in welcher der Wärmeübergang der Öl-Sprühnebelkühlung untersucht wird. Das Maschinengehäuse wurde aus einer Aluminiumlegierung (EN AW 6082) gefertigt. Der Außendurchmesser des Stators beträgt 180 mm, und der Innendurchmesser 110 mm, womit sich bei einer Luftspaltweite von 1 mm ein Außendurchmesser des Rotors von 108 mm ergibt. Entgegen einer funktionsfähigen elektrischen Maschine verfügt sie über keinen Stator mit einem bewickelten Eisenkern, sondern einen modularen Statorendring mit integrierter Temperaturmesstechnik und einer Aktivlänge von 60 mm. Der Endring wird wie auch in den Sprühkammern (vgl. Abbildung 3.3) durch Passstifte (5 mm Durchmesser) auf dem Probenaufnehmer der Maschine positioniert und erlaubt eine lokale Auflösung des Wärmeübergangs in unterschiedlichen Positionen. Der Probenaufnehmer selbst kann in Inkrementen von je $7,5^\circ$ um die Ro-

tationsachse der Maschine gedreht werden, wodurch eine Untersuchung unterschiedlicher azimuthaler Orientierungen der Wicklungsenden zum Düsenaustritt ermöglicht wird.

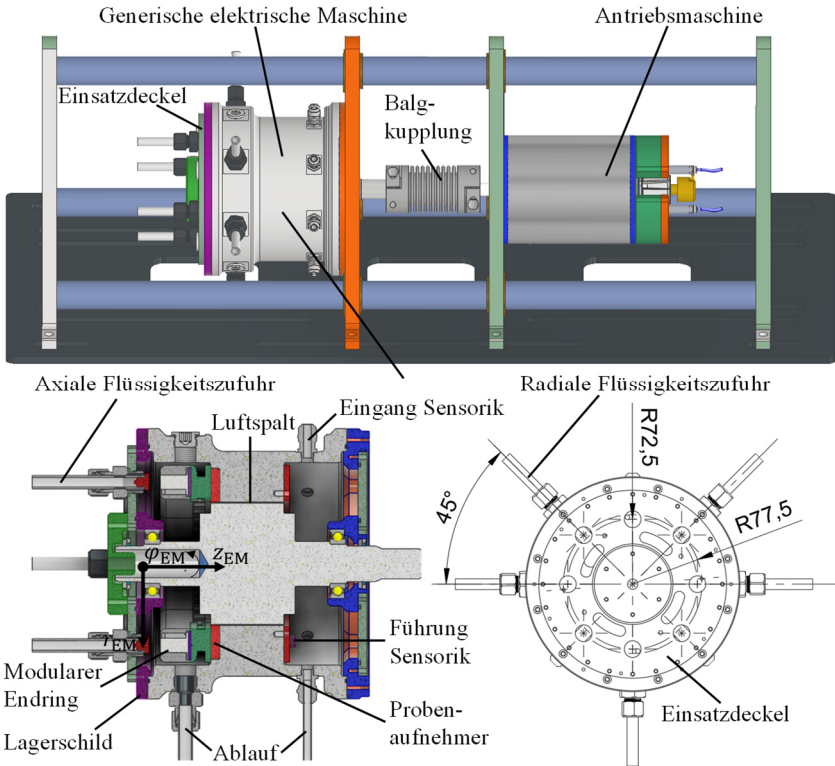


Abbildung 3.4: Seitenansicht des Maschinenprüfstands (oben) bestehend aus einer generischen elektrischen Maschine und einer Antriebsmaschine, Schnittansicht der generischen elektrischen Maschine (unten links) und Draufsicht des Einsatzdeckels der generischen elektrischen Maschine (unten rechts).

Für eine detaillierte Beschreibung des Aufbaus der Statorendringe und der Funktionsweise des Messkonzepts wird auf Abschnitt 3.5 verwiesen. Im Messbetrieb wird nur ein Endraum (Belüftungsseite) der Maschine verwendet, da die Antriebs- und Belüftungsseite geometrisch gleich sind. Über die Antriebsseite wird daher die Sensorik (Zuleitungen, Thermoelemente) durch Kabelverschraubungen zugeführt.

Im Messbetrieb erfolgt die Flüssigkeitszufuhr mit bis zu vier Sprühlanzen zeitgleich (vgl. Abbildung 3.1). Dabei wird im Rahmen dieser Arbeit zwischen zwei Arten der Flüssigkeitszufuhr unterschieden. Die Flüssigkeit kann aus axialer Richtung über das Lagerschild und aus radialer Richtung über das Maschinengehäuse zugeführt werden. Bei der axialen Flüssigkeitszufuhr liegen Lanzenspositionen auf zwei unterschiedlichen Radien (72,5 mm und 77,5 mm) im Einsatzdeckel vor. Für eine akkurate Bestimmung der individuellen Einflussgrößen werden die beiden Arten der Flüssigkeitszufuhr (axial, radial) getrennt untersucht. Die Welle der generischen elektrischen Maschine ist als Hohlwelle gefertigt, wobei durch radiale Wellenbohrungen auch eine wellenseitige Flüssigkeitszufuhr ermöglicht wird. Die zugehörigen Ergebnisse sind in unterschiedlichen eigenen Fachbeiträgen [29,30] und in der Dissertation von Felix Hoffmann [4] veröffentlicht und stehen nicht im Fokus dieser Arbeit.

Analog zu den Sprühkammermessungen erfolgt die Bestimmung der Düsendistanz z_W bei bekannten Abmessungen der Endringmodule, Sprühlanzen und des Maschinengehäuses unter Verwendung einer Tiefenmessschraube (TMS, *MW-IMPORT*). Für die Auswertung in Kapitel 6 wird weiterhin ein Zylinderkoordinatensystem (r_{EM} , z_{EM} , φ_{EM}) zur Bestimmung der Mess- und Düsenpositionen benötigt. Der Ursprung des Koordinatensystems liegt innerhalb des Lagerschildes auf der Rotationsachse der Welle (s. Abbildung 3.4, unten links).

3.3 Modellfluidkonzept

Die Grundproblematik beim Einsatz von Getriebeölen als Kühlflüssigkeiten besteht in der Variation der Stoffdaten mit dem Öltyp (s. Tabelle E.1). Darüber hinaus berücksichtigt die Literatur zur Öl-Sprühnebelkühlung elektrischer Maschinen häufig nicht die Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten (s. Abschnitt 2.1).

Mit der übergeordneten Zielsetzung dieser Arbeit, ein belastbares Wärmeübergangsmodell der Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden zu entwickeln, muss auch der gesamte Stoffdatenbereich kommerzieller Getriebeöle in den Messungen abgedeckt werden. Daher werden im Rahmen dieser Arbeit wässrige Glycerinlösungen als MF verwendet. Die Grundidee des MF basiert auf der Abbildung des Stoffdatenbereichs kommerzieller Getriebeöle mit nur einem Stoffsystem. Hierzu werden die Temperatur und Zusammensetzung des MF variiert. Zur Herstellung der Modellfluidlösungen wird Glycerin (G) mit

einem Reinheitsgrad von 99,5% (*Fuchs Lubricants Germany*) und VE-Wasser verwendet. Zusätzlich wird ein Getriebeöl des Typs Dexron ATF VI (*Fuchs Lubricants Germany*) verwendet, um als Referenzflüssigkeit das Modellfluidkonzept zu validieren.

Alle erforderlichen Stoffdaten der beiden Flüssigkeiten wurden in einem Temperaturbereich von 30 °C bis 90 °C bestimmt und temperatur- und zusammensetzungsabhängige Stoffdatenmodelle entwickelt. Die zugehörigen Modellsätze sind bereits in [138] veröffentlicht. Eine Übersicht der verwendeten Messgeräte und Wertebereiche der Stoffdaten findet sich in Abschnitt E.2 und E.3 des Anhangs.

Die Auswahl der relevanten Temperaturen und Zusammensetzungen des MF erfolgte nicht auf Basis der Absolutwerte der Stoffdaten, sondern unter Berücksichtigung zweier dimensionsloser Kennzahlen: der Ohnesorge- (Gl. (2.4)) und der Prandtl-Zahl (Gl. (2.31)). Gemäß Kapitel 2 vereinen die beiden Größen mit der Stabilität der Flüssigkeitsstrahlen und dem Verhältnis der hydrodynamischen zu thermischen Grenzschichtdicke grundlegende Prozesse des konvektiven Wärmetransports der Sprühnebelkühlung. Darüber hinaus enthalten sie keine Betriebsparameter und sind ausschließlich von den Stoffdaten der Flüssigkeiten abhängig, womit sie sich sehr gut für die Vorauswahl der zu untersuchenden Stoffdatenbereiche eignen. Zur Visualisierung der Funktionsweise des Modellfluidkonzepts sind in Abbildung 3.5 (oben) die Prandtl- und Ohnesorge-Zahl des MF und ATF VI abhängig von der Flüssigkeitstemperatur ϑ_L dargestellt. Als charakteristisches Längenmaß der Ohnesorge-Zahl wird ein Durchmesser der Düsenaustrittsöffnung d_0 von 1 mm verwendet. Die unterschiedlichen Zusammensetzungen des MF (70 Ma% G – 100 Ma% G) sind als Linien mit blau/schwarzem Farbgradienten und das ATF VI in Form einer roten Linie dargestellt. Die unterschiedlichen Temperaturbereiche des ATF VI (Anlauf-, Betriebs-, Überlastungsbereich) sind durch schwarze gestrichelte Linien voneinander abgegrenzt. Aus der Auftragung geht hervor, dass durch eine Variation der Zusammensetzung und der Temperatur des MF der gesamte Wertebereich des ATF VI (Pr_L und Oh_{d_0}) abgebildet wird.

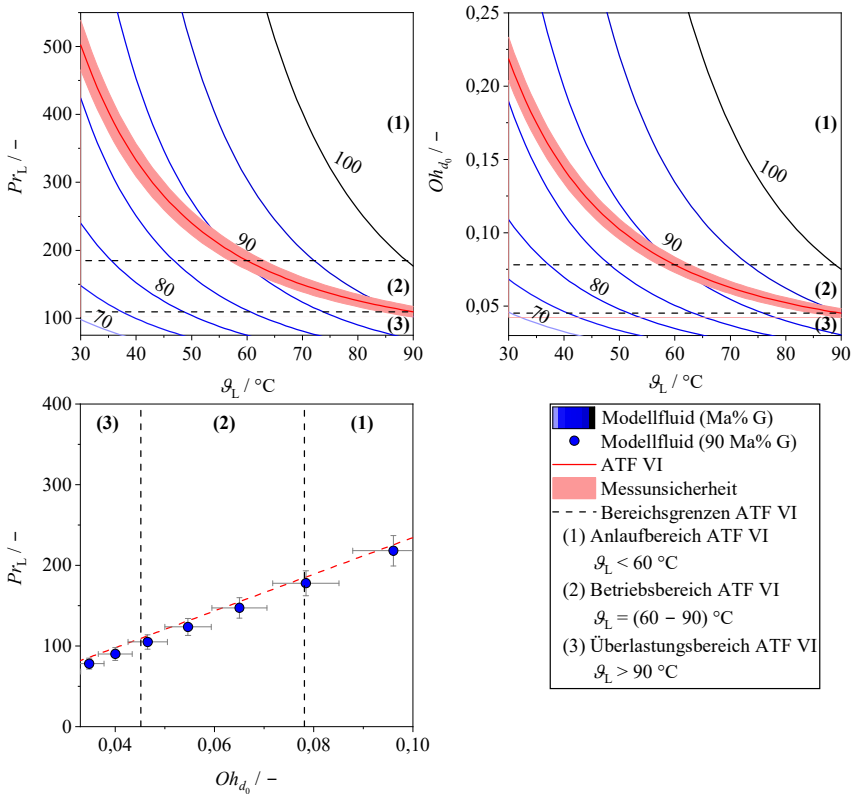


Abbildung 3.5: Übersicht des Funktionsprinzips des Modellfluidkonzepts mit der Prandtl- und Ohnesorge-Zahl als Funktion der Flüssigkeitstemperatur (oben) und einem direkten Vergleich des ATF VI mit einer beispielhaften Zusammensetzung des MF (unten).

Darüber hinaus bestätigt der direkte Vergleich einer beispielhaften Zusammensetzung des MF (90 Ma% G mit $\vartheta_L = 30 ^\circ\text{C} - 90 ^\circ\text{C}$) mit den Werten des ATF VI in Abbildung 3.5 (unten), dass zusätzlich die Wertebereiche beider Kennzahlen gleichzeitig abgedeckt werden. Die Übereinstimmung der Kennzahlen beider Flüssigkeiten ist somit ein erster Indikator für ein vergleichbareres Wärmeübergangsverhalten. Abschließend verdeutlicht die dimensionslose Darstellung, dass durch das Modellfluidkonzept neben dem Betriebsbereich des ATF VI (2) auch dessen Anlauf- und Überlastungsbereich (1, 3) sowie die Wertebereiche anderer kommerzieller Getriebeöle mit nur einem Stoffsystem abgedeckt werden.

Im Messbetrieb wurde die Zusammensetzung des MF täglich unter Einsatz eines Biegeschwingers (DMA 4100, *Anton Paar*) bei bekannter Dichtefunktion (s. [138]) bestimmt. Eine Übersicht der untersuchten Zusammensetzungs- und Temperaturbereiche der jeweiligen Messkonfiguration findet sich in den Abschnitten 5.1.1, 5.2.1 und im Anhang D.1.

3.4 Messkonzept – Sprühstrahlcharakterisierung

Die Bestimmung der primären Zerfallslänge L_p und des optischen Sprühwinkels $\theta_{\text{opt}}(z)$ erfolgt auf Basis von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen. Als Messumgebung wird die Sprühkammer (s. Abbildung 3.3) verwendet, wobei zur Steigerung des Farbkontrasts eine 3D-gedruckte schwarze Rückwand (Acrylnitril-Butadien-Styrol) auf der Sprühkammerrückseite installiert wird. Zur Ausleuchtung der Sprühstrahlen wird ein LED-Panel (P80Bi, *Jinbei*) mit einem flächenspezifischen Lichtstrom von $36\,000\text{ lm/m}^2$ bei 0,5 m Abstand verwendet. Die Hochgeschwindigkeitskamera (DSC-RX100M7, *Sony*) wird auf einer Multiarmhalterung (Streaming Arm, *Walimex*) vor der Zugangsluke der Sprühkammer positioniert. Der Aufbau ermöglicht somit unterschiedliche Relativpositionen zwischen der Kamera und Düsenöffnung. Bezüglich der Kameraeinstellungen wird zur Reduktion der Bewegungsunschärfe eine möglichst geringe Belichtungszeit des Sensors ($1/12800\text{ s}$) bei einer hohen ISO-Zahl (6400) und einem F-Wert von 4 gewählt. Die Bildauflösung beträgt 4864×3648 Pixel. Im Messbetrieb werden für jeden Betriebszustand mit einer Bildaufnahme rate von 20 1/s in Summe 121 Bilder erfasst. Zeitgleich zur Bildaufnahme werden alle benötigten Betriebsparameter abgespeichert (s. Abschnitt 3.6).

Die Bestimmung der primären Zerfallslänge und des optischen Sprühwinkels ist in Abbildung 3.6 für einen beispielhaften Betriebszustand dargestellt.

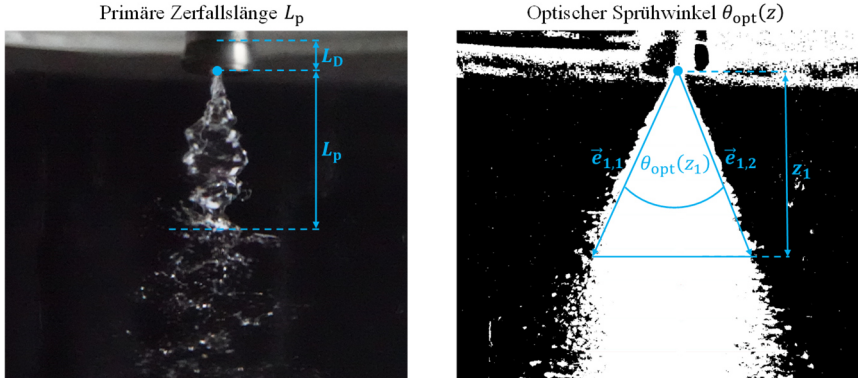


Abbildung 3.6: Übersicht der Bestimmung der primären Zerfallslänge L_p (links) und des optischen Sprühwinkels $\theta_{\text{opt}}(z)$ (rechts). Als Düsenmodell wird die Schlick45-0,5 ($\Delta p_D = 3$ bar; $\vartheta_{L,0} = 66$ °C; MF 91 Ma% G) verwendet.

Das Messergebnis der primären Zerfallslänge entspricht dem arithmetischen Mittelwert aus je fünf Bildaufnahmen (mit den Bildnummern 1; 31; 61; 91; 121). Die Einzelwerte der Zerfallslänge werden manuell unter Einsatz der Software *ImageJ* bestimmt (s. Abbildung 3.6, links), wobei der benötigte Maßstab einer Bildaufnahme aus der Düsenlänge L_D (s. Tabelle A.1) resultiert. Darüber hinaus wird auf Basis der Bildaufnahmen auch der vorliegende Zerfallsmodus (s. Abbildung 2.4) erfasst.

Der optische Sprühwinkel wird automatisiert unter Verwendung einer Bildbearbeitungsroutine in der Software *MATLAB* ermittelt. Hierzu wird jede der 121 Bildaufnahmen eines Betriebszustands in ein Graustufenbild umgewandelt. Im Anschluss wird die Standardabweichung der Helligkeitswerte (0 bis 256) jedes Pixels ermittelt und auf die maximale Standardabweichung aller Pixel normiert. Diese Vorgehensweise ermöglicht eine Verwendung des gesamten Grautonspektrums. Anschließend wird das Bild der normierten Standardabweichungen in ein Binärbild überführt (s. Abbildung 3.6, rechts), sodass eine eindeutige Grenze zwischen der Umgebungsluft und dem Sprühstrahl zu erkennen ist. Das Binärbild wird gleichmäßig in 17 axiale Distanzen ausgehend vom Düsenaustritt unterteilt. Der optische Sprühwinkel wird für jede der axialen Distanzen unter Verwendung von Gl. (3.1) bestimmt.

$$\theta_{\text{opt}}(z) = \arctan \left(\frac{\|\vec{e}_{j,1} \times \vec{e}_{j,2}\|}{\vec{e}_{j,1} \cdot \vec{e}_{j,2}} \right) \quad (3.1)$$

Dabei entsprechen $\vec{e}_{j,1}$ und $\vec{e}_{j,2}$ den Vektoren zwischen dem Düsenaustritt (BP2 in Abbildung 2.5) und den Eckpunkten des Sprühstrahls in der jeweiligen axialen Distanz j (s. Abbildung 3.6 für die axiale Distanz z_1). Aufgrund radialer und azimuthaler Inhomogenitäten in der Flüssigkeitsverteilung sind die Sprühstrahlen nicht notwendigerweise achsensymmetrisch.

Mit der Flüssigkeitgeschwindigkeit innerhalb der Sprühstrahlen existiert eine weitere bedeutsame Charakteristik des Zerfallsprozesses. Daher werden zu deren makroskopischer Bestimmung (s. Abschnitt 2.2.2.2) unterschiedliche mechanische Patternatoren (MP) verwendet. Der Aufbau eines Patternators ist in Abbildung 3.7 dargestellt.

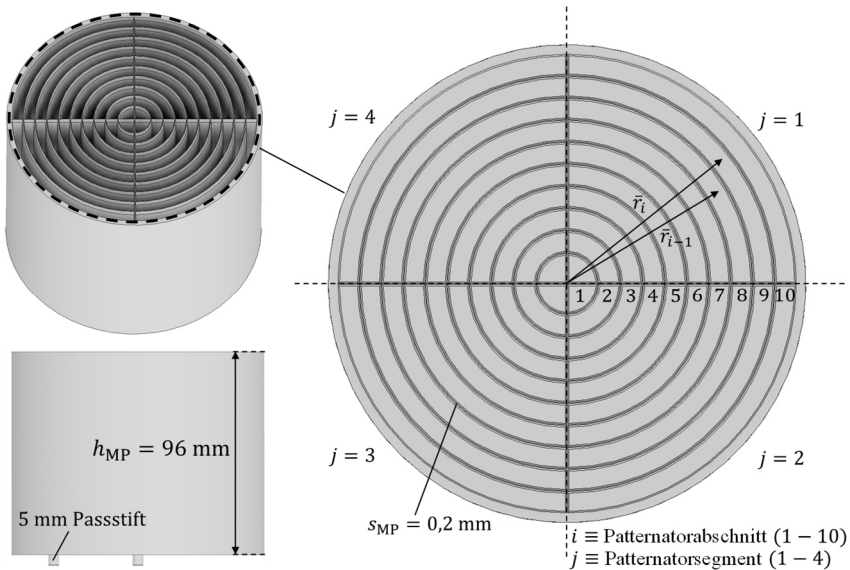


Abbildung 3.7: Aufbau eines mechanischen Patternators mit Seiten- und Schrägansicht (links) und Draufsicht (rechts). Es wird zwischen zehn radialen Patternatorabschnitten i und vier azimuthalen Patternatorsegmenten j unterschieden.

Jeder Patternator dieser Arbeit ist mit vier azimuthalen Segmenten (j) und zehn radialen Abschnitten (i) in insgesamt 40 Patternatorkammern unterteilt. Der mittlere Kammerradius \bar{r}_i steigt abhängig von der Größe eines Patternators um je 2,75 mm (MP-2,75mm) oder 5,5 mm (MP-5,5mm) zwischen zwei angrenzenden radialen Abschnitten (z. B. \bar{r}_{i-1} und \bar{r}_i in Abbildung 3.7) an. Die Berechnung der mittleren Radien ist in Gl. (A.1) des Anhangs dargestellt. Die

Wandstärke der Patternatorkammern s_{MP} wurde mit 0,2 mm so niedrig wie fertigungstechnisch möglich gewählt, um den Einfluss der Patternatorgeometrie auf die Flüssigkeitsverteilung zu minimieren. Die Herstellung der Patternatoren erfolgt institutsintern im 3D-Druckverfahren mit einem SLA-Drucker (Form 3+, *Formlabs*). Als Druckmaterial wird ein glasgefülltes Photopolymerharz (Rigid 10K, *Formlabs*) verwendet. Durch das Druckverfahren wird ein hoher Detailgrad bei einer zugleich hohen mechanischen Stabilität erzielt.

Im Messbetrieb werden die Patternatoren durch Passstifte (5 mm Durchmesser) auf dem Probenaufnehmer der Sprühkammer (s. Abbildung 3.3) positioniert und die Vollkegeldüsen zentrisch zum Patternator ausgerichtet. Dabei schirmt eine pneumatische Hubkolbenvorrichtung die Patternatoren vor den Flüssigkeitsstrahlen ab, bis ein quasistationärer Betriebszustand (s. Abschnitt 3.6) erreicht ist. Beim Starten der Messdatenaufzeichnung wird der Hubkolben ausgelenkt und die gesamte Flüssigkeit der Sprühstrahlen tritt in die unterschiedlichen Patternatorkammern ein. Zur Reduktion der Messunsicherheit wird die höchstmögliche Messdauer τ gewählt, bei welcher keine der Patternatorkammern überläuft. Nach Abschluss der Messdatenaufzeichnung wird der Patternator automatisch durch die Hubkolbenvorrichtung verdeckt. Die Masse der Flüssigkeit $M_{L,j,i}$ in jeder Patternatorkammer wird durch Wiegen (PCD, *Kern & Sohn*) bestimmt. Bei bekannter Massenverteilung wird somit durch Gl. (3.2) die lokale Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,j}(\bar{r}_i)$ als makroskopischer Ausdruck der Flüssigkeitsgeschwindigkeit ermittelt. Die Volumenstromdichte einer Patternatorkammer wird als konstant behandelt. Für die Definition der Außenradien der Patternatorabschnitte $r_{i,a}$ und $r_{i-1,a}$ wird auf Abbildung A.1 des Anhangs verwiesen.

$$\dot{v}_{L,j}(\bar{r}_i) = \frac{4 \cdot M_{L,j,i}}{\pi \cdot \tau \cdot (r_{i,a}^2 - r_{i-1,a}^2) \cdot \rho_L} \quad (3.2)$$

Zur Bestimmung des effektiven Sprühwinkels θ_{eff} (s. Abbildung 2.5) wird der Schwerpunktradius $r_{\text{Sp},j}$ (s. Gl. (3.3)) jedes azimutalen Patternatorsegments benötigt. Dieser entspricht dem Radius, auf welchem der Massenschwerpunkt der Flüssigkeit im Sprühstrahl lokalisiert ist. Die Berechnungsgleichung basiert auf der Vereinfachung, die Massenstromdichte $\dot{m}_{L,j,i}$ innerhalb einer Patternatorkammer als ortsunabhängig zu betrachten.

$$r_{\text{Sp},j} = \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n=10} \dot{m}_{L,j,i} (r_{i,a}^3 - r_{i-1,a}^3)}{\sum_{i=1}^{n=10} \dot{m}_{L,j,i} (r_{i,a}^2 - r_{i-1,a}^2)} \quad (3.3)$$

Der effektive Sprühwinkel ergibt sich somit unter Verwendung von Gl. (3.4) durch eine arithmetische Mittelung der Messwerte jedes Patternorsegments j .

$$\theta_{\text{eff}}(z_{\text{MP}}) = \frac{1}{2} \cdot \sum_{j=1}^{n=4} \arctan\left(\frac{r_{\text{Sp},j}}{z_{\text{MP}}}\right) \quad (3.4)$$

3.5 Messkonzept – Wärmeübergang

3.5.1 Probenkörper – ebene und glatte Oberfläche

Abbildung 3.8 zeigt den Aufbau eines Probenkörpers (PK) mit einer ebenen, glatten Oberfläche in Form einer Schrägsicht und einer Draufsicht (links) sowie einer Schnittdarstellung (rechts). Der Probenkörper besteht aus einem Grundkörper (GK) aus temperaturbeständigem Silikonkautschuk (KDSV M 4470, *R&G Faserverbundwerkstoffe*), in dessen Mitte ein T-förmiges Messelement (MEI) aus einer Aluminium- oder Kupferlegierung (EN AW-2007 und EN CW004A, *Batz + Burgel*) eingelassen ist. Durch einen 3D-gedruckten Deckel aus Polycarbonat (Polymax PC-1,75mm, *Polymaker*) werden die Probenkörper in der Sprühkammer mit Passstiften (5 mm Durchmesser) positioniert. Die Herstellung der Grundkörper erfolgt im Gussverfahren. Der eingesetzte Silikonkautschuk hat eine Shore-A-Härte von 60, sodass keine relevanten Deformationen im Messbetrieb auftreten. Die Funktion des Grundkörpers besteht darin, die Seitenflächen des MEI vor Benetzung zu schützen und Wärmeverluste zu minimieren. Die Kantenlänge der Umgebungsfläche (b_{GK}) ist für alle Grundkörper mit 43,5 mm identisch. Die Herstellung der MEI erfolgt im Fräsverfahren, wobei alle Geometrieparameter der MEI im Nachgang der Fertigung mit einer Schieblehre (Absolute AOS Digimatic 150 mm, *MITUTOYO*) und einem Digitalmikroskop (VHX-7000 N, *KEYENCE*) ermittelt werden. Zur Temperaturmessung werden vier 0,5 mm Thermoelemente (Typ K Klasse 1 IEC 584-3, *Electronic Sensor*) in den symmetrisch verteilten Bohrungen zweier Messebenen (ME 1 und ME 2) mit dem Klebstoff 401 von *LOCTITE* eingeklebt. Die Bohrungen haben einen Durchmesser d_{TE} von 0,6 mm und eine Tiefe x_{TE} von mindestens 6 mm. Die Unterseite der MEI wird durch einen elektrischen Heizer (HAP6947, *Minco*) kontaktiert. Gapfiller (Keratherm-Softtherm-86/525, *Kerafol*) ober- und unterhalb des Heizers werden verwendet, um Kontaktwiderstände zu

reduzieren und den Heizer gleichmäßig durch den Deckel zu verpressen. Zur Überwachung der Heizertemperatur wird ein Thermoelement in den Deckel eingeklebt (s. Abbildung 3.8).

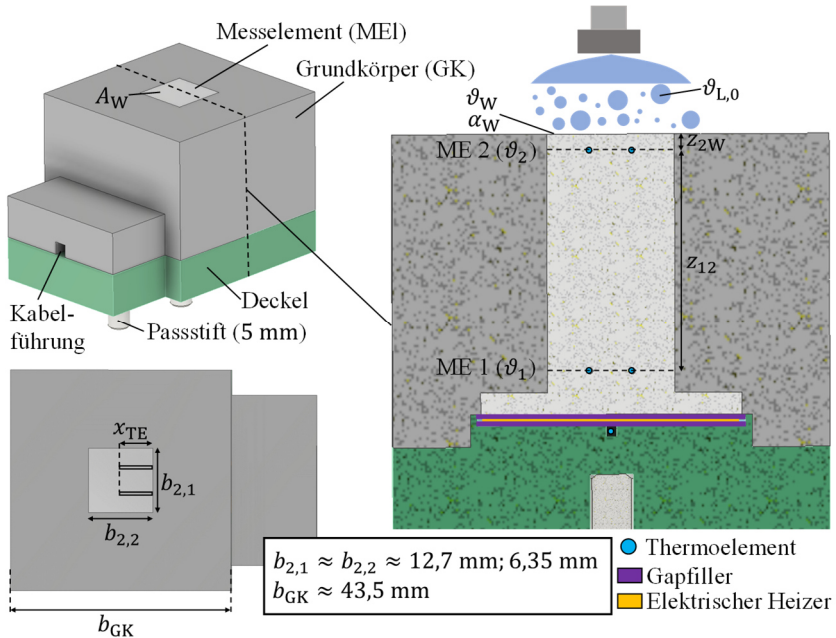


Abbildung 3.8: Aufbau eines Probenkörpers (PK) mit einer ebenen, glatten Oberfläche in Form einer Schrägsicht und Draufsicht (links) sowie einer Schnittansicht (rechts).

Die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten α_W auf der wärmeübertragenden Bezugsfläche der MEI (A_W) erfolgt unter Einsatz von Gl. (3.5). Der Ansatz resultiert aus einer Kombination eindimensionaler Wärmeleitung innerhalb der MEI mit der Kinetik des Wärmeübergangs aus Gl. (2.30). Wärmeverluste über die Seitenflächen der MEI werden aufgrund der thermischen Isolation durch den Grundkörper vernachlässigt. Die Zuordnung der Geometrieparameter z_{12} und z_{2W} ist in Abbildung 3.8 enthalten. Die Temperaturen ϑ_1 , ϑ_2 und $\vartheta_{L,0}$ entsprechen den mittleren Temperaturen der Messebenen ME 1 und ME 2 und der Flüssigkeitstemperatur am Düsenaustritt. Die thermischen Widerstände der Bohrungen werden durch eine gewichtete Kombination parallel und seriell gekoppelter Wärmeleitwiderstände in Form zweier effektiver Wärmeleitfä-

higkeiten $\lambda_{\text{eff},12}$ und $\lambda_{\text{eff},2W}$ berücksichtigt. Diesbezüglich wurden die Wärmeleitfähigkeiten der MEI-Materialien experimentell ermittelt und temperaturabhängige Modellansätze entwickelt (s. Anhang E.4). Eine detaillierte Beschreibung der effektiven Wärmeleitfähigkeiten findet sich im Anhang A.3. Für jede MEI-Geometrie wurden Finite-Elemente-Simulationen mit der Software *Autodesk CFD* durchgeführt und die Gültigkeit der Modellgleichung (Gl. (3.5)) verifiziert. Die Tiefe der Bohrungen x_{TE} beträgt stets 6 mm, um Temperaturgradienten entlang der Thermolemente zu minimieren. Die Auswirkungen einer azentrischen Positionierung der Thermolemente innerhalb der Messebenen auf das Messergebnis wurden ebenfalls numerisch untersucht und sind aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit des MEI-Materials vernachlässigbar. Eine Übersicht des verwendeten Simulationssetups und der zugehörigen Ergebnisse ist im Anhang A.3 enthalten.

$$\alpha_W = \frac{\dot{Q}_W}{A_W(\vartheta_W - \vartheta_{L,0})} = \frac{\lambda_{\text{eff},12}}{z_{12}} \frac{(\vartheta_1 - \vartheta_2)}{\left(\vartheta_2 - \frac{\lambda_{\text{eff},12}}{\lambda_{\text{eff},2W}} \cdot \frac{z_{2W}}{z_{12}} (\vartheta_1 - \vartheta_2) - \vartheta_{L,0}\right)} \quad (3.5)$$

Mit den unterschiedlichen MEI-Geometrien wird somit zwischen diversen PK mit ebener, glatter Oberfläche differenziert. Die relevanten Unterschiede zwischen den PK bestehen in den Kantenlängen der MEI ($b_{2,1} \approx b_{2,2}$) mit Werten von ca. 12,7 mm oder 6,35 mm sowie den Materialien der MEI (Aluminium- oder Kupferlegierung). Für eine eindeutige Zuordnung der Messergebnisse wird eine Nomenklatur zur Probenkörperbenennung (X1-X2-X3) verwendet. Dabei steht X1 für die Morphologie der wärmeübertragende Bezugsfläche (stets G für glatt), X2 für das MEI-Material (Al=Aluminium; Cu=Kupfer) und X3 für die Kantenlänge der quadratischen MEI-Oberfläche in Millimeter (6,35; 12,7). Eine Übersicht aller verwendeten PK mit ebener, glatter Oberfläche einschließlich deren Geometrieparameter ist in Tabelle A.2 enthalten.

3.5.2 Probenkörper – Statorwicklungsenden

Die Grundidee des Messkonzepts basiert auf einer geometrischen Rekonstruktion realer Statorwicklungsenden durch modulare Endringe. Angesichts der hohen Komplexität der Öl-Sprühnebelkühlung mit zahlreichen Einflussgrößen wird zwischen zwei Auflösungsgraden der Statorwicklungsenden unterschieden. Zum einen wurden modulare Endringe mit einer glatten Oberfläche entwickelt

und zum anderen wurde das Messkonzept durch eine Auflösung einzelner Leiter um eine strukturierte Oberfläche der Endringe erweitert.

Beginnend mit den glatten Statorwicklungsenden wurde die generelle Geometrie der Endringmodule auf Basis einer Oberflächendigitalisierung (durch die Firma *GOM*) eines industriegewickelten Stators mit verteilten Runddrahtwicklungen (s. Abbildung A.4) definiert und im nächsten Schritt auf die Abmessungen des Stators der generischen elektrischen Maschine skaliert. Eine Schnittansicht des zugehörigen Blechpakets der Firma *Kienle + Spiess* mit in Summe 36 Nuten und einer Polpaarzahl von 3 ist in Abbildung A.5 des Anhangs enthalten.

Abbildung 3.9 (links) zeigt eine Drauf- und Seitenansicht eines Endringmoduls mit glatter Oberfläche.

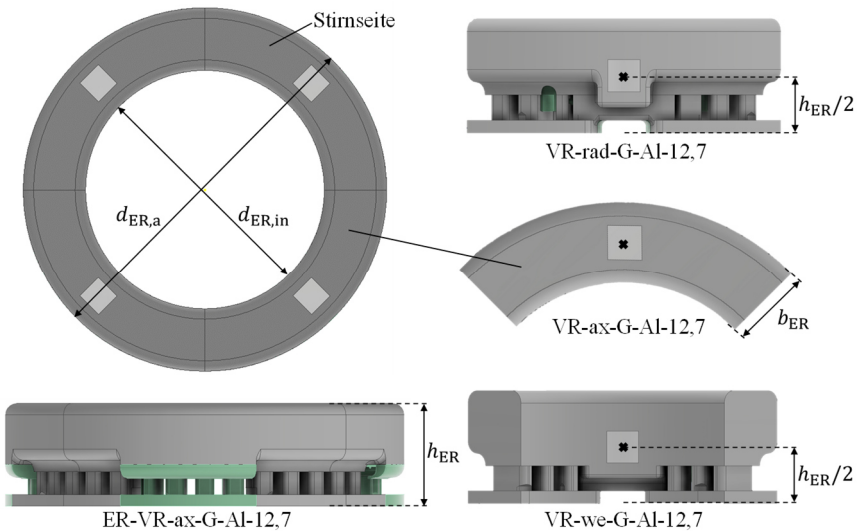


Abbildung 3.9: Draufsicht und Seitenansicht eines modularen Endrings (ER) von glatten Statorwicklungsenden mit axialer Messposition (links) und Draufsicht dreier Probenkörper von glatten Statorwicklungsenden mit radialer, axialer und wellenseitiger Messposition (rechts).

Der Innen- und Außendurchmesser des Endrings ($d_{ER,in}$ und $d_{ER,a}$) betragen 115 mm und 175 mm und die Endringhöhe (h_{ER}) 45 mm. Jedes Endringmodul setzt sich aus vier baugleichen Probenkörpern zusammen, welche jeweils einem 90 °-Ausschnitt des Endrings entsprechen. Abhängig von der Messposition, d. h., der räumlichen Lage der wärmeübertragenden Bezugsfläche der MEL,

wird zwischen drei Ausführungen der Probenkörper unterschieden (s. Abbildung 3.9, rechts). Dabei wird durch Variation der Messposition eine Auflösung des Wärmeübergangs in radialer (rad), axialer (ax) und wellenseitiger (we) Lage ermöglicht. Die Mittelpunkte der MEL befinden sich abhängig von der Messposition auf der Hälfte der Endringhöhe ($h_{ER,MEL} = 22,5$ mm) oder der Hälfte der Endringstirnseite ($r_{ER,MEL} = 72,5$ mm). Die Probenkörper bzw. Endringe werden durch Passstifte (5 mm Durchmesser) in beiden Messumgebungen (Sprühkammer und generische elektrische Maschine) auf dem jeweiligen Probenaufnehmer (s. Abbildung 3.3 und Abbildung 3.4) positioniert.

Somit können in beiden Messumgebungen zentrische und azentrische Ausrichtungen zwischen den wärmeübertragenden Bezugsflächen und den Düsen untersucht werden. Die Funktionsweise und die Herstellung der Probenkörper sind identisch zu Abschnitt 3.5.1. Die Oberfläche der MEL weist, abhängig von der Messposition, eine konvexe (rad) oder konkave Krümmung (we) auf. Hinsichtlich der Benennung der Endringe und Probenkörper wird die Nomenklatur aus Abschnitt 3.5.1 verwendet, mit dem Unterschied, dass ER (Endring) und VR (verteilte Runddrahtwicklung) auf Rekonstruktionen der Statorwicklungen hinweisen (s. Abbildung 3.9). Eine Übersicht der verwendeten PK der Statorwicklungsenden einschließlich deren Geometrieparameter ist in Tabelle A.3 dargestellt und Bildaufnahmen der zugehörigen Endringmodule sind in Abbildung A.9 enthalten.

Zur genaueren Untersuchung des Einflusses der Wicklungsgeometrie auf den Wärmeübergang der Öl-Sprühnebelkühlung wurden auch modulare Probenkörper mit hochaufgelösten Runddrahtwicklungen bzw. einer strukturierten MEL-Oberfläche hergestellt. Die Generierung der Wicklungsgeometrien erfolgte durch eine Strukturzeugungsroutine innerhalb der Software *Autodesk Inventor*. Dabei basiert die Routine auf der Geometrie des Blechpakets der Firma *Kienle + Spiess* (s. Abbildung A.5). Weiterhin erfolgt mit einem Drahtdurchmesser von 1,094 mm (1 mm Kupfer, 47 μ m nominale Lackdicke nach DIN EN 60317-0-1 [139]), der mittleren Leiterlänge nach Magnussen und Sadarangani [140] sowie dem elektrischen Füllfaktor der Nuten (30% oder 38%) eine Vorgabe grundlegender Geometrieparameter. Die einzelnen Leiter wurden als dichteste Kugelpackung in den Statornuten platziert, und beginnend mit zwei Spulen der gleichen Phase eines Pols wurden die Wicklungsenden rotationssymmetrisch generiert. Beim Erzeugungsprozess wurde geprüft, dass keine Überschneidung angrenzender Wicklungsenden vorliegt. Nach Erzeugung der Wicklungsenden wurden diese in 90 °-Abschnitte segmentiert und Probenkörper mit unterschiedlichen

Messpositionen erzeugt. Eine Übersicht der Wicklungsenden und der zugehörigen Probenkörper mit unterschiedlichen Messpositionen (rad, ax, we) ist in Abbildung 3.10 für einen elektrischen Füllfaktor von 38% (FF38) dargestellt.

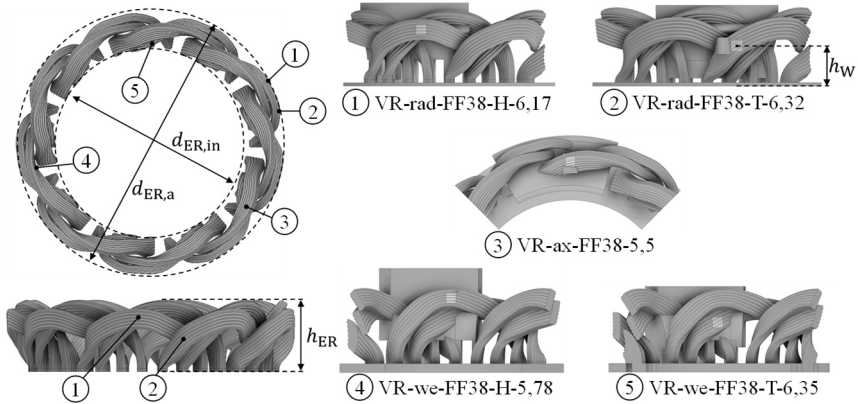


Abbildung 3.10: Draufsicht und Seitenansicht der Statorwicklungen bei einem elektrischen Füllfaktor der Nuten von 38% (FF38) und Draufsicht von fünf Probenkörpern mit verteilten Runddrahtwicklungen mit radialer, axialer und wellenseitiger Messposition (rechts).

Der maximale Außen- und minimale Innendurchmesser der Wicklungsenden betragen 180 mm und 126 mm. Die maximale Höhe der Wicklungsenden hat einen Wert von 44 mm. Weiterhin wird für die radiale und wellenseitige Messposition zwischen unterschiedlichen Höhen der wärmeübertragenden Bezugsfläche (h_w) unterschieden. Es liegen Messpositionen in Richtung des Lagerschildes (H) und in Richtung des Blechpakets (T) vor (s. Benennung der PK in Abbildung 3.10). Eine Übersicht der Wicklungsenden und Probenkörper bei einem elektrischen Füllfaktor von 30% (FF30) ist in Abbildung A.6 enthalten.

Abbildung 3.11 zeigt unterschiedliche Ansichten eines beispielhaften Probenkörpers mit verteilten Runddrahtwicklungen und einer radialen Messposition (VR-rad-FF38-T-6,32).

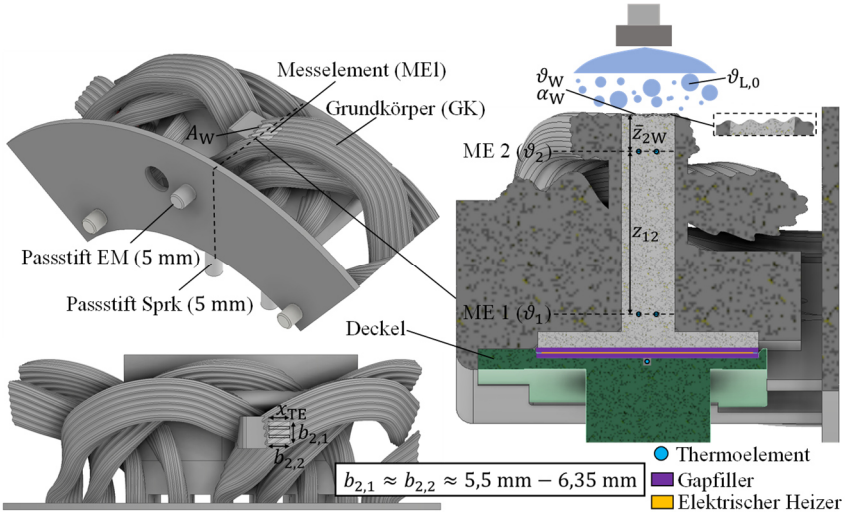


Abbildung 3.11: Aufbau eines Probenkörpers (PK) von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen und einer radialen Messposition (VR-rad-FF38-T-6,32) in Form einer Schrägsicht und Draufsicht (links) und einer Schnittansicht (rechts).

Die Funktionsweise des Messkonzepts zur Ermittlung des Wärmeübergangs auf glatten und strukturierten Statorwicklungsenden (s. Abbildung 3.9 und Abbildung 3.10) unterscheidet sich nur geringfügig von der ebener, glatter Oberflächen (s. Abbildung 3.8). Dabei besteht der Hauptunterschied neben dem veränderten Wertebereich der Geometrieparameter der MEI (s. Tabelle A.4) in der Verwendung des mittleren Wärmeleitungswegs \bar{z}_{2W} und der strukturierten MEI-Oberfläche als wärmeübertragende Bezugsfläche A_W .

Die Bestimmung beider Parameter erfolgte durch die *Depth from Defocus* Funktion des *KEYENCE* Digitalmikroskops (VHX-7000 N) und wurde zusätzlich durch Finite-Elemente-Simulationen für jede MEI-Geometrie in der Software *Autodesk CFD* überprüft (s. Anhang A.3). Aufgrund der gegenüber Kupferlegierungen verbesserten Zerspanbarkeit werden alle MEI der Statorwicklungsenden aus der Aluminiumlegierung (EN AW-2007) hergestellt.

Die zugehörige Berechnungsvorschrift der Wärmeübergangskoeffizienten α_W ist in Gl. (3.6) enthalten.

$$\alpha_W = \frac{\lambda_{\text{eff},12} b_{2,1} b_{2,2}}{z_{12} A_W} \frac{(\vartheta_1 - \vartheta_2)}{\left(\vartheta_2 - \frac{\lambda_{\text{eff},12}}{\lambda_{\text{eff},2W}} \cdot \frac{\bar{z}_{2W}}{z_{12}} (\vartheta_1 - \vartheta_2) - \vartheta_{L,0} \right)} \quad (3.6)$$

3.6 Messdatenerfassung

Zur Aufzeichnung der Messdaten der Sensorik wurde eine Routine in der Software *LabVIEW* entwickelt. Eine schematische Darstellung der zugehörigen Messdatenerfassung ist in Abbildung 3.12 enthalten.

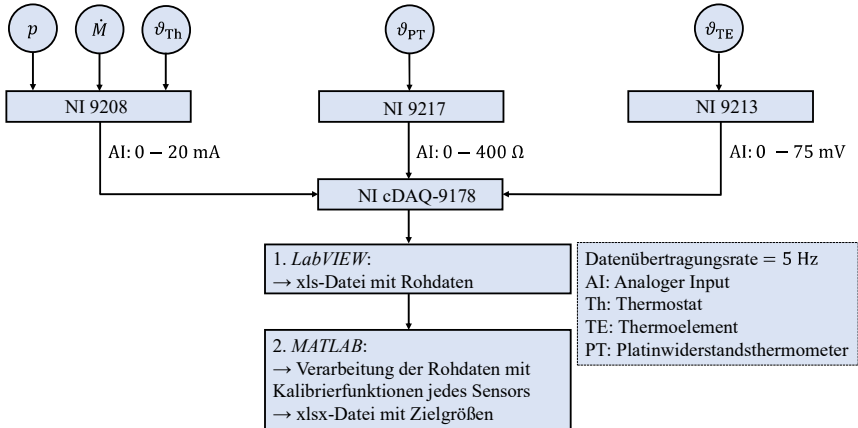


Abbildung 3.12: Schematische Darstellung der Messdatenerfassung.

Es werden unterschiedliche Module des Herstellers *National Instruments* (NI 9208; NI 9217; NI 9213) zur Ermittlung der Rohdaten verwendet. Die Rohdaten werden in Form analoger Spannungs-, Stromstärke- und elektrischer Widerstandssignale an die *LabVIEW*-Routine übermittelt und in xls-Dateien gebündelt. Jeder Messpunkt einer Wärmeübergangsmessung wird über eine Zeitspanne von 40 s mit einer Datenübertragungsrate von 5 Hz aufgezeichnet. Die Auswertung der Rohdaten und Bestimmung der Zielgrößen (z. B. p , \dot{M} , \dot{V} , α_w) erfolgt im Anschluss durch die Kalibrierungsfunktionen jedes Sensors in der Software *MATLAB*. Die prozessierten Messwerte werden in xlsx-Dateien gespeichert.

Weiterhin wurden für einen zeitunabhängigen Messbetrieb für jeden Betriebsparameter (i) Quasistationaritäts-Kriterien ermittelt. Demnach wird ein Betriebsparameter als quasistationär behandelt, wenn dessen zeitliche Standardabweichung $\sigma_{s,i}$ über die letzten 40 s unterhalb eines definierten Grenzwertes liegt. Eine Übersicht der Grenzwerte jedes Betriebsparameters ist in Tabelle A.5 des

Anhangs enthalten. Sofern das Kriterium jedes Sensors erfüllt ist, wird die Messdatenaufzeichnung gestartet. Die Grenzwerte jeder Messgröße liegen unterhalb der jeweiligen erweiterten Messunsicherheit (s. Abschnitt 3.7).

3.7 Messunsicherheitsbetrachtung

Zur Quantifizierung der Messunsicherheit aller Zielgrößen wurde eine Messunsicherheitsbetrachtung des Typs B nach GUM (*Guide to the expression of uncertainty in measurement*) [141] durchgeführt. Für alle Zielgrößen wird zur Bestimmung der erweiterten Messunsicherheit u_e ein Erweiterungsfaktor von 2 verwendet. Aufgrund des hohen Umfangs der Messunsicherheitsbetrachtung werden beispielhaft die Wärmeübergangskoeffizienten α_W aus Gl. (3.5) und (3.6) als Zielgrößen präsentiert.

Für eine möglichst hohe Genauigkeit der Wärmeübergangsmessungen wurden die gesamten Messketten der Temperatursensoren (TE, PT) unter Einsatz eines Thermostaten (Oceanus-6 Model 580, *ISOTECH*) mit einem Referenzthermometer (909 L/25/TTI, *ISOTECH*) und einer Auswerteeinheit (milliK, *ISOTECH*) kalibriert. Zur Reduktion des Einflusses schwankender Umgebungsbedingungen ist die Vergleichsstelle der TE in einem Thermostaten (RC 6 CS, *LAUDA*) lokalisiert und wird auf 0 °C temperiert. Die erweiterten Messunsicherheiten der kalibrierten TE und PT betragen 0,21 K und 0,1 K.

Abbildung 3.13 zeigt für einen beispielhaften Betriebszustand ($\dot{V}_{L,0} \approx 0,41$ l/min; $z_W \approx 30$ mm) die Zusammensetzung der erweiterten Messunsicherheit des Wärmeübergangskoeffizienten ($u_e(\alpha_W)$). Es wird zwischen einem Probenkörper mit ebener, glatter Oberfläche (G-Al-12,7; links) und einem Probenkörper von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (VR-ax-FF38-5,5; rechts) unterschieden.

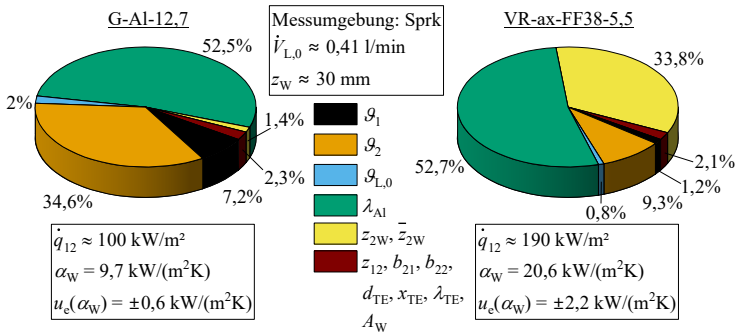


Abbildung 3.13: Zusammensetzung der erweiterten Messunsicherheit $u_e(\alpha_W)$ eines PK mit ebener, glatter Oberfläche (G-Al-12,7; links) und eines PK von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (VR-ax-FF38-5,5) für einen beispielhaften Betriebszustand ($\dot{V}_{L,0} \approx 0,41 \text{ l/min}$; $z_W \approx 30 \text{ mm}$).

In der Messunsicherheitsbetrachtung werden mit den Temperaturmesswerten ($\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_{L,0}$), den Stoffdaten ($\lambda_{Al}, \lambda_{Cu}, \lambda_{TE}$) und den Geometrieparametern ($z_{12}, z_{2W}, \bar{z}_{2W}, b_{21}, b_{22}, d_{TE}, x_{TE}, A_W$) jegliche Eingangsgrößen der zugehörigen Berechnungsvorschriften (Gl. (3.5), (3.6)) berücksichtigt. Die Messungen wurden stets bei der höchstmöglichen Wärmestromdichte (\dot{q}_{12}) durchgeführt, um die Temperaturdifferenz zwischen den Messebenen (ME 1 und ME 2) zu vergrößern und den Einfluss der Messunsicherheit der Temperatursensoren zu reduzieren. Zusammenfassend beträgt die relative erweiterte Messunsicherheit im Mittel 8% für die Messdaten ebener, glatter Probenkörper und 14% für die Messdaten von Statorwicklungsenden.

3.8 Inbetriebnahme

3.8.1.1 Reproduzierbarkeit der Messdaten

Zur Untersuchung der Reproduzierbarkeit wird eine Wärmeübergangsmessung innerhalb der Sprühkammer oder der generischen elektrischen Maschine gemäß [141] bei den gleichen Betriebsparametern an einem anderen Tag wiederholt. Mit Gl. (3.7) wird die mittlere absolute prozentuale Reproduzierbarkeit (*MAPR*) verwendet, um die Reproduzierbarkeit der Messdaten zu quantifi-

zieren. Die Zielgröße f entspricht dem Wärmeübergangskoeffizient α_w . Die Indizes 1 und 2 sind der Erst- und Reproduktionsmessung zugewiesen und N entspricht der Anzahl an Messpunkten.

$$MAPR = \frac{100}{N} \cdot \sum_{j=1}^N \left| \frac{f_1 - f_2}{f_1} \right| \% \quad (3.7)$$

Für alle in dieser Arbeit verwendeten Probenkörper wurden Reproduktionsmessungen durchgeführt. In Abbildung 3.14 sind eine beispielhafte Reproduktionsmessung und die zugehörige Erstmessung innerhalb der Sprühkammer dargestellt.

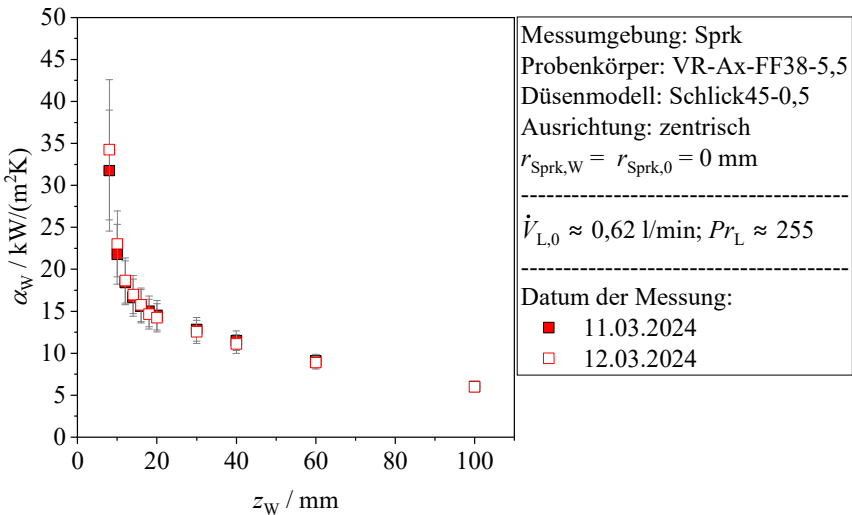


Abbildung 3.14: Reproduzierbarkeit der Wärmeübergangsmessungen innerhalb der Sprühkammer für verteilte Wicklungen mit Runddrähten (VR-ax-FF38-5,5).

Hierzu ist der Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung verteilter Wicklungen mit Runddrähten (VR-ax-FF38-5,5) in Abhängigkeit von der Düsendistanz dargestellt. Der Probenkörper und die Austrittsöffnung der Düsen sind zentrisch zueinander ausgerichtet ($r_{\text{Sprk,W}} = r_{\text{Sprk,0}} = 0 \text{ mm}$). Die Radien $r_{\text{Sprk,W}}$ und $r_{\text{Sprk,0}}$ beschreiben die Position des Mittelpunkts der wärmeübertragenden Bezugsfläche (W) und der Düsenaustrittsöffnung (0) im Zylinderkoordinatensystem der Sprühkammer (Details s. Abschnitt 5.1). Für alle Düsendistanzen liegt vollständiger Tropfenaufprall auf der wärmeübertragenden Oberfläche vor. Mit einem MAPR von 3% und einer maximalen Abweichung von 8% wird

eine sehr gute Reproduzierbarkeit der Messdaten erzielt. Die höchsten Abweichungen werden für niedrige Düsendistanzen bei den zugleich größten Messunsicherheiten der Wärmeübergangskoeffizienten beobachtet. Der Anstieg der Messunsicherheit mit sinkender Düsendistanz ist ein Resultat des hohen Wärmeübergangs, durch welchen die Temperaturdifferenz zwischen der Flüssigkeit und der MEL-Oberfläche ($\vartheta_W - \vartheta_{L,0}$) kontinuierlich abnimmt und die relative Unsicherheit der Extrapolation der Oberflächentemperatur ϑ_W ansteigt (s. Abschnitt 3.7). Für eine zentrische Ausrichtung von MEL zu Düse liegt die Abweichung zwischen Erst- und Reproduktionsmessung bei nahezu allen Messbetrieben dieser Arbeit innerhalb der erweiterten Messunsicherheit.

In Abbildung D.5 und Abbildung D.6 des Anhangs sind Reproduktionsmessungen der generischen elektrischen Maschine mit radialer und axialer Flüssigkeitszufuhr enthalten. Die radiale Flüssigkeitszufuhr weist für zwei MEL der Statorwicklungsenden eine zentrische Ausrichtung der Düsen auf, wobei die verbleibenden MEL nicht direkt von den Sprühstrahlen benetzt werden. Im Falle der axialen Flüssigkeitszufuhr liegt ausschließlich eine azentrische Ausrichtung der Düsen mit partiellem Sprühstrahlaufprall vor. Der *MAPR* bei zentrischer Ausrichtung und radialer Flüssigkeitszufuhr zeigt mit 3% eine sehr gute Übereinstimmung mit den Sprühkammermessungen (s. Abbildung D.5). Für die axiale Flüssigkeitszufuhr mit azentrischer Ausrichtung werden hingegen *MAPR* von bis zu 39% beobachtet (s. Abbildung D.6). Die erniedrigte Reproduzierbarkeit hat mehrere Ursachen. Zum einen ist die azimutale Flüssigkeitsverteilung innerhalb der konischen Sprühstrahlen (s. Abschnitt 3.8.1.2 und Abschnitt 4.5) nicht uniform, wodurch der Wärmeübergang trotz identischen Betriebsparametern durch eine Rotation der Sprühlanzen um die Düsenachse zwischen Erst- und Reproduktionsmessung stark beeinflusst werden kann. Zum anderen ist der Wärmeübergang bei partiellen Tropfenaufprall sehr sensitiv in der Düsendistanz und der Probenkörperpositionierung. Eine detaillierte Untersuchung des Einflusses der Sprühstrahlüberlappung ist in den Kapiteln 5 und 6 dargestellt.

Es ist zusammenzufassen, dass das Messkonzept für eine zentrische Ausrichtung von Düse zu MEL für beide Messumgebungen (Sprühkammer und generische elektrische Maschine) eine gute Reproduzierbarkeit aufweist. Für azentrische Ausrichtungen werden deutlich erhöhte Abweichungen beobachtet, welche auf die azimutale Inhomogenität der Flüssigkeitsverteilung innerhalb der konischen Sprühstrahlen zurückzuführen sind. Die Reproduzierbarkeiten der Messdaten werden bei der Auswertung in Kapitel 5 und 6 berücksichtigt.

3.8.1.2 Einordnung der Messergebnisse

Für hochviskose Flüssigkeiten und zugleich hohe Flüssigkeitgeschwindigkeiten können aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten und der Dissipation kinetischer Energie durch viskose Reibungsverluste Besonderheiten im konvektiven Wärmetransport der Sprühnebelkühlung auftreten (s. Abschnitt 2.3). Daher wird geprüft, ob die Wahl der Flüssigkeitstemperatur am Düsenaustritt ($\vartheta_{L,0}$) zur Bestimmung des treibenden Temperaturgefälles aus Gl. (2.30) geeignet ist. Weiterhin wird untersucht, ob ein linearer Zusammenhang zwischen der übertragenen Wärmestromdichte und dem treibenden Temperaturgefälle vorliegt (s. Gl. (2.30)), oder ob es durch Stoffdatenvariationen zu einer Beeinflussung der thermischen Grenzschicht kommt.

Abbildung 3.15 zeigt hierzu für die Sprühnebelkühlung einer ebenen Oberfläche (G-Al-12,7) die Wärmestromdichte \dot{q}_W als Funktion der Oberflächentemperatur ϑ_W .

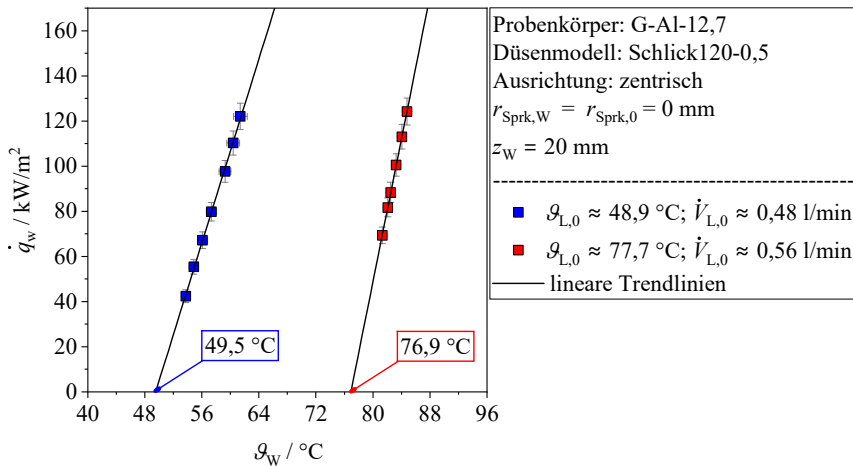


Abbildung 3.15: Wärmestromdichte \dot{q}_W in Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur des Messelements ϑ_W (G-Al-12,7) für zwei beispielhafte Betriebszustände (blau, rot).

Es liegt eine zentrische Ausrichtung vom Düsenaustritt zum MEI vor, wobei auf der gesamten wärmeübertragenden Oberfläche (A_W) Flüssigkeitstropfen auftreffen. Es werden zwei beispielhafte Austrittstemperaturen der Flüssigkeit ($48,9^\circ\text{C}$ und $77,7^\circ\text{C}$) untersucht. Entsprechend der Stoffdatenmodelle (s. Ab-

schnitt E.2) liegt für niedrigere Temperaturen eine größere Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität vor, wodurch der potenzielle Stoffdateneinfluss gezielt verstärkt wird. Für beide Flüssigkeitstemperaturen weisen die Datenpunkte eine lineare Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur des MEI auf. Mit einer maximalen Fehlerquadratsumme von $0,3 \text{ (kW/m}^2\text{)}^2$ und Bestimmtheitsmaßen (R^2) von je 0,999 werden beide Datenreihen präzise durch lineare Trendlinien beschrieben. Entsprechend sind die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten (Steigung der Trendlinien) unabhängig von der Höhe des treibenden Temperaturgefälles, womit für beide Austrittstemperaturen keine messbare Beeinflussung des Wärmeübergangs durch Stoffdatenänderungen innerhalb der thermischen Grenzschicht vorliegt. Weiterhin werden auch Verdampfungs- und Siedeprozesse ausgeschlossen, da auch diese eine Abweichung von der Linearität des Wärmeübergangs hervorrufen würden. Hinsichtlich des Einflusses viskoser Dissipation werden für beide Betriebspunkte auf Basis der linearen Trendlinien die Oberflächentemperaturen im adiabaten Zustand ($\dot{q}_W = 0 \text{ kW/m}^2$) extrapoliert. Mit Werten von $49,5 \text{ }^\circ\text{C}$ und $76,9 \text{ }^\circ\text{C}$ stimmen diese unter Berücksichtigung der Messunsicherheit der Oberflächentemperaturen sehr gut mit der Austrittstemperatur der Flüssigkeit überein. Folglich kann auch eine Beeinflussung der thermischen Grenzschicht durch viskose Dissipation vernachlässigt werden. Zusammenfassend ist das Messkonzept zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung geeignet.

Ein weiterer Aspekt zur Einordnung der Messergebnisse ist die Größe der wärmeübertragenden Bezugsfläche A_W . Wie in Abschnitt 3.5 erläutert, basiert das Messkonzept auf der Annahme eines eindimensionalen Wärmetransports, womit der konvektive Wärmeübergang auf die Größe der wärmeübertragenden Bezugsfläche diskretisiert wird. Wenn jedoch in einer Messung der Wärmeübergang auf der Messelementoberfläche stark variiert, können starke Inhomogenitäten in der Oberflächentemperatur auftreten. Folglich würde die Qualität der Wärmeübergangsmessung beeinflusst werden. Sofern das Messkonzept tatsächlich den mittleren Wärmeübergang auf der Messelementoberfläche bestimmt, dann muss gemäß Gl. (3.8) der mittlere Wärmeübergangskoeffizient $\bar{\alpha}_W$ aus einer flächenanteiligen Mittelung diskreter Messwerte $\alpha_{W,i}$ bestimmt werden können.

$$\bar{\alpha}_W = \sum_{i=1}^n \frac{A_{W,i}}{A_W} \cdot \alpha_{W,i} \text{ mit } \sum_{i=1}^n A_{W,i} = A_W \quad (3.8)$$

Zur Untersuchung dieses Zusammenhangs werden in Abbildung 3.16 die Messergebnisse von zwei ebenen Probenkörpern (G-Al-12,7 und G-Al-6,35), deren wärmeübertragende Bezugsflächen (MEI-Oberflächen) sich um einen Faktor von vier unterscheiden, verglichen.

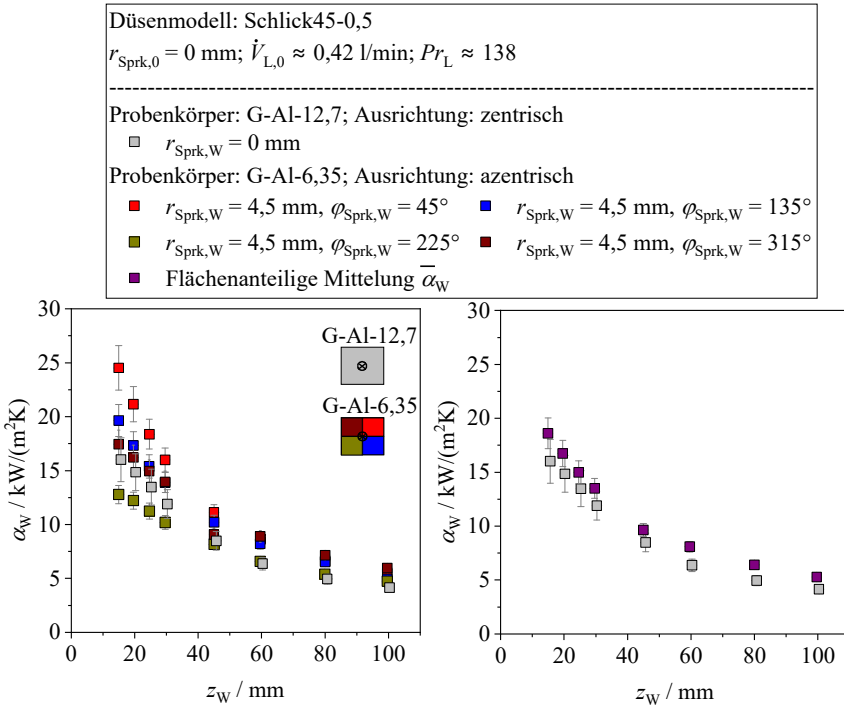


Abbildung 3.16: Vergleich der Messdaten des Probenkörpers G-Al-12,7 bei zentrischer Ausrichtung mit den Messdaten des Probekörpers G-Al-6,35 bei azentrischer Ausrichtung (links). Flächenanteilige Mittelung der Einzelmessungen gemäß Gl. (3.8) (rechts).

Die Polarwinkel $\varphi_{\text{Sprk},W}$ sind dem Zylinderkoordinatensystem der Sprühkammer (s. Abschnitt 5.1) zugewiesen und definieren die Position der wärmeübertragenden Oberfläche (W). Für die Messungen des großen MEI (G-Al-12,7, grau) liegt eine zentrische Ausrichtung zur Düse ($r_{\text{Sprk},W} = r_{\text{Sprk},D} = 0 \text{ mm}$) vor. Die Ausrichtungen des kleinen MEI (G-Al-6,35, rot, blau, gelb, braun) sind azentrisch ($r_{\text{Sprk},W} \neq r_{\text{Sprk},D}$, $\varphi_{\text{Sprk},W} = 45^\circ - 315^\circ$). Die MEI-Positionen sind so gewählt, dass durch vier separate Messungen des kleinen MEI mit identischen Betriebsparametern die gesamte wärmeübertragende Bezugsfläche des größeren

MEL abgedeckt wird. Anhand der Einzelmessungen (Abbildung 3.16, links) ist zu erkennen, dass eine signifikante lokale Variation des Wärmeübergangs vorliegt. Für eine Düsendistanz z_W von beispielsweise 15 mm unterscheidet sich der Wärmeübergang bei gleicher Relativposition im Sprühkegel lokal um Faktoren von bis zu 1,9. Mit zunehmender Düsendistanz wird eine Homogenisierung des Wärmeübergangs beobachtet. Die mittlere Abweichung zwischen den Messungen des großen MEL und der flächenanteiligen Mittelung beträgt 16% (Abbildung 3.16, rechts). Die zugehörigen relativen erweiterten Messunsicherheiten haben einen Mittelwert von 9%. Unter Berücksichtigung der Reproduzierbarkeit azentrischer Messungen (s. Abschnitt 3.8.1.1) wird von einer guten Übereinstimmung der Daten ausgegangen. Folglich ist das Messkonzept trotz signifikanter Variationen des lokalen Wärmeübergangs in der Lage, den mittleren Wärmeübergang im Aufprallbereich der konischen Sprühstrahlen zu bestimmen. Für die weitere Auswertung bedeutet dies, dass der mittlere Wärmeübergang im gesamten Aufprallbereich eines konischen Sprühstrahls aus einer Vielzahl diskreter Wärmeübergangsmessungen abgeleitet werden kann.

3.8.1.3 Einfluss des Oberflächenmaterials

Mit den Legierungen Cu-ETP und AW-2007 werden zwei unterschiedliche Materialien zur Fertigung der MEL eingesetzt. Dabei können, wie in Abschnitt 2.3.2 erläutert, Wechselwirkungen zwischen dem Oberflächenmaterial und der Flüssigkeit den Wärmeübergang beeinflussen. Zur Untersuchung dieses Zusammenhangs sind die experimentell bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten eines beispielhaften Betriebszustands in Abbildung 3.17 dargestellt. Es werden zwei ebene, glatte Probenkörper mit identischen Abmessungen (G-Al-12,7 und G-Cu-12,7) und variierendem Oberflächenmaterial verglichen. Der Düsenaustritt ist zentrisch zum Mittelpunkt der MEL ausgerichtet. Abhängig von der Düsendistanz wird die gesamte oder ein Teil der wärmeübertragenden Oberfläche von den Sprühstrahlen getroffen. Außerhalb des Aufprallbereichs liegt eine Filmströmung vor. Mit einer mittleren prozentualen Abweichung von 5% wird für alle Düsendistanzen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Messergebnissen der beiden Oberflächenmaterialien beobachtet. Vergleichbare Übereinstimmungen werden auch für alle weiteren untersuchten Betriebszustände erzielt. Folglich wird davon ausgegangen, dass das Oberflächenmaterial weder für den Sprühstrahlaufprall noch bei der Überströmung durch den Flüssigkeitsfilm das Benetzungsverhalten der MEL-Oberflächen beeinflusst.

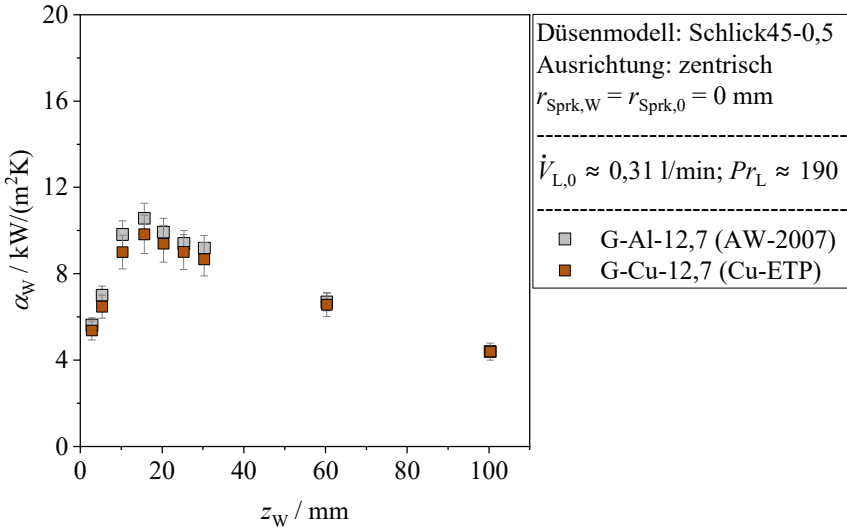


Abbildung 3.17: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient α_{W} der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der Düsendistanz z_{W} für zwei geometrisch identische Probenkörper mit MEI aus AW-2007 (grau) und Cu-ETP (braun).

4 Ergebnisse

Sprühstrahlcharakterisierung

Eine präzise Charakterisierung der konischen Sprühstrahlen ist für die übergeordnete Zielsetzung dieser Arbeit, die Untersuchung des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung von Statorwicklungen, von grundlegender Bedeutung. Folglich steht die Entwicklung neuer bzw. Weiterentwicklung bestehender Modellansätze zur Bestimmung hydro- und aerodynamischer Parameter der konischen Sprühstrahlen im Fokus dieses Kapitels. Als Zielgrößen werden die Zerfallsmodi (Abschnitt 4.1), die Durchflusskoeffizienten C_D (Abschnitt 4.2), der optische und effektive Sprühwinkel $\theta_{\text{opt}}(z)$, $\theta_{\text{eff}}(z)$ (Abschnitt 4.3), die primäre Zerfallslänge L_p (Abschnitt 4.4) und abschließend die Geschwindigkeit der Flüssigkeit in Form der lokalen Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,j}(\vec{r}_i)$ (Abschnitt 4.5) betrachtet. Alle entwickelten Modellansätze basieren auf SI-Einheiten. In den Messungen werden mit Ausnahme des optischen Sprühwinkels ausschließlich wässrige Glycerinlösungen (89 Ma% G – 91 Ma% G) als MF verwendet. Eine Übersicht der untersuchten Betriebsparameter- und Stoffdatenbereiche ist in Tabelle B.1 des Anhangs dargestellt.

Zum Vergleich der Messdaten mit unterschiedlichen Modellen der Literatur sowie mit den im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelten Modellansätzen wird die mittlere absolute prozentuale Abweichung (*MAPE*) verwendet. Gemäß Gl. (4.1) entspricht diese dem arithmetischen Mittelwert der absoluten prozentualen Abweichung (*APE*) jedes Messpunkts j . Die Indizierung der Zielgröße steht für eine experimentelle Bestimmung (exp) oder Modellierung (mod).

$$MAPE = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^N APE_j = \frac{100}{N} \cdot \sum_{j=1}^N \left| \frac{(f_{\text{exp}} - f_{\text{mod}})}{f_{\text{exp}}} \right| \% \quad (4.1)$$

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird der *MAPE* als die mittlere Abweichung bezeichnet.

4.1 Zerfallsmodi

Ziel dieses Abschnittes ist die Entwicklung eines Kriteriums zur Unterscheidung der Zerfallsmodi konischer Sprühstrahlen (Rahmen-, Perforations-

und Wellenbogenzerfall) unter Einsatz von Vollkegeldüsen. Wie in Abschnitt 2.2 erläutert, existieren unterschiedliche Arbeiten, welche sich mit der Charakterisierung der Zerfallsmodi konischer Sprühstrahlen beschäftigen [41–47]. Ein Modellierungsansatz zur Unterscheidung der Zerfallsmodi existiert bislang für keinen Düsentyp. Für die Sprühnebelkühlung sind ausschließlich Betriebszustände mit vollständig ausgebildeten Sprühstrahlen (Perforations-, Wellenbogenzerfall) relevant. Betriebspunkte im Bereich des Rahmenbogenzerfalls mit unvollständig ausgebildeten Sprühstrahlen resultieren in einer Aufkonzentration der Flüssigkeit nahe der Sprühstrahlachse (s. Abbildung 2.4). Folglich würden die Vollkegeldüsen aufgrund ihrer gegenüber Vollstrahldüsen deutlich reduzierten Durchflusskoeffizienten (s. Abschnitt 4.2) ihr Einsatzpotenzial in Sprühkühlungsanwendungen verlieren. Bei vollständiger Ausbildung der Sprühstrahlen ermöglichen Vollkegeldüsen gegenüber anderen druckzerstäubenden Düsentypen (s. Abbildung 2.2) eine deutliche Steigerung der sprühnebelgekühlten Oberfläche. Übertragen auf das System elektrischer Maschinen bieten sie das Potenzial, die Flüssigkeitsverteilung auf den Wicklungsenden gegenüber Vollstrahldüsen signifikant zu verbessern. Folglich ist die Entwicklung eines Modells zur Bestimmung des vorherrschenden Zerfallsmodus von zentraler Bedeutung für den Auslegungsprozess von Sprühkühlungssystemen mit Vollkegeldüsen.

Die Grundlage zur Entwicklung des Zerfallskriteriums für konische Sprühstrahlen stellt der Modellansatz von Ohnesorge [40] aus Gl. (2.6) dar. Der Ansatz wurde für runde Flüssigkeitsstrahlen aus Wasser, Anilin, Ölen und Glycerin entwickelt und dient der Unterteilung der Zerfallsregime (s. Abschnitt 2.2.1). Ohnesorge beobachtet hierbei, dass sich der Übergang zwischen den Zerfallsregime durch Trägheits-, Reibungs- und Oberflächenspannungskräfte beschreiben lässt.

Bei der Durchströmung von Vollkegeldüsen bildet sich am Düsenaustritt mit hohen radialen und tangentialen Geschwindigkeitskomponenten ein gegenüber runden Flüssigkeitsstrahlen verändertes Geschwindigkeitsprofil aus. Die Übergänge von Rahmenbogen- zu Perforationsbogenzerfall und Perforations- zu Wellenbogenzerfall lassen sich jedoch wie in Abbildung 2.4 dargestellt auf die gleichen dimensionslosen Kennzahlen zurückführen. Vor diesem Hintergrund wurden die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Sprühstrahlen (s. Abschnitt 3.4) abhängig von der Reynolds- und Ohnesorge-Zahl in die drei Zerfallsmodi unterteilt. Die Bestimmung der Zerfallsmodi ist beispielhaft für das Düsenmodell Schlick45-0,5 in Abbildung B.1 des Anhangs dargestellt. Auf Basis der

Messdaten aller Vollkegeldüsen wurde das in Gl. (4.2) dargestellte Zerfallskriterium ermittelt. Dieses beschreibt den Übergang vom Rahmen- zu Perforations- bzw. Wellenbogenzerfall. Eine Zerfallsgrenze zwischen Perforations- und Wellenbogenzerfall konnte nicht bestimmt werden, da der Perforationsbogenzerfall nur in einem sehr schmalen Wertebereich der Betriebsparameter vorherrscht.

$$Oh_{d_0} = 1100 \cdot (Re_{L,d_0} - 400)^{-1,45} \text{ mit } Re_{L,d_0} = \frac{\sqrt{2\Delta p_D \cdot \rho_L} \cdot d_0}{\eta_L} \quad (4.2)$$

Für die Reynolds-Zahl wird entgegen dem ursprünglichen Ansatz von Ohnesorge [40] nicht die mittlere axiale Austrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit, sondern die theoretisch maximale axiale Austrittsgeschwindigkeit als charakteristischer Wert verwendet. Hintergrund dieser Anpassung ist das gegenüber runden Flüssigkeitsstrahlen veränderte Geschwindigkeitsprofil am Düsenaustritt. Sofern Vollkegeldüsen unterschiedlicher Nenndurchsätze miteinander verglichen werden, ist die mittlere axiale Austrittsgeschwindigkeit kein Indikator für die Höhe der radialen Geschwindigkeitskomponenten, welche zur Überwindung der kontrahierenden Oberflächenspannungs- und Reibungskräfte erforderlich sind. Der Druckverlust über der Düse hingegen weist unabhängig vom Nenndurchsatz eine Proportionalität zum Betrag der Druckenergie auf, welcher beim Durchströmen der Düsen in axiale und radiale Geschwindigkeitskomponenten umgewandelt wird. Somit wird eine Übertragbarkeit des Zerfallsmodells auf alle untersuchten Düsenmodelle ermöglicht. Die Konstante mit dem Wert von 400 ist als die minimal erforderliche Reynolds-Zahl zu interpretieren, bei welcher Perforations-/Wellenbogenzerfall erfolgt. Die Anpassung ist nicht rein empirisch, sondern durch einen physikalischen Prozess begründet. Unabhängig vom Verhältnis aus Trägheits- und viskosen Reibungskräften müssen zur Ausbildung eines konischen Sprühstrahls auch die Oberflächenspannungskräfte überwunden werden.

In Abbildung 4.1 sind die Messdaten (rote und blaue Punkte), unterteilt in die drei Zerfallsmodi, gemeinsam mit dem Zerfallskriterium (schwarze Linie) aus Gl. (4.2) dargestellt. Aus der Auftragung geht hervor, dass das Modell für alle Datenpunkte den Rahmenbogenzerfall korrekt vorhersagt und lediglich für 8% der Datenpunkte von Rahmenbogen- statt Perforations-/Wellenbogenzerfall ausgegangen wird. Das Kriterium wurde hierbei konservativ definiert, um Betriebspunkte mit Rahmenbogenzerfall im Auslegungsprozess der Sprühküh-

lungssysteme auszuschließen. Es ist somit gelungen, den Modellansatz von Ohnesorge [40] zur Unterscheidung der Zerfallsregime runder Flüssigkeitsstrahlen durch Modifikation auf die Zerfallsmodi konischer Sprühstrahlen zu übertragen.

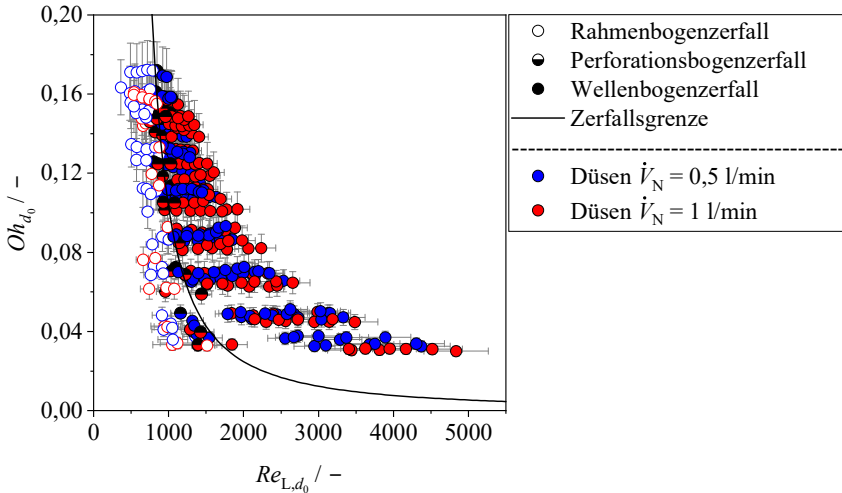


Abbildung 4.1: Unterteilung der Messdaten in die drei Zerfallsmodi (Rahmenbogen-, Perforationsbogen und Wellenbogenzerfall). Die Düsen sind gemäß ihres Nenndurchsatzes von 0,5 l/min und 1 l/min in blau und rot dargestellt. Das Modell der Zerfallsgrenze (s. Gl. (4.2)) entspricht der schwarzen Linie.

4.2 Durchflusskoeffizient

Für eine gesamtheitliche Betrachtung der Sprühnebelkühlung ist die Untersuchung des Durchflussverhaltens von Vollkegeldüsen von essenzieller Bedeutung, da ohne Kenntnis der Düsenkennlinien keine Betriebspunkte der Kühlsysteme vorausberechnet werden können. Daher wird in diesem Abschnitt die Übertragbarkeit bestehender Modelle des Durchflusskoeffizienten auf die Messdaten dieser Arbeit untersucht und, falls erforderlich, ein modifizierter Modellansatz entwickelt.

Es werden ausschließlich Betriebszustände mit Perforations- und Wellenbogenzerfall (s. Abschnitt 4.1) betrachtet. Im ersten Schritt der Auswertung wird der Einfluss der relevanten Betriebsparameter und Stoffdaten untersucht. Hierzu sind in Abbildung 4.2 die Durchflusskoeffizienten der sechs Vollkegeldüsen in

Abhängigkeit vom Druckverlust über der Düse (links) sowie der dynamischen Viskosität (rechts) dargestellt.

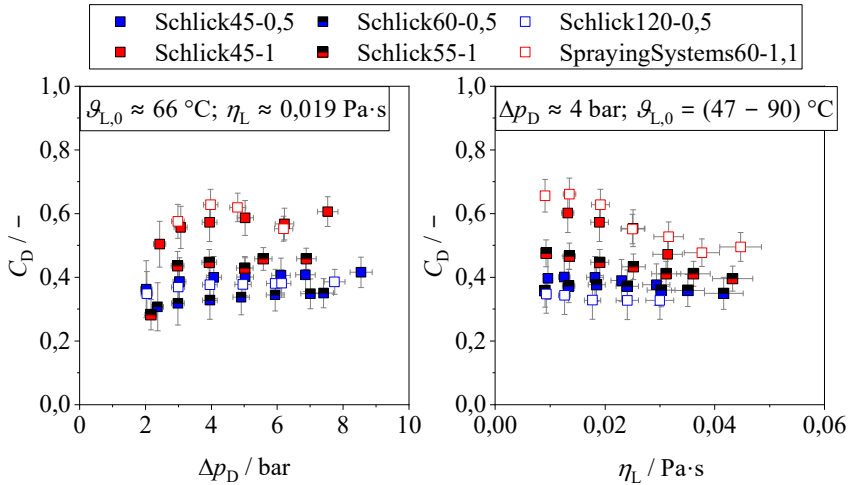


Abbildung 4.2: Durchflusskoeffizienten C_D der untersuchten Vollkegeldüsen in Abhängigkeit vom Druckverlust über der Düse Δp_D (links) und der dynamischen Viskosität η_L (rechts). Düsen mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min und 1 l/min sind in rot und blau dargestellt.

Die gezeigten Datenpunkte entsprechen einem repräsentativen Auszug der Messdaten dieser Arbeit, wobei jegliche Düsen mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min in blau und 1 l/min in rot dargestellt sind. Bei konstanter Temperatur der Flüssigkeit am Düsenaustritt ($\vartheta_{L,0} = 66 \text{ °C}$) ist für beide Düsengruppen ein systematischer Anstieg des Durchflusskoeffizienten zu beobachten. Insbesondere Datenpunkte mit niedrigen Druckverlusten nahe der Zerfallsgrenze, wie beispielsweise beim Düsenmodell Schlick55-1, weisen eine gesteigerte Druckabhängigkeit des Durchflusskoeffizienten auf. Ursache könnte die Drallströmung innerhalb der Düse sein, die bei niedrigen Durchströmungsgeschwindigkeiten durch viskose Reibung gehemmt wird, wodurch primär die axiale Geschwindigkeitskomponente der Flüssigkeit mit dem Druckverlust zunimmt. Im Allgemeinen zeigen die Messdaten der Vollkegeldüsen eine gegenüber Hohlkegeldüsen [36,37] gesteigerte Druckabhängigkeit. Hintergrund des veränderten Durchströmungsverhaltens ist die Ausbildung eines Luftkerns am Düsenaustritt im Falle von Hohlkegeldüsen. Eine Steigerung des Druckverlusts über der Düse erhöht dabei den Durchmesser des Luftkerns und erniedrigt die Dicke des Flüssigkeitsfilms bzw. die effektive Austrittsquerschnittsfläche. Folglich wird trotz

gesteigerter axialer Geschwindigkeitskomponenten für Hohlkegeldüsen kein größerer Durchsatz erzielt. Da im Falle von Vollkegeldüsen kein Luftkern am Düsenaustritt vorliegt, weisen diese eine erhöhte Druckabhängigkeit des Durchflusses auf.

Als zweiter Parameter wird die dynamische Viskosität betrachtet, die im untersuchten Temperaturbereich (47 °C – 90 °C) um einen Faktor von 5 variiert. Auch weitere Stoffdaten wie die Dichte und Oberflächenspannung sind temperaturabhängig (s. Abschnitt E.2). Diese variieren jedoch im untersuchten Temperaturbereich lediglich um Faktoren von 1,03 und 1,08. Entsprechend werden Veränderungen des Durchflussverhaltens mit der Flüssigkeitstemperatur primär auf den Einfluss der Viskosität zurückgeführt. Eine Betrachtung der Messdaten aus Abbildung 4.2 (rechts) zeigt, dass die Durchflusskoeffizienten für alle Vollkegeldüsen mit ansteigender Viskosität erniedrigt werden. Dieses Verhalten ist ebenfalls abweichend zu den Messdaten von Hohlkegeldüsen [36], für welche ein lokales Maximum des Durchflusses abhängig von der Viskosität beobachtet wird. Ballester und Dopazo [36] führen diesen Effekt ebenfalls auf die Ausbildung des Luftkerns zurück. Der Durchfluss in Hohlkegeldüsen wird mit sinkender Viskosität durch eine Abnahme der Reibungsdruckverluste begünstigt und zugleich durch einen Anstieg des Durchmessers des Luftkerns gehemmt. Somit variiert abhängig vom dominierenden Prozess die Viskositätsabhängigkeit. Im Falle von Vollkegeldüsen wird der gesamte Querschnitt der Austrittsöffnung von Flüssigkeit durchströmt, sodass eine systematische Erniedrigung des Durchflusskoeffizienten mit steigender Viskosität zu beobachten ist.

Im letzten Schritt der Auswertung wird der Einfluss der inneren Düsengeometrie betrachtet. Hierzu sind in Abbildung B.2 und Abbildung B.3 des Anhangs die Durchflusskoeffizienten aller Vollkegeldüsen abhängig von der Düsenkonstante und dem Durchmesser der Düsenöffnung dargestellt. Die Messergebnisse weisen analog zu denen von Hohlkegeldüsen [36,37] eine Proportionalität zwischen dem Düsendurchfluss und der Düsenkonstante auf. Die Vergrößerung der Düsenkonstante resultiert aus einer Vergrößerung der inneren Düsenquerschnitte, insbesondere der Portflächen der X-förmigen Wirbelkammer-einsätze (s. Abschnitt 3.2.1). Bei konstanten Betriebsparametern führt dies zu einer Erniedrigung der Druckverluste durch Querschnittsänderungen. Bei der Variation des Durchmessers der Düsenöffnung wird kein systematischer Trend der Messdaten beobachtet. Es ist davon auszugehen, dass der Einfluss des Austrittsdurchmessers von der Variation anderer Geometrieparameter überlagert wird.

Mit dem Ziel, die Übertragbarkeit der obigen Zusammenhänge auf bestehende Modellansätze zu prüfen, werden in Abbildung 4.3 die Messdaten mit den in Tabelle B.2 enthaltenen Modellen verglichen.

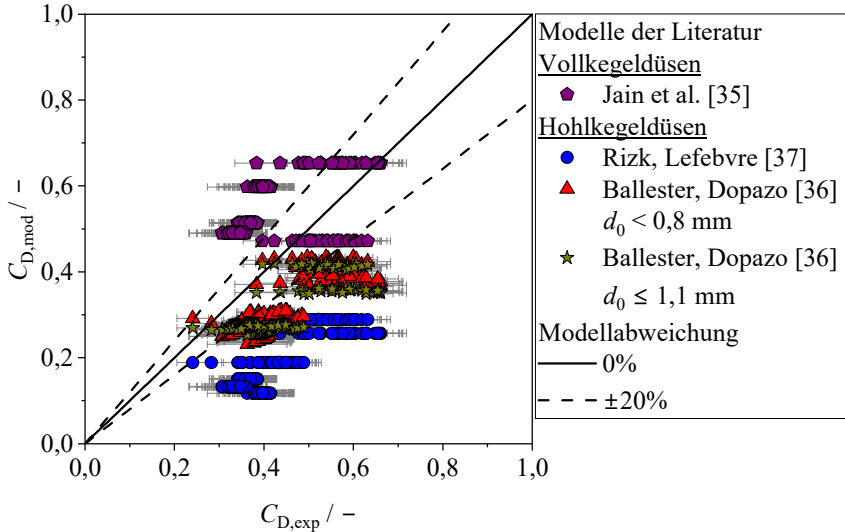


Abbildung 4.3: Vergleich der experimentell ermittelten Durchflusskoeffizienten $C_{D,exp}$ mit Modellen der Literatur $C_{D,mod}$ (s. Tabelle B.2).

In der Auswertung wurde auf das Modell von Jones [38] verzichtet, da dieses als charakteristische Geschwindigkeit die mittlere Gesamtgeschwindigkeit der Flüssigkeit am Düsenaustritt $\bar{U}_{L,0}$ erfordert. Zur Bestimmung der Gesamtgeschwindigkeit werden gemäß Anhang B.3 Modellansätze des Geschwindigkeitskoeffizienten K_V benötigt, welche für die untersuchten Düsen nicht vorliegen. Aus dem Vergleich geht hervor, dass alle Modelle von Hohlkegeldüsen die Durchflusskoeffizienten systematisch unterschätzen. Dies deckt sich mit den obigen Erkenntnissen, wonach Vollkegeldüsen aufgrund des fehlenden Luftkerns eine effizientere Durchströmung aufweisen. Die mittleren Abweichungen zwischen den Messdaten und den Modellen von Rizk und Lefebvre [37] und Ballester und Dopazo [36] betragen 58%, 28% ($d_0 \leq 1,1 \text{ mm}$) und minimal 27% ($d_0 < 0,8 \text{ mm}$). Die deutlich gesteigerten Abweichungen des Modells von Rizk und Lefebvre [37] sind höchstwahrscheinlich auf die fehlende Druckverlustabhängigkeit zurückzuführen, wobei das Modell ausschließlich von Geometrieparametern der Düsen abhängig ist. Bei den Modellen von Ballester und Dopazo

[36] wird durch Berücksichtigung der Druckverlustabhängigkeit ein deutlich besseres Ergebnis erzielt. Weiterhin verwenden diese in ihren Untersuchungen ein Schweröl ($\eta_L = (0,0087 - 0,0455) \text{ Pa} \cdot \text{s}$) und Hohlkegeldüsen mit vergleichbaren Geometrieparametern ($d_0 = 0,44 \text{ mm} - 1,1 \text{ mm}$; $\sum A_{P,i} = 0,67 - 1,1 \text{ mm}^2$; $K = 0,11 - 0,39$). Aufgrund der zuvor beschriebenen Prozesse werden in keinem der drei Modelle direkt Stoffdateneinflüsse berücksichtigt, weshalb die Abweichung mit sinkender Viskosität (horizontaler Verlauf der Datenpunkte) ansteigt.

Das Modell für Vollkegeldüsen von Jain et al. [35] hat eine mittlere Abweichung von 35% zu den Messdaten. Hierbei liegen die Datenpunkte der Düsen mit 1 l/min Nenndurchsatz größtenteils im dargestellten Konfidenzintervall ($\pm 20\%$), wohingegen für Düsen mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min Abweichungen von im Mittel 46% erreicht werden. Die Messdaten des Düsenmodells Schlick55-1 sind nicht dargestellt, da dieses keine vertikalen Portflächen hat (s. Tabelle A.1). Im Allgemeinen erfordert das Modell eine Vielzahl von Parametern der inneren Düsengeometrie und enthält keine Betriebsparameter und Stoffdaten.

Unter Berücksichtigung der obigen Auswertung wird der Modellansatz von Ballester und Dopazo [36] ($d_0 \leq 1,1 \text{ mm}$) als Grundstruktur zur Entwicklung einer neuen Korrelation verwendet. In Gl. (4.3) wird hierzu der Term des Druckverlusts aus Gl. (B.4) durch die Reynolds-Zahl am Düsenaustritt Re_{L,d_0} substituiert. Hinsichtlich der charakteristischen Geschwindigkeit der Flüssigkeit wird, analog zur Modellierung der Zerfallsgrenze (s. Gl. (4.2)), die theoretisch maximale axiale Austrittsgeschwindigkeit verwendet. Durch die Einführung der Reynolds-Zahl wird der Einfluss viskoser Reibungsverluste auf den Durchfluss berücksichtigt. Der Parameter B entspricht dem Einfluss der inneren Düsengeometrie und wurde nicht modifiziert, da keine isolierte Variation einzelner Geometrieparameter vorliegt.

$$C_D = B \cdot Re_{L,d_0}^{0,096} = 1,323 \cdot 10^{-3} \cdot K^{0,29} \cdot d_0^{-0,82} \cdot Re_{L,d_0}^{0,096} \quad (4.3)$$

In Abbildung 4.4 ist der Vergleich der Messdaten mit dem Modell aus Gl. (4.3) dargestellt. Jedes Symbol entspricht einem der sechs untersuchten Düsenmodelle. Die mittlere Abweichung zwischen den Messdaten und dem Modell beträgt 9%. Das Modell beschreibt dabei sowohl den Durchfluss von Düsen mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min als auch mit 1 l/min. Folglich wird auch der Einfluss der inneren Düsengeometrie korrekt wiedergegeben. Die höchsten

Abweichungen zwischen dem Modell und den Messdaten (s. Schlick45-1) treten bei Datenpunkten nahe der Zerfallsgrenze auf.

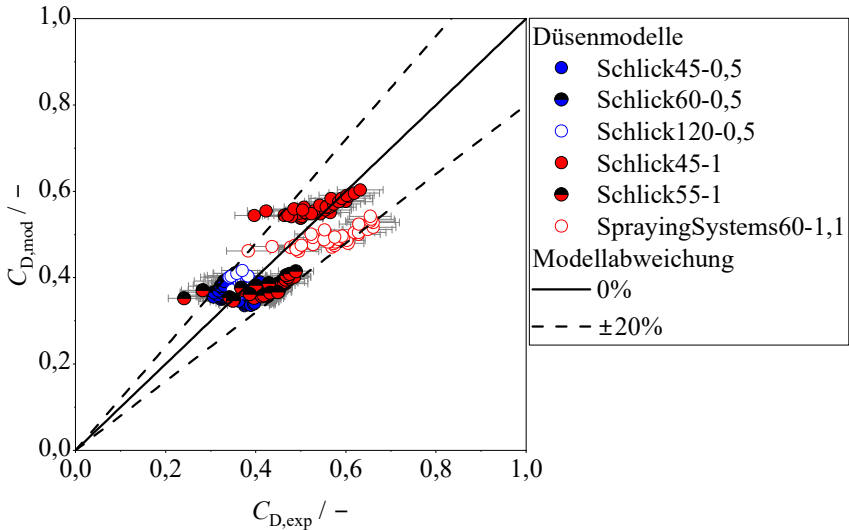


Abbildung 4.4: Vergleich der experimentell ermittelten Durchflusskoeffizienten $C_{D,exp}$ mit den modellierten Durchflusskoeffizienten $C_{D,mod}$ gemäß Gl. (4.3).

Zusammenfassend ist es gelungen, auf Grundlage des Modellansatzes von Ballester und Dopazo [36] ($d_0 \leq 1,1$ mm), d. h. eines Modells für Hohlkegeldüsen, einen Modellierungsansatz des Durchflusskoeffizienten von Vollkegeldüsen zu entwickeln, der die Vorausberechnung individueller Betriebspunkte von Sprühkühlungssystemen ermöglicht.

4.3 Sprühwinkel

Für eine gezielte Bestimmung der Haupteinflussparameter des Wärmeübergangs auf sprühnebelgekühlten Statorwicklungen ist eine genaue Kenntnis des Sprühwinkels bzw. der räumlichen Flüssigkeitsverteilung in konischen Sprühstrahlen von elementarer Bedeutung. Folglich ist es das Ziel dieses Abschnittes, für alle untersuchten Düsenmodelle eine Berechnungsvorschrift des Sprühwinkels unter Einsatz hochviskoser Flüssigkeiten zu ermitteln. Wie in Ab-

schnitt 2.2.2.2 erläutert, existieren mit dem effektiven und optischen Sprühwinkel unterschiedliche Definitionen, die in der folgenden Auswertung miteinander verglichen werden. Der Hauptfokus der Datenauswertung liegt dabei auf den Messdaten des optischen Sprühwinkels, da der zugehörige experimentelle Aufbau (s. Abschnitt 3.4) eine wesentlich umfangreichere Variation der Betriebsparameter und Stoffdaten ermöglicht. Abschließend wird die Relevanz der Sprühwinkelmodellierung durch einen Vergleich mit den zugehörigen Herstellerangaben (s. Tabelle 3.1) aufgezeigt. Für die folgende Auswertung werden ausschließlich Betriebszustände mit Perforations- und Wellenbogenzerfall (s. Abschnitt 4.1) betrachtet.

Im ersten Schritt der Datenauswertung wird die Abhängigkeit des optischen Sprühwinkels von Betriebs-, Stoff- und Geometrieparametern untersucht. Diesbezüglich sind in Abbildung 4.5 die Messdaten des optischen Sprühwinkels $\theta_{\text{opt}}(z)$ abhängig vom Druckverlust über der Düse Δp_D (links oben), der dynamischen Viskosität η_L (rechts oben), der axialen Distanz vom Düsenaustritt z (links unten) und der Düsenkonstante K (rechts unten) dargestellt. Zur Vermeidung von Überlagerungen oder Wechselwirkungen der Einflüsse werden bei der Auftragung jedes einzelnen Parameters die jeweils anderen Größen konstant gehalten. Die dargestellten Messdaten entsprechen einem repräsentativen Auszug aller Datenpunkte des optischen Sprühwinkels dieser Arbeit.

Eine Betrachtung der Druckverlustabhängigkeit (Abbildung 4.5, links oben) zeigt, dass der Sprühwinkel für alle untersuchten Düsenmodelle mit dem Druckverlust über der Düse ansteigt. Dieser Effekt ist direkt auf das Verhältnis von Radial- zu Axialgeschwindigkeitskomponenten der Flüssigkeit am Düsenaustritt zurückzuführen. Hierbei wird die Ausbildung der Drallströmung im Düseninneren durch einen Anstieg des Druckverlusts über der Düse begünstigt und das Verhältnis von radialen zu axialen Geschwindigkeitskomponenten nimmt zu. Der beobachtete Zusammenhang deckt sich mit den Messergebnissen von Hohlkegeldüsen aus der Literatur [36,60,66].

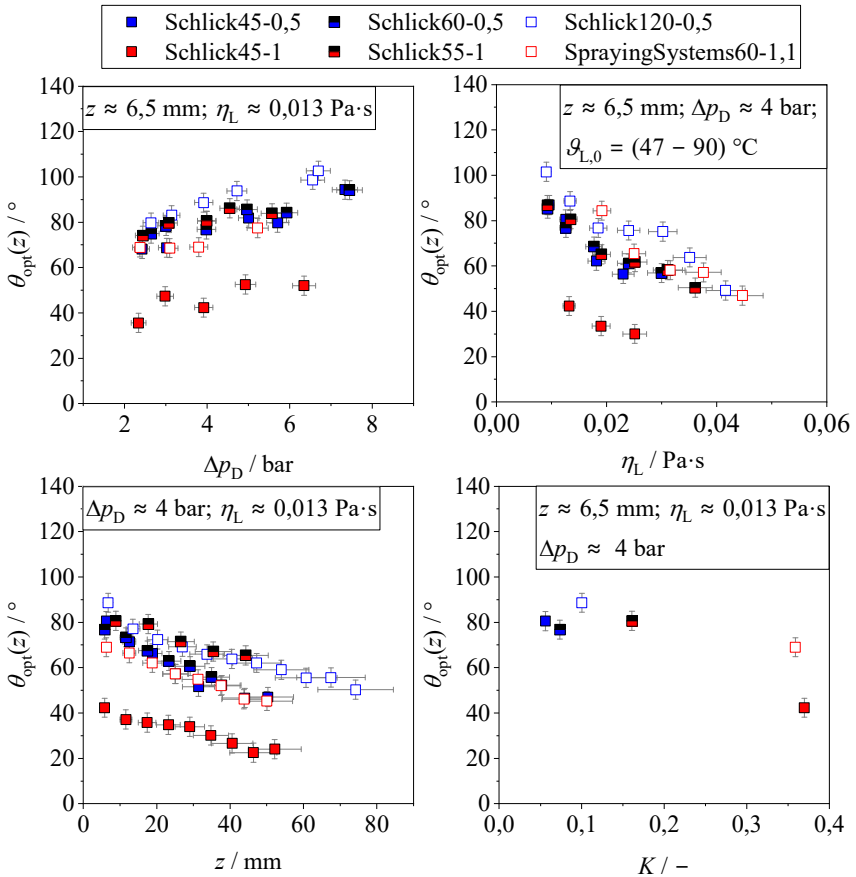


Abbildung 4.5: Optischer Sprühwinkel $\theta_{\text{opt}}(z)$ in Abhängigkeit vom Druckverlust über der Düse Δp_D (links oben), der dynamischen Viskosität η_L (rechts oben), der axialen Distanz vom Düsenaustritt z (links unten) und der Düsenkonstante K (rechts unten). Düsen mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min und 1 l/min sind in rot und blau dargestellt.

Eine Steigerung der dynamischen Viskosität η_L (s. Abbildung 4.5, rechts oben) führt für alle untersuchten Düsenmodelle zu einer systematischen Verringerung des Sprühwinkels. Der beobachtete Datentrend deckt sich ebenfalls mit der bestehenden Literatur, wonach ein Anstieg der viskosen Reibungskräfte die tangentialen Geschwindigkeitskomponenten der Drallströmung reduziert [32,36,60] und der Sprühwinkel abnimmt. Mit steigender axialer Distanz vom

Düsenaustritt z (s. Abbildung 4.5, links unten) ist eine Abnahme des Sprühwinkels zu erkennen, wobei für die höchsten untersuchten Düsendistanzen nur noch eine geringe Abnahme auftritt. In Übereinstimmung mit diversen Arbeiten der Literatur [43,45,60,64,66,70] ist dieser Effekt durch Lufteintrag aus der Umgebung, welcher aus einer statischen Druckdifferenz zwischen dem Sprühstrahl und der Umgebungsluft resultiert, zu erklären. Die folgende Abnahme der radialen Geschwindigkeitskomponenten der Flüssigkeit führt zur beobachteten Erniedrigung des Sprühwinkels. Der Einfluss des Lufteintrags auf den optischen Sprühwinkel ist von großer Bedeutung, wobei Abnahmen des Sprühwinkels von über 50% beobachtet werden. Für die innere Düsengeometrie ist in Übereinstimmung mit der bestehenden Literatur zu Hohl- und Vollkegeldüsen [35,36,66] eine Abnahme des Sprühwinkels mit der Düsenkonstante K (s. Abbildung 4.5, rechts unten) zu erkennen. Die Vergrößerung der Düsenkonstante wird primär durch eine Vergrößerung der Durchtrittsflächen der X-förmigen Wirbelkammer-einsätze (s. Tabelle A.1) erzielt, wodurch die Eintrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit in die Wirbelkammer abnimmt und die Ausbildung der Drallströmung gehemmt wird. Abschließend wird in Abbildung B.4 des Anhangs auch der Einfluss des Durchmessers der Düsenöffnung d_0 betrachtet. Wie in der Auswertung der Durchflusskoeffizienten (s. Abschnitt 4.2) ist auch hier kein systematischer Trend der Messdaten zu beobachten. Für eine zielgerichtete Untersuchung wäre eine Variation des Durchmessers der Düsenöffnung bei ansonsten gleichbleibender Düsengeometrie erforderlich, welche jedoch nicht im Fokus dieser Arbeit steht.

Mit dem Ziel, den Einfluss des Lufteintrags genauer zu bewerten und systematische Fehler bei der optischen Sprühwinkelbestimmung (z. B. Flüssigkeitsverlust im Randbereich der Sprühkegel) auszuschließen, werden die Messdaten des optischen und effektiven Sprühwinkels verglichen. Hierzu sind in Abbildung 4.6 der optische ($\theta_{\text{opt}}(z)$, runde Symbole) und der effektive Sprühwinkel ($\theta_{\text{eff}}(z)$, dreieckige Symbole) für einen beispielhaften Betriebszustand ($\Delta p_D \approx 6$ bar; $\vartheta_{L,0} \approx 59$ °C) in Abhängigkeit von der axialen Distanz z vom Düsenaustritt dargestellt. Die Messwerte des effektiven Sprühwinkels sind bei gleicher axialer Distanz um mehr als 50% gegenüber den optischen Sprühwinkeln reduziert. Der Unterschied resultiert aus der Definition des effektiven Sprühwinkels, wobei dieser lediglich dem Ausschnitt des Sprühkegels, welcher zwischen den Massenschwerpunkten der Sprühstrahlhälften liegt, zugeordnet wird. Weiterhin ist zu erkennen, dass sowohl die optischen als auch effektiven Sprühwinkel mit

steigender Düsendistanz abnehmen. Aus der Veränderung des effektiven Sprühwinkels ist abzuleiten, dass sich die Masse der Flüssigkeit mit steigender Düsendistanz zunehmend im Kern des Sprühkegels aufkonzentriert.

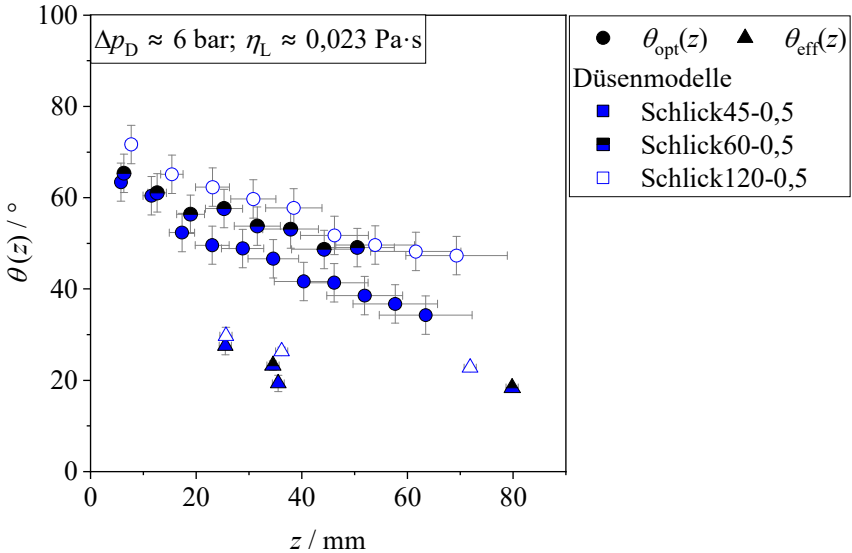


Abbildung 4.6: Vergleich der Messdaten des optischen und effektiven Sprühwinkels ($\theta_{\text{opt}}(z)$; $\theta_{\text{eff}}(z)$) der Düsen mit 0,5 l/min Nenndurchsatz in Abhängigkeit von der axialen Distanz vom Düsenaustritt z . Der Druckverlust über der Düse beträgt $\Delta p_D \approx 6 \text{ bar}$ und die Temperatur der Flüssigkeit am Düsenaustritt $\vartheta_{L,0} \approx 59 \text{ }^\circ\text{C}$.

Zusätzlich nehmen die Differenzen zwischen den beiden Sprühwinkeldefinitionen mit steigender axialer Distanz ab. Dieser Effekt kann unterschiedliche Ursachen haben. Einerseits reagiert der optische Sprühwinkel sensitiver auf Lufteintrag, da lediglich der Randbereich des Sprühkegels, welcher direkt der Luftströmung ausgesetzt ist, optisch aufgelöst wird. Andererseits erfolgt durch eine lokale Variation der Flüssigkeitgeschwindigkeit über den Sprühkegelradius eine Veränderung der Flüssigkeitsverteilung mit der axialen Distanz (für detaillierte Untersuchung s. Abschnitt 4.5), welche den Effekt von Lufteintrag überlagert. Grundsätzlich nehmen sowohl der effektive als auch optische Sprühwinkel mit zunehmender axialer Distanz ab, weshalb ein systematischer Fehler im experimentellen Aufbau als Ursache der Distanzabhängigkeit des Sprühwinkels ausgeschlossen wird.

Auf Basis der obigen Erkenntnisse erfolgt im nächsten Schritt ein Vergleich mit bestehenden Modellansätzen (s. Tabelle 2.3). Die ausgewählten Modelle verwenden in Übereinstimmung mit dieser Arbeit den Düsenaustritt als Bezugspunkt des optischen Sprühwinkels. Für die axiale Bezugsdistanz des Sprühwinkels (z_1 in Abbildung 2.5) existiert jedoch kein einheitlicher Wert. Alle Sprühwinkelmodelle wurden für den düsennahen Bereich (Sprühwinkel am Düsenaustritt) entwickelt. Der Einfluss der axialen Distanz bzw. des Lufteintrags auf den Sprühwinkel wird bislang von keinem Modell berücksichtigt. Im Rahmen dieser Arbeit werden niedrige Düsendistanzen ($z < 10$ mm) als der düsennahe Bereich bezeichnet.

In Abbildung 4.7 werden die Messdaten des optischen Sprühwinkels $\theta_{\text{opt,exp}}(z)$ im düsennahen Bereich mit den Sprühwinkelmodellen aus der Literatur verglichen.

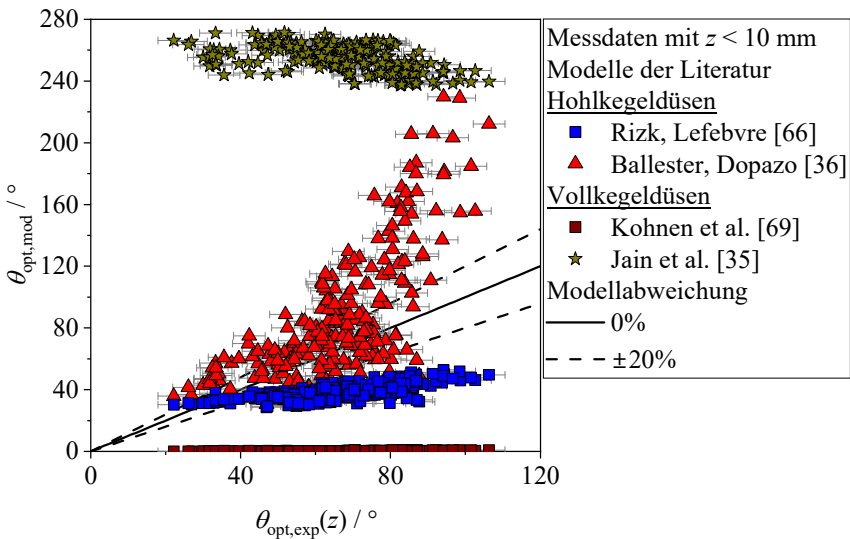


Abbildung 4.7: Vergleich der experimentell ermittelten optischen Sprühwinkel $\theta_{\text{opt,exp}}(z)$ mit Modellen der Literatur $\theta_{\text{opt,mod}}$ (s. Tabelle 2.3) für den düsennahen Bereich ($z < 10$ mm).

Die höchste Übereinstimmung weisen mit mittleren Abweichungen von 39% und 39,4% die Modelle für Hohlkegeldüsen von Rizk und Lefebvre [66] und Ballester und Dopazo [36] auf. Eine genauere Betrachtung der Ergebnisse des Modells von Ballester und Dopazo zeigt, dass für Datenpunkte bei niedrigen Viskositäten bzw. hohen Flüssigkeitstemperaturen eine deutliche Überschätzung

der Sprühwinkel mit einer maximalen Abweichung von 144% und Werten größer 180° auftritt. Ursache ist die hohe Abhängigkeit des Modells von der dynamischen Viskosität η_L (s. Gl. (2.16)). Ballester und Dopazo haben in ihren Untersuchungen ein Schweröl in einem Temperaturbereich von $100^\circ\text{C} - 135^\circ\text{C}$ ($\eta_L = (0,0178 - 0,0358)\text{Pa} \cdot \text{s}$) bei Druckverlusten über der Düse von $12\text{ bar} - 20\text{ bar}$ untersucht. Entsprechend ist das Modell für den untersuchten Viskositätsbereich des MF ($\eta_L = (0,0087 - 0,046)\text{Pa} \cdot \text{s}$) bei Druckverlusten über der Düse von $1 - 9\text{ bar}$ zu sensitiv. Der Modellansatz von Rizk und Lefebvre [66] hingegen weist mit einer maximalen Abweichung von 63% eine bessere Übereinstimmung auf und überschätzt keine der Einflussgrößen signifikant. Die beiden Modelle für Vollkegeldüsen von Kohnen et al. [69] und Jain et al. [35] weichen mit im Mittel 99,7% und 312% deutlich von den Messergebnissen ab. Die beiden Ansätze wurden zum einen für Wasser mit einer deutlichen niedrigeren Viskosität entwickelt und zum anderen wurden im Zuge der Messungen keine Variationen der Flüssigkeitstemperatur durchgeführt.

Aus dem Literaturvergleich ist abzuleiten, dass die Entwicklung einer belastbaren Korrelation des optischen Sprühwinkels eine umfangreiche Stoffdatenvariation erfordert. Weiterhin liefern mit Ausnahme des Modells von Rizk und Lefebvre [66] alle Ansätze unphysikalische Ergebnisse, da die Sprühwinkel Werte größer 180° oder nahe 0° annehmen. Zur Ergänzung der Auswertung ist in Abbildung B.5 des Anhangs der Vergleich der Literaturmodelle mit allen Messdaten dieser Arbeit dargestellt. Analog zum düsennahen Bereich liefert einzig der Modellansatz von Rizk und Lefebvre [66] für alle untersuchten axialen Distanzen physikalisch sinnvolle Ergebnisse.

Mit dem Ziel, ein Sprühwinkelmodell zu entwickeln, das erstmals den Einfluss von Lufteintrag bzw. der axialen Distanz vom Düsenaustritt berücksichtigt, muss zunächst der Sprühwinkel im düsennahen Bereich präzise vorhergesagt werden. Mit Gl. (4.4) wird dazu ein Modell präsentiert, welches auf dem Ansatz von Rizk und Lefebvre [66] aus Gl. (2.15) basiert. Hierbei wurde der Exponent b_1 des zweiten Terms angepasst und die sonstige Modellstruktur beibehalten. Für alle untersuchten Düsen mit Ausnahme des Modells Schlick45-1 konnte ein einheitlicher Wert des Exponenten ($b_1 = 0,147$) ermittelt werden. Für die Schlick45-1 ist keine Anpassung erforderlich ($b_1 = 0,11$).

$$\theta_{\text{opt}} = 6 \cdot K^{-0,15} \left(\Delta p_D \frac{d_0^2 \cdot \rho_L}{\eta_L^2} \right)^{b_1} \quad (4.4)$$

Die veränderte Abhängigkeit von Betriebsparametern und Stoffdaten ist in der inneren Düsengeometrie der Schlick45-1 begründet. Hierbei sind die beiden geometrischen Längenmaße, die Länge der Wirbelkammer und der Austrittsöffnung L_{WK}, L_0 (s. Tabelle A.1), um Faktor 4 bzw. 5 größer als die der anderen Düsenmodelle. Eine erhöhte Länge der Austrittsöffnung hat eine Erniedrigung des Sprühwinkels [60,61,67] zur Folge, da sich das Strömungsprofil stärker einer Rohrströmung angleicht und die tangentialen Geschwindigkeitskomponenten am Düsenaustritt reduziert werden. Für eine direkte Berücksichtigung der beiden Längenmaße im obigen Modellansatz ist eine umfangreichere Variation der Düsengeometrien erforderlich, welche den Rahmen dieser Arbeit überschreitet. Der Vergleich zwischen den Messdaten des düsen nahen Bereichs und Gl. (4.4) ist in Abbildung B.6 des Anhangs enthalten. Die mittlere Abweichung beträgt 12%, wobei 84% der Messdaten eine Abweichung kleiner 20% aufweisen.

Zur Berücksichtigung des Einflusses des Lufteintrags wird mit Gl. (4.5) das Modell des düsen nahen Bereichs aus Gl. (4.4) um einen Exponentialterm erweitert. Dieser berücksichtigt die Abnahme des optischen Sprühwinkels, welche ausgehend vom Düsenaustritt zu beobachten ist (s. Abbildung 4.5 und Abbildung 4.6). Der Exponentialterm ist für alle untersuchten Düsenmodelle identisch.

$$\theta_{\text{opt}}(z) = \theta_{\text{opt}} \cdot \exp(-8,3 \cdot z/m) \quad (4.5)$$

Die entwickelte Korrelation ist ausschließlich für konische Sprühstrahlen in Umgebungsluft gültig, da die aerodynamischen Wechselwirkungen und somit auch der Lufteintrag mit der Dichte des Umgebungsmediums variieren. Der zugehörige Vergleich der Messdaten mit dem neuen Modellansatz aus Gl. (4.5) ist in Abbildung 4.8 enthalten. Die Messdaten des MF sind in rot und blau dargestellt. Um den Transfer der Modellgleichung auf das Stoffsystem von Getriebeölen zu überprüfen, sind zusätzlich auch Datenpunkte des ATF VI in lila abgebildet. Die mittlere Abweichung beträgt 14% für das MF und 12% für das ATF VI. Hierbei weisen 90% der Messdaten des MF und 95% der Messdaten des ATF VI Abweichungen kleiner 30% auf.

Aus der Auftragung geht hervor, dass der neue Modellansatz eine präzise Bestimmung des Sprühwinkels in Abhängigkeit von der axialen Distanz ermöglicht und weiterhin auch auf das Stoffsystem von Getriebeölen übertragbar ist.

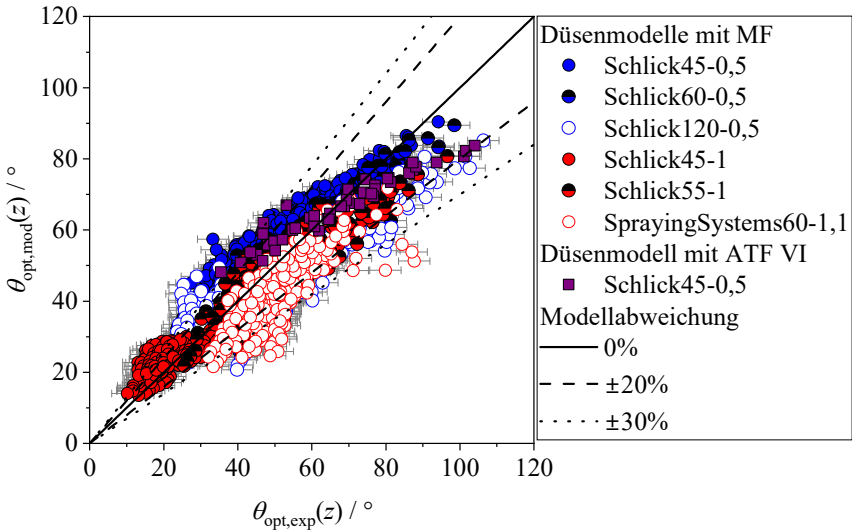


Abbildung 4.8: Vergleich der experimentell ermittelten optischen Sprühwinkel $\theta_{\text{opt,exp}}(z)$ mit den modellierten Sprühwinkeln $\theta_{\text{opt,mod}}(z)$ gemäß Gl. (4.5). Messdaten unter Einsatz des MF sind in blau und rot und für das ATF VI in lila dargestellt.

Zur Einordnung der Ergebnisse in das System der Sprühnebelkühlung werden abschließend in Abbildung 4.9 die experimentell ermittelten Sprühkegelquerschnittsflächen $A_{K,\text{exp}}(z)$ mit den zugehörigen Herstellerangaben $A_{K,H}$ (Abbildung 4.9, oben) und den modellierten Werten $A_{K,\text{mod}}(z)$ (Abbildung 4.9, unten) verglichen. Für die Berechnung der Querschnittsflächen wird auf Gl. (B.8) des Anhangs verwiesen. Die Kenntnis der Sprühkegelquerschnittsflächen ist essenziell, um die Aufprallflächen der Sprühstrahlen auf den Wicklungsenden von Statoren zu bestimmen. Die Abweichungen zwischen den Messdaten und Herstellerangaben betragen im Mittel 524%, wohingegen unter Einsatz von Gl. (4.5) die Abweichungen auf 33% reduziert werden. Somit ermöglicht der neue Modellansatz für die Sprühnebelkühlung elektrischer Maschinen eine substantiell verbesserte Vorhersage der Aufprallflächen der Sprühstrahlen.

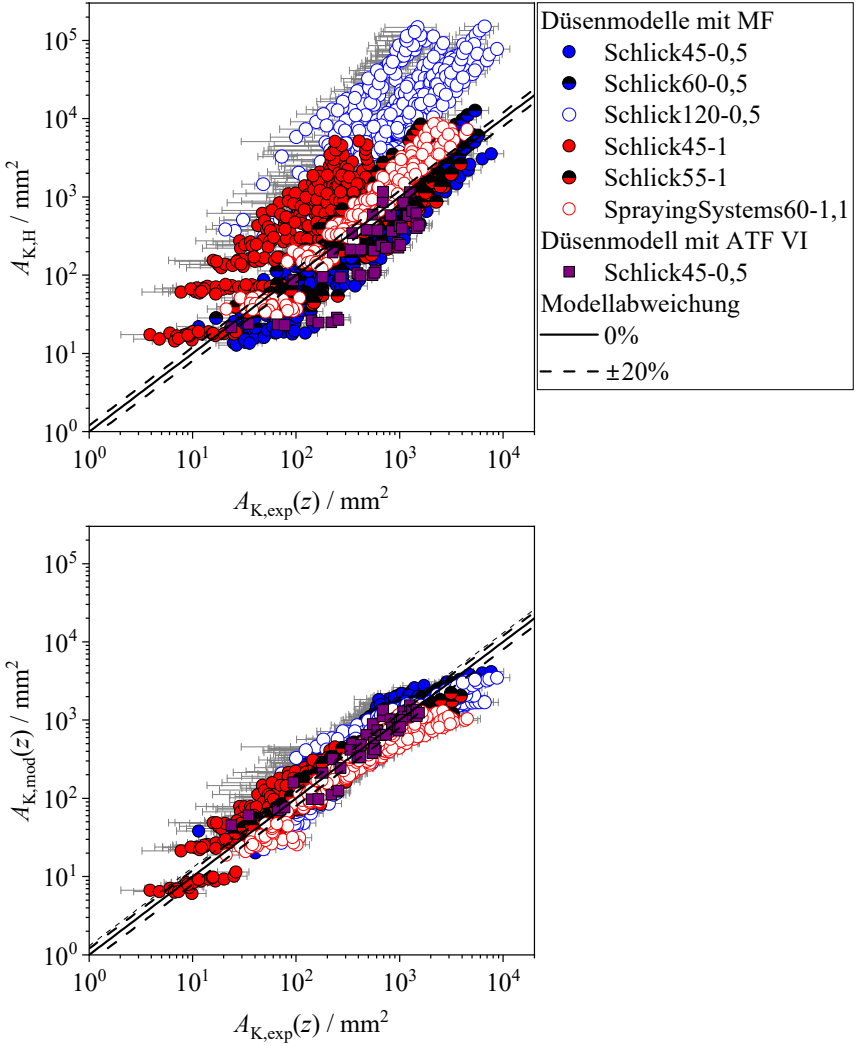


Abbildung 4.9: Vergleich der experimentell bestimmten Sprühkegelquerschnittsflächen $A_{K,exp}(z)$ bei unterschiedlichen Distanzen vom Düsenaustritt mit den zugehörigen Herstellerangaben $A_{K,H}$ (oben) und den Modellwerten $A_{K,mod}(z)$ unter Einsatz von Gl. (4.5) (unten).

4.4 Primäre Zerfallslänge

Die bestehenden Untersuchungen zur Sprühnebelkühlung (s. Abschnitt 2.3) konzentrieren sich vorwiegend auf den Sprühstrahlaufprall im Bereich des Sekundärzerfalls (Tropfenaufprall). Eine Variation des Aufprallzustandes zwischen Primär- und Sekundärzerfall hat trotz dessen untergeordneter technischer Relevanz das Potenzial, grundlegende Abhängigkeiten des konvektiven Wärmeübergangs vom hydrodynamischen Zustand des Flüssigkeitsaufpralls aufzuzeigen. Für die zugehörige Untersuchung in Kapitel 5 wird daher ein Modell zur Vorausberechnung der räumlichen Ausdehnung der Zerfallsarten benötigt. Die folgende Auswertung ist auf Betriebszustände mit Perforations- und Wellenbogenzerfall (s. Abschnitt 4.1) beschränkt.

Analog zu den vorangegangenen Abschnitten wird mit Abbildung 4.10 zuerst der Einfluss unterschiedlicher Betriebs-, Stoff- und Geometrieparameter auf die primäre Zerfallslänge untersucht. Die grauen Balken sind den Maximal- und Minimalwerten der Zerfallslänge zuzuordnen und stellen die Fluktuation der Zerfallslänge im quasistationären Messbetrieb dar. Für alle untersuchten Düsenmodelle ist zu erkennen, dass mit zunehmendem Druckverlust über der Düse Δp_D die primäre Zerfallslänge abnimmt (Abbildung 4.10, oben links). Hohe Druckverluste über der Düse resultieren gemäß Abschnitt 4.2 und 4.3 in gesteigerten tangentialen, radialen und axialen Flüssigkeitgeschwindigkeiten und begünstigen die Ausbildung hydro- und aerodynamisch induzierter Störungen. Bei Erreichen einer kritischen Größe der Störungen reißt der Flüssigkeitsbogen auf. Weiterhin zeigt sich mit steigender dynamischer Viskosität η_L (Abbildung 4.10, oben rechts) für jegliche Messdaten ein substantieller Anstieg der primären Zerfallslänge. Ursache dieses Effektes ist der dämpfende Einfluss der viskosen Reibungskräfte, durch welche die Ausbildung von Störungen im Flüssigkeitsbogen gehemmt wird. Ein weiterer Parameter, welcher die räumliche Ausbreitung der Flüssigkeit und folglich die Zerfallslänge beeinflusst, ist der Sprühwinkel. Diesbezüglich wurde für jegliche Messdaten mit Gl. (4.5) der optische Sprühwinkel am Düsenaustritt $\theta_{\text{opt}}(z = 0)$ bestimmt. Aus der Auftragung der Messdaten (s. Abbildung 4.10, links unten) geht hervor, dass die Zerfallslänge mit steigendem Sprühwinkel abnimmt. Der gleiche Zusammenhang wurde auch von Ahmed et al. [143] für Plattendüsen mit Hohlkegelsprühstrahlen beobachtet. Die Autoren führen den Effekt auf eine Verringerung der Filmdicke des Flüssigkeitsbogens

zurück, welche aufgrund der Massenerhaltung aus dem gesteigerten Sprühkegelquerschnitt resultiert.

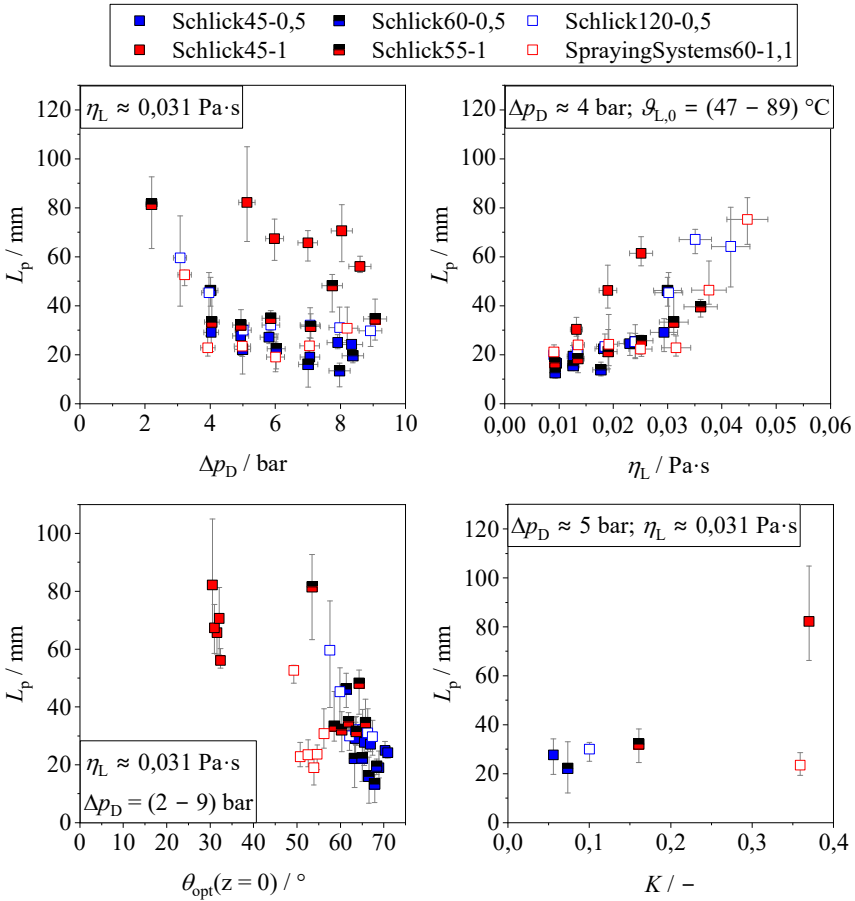


Abbildung 4.10: Primäre Zerfallslänge L_p in Abhängigkeit vom Druckverlust über der Düse Δp_D (links oben), der dynamischen Viskosität η_L (rechts oben), des optischen Sprühwinkels am Düsenaustritt $\theta_{opt}(z=0)$ gemäß Gl. (4.5) und der Düsenkonstante K (rechts unten). Düsen mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min und 1 l/min sind in rot und blau dargestellt.

Durch die geringere Filmdicke wird der Flüssigkeitsbogen anfälliger gegenüber Störungen und die Zerfallslänge sinkt. Für die Messdaten dieser Arbeit (Vollkegeldüsen) sind die genaue Geometrie und die Abmessungen des Flüssigkeitsfilms unbekannt. Ein Anstieg des Sprühwinkels muss jedoch auch hier bei

geltender Massenerhaltung niedrigere Filmdicken und entsprechend geringere Zerfallslängen hervorrufen. Hinsichtlich der Düsenkonstante K (Abbildung 4.10, unten rechts) ist aufgrund einer Überlagerung der vorangegangenen Effekte (Viskositäts-, Druckabhängigkeit, Filmdicke) kein eindeutiger Zusammenhang zu erkennen.

Ein Vergleich der Messergebnisse mit den Modellansätzen der Literatur (s. Tabelle 2.1) ist nicht erfolgt, da sämtliche Modelle für Hohlkegeldüsen entwickelt wurden und diese die Filmdicken t_0 bzw. t als charakteristische Längenmaße verwenden. Bei Vollkegeldüsen liegt kein Luftkern am Düsenaustritt vor, sodass die Filmdicke nicht bestimmt werden kann. Die weitere Auswertung konzentriert sich daher auf die Entwicklung eines ersten Modellansatzes für die primäre Zerfallslänge konischer Sprühstrahlen unter Einsatz von Vollkegeldüsen.

In Abbildung 4.11 ist zur Untersuchung des Einflusses der Flüssigkeitgeschwindigkeit die primäre Zerfallslänge bei konstanter Viskosität ($\eta_L \approx 0,031 \text{ Pa} \cdot \text{s}$) in Abhängigkeit von der mittleren axialen Austrittsgeschwindigkeit (links) und der maximalen radialen Austrittsgeschwindigkeit $v_{L,0,\max}$ (rechts) dargestellt.

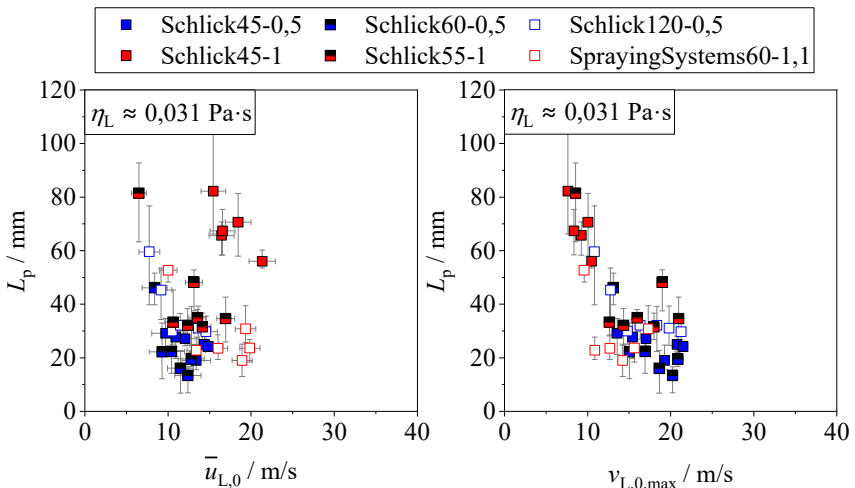


Abbildung 4.11: Primäre Zerfallslänge L_p in Abhängigkeit von der mittleren axialen Austrittsgeschwindigkeit $\bar{u}_{L,0}$ (links) und der theoretisch maximalen radialen Austrittsgeschwindigkeit $v_{L,0,\max}$ (rechts). Düsen mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min und 1 l/min sind in rot und blau dargestellt.

Die radiale Geschwindigkeit wird gemäß Gl. (B.9) des Anhangs berechnet und entspricht dem theoretischen Maximum der radialen Geschwindigkeitskomponente. Dabei wird angenommen, dass am Düsenaustritt eine direkte Umwandlung der tangentialen in radiale Geschwindigkeitskomponenten erfolgt. Es zeigt sich, dass die axiale Austrittsgeschwindigkeit insbesondere bei niedrigen Sprühwinkeln (Schlick45-1) den Datentrend nicht korrekt vorhersagt. Die maximale radiale Geschwindigkeit hingegen stellt einen systematischen Datentrend her, wobei sie den Einfluss des Sprühwinkels auf den Zerfallsprozess (s. Abbildung 4.10) berücksichtigt.

Mit dem Ziel, einen belastbaren Ansatz zur Vorausberechnung der primären Zerfallslänge zu entwickeln, sind in Abbildung 4.12 sämtliche Messdaten in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl am Düsenaustritt Re_{L,d_0} dargestellt.

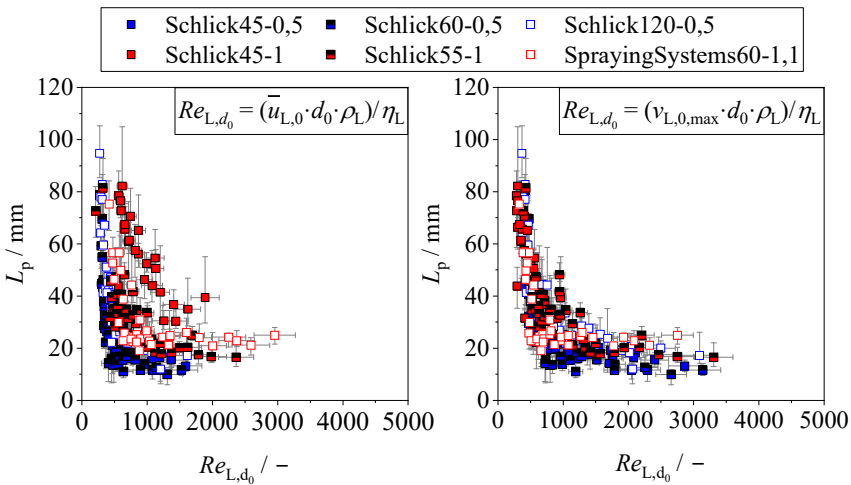


Abbildung 4.12: Primäre Zerfallslänge L_p in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl der Flüssigkeit am Düsenaustritt Re_{L,d_0} für die mittlere axiale Austrittsgeschwindigkeit $\bar{u}_{L,0}$ (links) und die maximale radiale Austrittsgeschwindigkeit $v_{L,0,\max}$ (rechts) als charakteristische Geschwindigkeit.

Im linken Diagramm wird die mittlere axiale und im rechten die theoretisch maximale radiale Austrittsgeschwindigkeit als charakteristischer Wert verwendet. Die grauen Balken markieren die Maximal- und Minimalwerte der Zerfallslänge und stellen damit die Fluktuation der Zerfallslänge im quasistationären Messbetrieb dar. Es folgt, dass die Zerfallslänge für geringe Sprühwinkel

(Schlick45-1, s. Abschnitt 4.3) nicht korrekt durch die axiale Austrittsgeschwindigkeit abgebildet wird. Mit der radialen Geschwindigkeit hingegen wird analog zur vorherigen Auswertung ein systematischer Zusammenhang zwischen der primären Zerfallslänge und der Reynolds-Zahl für alle Düsenmodelle hergestellt.

Abschließend präsentiert Gl. (4.6) einen neuen Modellierungsansatz zur Abschätzung der primären Zerfallslänge. Dieser basiert auf einer Kombination der obigen Zusammenhänge mit dem Weberschen und Reynoldsschen Ähnlichkeitsgesetz (s. Gl. (2.4)) und beschreibt jegliche Messdaten dieser Arbeit mit einer mittleren Abweichung von 21%. Das zugehörige Paritätsdiagramm ist im Anhang Abbildung B.7 enthalten.

$$L_p = 2,4 \cdot 10^3 \cdot We_{L,d_0}^{-0,93} \cdot Oh_{d_0}^{1,83} \cdot m; \text{ mit } u_C = v_{L,0,\max} \quad (4.6)$$

Für eine bessere Bewertung der Vorhersagegenauigkeit des Modells ist in Abbildung 4.13 die Differenz zwischen den experimentell bestimmten und den modellierten Zerfallslängen ($L_{p,\text{exp}}$, $L_{p,\text{mod}}$) aufgetragen.

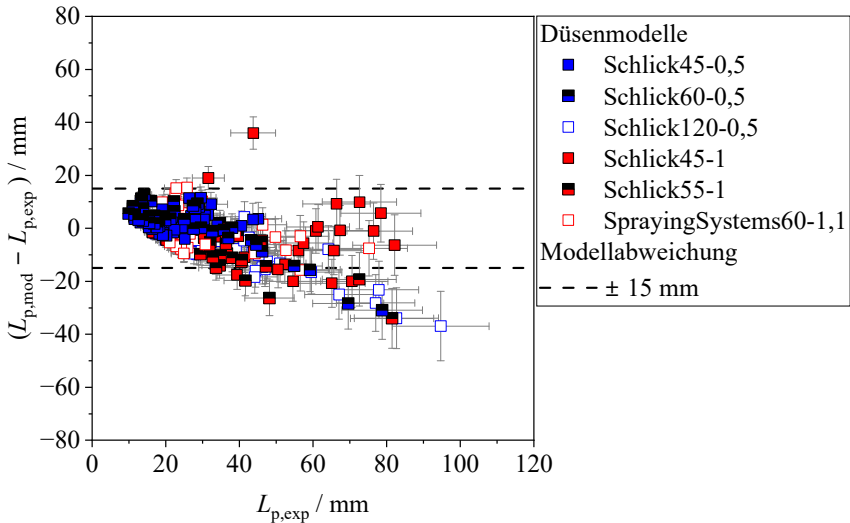


Abbildung 4.13: Differenz zwischen den experimentell bestimmten und modellierten Werten der primären Zerfallslänge ($L_{p,\text{exp}}$, $L_{p,\text{mod}}$) unter Einsatz von Gl. (4.6).

Es werden 89% der Messdaten mit einem absoluten Fehler kleiner 15 mm vorhergesagt. Die größten Differenzen werden bei hohen Zerfallslängen beobachtet, welche aufgrund der Unsicherheit der Maßstabsbestimmung (s. Abschnitt 3.4) zugleich die höchsten Messunsicherheiten aufweisen. Die höchste

Genauigkeit wird für das Düsenmodell Schlick45-0,5 mit einer Differenz von im Mittel 2 mm erreicht. Zusammenfassend ermöglicht der neue Modellansatz eine Unterteilung der Wärmeübergangsmessungen in Betriebszustände mit Aufprall des Flüssigkeitsbogens (Primärzerfall) und Aufprall von Bogenfragmenten, Ligamenten und Flüssigkeitstropfen (Sekundärzerfall) (s. Kapitel 5).

4.5 Geschwindigkeit der Flüssigkeit

Die Geschwindigkeit der Flüssigkeit beim Aufprall auf das zu kühlende Bauteil ist von zentraler Bedeutung für die Höhe des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung (s. Abschnitt 2.3). Die Volumenstromdichte \dot{v}_L bietet hierbei als makroskopischer Geschwindigkeitsterm (s. Abschnitt 2.2.2.2) den Vorteil, dass sie anstatt des Bewegungszustandes einzelner Tropfen die räumliche Verteilung des gesamten Flüssigkeitsvolumens beschreibt und keine Unterscheidung zwischen dem Zustand der Flüssigkeit (Flüssigkeitsbogen, Bogenfragmente, Ligamente, Tropfen) erforderlich ist. Wie in Abschnitt 2.2.2.2 erläutert, existiert mit Gl. (2.21) das einzige theoretische Modell zur Bestimmung der Volumenstromdichte in konischen Sprühstrahlen (Vollkegeldüsen), welches allerdings weder durch andere Autoren überprüft noch dessen Anwendung auf hochviskose Flüssigkeiten verifiziert wurde. Folglich ist es das Ziel dieses Abschnittes, die Übertragbarkeit des Modellansatzes auf das Sprühsystem dieser Arbeit zu prüfen. Es werden ausschließlich Betriebszustände mit Perforations- und Wellenbogenzerfall betrachtet. Aufgrund der Kammervolumina der mechanischen Patternatoren sind die folgenden Untersuchungen auf Düsenmodelle mit 0,5 l/min Nenndurchsatz beschränkt.

Im ersten Schritt der Auswertung wird mit Abbildung 4.14 die lokale Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,j}(\bar{r}_i)$ für zwei unterschiedliche dynamische Viskositäten η_L (0,0079 Pa · s links, 0,021 Pa · s rechts) am Beispiel des Düsenmodells Schlick45-0,5 betrachtet. Die Bestimmung der lokalen Volumenstromdichte erfolgt gemäß Gl. (3.2), wobei die Variable j der Nummer des azimutalen Patternatorsegments entspricht und als Bezugsradius der mittlere Kammerradius \bar{r}_i (s. Gl. (A.1)) verwendet wird. Die axiale Distanz zwischen dem Düsenaustritt und dem Patternator z_{MP} und der Druckverlust über der Düse Δp_D werden konstant gehalten. Die lokalen Volumenstromdichten jedes der vier azimutalen Segmente des MP (S_{1-4}) sind in unterschiedlichen Farben dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Volumenstromdichte ausgehend vom Randbereich des

Sprühkegels ($r = r_K$) signifikant ansteigt und nach Erreichen eines Maximums zum Kern des Sprühkegels ($r = 0$) abnimmt. Die erhöhte Messunsicherheit bei niedrigen Radien ist hierbei auf das geringe Kammervolumen der inneren Patter-natorabschnitte zurückzuführen, wodurch der Unsicherheitsbeitrag der Massenbestimmung (Wägung) ansteigt. Weiterhin bestätigen die Messdaten die Erkenntnisse aus Abschnitt 4.3, wobei mit sinkender Viskosität das Flüssigkeitsvolumen auf einen größeren Sprühkegelradius verteilt wird. Mit dem Ziel, die azimutale Homogenität der Flüssigkeitsverteilung zu bewerten, wurde auf Basis aller Messdaten der Patternator-Index PI gemäß Gl. (2.20) bestimmt. Mit einem Wert von im Mittel 15% liegt eine nahezu homogene Flüssigkeitsverteilung vor. Die höchsten Inhomogenitäten mit Werten von bis zu 36% werden für die höchste Viskosität der Flüssigkeit beobachtet, was sich mit den Erkenntnissen von Tate et al. [78] deckt. Eine Beeinflussung der azimutalen Flüssigkeitsverteilung durch den Druckverlust über der Düse wird nicht beobachtet.

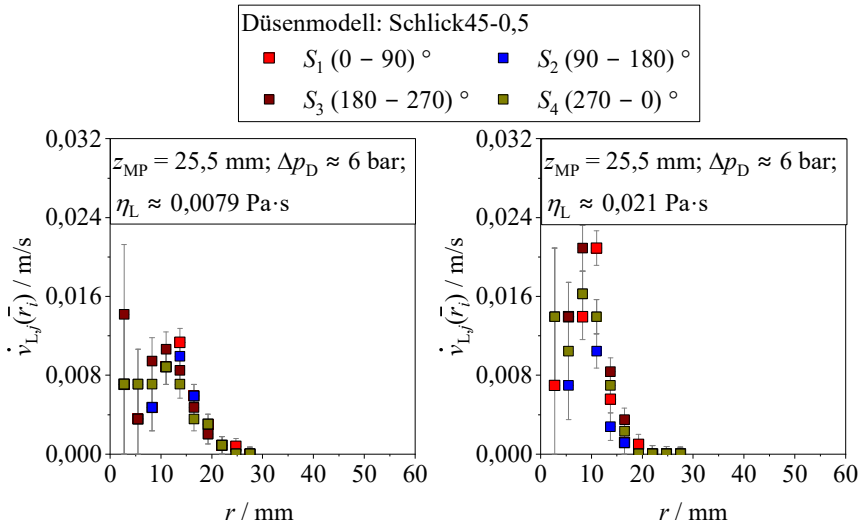


Abbildung 4.14: Lokale Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,j}(\bar{r}_i)$ in Abhängigkeit vom Radius r für zwei unterschiedliche Viskositäten der Flüssigkeit ($\eta_L \approx 0,0079 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, links und $\eta_L \approx 0,021 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, rechts), die azimutalen Segmente des Patternators ($S_1 - S_4$) sind in rot, blau, braun und gelb dargestellt.

Im nächsten Schritt werden die Messdaten dieser Arbeit mit dem Modellansatz von Estes und Mudawar [73] aus Gl. (2.21) verglichen. Dazu sind in Abbildung 4.15 die Messdaten von drei axialen Distanzen des Düsenaustritts zum

MP (25,5 mm; 35,5 mm; 80,3 mm) dargestellt. Jeder Messpunkt $\dot{v}_L(\bar{r}_i)$ entspricht dem arithmetischen Mittelwert der lokalen Volumenstromdichten der vier azimuthalen Patternatorsegmente $\dot{v}_{L,j}(\bar{r}_i)$. Die lokale Volumenstromdichte wird dabei mit dem optischen Sprühwinkel am Düsenaustritt $\theta_{\text{opt}}(z = 0)$ (Abbildung 4.15, links) und dem distanzabhängigen Sprühwinkel $\theta_{\text{opt}}(z_{\text{MP}})$ (s. Abbildung 4.15, rechts) modelliert, um die Auswirkung des Sprühwinkels auf die räumliche Flüssigkeitsverteilung aufzuzeigen. Zur Bestimmung der optischen Sprühwinkel wird Gl. (4.5) verwendet. Es zeigt sich, dass der Modellansatz den generellen Datentrend mit einer Abnahme der Volumenstromdichte zum Rand des Sprühkegels ($r \rightarrow r_k$) korrekt abbildet. Lokale Effekte wie ein Minimum nahe der Sprühstrahlachse werden nicht berücksichtigt und führen insbesondere bei ausgeprägten Minima zu hohen Abweichungen.

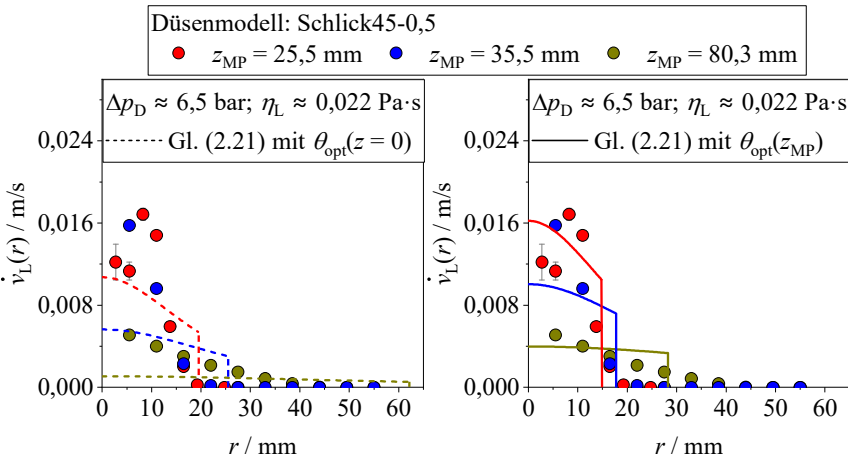


Abbildung 4.15: Vergleich der lokalen Volumenstromdichte $\dot{v}_L(\bar{r}_i)$ für drei unterschiedliche axiale Distanzen z_{MP} (rot, blau, gelb) mit Gl. (2.21) unter Verwendung des Sprühwinkels am Düsenaustritt $\theta_{\text{opt}}(z = 0)$ (links) und des distanzabhängigen Sprühwinkels $\theta_{\text{opt}}(z_{\text{MP}})$ (rechts) aus Gl. (4.5). Die Messdaten entsprechen dem arithmetischen Mittel der vier azimuthalen Patternatorsegmente mit Radius \bar{r}_i .

Für den Sprühwinkleinfluss ergibt sich, dass unter Vernachlässigung des Lufteintrags (Abbildung 4.15, links) der Aufprallbereich der Flüssigkeit zu hoch bestimmt wird und somit die lokale Volumenstromdichte systematisch unterschätzt wird. Folglich resultieren insbesondere im Randbereich des Sprühstrahls sehr hohe Abweichungen mit über 1000%. Durch eine Berücksichtigung von

Luft eintrag bzw. einer distanzabhängigen Modellierung des Sprühwinkels (Abbildung 4.15, rechts) lässt sich der Flächenunterschied zwischen der experimentell bestimmten und der modellierten Aufprallfläche (Bereiche mit $\dot{v}_L(r) > 0$) für hohe axiale Distanzen deutlich verringern. Weiterhin wird das Maximum der Modellabweichung für die dargestellten Datenpunkte auf 65% reduziert.

Für eine abschließende Bewertung des Modellansatzes von Estes und Mudawar [73] aus Gl. (2.21) werden in Abbildung B.8 des Anhangs die absoluten prozentualen Abweichungen (*APE*) aller Messdaten der lokalen Volumenstromdichte in Abhängigkeit vom Radius r betrachtet. Mit einer mittleren prozentualen Abweichung von 43% wird unter Berücksichtigung des Luftertrags gegenüber 186% mittlerer Abweichung bei Vernachlässigung des Luftertrags ein deutlich verbessertes Modellierungsergebnis erzielt.

Die Ergebnisse dieses Abschnitts zeigen, dass der optische Sprühwinkel ein bedeutsamer Parameter für die Modellierung der räumlichen Flüssigkeitsverteilung ist. Eine genaue Bestimmung des Sprühwinkels ist daher Voraussetzung für verlässliche Vorhersagen der lokalen Volumenstromdichte.

5 Ergebnisse Wärmeübergang – Sprühkammer

In diesem Kapitel werden die experimentellen Ergebnisse des lokalen Wärmeübergangs der Öl-Sprühnebelkühlung aus der Sprühkammer präsentiert. Die Auswertung ist in mehrere Schritte ansteigender Komplexität untergliedert. Mit Abschnitt 5.1 werden zunächst die grundlegenden Einflussparameter der Sprühnebelkühlung ebener, glatter Oberflächen unter Einsatz hochviskoser Flüssigkeiten im Ein- und Mehrdüsenbetrieb bestimmt. Anschließend wird in Abschnitt 5.2 der Einfluss der Oberflächenstrukturierung von Statorwicklungen mit verteilten Runddrähten durch einen Vergleich mit den Messergebnissen der ebenen, glatten Oberflächen quantifiziert. Als Flüssigkeit wird primär das MF verwendet. Abschließend erfolgt in Abschnitt 5.3 eine Modellierung der Messdaten auf Basis einer Dimensionsanalyse. Dabei werden drei Ziele verfolgt: erstens die Einordnung der Messergebnisse durch einen Vergleich mit bestehenden Modellansätzen der Literatur, zweitens die Entwicklung eines neuen Modellansatzes auf Basis der Messdaten ebener, glatter Oberflächen sowie die Validierung des Modellfluidkonzeptes und drittens der Modellübertrag auf strukturierte Oberflächen von Statorwicklungsenden.

5.1 Probenkörper – ebene und glatte Oberfläche

5.1.1 Übersicht der Messungen

Insgesamt wurden 1349 unterschiedliche Messungen des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen durchgeführt. Die Messungen unterscheiden sich unter anderem im Einsatz des MF oder des ATF VI als Kühlflüssigkeit. Weiterhin liegen unterschiedliche Düsenkonfigurationen mit zentrischer und azentrischer Ausrichtung sowie ein Mehrdüsenbetrieb vor. Eine Übersicht der untersuchten Messkonfigurationen ist in Abbildung C.1 enthalten. Die zugehörigen Wertebereiche der Betriebsparameter sind in Tabelle C.1 zusammengefasst.

Für die Entwicklung eines belastbaren Wärmeübergangsmodells ist weiterhin eine umfangreiche Stoffdatenvariation im Wertebereich kommerzieller

Getriebeöle erforderlich. In Abbildung 5.1 sind die untersuchten Stoffdatenbereiche in dimensionsloser Form (Prandtl- und Ohnesorge-Zahl) enthalten. Die Messpunkte des MF sind in blau und die Messpunkte des ATF VI in rot dargestellt.

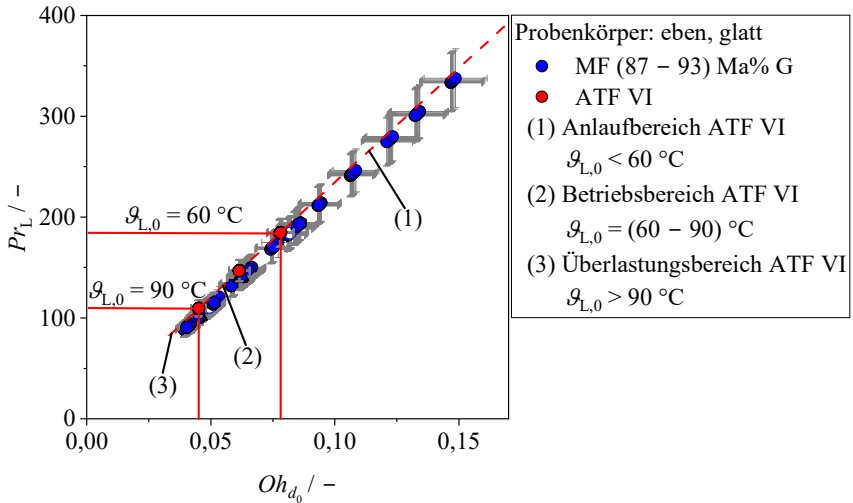


Abbildung 5.1: Übersicht der untersuchten Prandtl- und Ohnesorge-Bereiche des MF und ATF VI (blau, rot) für ebene, glatte Oberflächen. Es werden drei Temperaturbereiche des ATF VI (rote Linie) unterschieden: der Anlaufbereich (1), der Betriebsbereich (2) und der Überlastungsbereich (3). Die zugehörigen Maximal- und Minimalwerte sind in Tabelle C.1 enthalten.

Der Wertebereich des ATF VI (gestrichelte Linie) ist weiterhin in drei Zonen untergliedert: den Anlaufbereich (1), den Betriebsbereich (2) und den Überlastungsbereich (3). Die Stoffdaten des Überlastungsbereichs wurden aus den Stoffdatenmodellen des ATF VI (s. Abschnitt E.3) bis zu einer Temperatur von 140 °C extrapoliert. Als charakteristisches Längenmaß der Ohnesorge-Zahl wird exemplarisch ein Durchmesser der Düsenaustrittsöffnung d_0 von 1 mm verwendet. Somit werden die Messdaten unterschiedlicher Düsenmodelle in der gewählten Darstellung nicht verzerrt. Die Messdaten des MF bilden den gesamten Betriebsbereich des ATF VI ($Pr_L = 110 - 185$; $Oh_{d_0} = 0,045 - 0,078$) ab. Darüber hinaus liegt eine Vielzahl an Messpunkten im Anlaufbereich des ATF VI ($Pr_L > 185$; $Oh_{d_0} > 0,078$) sowie in dessen Überlastungsbereich

($Pr_L < 110$; $Oh_{d_0} < 0,045$) vor. Durch die umfassenden Temperatur- und Zusammensetzungsvariation des MF wird somit eine Datenbasis geschaffen, welche auch die Stoffdatenbereiche anderer kommerzieller Getriebeöle abbildet.

5.1.2 Eindüsenbetrieb

In diesem Abschnitt werden der Einfluss des Volumenstroms $\dot{V}_{L,0}$ (Abschnitt 5.1.2.1), der Düsendistanz z_W (Abschnitt 5.1.2.2), der Düsenmodelle (Abschnitt 5.1.2.3) und der Stoffdaten der Flüssigkeiten (Abschnitt 5.1.2.4) für ebene, glatte Oberflächen im Eindüsenbetrieb quantifiziert. Aus den Ergebnissen von Kapitel 4 geht hervor, dass jeder der Parameter die räumliche Ausbreitung der konischen Sprühstrahlen und entsprechend den Aufprall der Flüssigkeit auf der Bauteiloberfläche beeinflusst. Mit der Aufprallfläche der konischen Sprühstrahlen auf der wärmeübertragenden Oberfläche $A_{K,W}$ existiert hierbei eine essenzielle Größe zur Bestimmung der Sprühstrahlüberlappung sowie zur Modellierung des Wärmeübergangs (s. Abschnitt 5.3).

Mit der zentrischen und azentrischen Ausrichtung der Düse zur wärmeübertragenden Oberfläche werden vier Fälle (A, B, C, D) der Sprühstrahlüberlappung im Eindüsenbetrieb unterschieden. Eine Übersicht der zugehörigen Fallunterscheidungen einschließlich der Kriterien ist in Abbildung 5.2 für eine zentrisch (links) und azentrisch (rechts) ausgerichtete Düse dargestellt. Für Fall A ist die Aufprallfläche der konischen Sprühstrahlen auf der wärmeübertragenden Oberfläche $A_{K,W}$ identisch zur Querschnittsfläche des Sprühkegels in der Düsendistanz z_W . Der auftreffende Volumenstrom $\dot{V}_{L,W}$ entspricht somit dem Volumenstrom am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$.

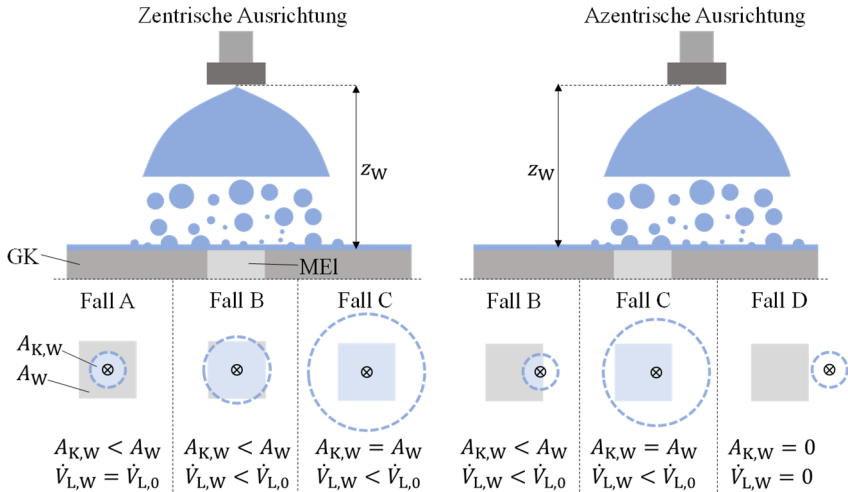


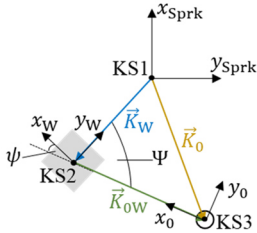
Abbildung 5.2: Übersicht der Fälle (A, B, C, D) der Sprühstrahlüberlappung im Eindüsenbetrieb mit zentrischer Düsenausrichtung (links) und azentrischer Düsenausrichtung (rechts).

Für Fall B tritt sogenannter Overspray auf, wobei weder der gesamte Volumenstrom die wärmeübertragende Oberfläche trifft noch diese vollständig vom Sprühstrahl bedeckt wird. Für Fall C liegt eine Kombination aus vollständigem Flüssigkeitsaufprall und Overspray vor. Bei Fall D liegt der Aufprallbereich des Sprühstrahl vollständig außerhalb der wärmeübertragenden Oberfläche und diese wird ausschließlich von einer Filmströmung überströmt. Für Messungen von Fall D wurde durch den optischen Zugang der Sprühkammer (s. Abschnitt 3.2.2) sichergestellt, dass die gesamte wärmeübertragende Oberfläche von der Filmströmung benetzt wird.

Zur Ermittlung der Aufprallfläche auf ebenen, glatten Probenkörpern sowie den Probenkörpern von Statorwicklungen mit axialer Messposition werden unterschiedliche kartesische und polare Koordinatensysteme (KS) benötigt. Eine Übersicht der verwendeten KS ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Diesbezüglich werden drei kartesische (KS1-3, links) und zwei polare KS (KS4 und KS5, rechts) eingesetzt.

Kartesische Koordinatensysteme

$$\vec{k}_{0W} = \vec{k}_0 - \vec{k}_W = \begin{pmatrix} x_{\text{Sprk},0} - x_{\text{Sprk},W} \\ y_{\text{Sprk},0} - y_{\text{Sprk},W} \end{pmatrix}$$



Polarkoordinatensysteme

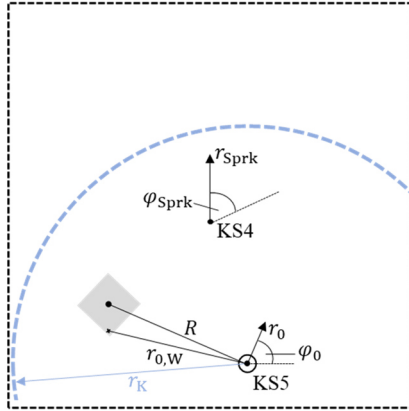


Abbildung 5.3: Übersicht der kartesischen und polaren KS innerhalb Sprühkammer zur Bestimmung der Aufprallfläche $A_{K,W}$ auf ebenen, glatten und strukturierten Probenkörpern mit axialer Messposition.

Die Mittelpunktkoordinaten der wärmeübertragenden Oberfläche $(r_{\text{Sprk},W}, \varphi_{\text{Sprk},W})$ und der Düsenaustrittsöffnung $(r_{\text{Sprk},0}, \varphi_{\text{Sprk},0})$ im Polarkoordinatensystem der Sprühkammer (KS4) werden den Ergebnisdateien der Wärmeübergangsmessungen entnommen. Durch Transformation der Mittelpunktkoordinaten in das kartesische KS der Sprühkammer (KS1) wird mittels Gl. (5.1) die Rotation ψ von KS2 zu KS3 (s. Abbildung 5.3) bestimmt. Dabei ist ψ durch Wahl des ganzzahligen Parameters n stets kleiner $\pi/4$.

$$\psi = \Psi - n \cdot \frac{\pi}{4} = \arccos\left(\frac{\vec{k}_W \cdot \vec{k}_{0W}}{|\vec{k}_W| |\vec{k}_{0W}|}\right) - n \cdot \frac{\pi}{4} \quad \text{mit } n = 0,1,2,3 \quad (5.1)$$

Im nächsten Schritt ergibt sich der Radius $r_{0,W}$ durch eine weitere Koordinatentransformation zu KS2 mit Gl. (5.2). Die Distanz zwischen dem Mittelpunkt des Düsenaustritts und der wärmeübertragenden Oberfläche entspricht R .

$$r_{0,W} = ((R + \sin(\psi)x_W + \cos(\psi)y_W)^2 + (\cos(\psi)x_W - \sin(\psi)y_W)^2)^{1/2} \quad (5.2)$$

Abschließend wird die Aufprallfläche $A_{K,W}$ durch Integration über die gesamte wärmeübertragende Oberfläche A_W mit Gl. (5.3) berechnet. Voraussetzung für die Integration ist die Erfüllung einer Nebenbedingung (NB), gemäß welcher $r_{0,W}$ innerhalb des Sprühstrahlradius r_k liegen muss. Die Bestimmung des Sprühstrahlradius ist dabei abhängig vom verwendeten Sprühwinkel $(\theta_H, \theta_{\text{opt}}(z=0), \theta_{\text{opt}}(z_W))$, s. Abschnitt 4.3).

$$A_{K,W} = \int_{-b_{2,1}/2}^{b_{2,1}/2} \int_{-b_{2,2}/2}^{b_{2,2}/2} dx_W dy_W \text{ mit NB } r_{0,W} \leq r_K = \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) z_W \quad (5.3)$$

In den folgenden Abschnitten wird zunächst der Einfluss unterschiedlicher Betriebsparameter am Beispiel des MF aufgezeigt und abschließend in Abschnitt 5.1.2.4 ein Vergleich mit den Messdaten des ATF VI durchgeführt.

5.1.2.1 Einfluss des Volumenstroms

Die grundlegende Herausforderung in der Bestimmung des Einflusses unterschiedlicher Parameter besteht in der Überlagerung verschiedener physikalischer Prozesse. Durch Steigerung des Volumenstroms am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$ bzw. des Druckverlusts über der Düse Δp_D steigt der Sprühwinkel (s. Abschnitt 4.3), die mittlere Größe des auftreffenden Tropfenkollektivs sinkt (s. Tabelle 2.2 und Abschnitt 4.4) und die Flüssigkeitsverteilung im Sprühkegel wird beeinflusst (s. Abschnitt 4.5). In Abbildung 5.4 werden beispielhaft die Messdaten des Düsenmodells Schlick45-1 betrachtet.

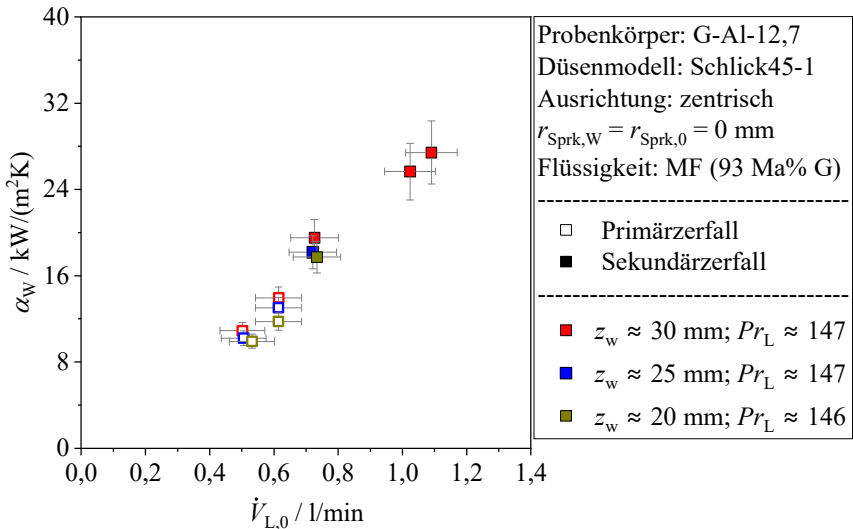


Abbildung 5.4: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit vom Volumenstrom am Düsenaustritt für drei unterschiedliche Düsendistanzen (rot, blau, gelb).

Das Düsenmodell hat aufgrund seines geringen Sprühwinkels (vgl. Abbildung 4.5) die höchsten primären Zerfallslängen, sodass gezielt der Einfluss

der Zerfallsart beim Aufprall des Sprühstrahls untersucht werden kann. Die Bestimmung der primären Zerfallslänge erfolgt nach Gl. (4.6). Zur Minimierung des Einflusses von Overspray werden ausschließlich Fall A und B der Sprühstrahlüberlappung betrachtet. Für Fall B ($z_W \approx 30$ mm) werden Messdaten ausgewählt, die ein Verhältnis von Tropfenaufprallfläche zu Sprühkegelquerschnittsfläche ($A_{K,W}/A_K$) größer 90% aufweisen.

Es zeigt sich, dass unabhängig von der Zerfallsart und der Sprühstrahlüberlappung eine systematische Steigerung des Wärmeübergangs mit höheren Volumenströmen am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$ erzielt wird. Durch Steigerung des Volumenstroms von 0,5 l/min auf 1,1 l/min wird eine Verdreifachung des Wärmeübergangs beobachtet. Für den Übergang von Primär- zu Sekundärzerfall ist eine leichte Verbesserung des Wärmeübergangs zu erkennen, welche auf die veränderte Form des Sprühstrahls beim Aufprall (Wechsel von Flüssigkeitsbogen zu Ligamenten und Tropfen) zurückzuführen sein könnte. Die geringe Veränderung des Wärmeübergangs zwischen Primär- und Sekundärzerfall ist zugleich ein erster Indikator für einen geringen Einfluss der Ligament- und Tropfengröße. Für eine detaillierte Untersuchung des charakteristischen Längenmaßes wird auf Abschnitt 5.3.2.2 verwiesen. Der Impuls bzw. die kinetische Energie der Flüssigkeit im Aufprallbereich scheint, wie auch für niedrigviskose Flüssigkeiten beobachtet [93,104–107,126,128], ein Haupteinflussfaktor zu sein, der bei der Modellentwicklung in Abschnitt 5.3.2 zu berücksichtigen ist. Vergleichbare Datentrends werden auch für alle anderen untersuchten Düsenmodelle beobachtet.

5.1.2.2 Einfluss der Düsendistanz

Für die Bestimmung einer charakteristischen Flüssigkeitgeschwindigkeit im Zuge der Modellentwicklung (s. Abschnitt 5.3.2.1) muss zunächst ein generelles Verständnis über das Verhalten der Sprühnebelkühlung bei zentrischer und azentrischer Ausrichtung zum Düsenaustritt geschaffen werden. Weiterhin ist zu prüfen, inwiefern die Definition des Sprühwinkels die Interpretation der Messdaten beeinflusst. Daher sind in Abbildung 5.5 die Messergebnisse bei zentrischer Ausrichtung der Düse (Schlick45-0,5) mit einer feinen Diskretisierung der Düsendistanz dargestellt.

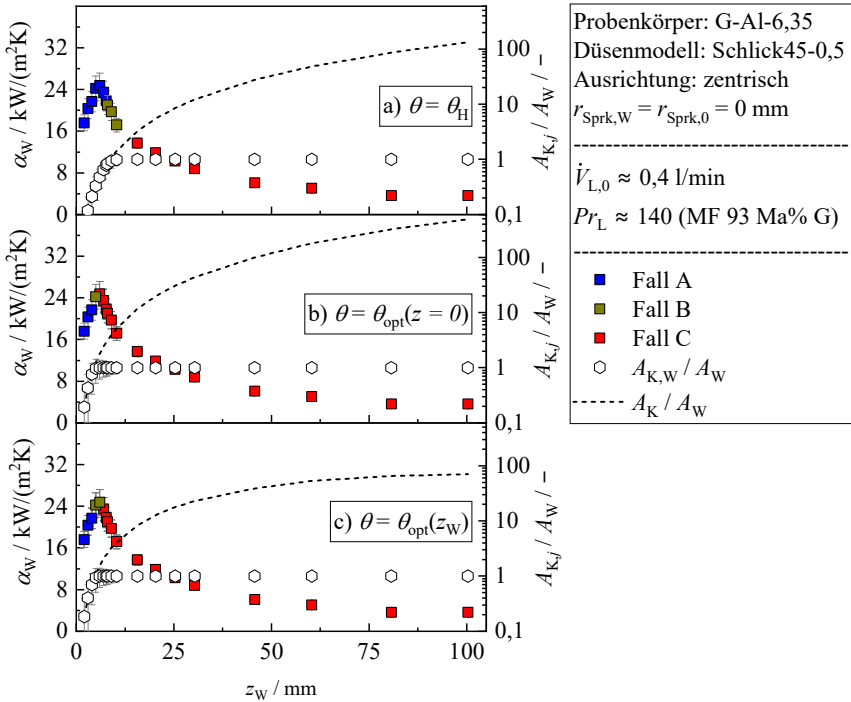


Abbildung 5.5: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der Düsendistanz. Die Fälle der Sprühstrahlüberlappung A, B, C sind in blau, gelb, rot dargestellt. Es werden drei Sprühwinkeldefinitionen a) θ_H , b) $\theta_{\text{opt}}(z=0)$, c) $\theta_{\text{opt}}(z_W)$ unterschieden.

Zur Bewertung des Einflusses des Sprühwinkels werden die Herstellerangabe θ_H (Abbildung 5.5, a)), der optische Sprühwinkel am Düsenaustritt $\theta_{\text{opt}}(z=0)$ (Abbildung 5.5, b)) und der optische Sprühwinkel $\theta_{\text{opt}}(z_W)$ unter Berücksichtigung von Lufteintrag (Abbildung 5.5, c)) verglichen. Die Bestimmung des optischen Sprühwinkels erfolgt durch Gl. (4.5). Die drei Fälle der Sprühstrahlüberlappung A, B, C sind in blau, gelb, rot dargestellt. Weiterhin sind die Flächenverhältnisse $A_{K,W}/A_W$ und A_K/A_W (Hexaeder und gestrichelte Linie) für eine direkte Zuordnung des Sprühwinkleinflusses enthalten.

Im Allgemeinen ist zu erkennen, dass der Wärmeübergang für die höchsten untersuchten Düsendistanzen (81 mm und 100 mm) bei vollständigem Tropfenaufprall (Fall C) nahezu keine Distanzabhängigkeit aufweist. Bei weiterer Distanzniedrigung ist ein Anstieg des Wärmeübergangs zu erkennen, wobei

die Sensitivität in der Düsendistanz für den Grenzbereich von Fall C zu B signifikant zunimmt. Eine Erniedrigung der Düsendistanz von 16 mm auf 6 mm resultiert in einer Steigerung des Wärmeübergangs um ca. 80%. Für die geringsten Düsendistanzen wird eine erneute Reduktion des Wärmeübergangs beobachtet. Als Ursache der gezeigten Datentrends sind die veränderte Flüssigkeitsmenge (Impuls, kinetische Energie) im Aufprallbereich und die Größe der Aufprallfläche der Sprühstrahlen zu benennen. Ein Anstieg des Oversprays (Fall B und C) führt demnach zu einer Reduktion der auftreffenden Flüssigkeitsmenge, wohingegen für die geringsten Distanzen (Fall A) eine Kombination von Filmströmung und Sprühstrahlaufprall auf der wärmeübertragenden Oberfläche vorliegt. Die deutliche Abnahme des Wärmeübergangs mit sinkender Düsendistanz ist dabei ein Indikator für die Höhe des Wärmeübergangs der Filmströmung, welche deutlich geringer als die des Sprühstrahlaufpralls zu sein scheint. Aus dem Vergleich der drei Sprühwinkeldefinitionen (Abbildung 5.5 a) - c)) geht hervor, dass das Maximum des Wärmeübergangs drei unterschiedlichen Fällen der Sprühstrahlüberlappung (A, B, C) zugeordnet werden kann. Mit der distanzabhängigen Sprühwinkelmodellierung tritt das Maximum für Fall B auf, wobei bei geringem Overspray die wärmeübertragende Oberfläche nahezu vollständig von den Sprühstrahlen getroffen wird. Das Messergebnis deckt sich mit den Beobachtungen von Estes und Mudawar [56,73], welche gemäß Gl. (2.34) das Maximum des Wärmeübergangs der Grenze von Fall A zu B zuordnen. Messergebnisse von Guo et al. [111], die das Maximum Fall A zuordnen, könnten auf die Verwendung der Herstellerangabe des Sprühwinkels zurückzuführen sein. Die Distanzunabhängigkeit des Wärmeübergangs bei hohen Düsendistanzen lässt sich über das dargestellte Verhältnis von Sprühkegelquerschnittsfläche beim Aufprall zur wärmeübertragenden Oberfläche (A_K/A_W , gestrichelte Linie) erklären. Aus den Messungen des mechanischen Patternators ist bekannt, dass sich die radiale und azimutale Flüssigkeitsverteilung im Sprühkegel mit steigender Düsendistanz homogenisiert (s. Abbildung 4.15). Sofern zusätzlich der Einfluss von Luftetrug mit Gl. (4.5) berücksichtigt wird, ist das Flächenverhältnis für die höchsten Düsendistanzen nahezu konstant, womit die räumliche Flüssigkeitsverteilung und entsprechend der Overspray nahezu distanzunabhängig sind. Folglich ist die distanzabhängige Modellierung des Sprühwinkels für die Modellentwicklung in Abschnitt 5.3.2 von grundlegender Bedeutung, um die Flüssigkeitsmenge im Aufprallbereich, insbesondere bei hohen Düsendistanzen, zu korrelieren. Die Verwendung der Herstellerangabe, aber auch des Sprühwinkels am Düsenaus-

tritt, kann zu einer Fehlinterpretation der Messdaten führen. Für die weitere Auswertung dieses Abschnitts wird daher ausschließlich der optische Sprühwinkel unter Berücksichtigung von Lufteintrag gemäß Gl. (4.5) verwendet.

Die Messergebnisse einer azentrischen Ausrichtung der wärmeübertragenden Oberfläche zum Düsenaustritt sind in Abbildung 5.6 enthalten. Für den untersuchten Bereich der Düsendistanz (5 mm - 70 mm) werden drei Fälle der Sprühstrahlüberlappung (D, B, C) unterschieden.

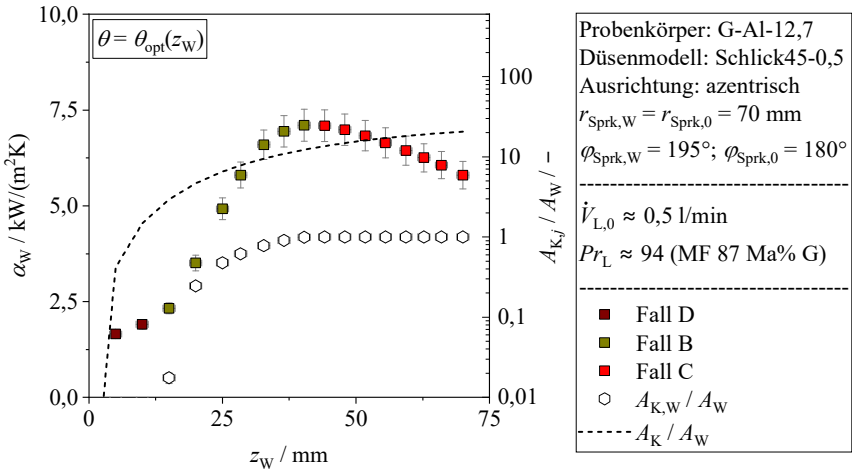


Abbildung 5.6: Wärmetransferkoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der Düsendistanz. Die Fälle der Sprühstrahlüberlappung B, C, D sind in gelb, rot, braun dargestellt.

Für Fall D liegt ausschließlich Filmströmung auf der wärmeübertragenden Oberfläche vor. Dabei wurde eine vollständige Benetzung durch die Filmströmung über den optischen Zugang der Sprühkammer sichergestellt. Das Maximum des Wärmeübergangs tritt analog zur zentrischen Ausrichtung beim Übergang von Fall B zu C auf, wobei auf der gesamten wärmeübertragenden Oberfläche Sprühstrahlauflauf vorherrscht. Der Datentrend bestätigt erneut, dass der Wärmeübergang der Filmströmung deutlich geringer ist, als der des Sprühstrahlauflaufs. Da im Übergangsbereich von Fall D zu C eine vergleichbare Flüssigkeitsmenge auf der wärmeübertragenden Oberfläche vorliegt, bekräftigen die Ergebnisse weiterhin, dass der Wärmeübergang signifikant durch den Impuls bzw. die kinetische Energie des Sprühstrahlauflaufs beeinflusst wird (vgl. Abbildung 5.4). Mit steigender Düsendistanz wird für Fall C eine erneute Abnahme des Wärmeübergangs beobachtet, welche in Übereinstimmung zur

zentrischen Ausrichtung auf den Anstieg des Sprühkegelquerschnitts zurückzuführen ist und eine Verringerung der lokalen Flüssigkeitsmenge im Aufprallbereich hervorruft. Aufgrund der gegenüber Abbildung 5.5 veränderten Stoffdaten und Betriebsparameter wird auch für die höchsten Düsendistanzen kein konstanter Wärmeübergang beobachtet. Dabei steigt das Flächenverhältnis A_K/A_W (gestrichelte Linie) über den gesamten Bereich der Düsendistanz trotz Luftetrug an. Außerdem können azentrische Messungen, wie bereits in Abbildung 3.16 gezeigt, deutlich durch azimutale Inhomogenitäten der Flüssigkeitsverteilung beeinflusst werden. Die Messungen des mechanischen Patternators zeigen, dass das auftreffende Flüssigkeitsvolumen abhängig von der azimutalen Position um bis zu 36% variiert. Da azimutale Inhomogenitäten der Flüssigkeitsverteilung nicht vorausberechnet werden können, werden im Rahmen dieser Arbeit primär Wärmeübergangsmessungen bei zentrischer Ausrichtung durchgeführt. Durch diese wird ein symmetrischer Ausschnitt des Sprühkegelquerschnitts untersucht, und die Auswirkungen der Inhomogenitäten der Flüssigkeitsverteilung sind durch die flächenanteilige Mittelung des Wärmeübergangs (s. Gl. (3.8)) indirekt in den Messdaten enthalten. Dennoch werden auch Messdaten mit azentrischer Ausrichtung in der Modellentwicklung (s. Abschnitt 5.3.2) berücksichtigt.

Zur Untersuchung des Einflusses des Zerfallsmodus ist in Abbildung 5.7 ein Betriebszustand des Düsenmodells Schlick45-0,5 dargestellt, für welchen gemäß des Zerfallsmodells aus Gl. (4.2) Rahmenbogenzerfall vorliegt. Gegenüber den vorangegangenen Messungen ist ein vollkommen verändertes Verhalten der Sprühnebelkühlung zu erkennen. Der Wärmeübergang steigt ausgehend von Fall A bis C systematisch mit steigender Düsendistanz an. Das Sprühwinkelmodell ist folglich nicht in der Lage, die räumliche Flüssigkeitsverteilung vorherzusagen, wobei zu beachten ist, dass dieses ausschließlich für Messdaten mit Perforations- und Wellenbogenzerfall entwickelt wurde (s. Abschnitt 4.1). Ursächlich für den Messdatenverlauf sind die dominierenden Oberflächenspannungskräfte, wodurch der Flüssigkeitsbogen zu einem runden Flüssigkeitsstrahl kontrahiert (s. Abbildung B.1). Durch die resultierende Abnahme des Sprühstrahlquerschnitts beim Aufprall wird ein vollständiger Sprühstrahlaufprall (Fall B bzw. C) und entsprechend das Maximum des Wärmeübergangs bei deutlich höheren Düsendistanzen erzielt, als durch das Sprühwinkelmodell (Gl. (4.5)) vorausberechnet.

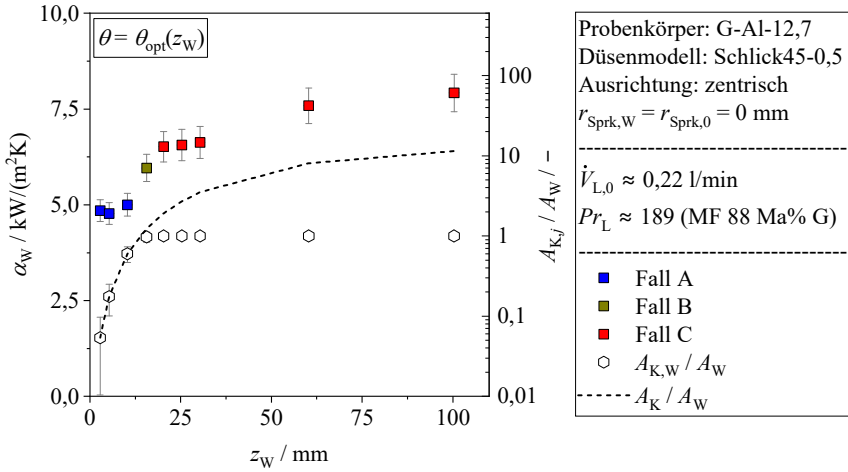


Abbildung 5.7: Wärmetransportkoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der Düsenbogensdistanz für einen Betriebszustand mit Rahmenbogenzerfall (s. Gl. (4.2)).

Die Messergebnisse bestätigen, dass das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Zerfallsmodell den Zerfallsmodus zuverlässig vorhersagt und dass Sprühnebelkühlungssysteme wegen der deutlich verringerten Aufprallfläche beim Rahmenbogenzerfall ausschließlich im Perforations- und Wellenbogenzerfall betrieben werden sollten. Für die Modellierung des konvektiven Wärmeübergangs Öl-sprühnebelgekühlter Wicklungsenden bildet das Zerfallsmodell einen essenziellen Bestandteil, um Betriebszustände mit Rahmenbogenzerfall bereits im Auslegungsprozess auszuschließen.

Sofern nicht explizit hervorgehoben, werden im weiteren Verlauf der Arbeit ausschließlich Betriebszustände mit Perforations- und Wellenbogenzerfall untersucht.

5.1.2.3 Einfluss des Düsenmodells

In Abbildung 5.8 werden beispielhaft die Messergebnisse zweier Düsenmodelle (Schlick45-0,5 und Schlick45-1) verglichen. Es wird ein Betriebszustand mit identischen Stoffdaten des MF ($Pr_L \approx 141$) und Volumenstrom am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0} \approx 0,52 \text{ l/min}$ betrachtet.

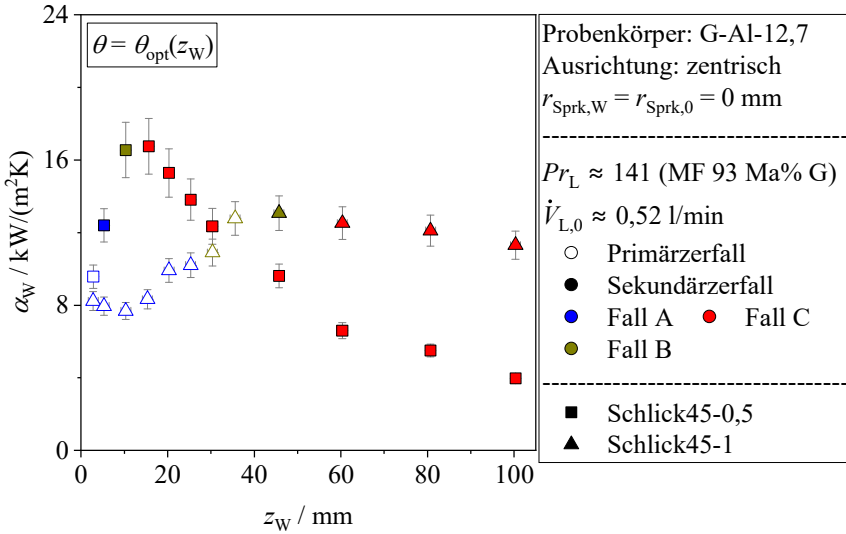


Abbildung 5.8: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der Düsendistanz für zwei Düsenmodelle mit 0,5 l/min und 1 l/min Nenndurchsatz (Quadrate, Dreiecke).

Dabei wird zwischen Düsendistanzen im Bereich des Primärzerfalls (leere Symbole) und des Sekundärzerfalls (volle Symbole) unterschieden. In Übereinstimmung mit der vorangegangenen Auswertung wird das Maximum des Wärmeübergangs auch für die Düse mit 1 l/min Nenndurchsatz in Fall B lokalisiert. Weiterhin ist zu erkennen, dass trotz des identischen Volumenstroms am Düsenaustritt das Maximum des Wärmeübergangs der Schlick45-1 um ca. 30% gegenüber der Schlick45-0,5 reduziert ist. In Fall B trifft dabei für beide Düsenmodelle annähernd die gleiche Flüssigkeitsmenge auf. Eine Beeinflussung der Messergebnisse durch azimuthale und radiale Inhomogenitäten der Flüssigkeitsverteilung wird aufgrund der zentrischen Ausrichtung der Düse zur wärmeübertragenden Oberfläche ausgeschlossen. Die Betrachtung der Zerfallsarten zeigt, dass für das Düsenmodell Schlick45-0,5 mit einer primären Zerfallslänge L_p von 3 mm, mit Ausnahme eines Datenpunkts ausschließlich Sekundärzerfall vorliegt. Für die Schlick45-1 wird mit einer primären Zerfallslänge L_p von 40 mm erst innerhalb von Fall B Sekundärzerfall erzielt. Aufgrund des stark fortgeschrittenen Strahlzerfalls ist die Größe des auftreffenden Tropfenkollektivs bei gleicher Düsendistanz für die Schlick45-0,5 geringer als für die Schlick45-1. Somit bestätigen die Messergebnisse, analog zu Abschnitt 5.1.2.1, dass eine Reduktion

der Ligament- und Tropfengrößen eine leichte Verbesserung des Wärmeübergangs hervorruft. Eine Bestimmung der tatsächlichen mittleren Tropfengröße durch optische Messverfahren ist für dichte Sprühstrahlen bzw. den Übergangsbereich von Primär- zu Sekundärzerfall aufgrund der hohen Tropfenanzahldichte bislang nicht möglich. Die Untersuchung der Tropfengröße als charakteristisches Längenmaß erfolgt in Abschnitt 5.3.2.2. Für Fall C liegen die Messdaten der Schlick45-0,5 unterhalb der Schlick45-1. Ursache ist der kontinuierliche Anstieg der Sprühkegelquerschnittsfläche, wodurch der Impuls bzw. die lokale kinetische Energie im Aufprallbereich reduziert wird. Aus den Messdaten geht hervor, dass ein Optimum zwischen der Größe der Aufprallfläche eines Sprühstrahls und der kinetischen Energie der Flüssigkeit pro Aufprallfläche existiert.

5.1.2.4 Einfluss der Stoffdaten

Die Stoffdaten der Flüssigkeit sind von zentraler Bedeutung für die Ausbildung der konischen Sprühstrahlen. Mit den Zerfallsmodi, dem Durchflussverhalten, den optischen Sprühwinkeln, der primären Zerfallslänge und der räumlichen Flüssigkeitsverteilung beeinflussen sie alle im Rahmen dieser Arbeit bestimmten Charakteristika des Zerstäubungsprozesses (s. Kapitel 4). In Abbildung 5.9 ist der Wärmeübergang bei zentrischer Ausrichtung der Düse (Schlick45-0,5) in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität dargestellt. Die Variation der dynamischen Viskosität wird durch unterschiedliche Eintrittstemperaturen ($\vartheta_{L,0} = 54\text{ °C} - 74\text{ °C}$) und Zusammensetzungen des MF (88 Ma% G – 93 Ma% G) erzielt. Die Eintrittstemperatur wird dabei als Bezugs-temperatur zur Stoffdatenbestimmung verwendet. Neben der dynamischen Viskosität variieren auch alle anderen Stoffdaten, wobei deren Veränderung mit maximal 5% im Falle der Oberflächenspannung σ_L für eine Darstellung der Absolutwerte des Wärmeübergangs nicht aussagekräftig ist. Es wird ein konstanter Volumenstrom $\dot{V}_{L,0} \approx 0,42\text{ l/min}$ betrachtet, und die beiden Flächenverhältnisse $A_{K,W}/A_W$ und A_K/A_W werden mit Werten von 0,99 bzw. 0,81 konstant gehalten, sodass der Einfluss von Overspray auf ein Minimum reduziert wird. Eine Steigerung der dynamischen Viskosität um einen Faktor von 1,8 führt zu einer Erniedrigung des Wärmeübergangs um 33%.

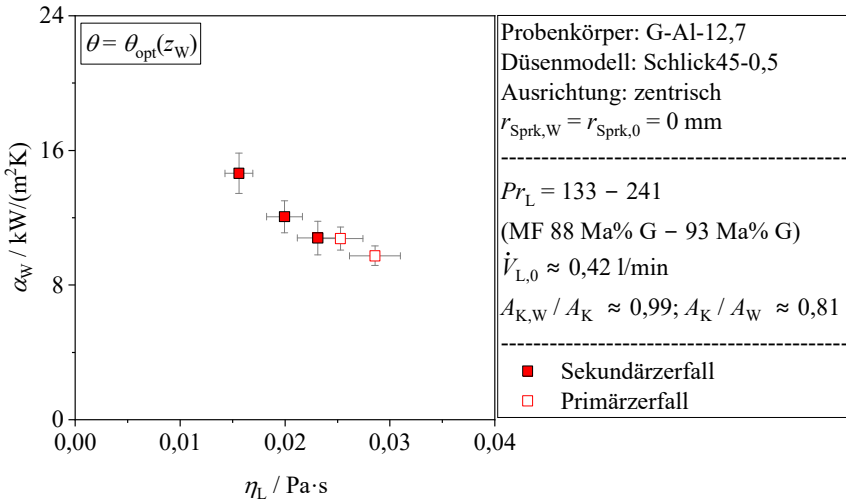


Abbildung 5.9: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität der Flüssigkeit (MF).

Als Ursache des beobachteten Datentrends sind zwei Prozesse aufzuführen. Einerseits vergrößert sich mit steigender Viskosität die primäre Zerfallslänge und entsprechend die Größe der auftreffenden Ligamente und Tropfen, wobei bei zwei Datenpunkten sogar Primärzerfall vorliegt (leere Symbole). Andererseits steigen die viskosen Reibungskräfte innerhalb der Flüssigkeit, wodurch die Turbulenz im Aufprallbereich reduziert wird. Da die Unterschiede zwischen den Messdaten des Primär- und Sekundärzerfalls im Bereich der Messunsicherheit liegen, wird von einer untergeordneten Bedeutung der Ligament- und Tropfengrößen für die dargestellten Datenpunkte ausgegangen. Weiterhin wird kein Aufstau von Flüssigkeit im Aufprallbereich durch einen verschlechterten Flüssigkeitsabfluss mit steigender Viskosität beobachtet.

Wie in Abschnitt 3.3 erläutert, besteht die Aufgabe des MF darin, den Stoffdatenbereich kommerzieller Getriebeöle mit nur einem Stoffsystem durch Variation dessen Temperatur und Zusammensetzung abzubilden. Für ein besseres Verständnis der Beeinflussung des Wärmeübergangs durch einen Wechsel des Stoffsystems werden in Abbildung 5.10 die Messdaten des MF (rot) und ATF VI (blau) für den Betriebstemperaturbereich des ATF VI ($\vartheta_{L,0} = 60 \text{ °C} - 90 \text{ °C}$) mit $Pr_L \approx 111$ (links) und $Pr_L \approx 187$ (rechts) verglichen. Die Ausrichtung der Düse ist zentrisch und der Volumenstrom am Düsenaustritt für alle Da-

tenpunkte mit 0,59 l/min konstant. Der Messdatenverlauf ist für beide Kühlflüssigkeiten identisch, unterscheidet sich jedoch in der Höhe der Absolutwerte. Bei identischer Düsendistanz ist der Wärmeübergang des ATF VI im Mittel um einen Faktor von 2 gegenüber dem MF reduziert. Durch Berücksichtigung der Stoffdaten der beiden Flüssigkeiten lässt sich ein möglicher Erklärungsansatz formulieren. Dabei ist die Wärmeleitfähigkeit des ATF VI für die dargestellten Betriebszustände um einen Faktor von 2,4 geringer als die des MF. Folglich wird der konvektive Wärmeübergang des ATF VI unabhängig vom Zerstäubungsprozess durch die Konduktion innerhalb der Flüssigkeit systematisch gehemmt. Des Weiteren ist die Dichte des ATF VI um einen Faktor von 1,5 geringer als die des MF, sodass die kinetische Energie bzw. der Impuls der Sprühstrahlen bei gleichem Volumenstrom im Aufprallbereich reduziert ist.

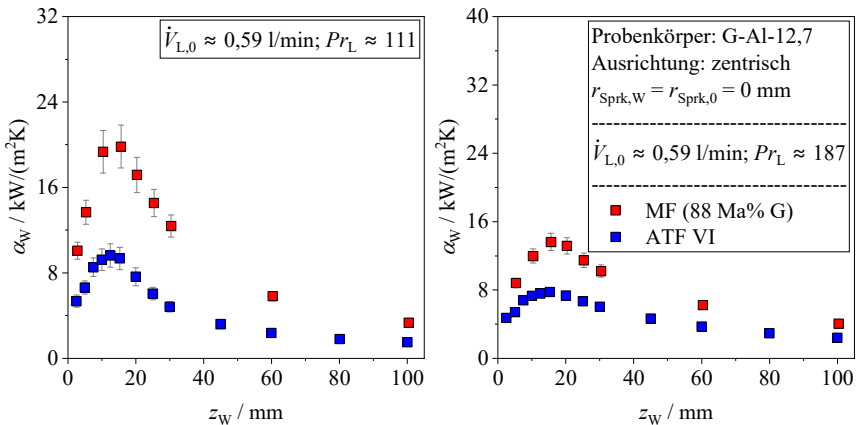


Abbildung 5.10: Vergleich der Messdaten des MF (rot) und ATF VI (blau) bei identischer Prandtl-Zahl ($Pr_L \approx 111$, links und $Pr_L \approx 187$, rechts) und Volumenstrom am Düsenaustritt ($\dot{V}_{L,0} \approx 0,59$ l/min).

Es ist zusammenzufassen, dass die Messdaten des MF nur durch Einsatz eines dimensionslosen Modellansatzes auf Getriebeöle (z. B. ATF VI) übertragen werden können. Diesbezüglich muss sowohl der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit als auch des Impulses bzw. der kinetischen Energie der Flüssigkeit im Aufprallbereich korrekt abgebildet werden. Der zugehörige Modellierungsansatz ist in Abschnitt 5.3.2 enthalten.

5.1.3 Mehrdüsenbetrieb

Die Sprühnebelkühlung im Mehrdüsenbetrieb eignet sich zur Kühlung großer Bauteile, da durch diese die Aufprallfläche der Sprühstrahlen substantiell gesteigert werden kann. Darüber hinaus wird durch eine Überlagerung der Sprühstrahlen (Schnittvolumen zwischen Sprühstrahlen) die Flüssigkeitsmenge innerhalb des Aufprallbereichs erhöht. Hinsichtlich der Sprühnebelkühlung von Statorwicklungen wird in diesem Abschnitt zunächst geprüft, inwiefern sich der Wärmeübergang des Mehrdüsenbetriebs vom Eindüsenbetrieb auf ebenen, glatten Oberflächen unterscheidet und ob eine Überlagerung der Sprühstrahlen Potenzial zur Kühlung elektrischer Maschinen hat. Die Flüssigkeitsverteilung des Mehrdüsenbetriebs wird im Anhang C.2 durch Vergleich der Düsenkennlinien des Ein- und Mehrdüsenbetriebs untersucht. Diesbezüglich wird gezeigt, dass die Annahme einer homogenen Flüssigkeitsverteilung auf die Düsen im Mehrdüsenbetrieb (s. Gl. (C.1)) gerechtfertigt ist, wobei jegliche Inhomogenitäten der Flüssigkeitsverteilung innerhalb der erweiterten Messunsicherheit des Volumenstroms liegen.

Eine Übersicht der Düsenkonfiguration einschließlich der untersuchten Fälle der Sprühstrahlüberlappung ist in Abbildung 5.11 dargestellt. Diesbezüglich ist die mittlere Düse zentrisch und die äußeren beiden Düsen sind azentrisch zur wärmeübertragenden Oberfläche ausgerichtet. Die Distanz zwischen den Düsenachsen x_D variiert abhängig von der verwendeten Lanzenposition (s. Abbildung 3.3) zwischen 30 mm und 40 mm. Die Bestimmung der Aufprallfläche $A_{K,W}$ erfolgt für jede der drei Düsen analog zum Eindüsenbetrieb (s. Abschnitt 5.1.2). Hinsichtlich des Sprühwinkels wird mit $\theta_{opt}(z_W)$ (Gl. (4.5)) der Einfluss von Lufteintrag berücksichtigt. Somit ergeben sich mit den Fällen CD und CB zwei unterschiedliche Sprühstrahlüberlappungen. Für Fall CD wird die gesamte wärmeübertragende Oberfläche vom Sprühstrahl der mittleren Düse getroffen (Fall C im Eindüsenbetrieb).

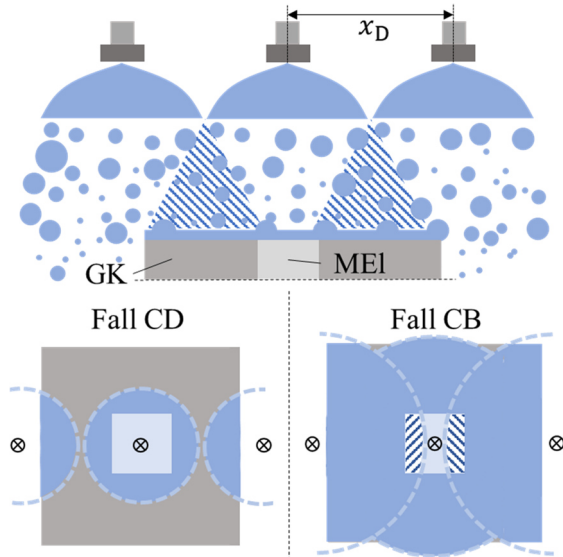


Abbildung 5.11: Übersicht der Fälle der Sprühstrahlüberlagerung im Mehrdüsenbetrieb (CD, CB) mit drei Düsen. Der Überlagerungsbereich der Sprühstrahlen ist durch die Schraffur hervorgehoben.

Die Sprühstrahlen der azentrisch positionierten Düsen treffen vollständig außerhalb der wärmeübertragenden Oberfläche auf (Fall D im Eindüsenbetrieb). Für Fall CB liegt eine Überlagerung der Sprühstrahlen auf der wärmeübertragenden Oberfläche vor (Schraffur in Abbildung 5.11). Dabei wird die wärmeübertragende Oberfläche vollständig von der zentralen Düse (Fall C im Eindüsenbetrieb) und partiell von den azentrischen Düsen (Fall B im Eindüsenbetrieb) getroffen. Demnach kann durch die beiden Fälle der Sprühstrahlüberlagerung der Einfluss des Flüssigkeitsablaufs (Fall CD) und die Steigerung der lokalen Flüssigkeitsmenge (Fall CB) durch Sprühstrahlüberlagerung untersucht werden.

In Abbildung 5.12 werden die Messdaten eines Eindüsenbetriebs (Fall C) mit den Messdaten eines Mehrdüsenbetriebs (Fall CD und CB) bei identischen Betriebsparametern ($\dot{V}_{L,0}, z_W$) und Stoffdaten der Flüssigkeit (Pr_L) verglichen. Als Düsenmodell wird die Schlick120-0,5 verwendet. Dabei ist der Gesamtvolumenstrom im Mehrdüsenbetrieb um die Düsenanzahl gegenüber dem Eindüsenbetrieb erhöht (s. Gl. (C.1)). Aus den Messdaten geht hervor, dass für jegliche Düsensdistanzen mit Fall CD (braun) der Wärmeübergang des Mehrdüsenbetriebs gegenüber dem Eindüsenbetrieb reduziert ist. Dabei liegt die mittlere Abwei-

chung mit 30% außerhalb der erweiterten Messunsicherheit. Auffällig ist außerdem, dass der Unterschied zwischen Ein- und Mehrdüsenbetrieb für Fall CD mit der Düsendistanz von 34% bei $z_W \approx 45$ mm auf 19% bei $z_W \approx 20$ mm absinkt (s. lila Markierungen in Abbildung 5.12).

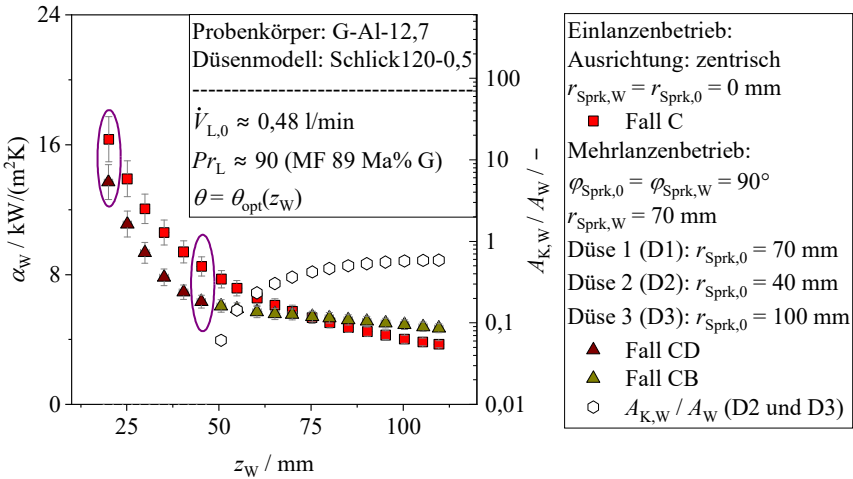


Abbildung 5.12: Vergleich der Messdaten des Mehrdüsenbetriebs mit den Messdaten des Eindüsenbetriebs bei identischen Betriebsparametern und zentrischer Ausrichtung der Düse. Die Fälle C, CD und CB der Sprühstrahlüberlappung sind in rot, braun und gelb dargestellt.

Eine plausible Erklärung für den beobachteten Datentrend ist der eingeschränkte Flüssigkeitsabfluss aus dem Aufprallbereich des zentrischen Sprühstrahls. Eine schematische Darstellung der Flüssigkeitsbewegung mit maßstabsgerechter Darstellung des Sprühkegelquerschnitts und der Probenkörperabmessung ist in Abbildung 5.13 für die beiden zuvor genannten Messpunkte gezeigt. Bei der geringsten Düsendistanz ($z_W \approx 20$ mm) treffen nur noch 13% der äußeren Sprühstrahlen ($A_{K,PK}/A_K$) auf der Probenkörperoberfläche auf, wohingegen beim letzten Datenpunkt von Fall CD ($z_W \approx 45$ mm) jeweils 28% der äußeren Sprühstrahlen auf dem Probenkörper auftreffen. Ausgehend vom Aufprallbereich der azentrischen Düsen bildeten sich Filmströmungen auf der Probenkörperoberfläche aus, welche der Filmströmung der zentrischen Düse entgegengerichtet sind. Die schematische Flüssigkeitsbewegung ist in Abbildung 5.13 durch Pfeile gekennzeichnet. Hierbei ist zu erkennen, dass der Aufprallbereich der azentrischen Sprühstrahlen für die höhere Düsendistanz (Abbildung 5.13, rechts) direkt an die wärmeübertragende Oberfläche angrenzt und sich weiterhin über

die gesamte Kantenlänge des Probenkörpers erstreckt. Folglich wird vermutet, dass der Flüssigkeitsabfluss des zentrischen Sprühstrahls für die größere Düsendistanz stärker gehemmt wird. Der gesteigerte hydraulische Widerstand des Flüssigkeitsabflusses kann gemäß den Ergebnissen für niedrigviskose Flüssigkeiten (s. Abschnitt 2.3.2) zu einer Erhöhung der Filmdicke im Aufprallbereich führen. Eine erhöhte Filmdicke vermindert dabei die Grenzschichtstörung im Aufprallbereich der Sprühstrahlen.

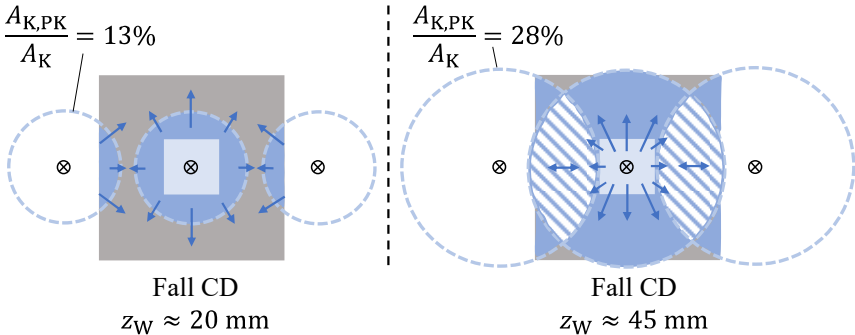


Abbildung 5.13: Schematische Darstellung der Flüssigkeitsbewegung im Aufprallbereich der Sprühstrahlen für Fall CD der Sprühstrahlüberlappung mit $z_W \approx 20 \text{ mm}$ (links) und $z_W \approx 45 \text{ mm}$ (rechts). Die zugehörigen Messdaten in Abbildung 5.12 sind mit Kreisen in lila markiert.

Beim Übergang zu Fall CB (gelb in Abbildung 5.12) treffen auch die azentrischen Sprühstrahlen direkt auf der wärmeübertragenden Oberfläche auf. Mit dem Einsetzen der Sprühstrahlüberlagerung ist unmittelbar ein veränderter Trend der Messdaten zu beobachten, wobei der Wärmeübergang des Mehrdüsenbetriebs ab einer Düsendistanz von 75 mm oberhalb des Eindüsenbetriebs liegt. Folglich scheint die gesteigerte Flüssigkeitsmenge im Aufprallbereich ($A_{K,W}$) den verschlechterten Flüssigkeitsabfluss zu kompensieren. Dabei hängt die Beeinflussung des Wärmeübergangs durch den Flüssigkeitsabfluss stark von der Geometrie des Probenkörpers und dessen Orientierung ab und lässt sich nicht direkt auf Statorwicklungsenden übertragen. Trotzdem zeigen die Messergebnisse, dass eine Überlagerung der Sprühstrahlen aufgrund der geringen Verbesserung des Wärmeübergangs für die Öl-Sprühnebelkühlung im Allgemeinen nicht zielführend ist. Stattdessen sollte das jeweilige Bauteil zur Maximierung der direkt gekühlten Oberfläche ohne Sprühstrahlüberlagerung gleichmäßig von Sprühstrahlen benetzt werden. Weiterhin dienen die Ergebnisse dieses Abschnitts als Referenz zur Interpretation der Messdaten des Mehrdüsenbetriebs der

generischen elektrischen Maschine (s. Kapitel 6). Die Messergebnisse weiterer Düsenmodelle (Schlick45-0,5 und Schlick60-0,5) sind im Anhang C.2 enthalten und weisen ein vergleichbares Verhalten auf.

5.2 Probenkörper – Statorwicklungsenden

5.2.1 Übersicht der Messungen

In dieser Arbeit werden zwei unterschiedliche Detaillierungsgrade von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen untersucht. Es wird zwischen Probenkörpern mit einer glatten, gekrümmten Oberfläche (VR-G) und Probenkörpern mit einer strukturierten, gekrümmten Oberfläche (VR-FF38, VR-FF30) differenziert (s. Abschnitt 3.5.2). Der Hauptunterschied zwischen beiden Probenkörperarten besteht in der Auflösung einzelner Runddrähte durch die strukturierten Probenkörper, wobei für elektrische Füllfaktoren von 30% (FF30) und 38% (FF38) die Spulen jeder Phase abgebildet werden. Gegensätzlich dazu entsprechen die glatten Probenkörper einer generischen Rekonstruktion der Statorenden verteilter Runddrahtwicklungen, welche aus einer Oberflächendigitalisierung eines realen Stators resultiert. Es wird zwischen Probenkörpern mit radialer, axialer und wellenseitiger Messposition (rad, ax, we) sowie unterschiedlichen Positionen der MEI in Richtung des Blechpakets (T) und des Lagerschildes (H) unterschieden. Mit dem Hauptfokus, den Geometrieinfluss der Wicklungsenden zu quantifizieren, wird in allen Messungen das Düsenmodell Schlick45-0,5 verwendet. Eine Übersicht aller untersuchten Probenkörper ist in Abbildung C.2 enthalten. Die zugehörigen Wertebereiche der Betriebsparameter sind in Tabelle C.2 und Tabelle C.3 zusammengefasst.

In Übereinstimmung mit den Messungen glatter, ebener Oberflächen aus Abschnitt 5.1 werden die Stoffdaten unterschiedlicher kommerzieller Getriebeöle unter Einsatz des MF berücksichtigt. Eine dimensionslose Darstellung der untersuchten Stoffdatenbereiche ist in Abbildung 5.14 in Form der Prandtl- und Ohnesorge-Zahl enthalten. Als charakteristisches Längenmaß wird ein Durchmesser der Düsenaustrittsöffnung d_0 von 1 mm verwendet. Die Messdaten des MF ($Pr_L = 92 - 257$; $Oh_{d_0} = 0,043 - 0,12$) bilden den Betriebsbereich des

ATF VI (rote Linie) vollständig ab. Eine Zuordnung der Maximal- und Minimalwerte zum jeweiligen Probenkörper der Statorwicklungsenden ist in Tabelle C.2 und Tabelle C.3 enthalten.

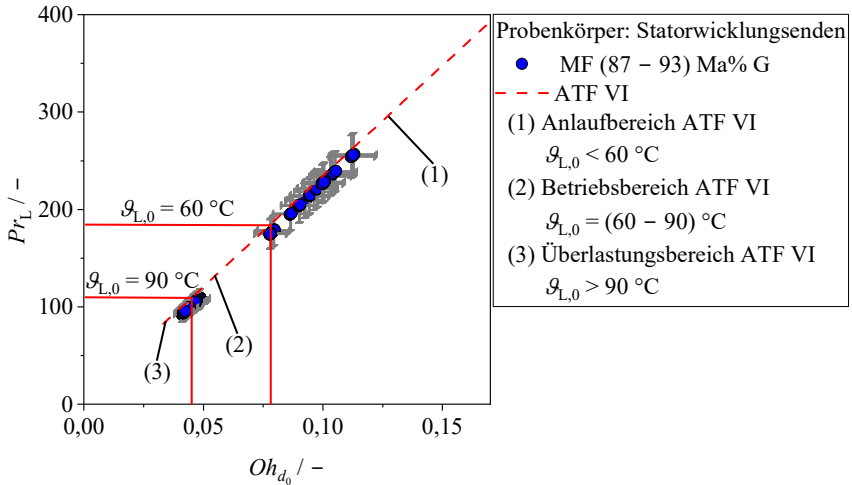


Abbildung 5.14: Übersicht der untersuchten Prandtl- und Ohnesorge-Bereiche des MF (blau) für Statorwicklungsenden. Als Referenz werden drei Temperaturbereiche des ATF VI (rote Linie) unterschieden: der Anlaufbereich (1), der Betriebsbereich (2) und der Überlastungsbereich (3). Die zugehörigen Maximal- und Minimalwerte sind in Tabelle C.2 und Tabelle C.3 enthalten.

5.2.2 Einfluss der Oberflächenstruktur

Der vorliegende Abschnitt vergleicht die Messergebnisse der Sprühnebelkühlung glatter und strukturierter Statorwicklungsenden mit denen ebener, glatter Oberflächen aus Abschnitt 5.1, um den Einfluss der Oberflächenstrukturierung auf den Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung zu untersuchen. Dabei existieren, abhängig von der Messposition, Probenkörper mit einer konvexen oder konkaven Geometrie der Umgebungsfläche (radiale oder wellenseitige PK). Wie auch bei der Sprühnebelkühlung ebener Oberflächen existieren auch für Statorwicklungsenden unterschiedliche Zustände der Sprühstrahlüberlappung. Aufgrund der Oberflächenkrümmung der Wicklungsenden wird zur Bestimmung der Aufprallfläche der konischen Sprühstrahlen auf der wärmeübertragenden Oberfläche $A_{K,W}$ eine veränderte Berechnungsvorschrift verwendet. Die zugehörigen KS sind für einen Probenkörper mit radialer Messposition und konvexer,

glatter Oberfläche in Abbildung 5.15 dargestellt. Diesbezüglich werden zwei KS, ein Zylinderkoordinatensystem der Sprühkammer (KS1) und ein polares KS der Düse (KS2), verwendet. Analog zu Probenkörpern mit axialer Messposition werden die Mittelpunktkoordinaten der wärmeübertragenden Oberfläche ($r_{\text{Sprk,W}}$, $z_{\text{Sprk,W}}$, $\varphi_{\text{Sprk,W}}$) und der Düsenaustrittsöffnung ($r_{\text{Sprk,0}}$, $z_{\text{Sprk,0}}$, $\varphi_{\text{Sprk,0}}$) im Zylinderkoordinatensystem der Sprühkammer (KS1) den Ergebnisdateien der Wärmeübergangsmessungen entnommen.

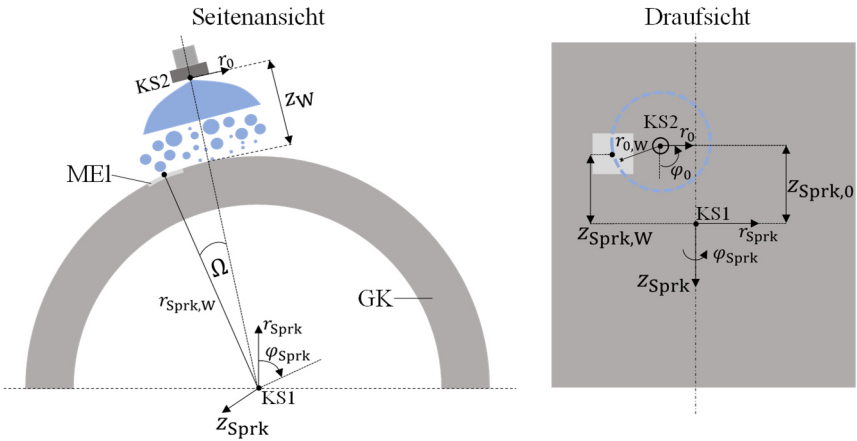


Abbildung 5.15: Übersicht der zylindrischen und polaren KS innerhalb der Sprühkammer zur Bestimmung der Tropfenaufprallfläche $A_{K,W}$ auf glatten und strukturierten Probenkörpern von Statorwicklungsenden mit radialer Messposition.

Der Winkel Ω zwischen der Düsenachse und dem Mittelpunkt der wärmeübertragenden Oberfläche wird mittels Gl. (5.4) bestimmt. Der ganzzahlige Parameter n wird dabei so gewählt, dass Ω einen Wert von maximal π nicht überschreitet.

$$\Omega = |2\pi \cdot n - |\varphi_{\text{Sprk,0}} - \varphi_{\text{Sprk,W}}|| \quad \text{mit } n = 0; 1 \quad (5.4)$$

Im nächsten Schritt ergibt sich der Radius $r_{0,W}$ im Zylinderkoordinatensystem der Sprühkammer (KS1) mit Gl. (5.5).

$$r_{0,W} = \left((z_{\text{Sprk}} - z_{\text{Sprk,0}})^2 + (r_{\text{Sprk,W}} \cdot \sin(\varphi_{\text{Sprk}}))^2 \right)^{1/2} \quad (5.5)$$

Im Gegensatz zu ebenen, glatten Oberflächen variiert der Sprühstrahlradius r_K mit der Krümmung der Wicklungs Oberfläche. Folglich wird dieser mit Gl. (5.6) in Abhängigkeit vom Polarwinkel φ_{Sprk} bestimmt. Die Variation des

Sprühwinkels $\theta_{\text{opt}}(z)$ aufgrund der Krümmung der Wicklungsoberfläche hat einen vernachlässigbaren Einfluss und wird nicht berücksichtigt.

$$r_K(\varphi_{\text{Sprk}}) = \left(r_{\text{Sprk,W}} + z_W - r_{\text{Sprk,W}} \cdot \cos(\varphi_{\text{Sprk}}) \right) \cdot \tan(\theta_{\text{opt}}(z_W)/2) \quad (5.6)$$

Abschließend wird die Aufprallfläche $A_{K,W}$ durch Integration über die gesamte wärmeübertragende Oberfläche A_W mit Gl. (5.7) berechnet. Voraussetzung für die Integration ist die Erfüllung zweier Nebenbedingungen: Erstens muss der Radius $r_{0,W}$ innerhalb des Sprühstrahlradius $r_K(\varphi_{\text{Sprk}})$ liegen (1. NB). Zweitens darf der Winkel zwischen der Flüssigkeit und dem jeweiligen Flächennormalenvektor 90° nicht überschreiten (2. NB).

$$A_{K,W} = \int_{\Omega_1}^{\Omega_2} \int_{z_{\text{Sprk,W}} - b_{2,2}/2}^{z_{\text{Sprk,W}} + b_{2,2}/2} r_{\text{Sprk,W}} d\varphi_{\text{Sprk}} dz_{\text{Sprk}}$$

mit $\Omega_1 = \Omega - \arcsin\left(\frac{b_{2,1}}{2 \cdot r_{\text{Sprk,W}}}\right)$; $\Omega_2 = \Omega + \arcsin\left(\frac{b_{2,1}}{2 \cdot r_{\text{Sprk,W}}}\right)$ (5.7)

$$1. \text{ NB } r_{0,W} \leq r_K(\varphi_{\text{Sprk}}) \text{ und } 2. \text{ NB } \varphi_{\text{Sprk}} \leq \arccos\left(\frac{r_{\text{Sprk,W}}}{r_{\text{Sprk,W}} + z_W}\right)$$

Mit der zentrischen und azentrischen Ausrichtung der Düse zur wärmeübertragenden Oberfläche werden analog zu ebenen, glatten Oberflächen vier Fälle der Sprühstrahlüberlappung (A, B, C, D) im Eindüsenbetrieb unterschieden. Für die Definition der einzelnen Fälle wird auf Abbildung 5.2 verwiesen. Unter Berücksichtigung der Ergebnisse aus Abschnitt 5.1.2 wird ausschließlich der optische Sprühwinkel $\theta_{\text{opt}}(z_W)$ mit Lufteintrag (s. Gl. (4.5)) verwendet. Die Bestimmung der Aufprallfläche $A_{K,W}$ für Probenkörper der Statorwicklungsenden mit einer wellenseitigen Messposition unterscheidet sich geringfügig und ist in Gl. (C.2) des Anhangs C.3 enthalten. Für Probenkörper mit einer axialen Messposition wird in Übereinstimmung zu ebenen, glatten Probenkörpern Gl. (5.3) zur Bestimmung der Aufprallfläche verwendet. Die Oberflächengeometrien strukturierter Probenkörper (VR) werden durch die Berechnungsvorschriften vernachlässigt. Die Auswirkungen dieser Vereinfachung auf die Modellbildung werden in Abschnitt 5.3.2 diskutiert.

In den folgenden Messungen wird das Düsenmodell Schlick45-0,5 bei einer zentrischen Ausrichtung verwendet. Im ersten Schritt werden mit Abbildung 5.16 die Messdaten eines ebenen, glatten Probenkörpers (G-Al-12,7) mit denen glatter Statorwicklungsenden bei einer axialen Messposition (VR-ax-G-12,7) verglichen. Die Abmessungen der wärmeübertragenden Oberflächen sind identisch und die Probenkörper unterscheiden sich ausschließlich in der Geometrie der Umgebungsfläche. Somit wird ein direkter Vergleich der Messergebnisse

in Abhängigkeit von der Düsendistanz ermöglicht und Variationen der auftretenden Flüssigkeitsmenge aufgrund der Diskretisierung der wärmeübertragenden Oberfläche ausgeschlossen (vgl. Ergebnisse Abschnitt 5.1.2.2). Eine maßstabsgetreue Darstellung der beiden Probenkörper einschließlich der maximalen und minimalen Querschnittsflächen der Sprühstrahlen ist im Anhang Abbildung C.7 enthalten. Da die Wärmeübergangsmessungen der beiden Probenkörper nicht für die exakt gleichen Düsendistanzen durchgeführt wurden, sind die Ergebnisse des ebenen, glatten Probenkörpers in Form einer Trendlinie (exponentiell-polynomiale Funktion, lila Linie) dargestellt.

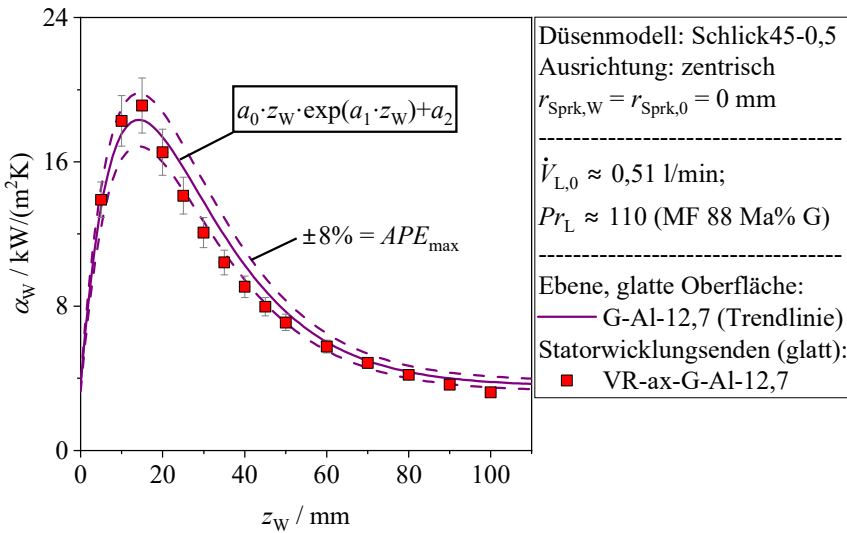


Abbildung 5.16: Vergleich der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-Al-12,7) in Form einer exponentiell-polynomialen Funktion (lila Linie) mit den Messdaten glatter Statorwicklungsenden bei axialer Messposition (rote Vierecke, VR-ax-G-al-12,7).

Diese beschreibt die Messdaten mit einer mittleren Abweichung von 5% und einer maximalen Abweichung von 8% (APE_{max} , gestrichelte lila Linie). Unter Berücksichtigung der erweiterten Messunsicherheit liegen jegliche Messdaten der Statorwicklungsenden innerhalb des Konfidenzintervalls der exponentiell-polynomialen Funktion. Folglich wird der Wärmeübergang nicht durch die veränderte Geometrie der Umgebungfläche beeinflusst und weist eine hohe Übereinstimmung zu den Ergebnissen ebener, glatter Oberflächen aus Abschnitt 5.1.2 auf.

Im nächsten Schritt der Auswertung wird der Einfluss einer konvexen sowie konkaven Oberflächengeometrie glatter Statorwicklungsenden untersucht. Dazu werden in Abbildung 5.17 die Messdaten bei axialer, radialer und wellenseitiger Messposition für zwei Betriebszustände verglichen.

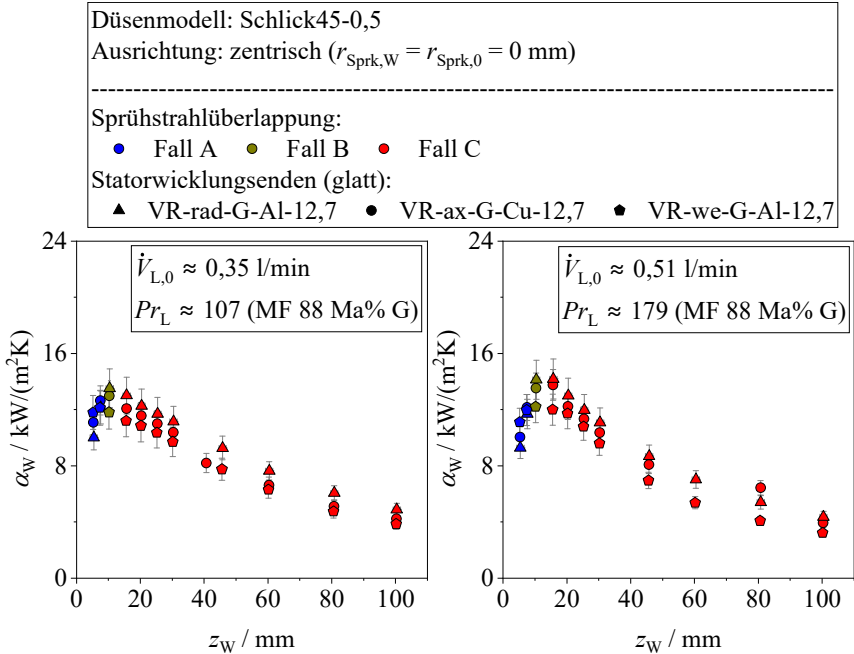


Abbildung 5.17: Vergleich der Sprühnebelkühlung glatter Statorwicklungsenden mit unterschiedlichen Messpositionen (axial, radial, wellenseitig). Die Fälle A, B, C der Sprühstrahlüberlappung sind in blau, gelb, rot dargestellt.

Für die zugehörige Darstellung der Probenkörper wird auf Abbildung C.8 des Anhangs verwiesen. Die Betriebszustände sind so gewählt, dass durch zwei unterschiedliche Volumenströme ($\dot{V}_{L,0} \approx 0,35$ l/min und $\dot{V}_{L,0} \approx 0,51$ l/min) und zwei Prandtl-Zahlen an der Unter- und Obergrenze des Prandtl-Bereichs des ATF VI Getriebeöls ($Pr_L \approx 107$ und $Pr_L \approx 179$; s. Abbildung 3.5) die Ausbildung unterschiedlicher Filmdicken im Aufprallbereich der Sprühstrahlen begünstigt wird. Dabei resultieren hohe Volumenströme gemäß unterschiedlicher Untersuchungen der Literatur in gesteigerten Filmdicken [129–132] (s. Abschnitt 2.3.2). Die drei Fälle der Sprühstrahlüberlappung (A, B, C) sind in blau, gelb, rot dargestellt. Aus den Messdaten geht hervor, dass in Übereinstimmung zu ebenen,

glatten Oberflächen die Maxima des Wärmeübergangs für jeden Betriebszustand und jede der drei Oberflächengeometrien in Fall B lokalisiert sind. Folglich weist der Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung auch für konvexe und konkave Oberflächengeometrien (VR-rad-G-Al-12,7 und VR-we-G-Al-12,7) eine hohe Ähnlichkeit zu ebenen, glatten Oberflächen auf. Weiterhin ist zu erkennen, dass der Wärmeübergang der wellenseitigen Messposition bei Fall B und C systematisch gegenüber den radialen und axialen Positionen erniedrigt ist. Ursache ist die konkave Umgebungsfläche der wellenseitigen Messposition, durch die sich die Flüssigkeit vom Aufprallbereich der Sprühstrahlen ausschließlich in Richtung des Blechpakets und des Lagerschildes ausbreiten kann. Eine Hemmung des Flüssigkeitsabflusses führt dabei zu erhöhten Filmdicken. Eine Bildaufnahme der Sprühnebelkühlung des zugehörigen Probenkörpers mit markierter Fließrichtung ist im Anhang Abbildung C.9 enthalten. Für die axiale und radiale Messposition mit ebener und konvexer Umgebungsfläche wird der leicht erhöhte Wärmeübergang auf die ungestörte Ausbreitung der Flüssigkeit in alle Raumrichtungen zurückgeführt. Grundsätzlich sind die Unterschiede zwischen den drei Oberflächengeometrien gering, sodass angesichts der in Abschnitt 5.1.2 aufgezeigten Einflussfaktoren von einer untergeordneten Bedeutung der Oberflächenkrümmung im untersuchten Geometriebereich der Wicklungsenden ausgegangen wird.

Reale Statorwicklungen haben entgegen der obigen Probenkörper keine glatte Oberfläche, sodass zusätzlich der Einfluss der welligen (strukturierten) Oberfläche verteilter Runddrahtwicklungen (VR) zu untersuchen ist. Daher werden diverse Probenkörper mit axialer, radialer und wellenseitiger Messposition, aber auch unterschiedlichen Abständen (T , H ; s. Abschnitt 3.5.2) der wärmeübertragenden Oberfläche vom Blechpaket verwendet. In Abbildung 5.18 ist ein direkter Vergleich der Messdaten eines ebenen, glatten Probenkörpers (G-Al-6,35) mit denen eines strukturierten Probenkörpers bei radialer Messposition (VR-rad-FF38-GT-6,32) enthalten. Die Kantenlängen ($b_{2,1}$ und $b_{2,2}$) der beiden MEI sind mit Werten von im Mittel 6,35 mm und 6,32 mm annähernd gleich. Die Darstellungen der beiden Probenkörper sind im Anhang Abbildung C.10 enthalten. Analog zur vorherigen Auswertung sind die Messdaten des ebenen, glatten Probenkörpers in Form einer Potenzfunktion (lila Linie) dargestellt. Die mittlere Abweichung der Funktion beträgt 3% und die maximale Abweichung ($AP E_{\max}$) liegt bei 6%. Es wird ausschließlich Fall C der Sprühstrahlüberlappung betrachtet. Die Messdaten der beiden Probenkörper weisen trotz deren stark unterschiedlicher Oberflächengeometrie für Düsendistanzen von 100 mm bis 10 mm mit

einer mittleren Abweichung von 8% eine sehr gute Übereinstimmung auf. Für geringere Düsendistanzen steigt der Wärmeübergang auf den verteilten Runddrahtwicklungen (VR-rad-FF38-T-6,32) signifikant an.

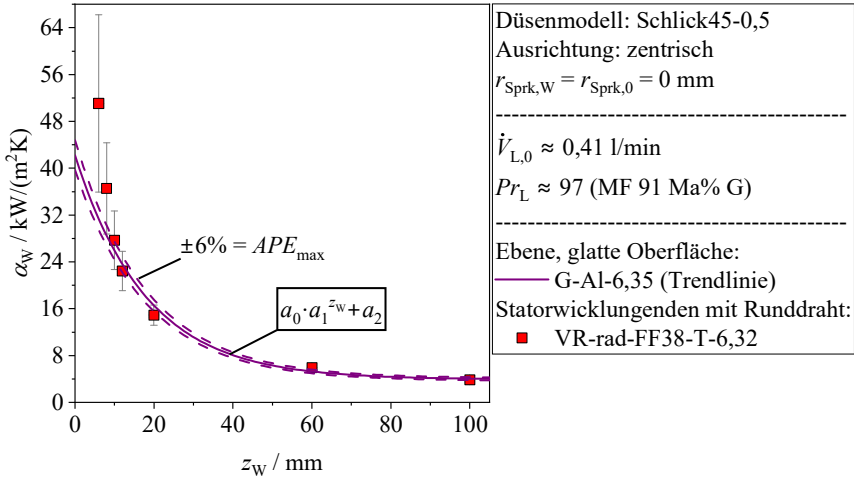


Abbildung 5.18: Vergleich der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-AI-6,35) in Form einer Potenzfunktion (lila Linie) mit den Messdaten von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen bei radialer Messposition (rote Vierecke, VR-rad-FF38-T-6,32).

Die Betrachtung der Messunsicherheit legt nahe, dass der Anstieg eher auf das Messkonzept als auf einen physikalischen Prozess der Sprühnebelkühlung zurückzuführen ist. Dabei resultiert der hohe Wärmeleitungsweg \bar{z}_{2W} (s. Tabelle A.4) des strukturierten MEI (VR-rad-FF38-T-6,32) in einer gesteigerten Unsicherheit der Extrapolation der Oberflächentemperatur ϑ_W . Durch die Kombination mit einem zugleich geringeren treibenden Temperaturgefälle ($\vartheta_W - \vartheta_{L,0}$) aufgrund des hohen Wärmeübergangs steigt die Messunsicherheit der Wärmeübergangskoeffizienten deutlich, wodurch die beobachtete Abweichung zur Trendlinie des ebenen, glatten Probenkörpers hervorgerufen wird. Alle weiteren untersuchten Betriebszustände der beiden Probenkörper weisen vergleichbare Übereinstimmungen auf. Unter Berücksichtigung der obigen Ergebnisse werden für die weitere Auswertung der Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen ausschließlich Messdaten mit einer relativen erweiterten Messunsicherheit kleiner 20% verwendet.

Zur Untersuchung des Einflusses der Messposition und der Geometrie der Umgebungsfläche werden im nächsten Schritt mit Abbildung 5.19 die Messdaten von zwei Statorwicklungsenden mit radialer Messposition und unterschiedlichen elektrischen Füllfaktoren der Nuten (VR-rad-FF30-T-6,28 und VR-rad-FF38-T-6,32) mit denen einer wellenseitigen Messposition (VR-we-FF38-T-6,35) verglichen.

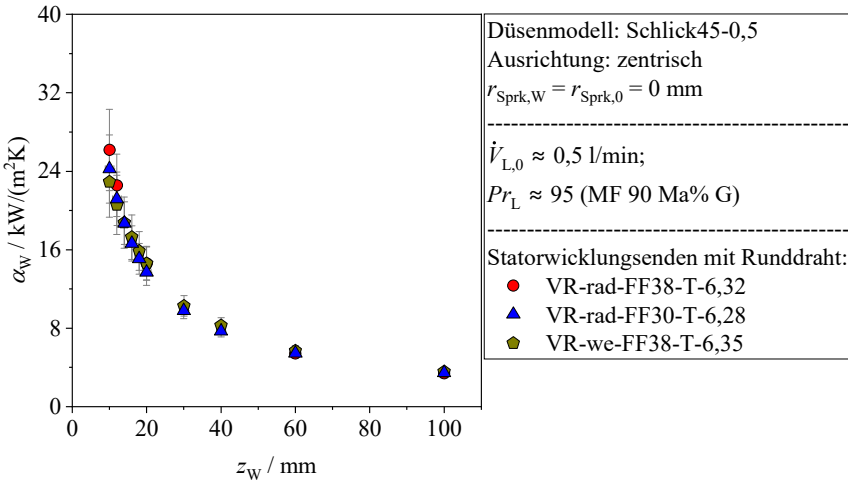


Abbildung 5.19: Vergleich der Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen für zwei radiale (rot, blau) und eine wellenseitige (gelb) Messposition.

Eine Darstellung der zugehörigen Probenkörper ist in Abbildung C.11 des Anhangs enthalten. Hierbei ist die wellenseitige Messposition durch eine benachbarte Spule eingegrenzt, wodurch der Flüssigkeitsablauf in Richtung des Lagerschildes gehemmt wird. Für die radialen Messpositionen hingegen wird ein uneingeschränkter Flüssigkeitsablauf in Richtung des Blechpaketes und Lagerschildes ermöglicht. Eine Betrachtung der Messdaten zeigt, dass trotz der stark unterschiedlichen Geometrien der Umgebungsflächen als auch der wärmeübertragenden Oberflächen selbst, jegliche Unterschiede zwischen den drei Probenkörpern innerhalb der erweiterten Messunsicherheit liegen. Folglich wird der Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung in keinem relevanten Ausmaß durch die Wicklungsgeometrie verteilter Runddrahtwicklungen beeinflusst. Dabei wird auch für die wellenseitige Messposition kein erniedrigter Wärmeübergang, etwa durch eine Flutung der Wicklungsfläche (hohe Filmdicken), beobachtet. Die

gleichen Datentrends liegen auch für zwei axiale und eine wellenseitige Messposition (s. Anhang Abbildung C.13) vor.

Aus den Messergebnissen dieses Abschnittes geht hervor, dass die komplexe Oberflächengeometrie verteilter Statorwicklungen gegenüber anderen Einflussfaktoren wie dem Volumenstrom, der Düsendistanz und den Stoffdaten der Flüssigkeit (s. Abschnitt 5.1.2) eine untergeordnete Bedeutung hat. Für vergleichbare Betriebszustände wird ein sehr ähnliches Verhalten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen und verteilten Statorwicklungen mit Runddrähten beobachtet. Die Messergebnisse zeigen, dass Wärmeübergangsmodelle ebener, glatter Oberflächen möglicherweise auf Statorwicklungen übertragen werden können, obwohl sich deren Oberflächengeometrien signifikant unterscheiden.

5.3 Modellierung

Wie in Abschnitt 2.3 erläutert, existiert eine Vielzahl von Forschungsarbeiten, welche den konvektiven Wärmeübergang von Sprühnebelkühlungssystemen ebener und strukturierter Oberflächen untersuchen. Dabei wird aufgezeigt, dass sowohl für die charakteristische Geschwindigkeit u_c als auch für das charakteristische Längenmaß L_c keine einheitliche Definition existiert. Eine systematische Untersuchung der zwei Parameter ist bislang nicht erfolgt. Alle bestehenden Wärmeübergangsmodelle sind auf ebene und glatte Oberflächen und größtenteils den Einsatz niedrigviskoser Flüssigkeiten beschränkt (s. Abschnitt 2.3.2). Für den Stoffdatenbereich von Getriebeölen und die Oberflächengeometrie von Statorwicklungen existiert bislang kein Modellierungsansatz.

Im Folgenden werden zunächst die Messdaten ebener und glatter Oberflächen mit den bestehenden Modellansätzen der Literatur verglichen und unterschiedliche Definitionen der charakteristischen Geschwindigkeit und des charakteristischen Längenmaßes in den Abschnitten 5.3.2.1 und 5.3.2.2 untersucht. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse wird darauf in Abschnitt 5.3.2.3 ein neues Wärmeübergangsmodell präsentiert, und das Modellfluidkonzept in Abschnitt 5.3.3 validiert. Abschließend wird der neuentwickelte Modellansatz auf die Geometrie von verteilten Statorwicklungen mit Runddrähten übertragen.

Der in diesem Abschnitt präsentierte Modellierungsansatz wurde in seiner Grundform bereits in unterschiedlichen Zeitschriftenaufsätzen [138,144,145] veröffentlicht, wobei keine distanzabhängige Sprühwinkelmodellierung erfolgte.

5.3.1 Vergleich mit Literatur

Für den folgenden Literaturvergleich werden die Messdaten des MF und des Getriebeöls vom Typ ATF VI auf ebenen, glatten Oberflächen mit den Modellen aus Tabelle 2.5 verglichen. Dabei wird das Modell von Xie et al. [124] nicht berücksichtigt, da für dieses die Sättigungstemperatur des Getriebeöls T_{LG} benötigt wird und das Modell zusätzlich auf den Wertebereich der Sättigungstemperatur von Wasser bei Umgebungsdruck beschränkt ist. Auch die Modelle von Abbasi et al. [126] und Ciofalo et al. [136] werden nicht verwendet, da der Druck normal zur Aufprallfläche p_W (s. Gl. (2.36)) nicht bekannt ist und die fehlende Stoffdatenvariation bei Ciofalo et al. [136] deren Modell auf eine Prandtl-Zahl beschränkt.

Die verbleibenden vier Modelle aus [105,114,121,122] verwenden die Volumenstromdichte auf der wärmeübertragenden Oberfläche $\dot{v}_{L,W}$ als charakteristische Geschwindigkeit. Die Modelle wurden für eine zentrische Ausrichtung mit Düsendistanzen im Wertebereich der Idealdistanz (Fall B) entwickelt. Zur Übertragung der Modelle auf hohe Düsendistanzen (Fall C) wird die Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,W}$ unter Einsatz von Gl. (5.8) bestimmt. Dabei wird das Modell der Volumenstromdichte von Estes und Mudawar [73] aus Gl. (2.21) in das kartesische KS der wärmeübertragenden Oberfläche (KS2 in Abbildung 5.3) transformiert und über die wärmeübertragende Oberfläche ($b_{2,1}$ und $b_{2,2}$) integriert. Der Radius zwischen Düsenaustritt und einem beliebigen Punkt auf der wärmeübertragenden Oberfläche $r_{0,W}$ (s. Abbildung 5.3) wird gemäß Gl. (5.2) ermittelt.

$$\dot{v}_{L,W} = \frac{\bar{v}_L}{2 \cdot b_{2,1} \cdot b_{2,2}} \cdot \int_{-b_{2,1}/2}^{b_{2,1}/2} \int_{-b_{2,2}/2}^{b_{2,2}/2} \tan\left(\frac{\theta_{\text{opt}}(z_W)}{2}\right)^2 \cdot \frac{1}{\left(1 - \cos\left(\frac{\theta_{\text{opt}}(z_W)}{2}\right)\right)} \cdot \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{r_{0,W}}{z_W}\right)^2\right)^{\frac{3}{2}}} \cdot dx_W dy_W \quad \text{mit NB } r_{0,W} \leq r_K = \tan\left(\frac{\theta_{\text{opt}}(z_W)}{2}\right) z_W \quad (5.8)$$

Als Bezugstemperatur der Stoffdaten wird die jeweilige Modellvorgabe verwendet. Dabei wird zwischen der Düsenaustrittstemperatur ($\vartheta_{L,0}$) in [105] und dem arithmetischen Mittelwert aus Oberflächen- und Düsenaustrittstemperatur ($\bar{\vartheta}_L = (\vartheta_W + \vartheta_{L,0})/2$) in [114,121,122] unterschieden.

Für einen repräsentativen Vergleich mit den Modellen der Literatur werden die Messdaten dieser Arbeit nach den folgenden Kriterien ausgewählt:

- Die Ausrichtung der Düse ist zentrisch.
- Die Prandtl-Zahl Pr_L bei $\vartheta_{L,0}$ ist größer als 90.
- Die Betriebsparameter müssen die Kriterien für Perforations- bzw. Wellenbogenzerfall erfüllen (s. Gl. (4.2)).
- Gemäß dem Zerfallsmodell aus Gl. (4.6) liegt Sekundärzerfall in der Düsendistanz z_W vor.
- Messdaten aus Reproduktionsmessungen werden für eine einheitliche Gewichtung der Betriebszustände nicht berücksichtigt.

Der zugehörige Vergleich der Messdaten ($Nu_{L,exp}$) mit den Modellansätzen der Literatur ($Nu_{L,mod}$) ist in Abbildung 5.20 dargestellt. Die Modelle werden entsprechend ihres charakteristischen Längenmaßes in zwei Gruppen unterteilt. Dabei wird zwischen dem Durchmesser der wärmeübertragenden Bezugsfläche d_W (s. Gl. (C.4)) und dem Sauterdurchmesser des Tropfenkollektivs $d_{T,32}$ nach Estes und Mudawar [56] (s. Gl. (2.13)) unterschieden. Die drei Fälle der Sprühstrahlüberlappung (A, B, C) sind gemeinsam im oberen Diagramm dargestellt, und Fall B der Sprühstrahlüberlappung ist zusätzlich im unteren Diagramm enthalten. Die vier Modelle weisen einen vergleichbaren Datentrend auf und unterscheiden sich abhängig vom charakteristischen Längenmaß primär in der Größenordnung der Nusselt-Zahl. Für die Fälle A, B und C der Sprühstrahlüberlappung werden maximale absolute Abweichungen (APE_{max}) von bis zu 440% beobachtet. Für Fall B weist das Modell von Rybicki und Mudawar [114] mit 62% den höchsten $MAPE$ auf, gefolgt von Karwa et al. [105] und Jiang, Dhir [122] mit 58% und 31%, während mit dem Modell von Cho, Ponzel [121] mit 23% das beste Ergebnis erzielt wird. Folglich werden für Fall B mit zwei vollkommen unterschiedlichen Definitionen des charakteristischen Längenmaßes gute Modellierungsergebnisse erzielt.

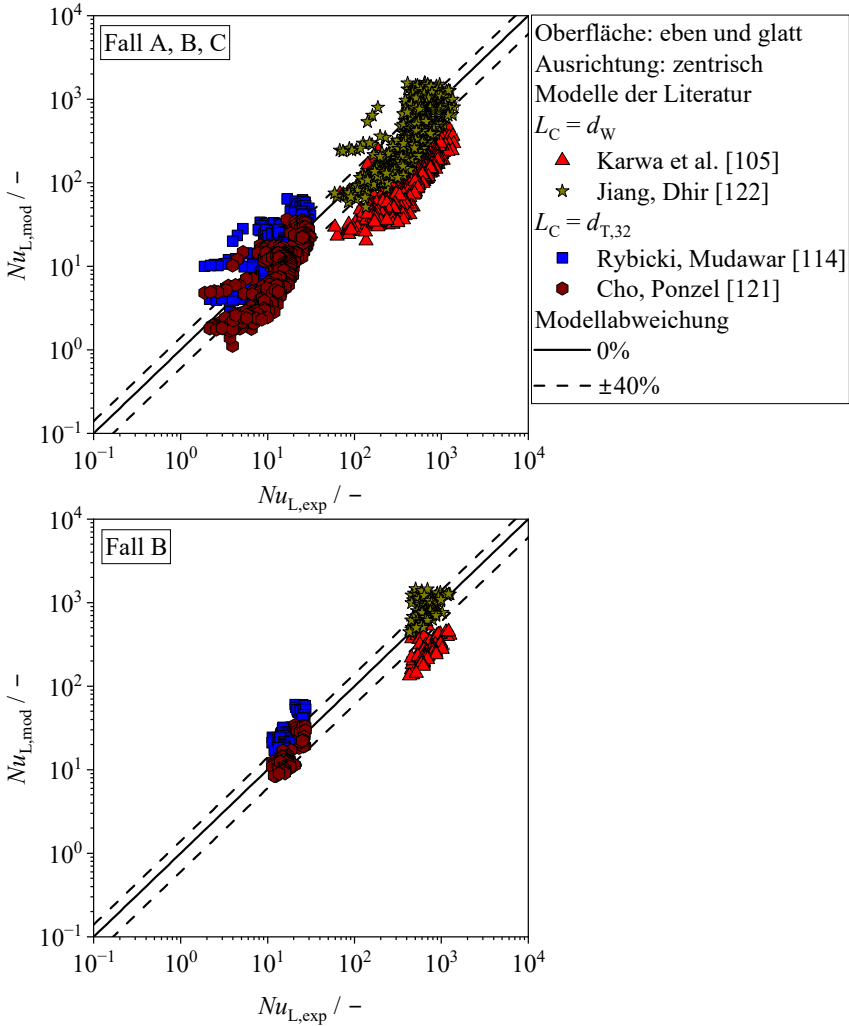


Abbildung 5.20: Vergleich der experimentell ermittelten Nusselt-Zahlen $Nu_{L,exp}$ mit den Modellen der Literatur $Nu_{L,mod}$ (s. Tabelle 2.5). Die Messdaten mit den Sprühstrahlüberlappungen A, B und C sind oben dargestellt und Fall B alleine unten.

Zur genaueren Untersuchung dieses Zusammenhangs werden in Abbildung 5.21 die Modelle von Cho, Ponzel [121] und Jiang, Dhir [122] für unterschiedliche Kantenlängen (6,35 mm für G-Al-6,35 (rot) und 12,7 mm für G-Al-

12,7 (blau) und G-Cu-12,7 (gelb) der wärmeübertragenden Oberfläche verglichen. Beginnend mit dem Modell von Jiang, Dhir ist zu erkennen, dass durch die Wahl des Durchmessers der wärmeübertragenden Bezugsfläche d_W als charakteristisches Längenmaß ein Versatz der Messdaten hervorgerufen wird.

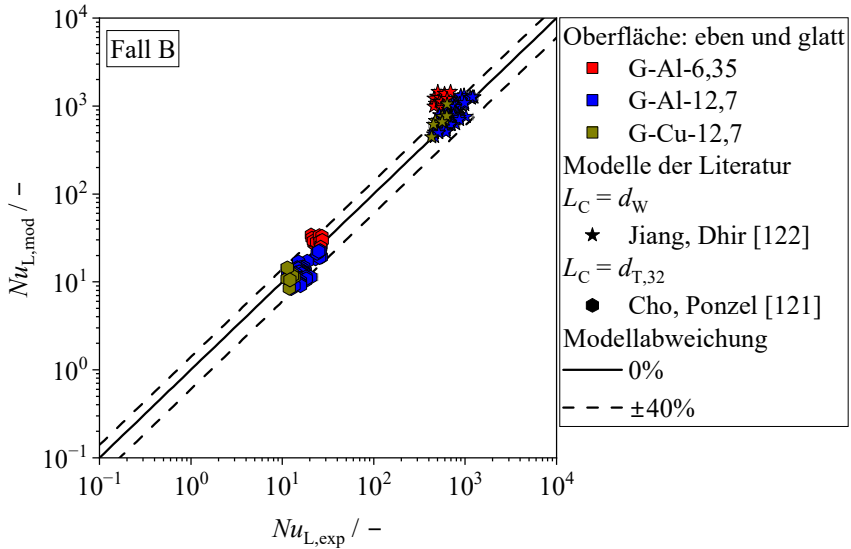


Abbildung 5.21: Vergleich der experimentell ermittelten Nusselt-Zahlen ($Nu_{L,exp}$) mit den Wärmeübergangsmodellen von Jiang, Dhir [122] und Cho, Ponzel [121] ($Nu_{L,mod}$) für Fall B der Sprühstrahlüberlappung. Die Messdaten jedes MEI (G-Al-12,7; G-Cu-12,7; G-Al-6,35) sind in rot, blau und gelb dargestellt.

Dabei beträgt die mittlere Abweichung für sämtliche Messdaten mit einer Kantenlänge von 12,7 mm lediglich 17%, wohingegen sie für eine Kantenlänge von 6,35 mm auf 122% ansteigt. Die Abweichung wird dabei nicht durch ein verändertes Verhalten des Wärmeübergangs, sondern einzig durch den Wertebereich des charakteristischen Längenmaßes hervorgerufen. Entsprechend weist der Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung keinen funktionellen Zusammenhang zum Durchmesser der wärmeübertragenden Bezugsfläche auf. Die Autoren Jiang, Dhir [122] selbst haben im Rahmen ihrer Arbeit nur eine Größe der wärmeübertragenden Oberfläche ($d_W = 20$ mm) untersucht. Daraus lässt sich ableiten, dass Modelle mit dem Durchmesser d_W nicht auf andere Systemgrößen extrapoliert werden können. Beim Modell von Cho, Ponzel [121] wird der Sauterdurchmesser $d_{T,32}$ als charakteristisches Längenmaß verwendet. Für beide

Kantenlängen (6,35 mm und 12,7 mm) liefert das Modell mit mittleren Abweichungen von 26% und 22% ein einheitliches Modellierungsergebnis, sodass von einer Übertragbarkeit des Ansatzes auf andere Systemgrößen ausgegangen werden kann.

Die grundsätzlich gute Übereinstimmung zwischen den Messdaten dieser Arbeit und den Modellen der Literatur bestätigt zum einen, dass Wärmeübergangsmodelle, welche für Flüssigkeiten mit niedrigen Prandtl-Zahlen ($Pr_L < 9,7$) entwickelt wurden, auch auf Flüssigkeiten mit hohen Prandtl-Zahlen ($Pr_L > 90$) wie das MF (wässrige Glycerinlösungen) und Getriebeöle übertragen werden können. Zum anderen wird das Messkonzept aufgrund der guten Modellierungsergebnisse und der qualitativen Übereinstimmungen mit der Literatur aus Abschnitt 5.1 als validiert betrachtet.

Für die Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungen, bei der nicht immer ein vollständiger Sprühstrahlauflauf gewährleistet werden kann, ist ein Modellansatz erforderlich, der auch für Overspray (Fall C) eine hohe Vorhersagegenauigkeit liefert.

5.3.2 Modellentwicklung

5.3.2.1 Charakteristische Flüssigkeitsgeschwindigkeit

Aus den Untersuchungen in Abschnitt 5.1 und 5.2 geht hervor, dass für das MF und Getriebeöl (ATF VI) wie auch für Flüssigkeiten mit niedrigen Prandtl-Zahlen (s. Abschnitt 2.3.2) eine direkte Proportionalität zwischen dem konvektiven Wärmeübergang und der Höhe des Impulses der Flüssigkeit im Aufprallbereich existiert. Daher ist es das Ziel dieses Abschnitts, einen Ausdruck der charakteristischen Flüssigkeitsgeschwindigkeit u_C zu ermitteln, durch welchen alle Zustände der Sprühstrahlüberlappung bei zentrischer und azentrischer Ausrichtung im Ein- und Mehrdüsenbetrieb abgebildet werden. Aufgrund der sehr guten Übereinstimmung zwischen den Messdaten ebener, glatter Oberflächen und den Statorwicklungsenden in Abschnitt 5.2.2 werden zunächst ebene Oberflächen betrachtet. Ein Transfer auf das System verteilter Statorwicklungsenden erfolgt in Abschnitt 5.3.4.

Im Folgenden werden drei grundlegende Flüssigkeitsgeschwindigkeiten, wie sie im Zuge des Zerstäubungsprozesses konischer Sprühstrahlen zu beobachten sind, ausgewertet. Es wird zwischen unterschiedlichen axialen und radialen

Austrittsgeschwindigkeiten aus der Düsenöffnung, mittleren axialen Tropfengeschwindigkeiten und verschiedenen Definitionen der Volumenstromdichte (s. Abschnitt 2.2.2.2) differenziert.

In Abbildung 5.22 sind die Messergebnisse eines beispielhaften Betriebszustands (0,31 l/min und $Pr_L \approx 141$) bei zentrischer Ausrichtung der Düse (Schlick45-0,5) und einer feinen Auflösung der Düsendifferenz (2 mm – 100,3 mm) in Abhängigkeit von der charakteristischen Flüssigkeitgeschwindigkeit dargestellt.

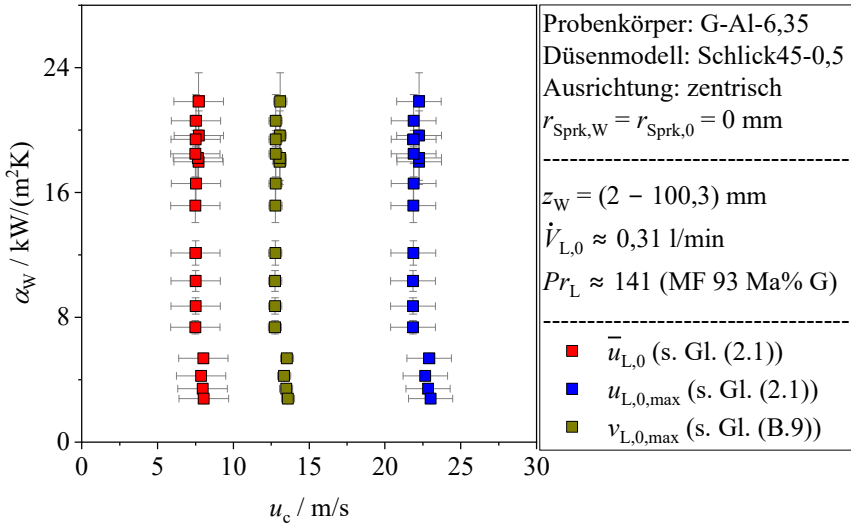


Abbildung 5.22: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-Al-6,35) in Abhängigkeit von der mittleren Austrittsgeschwindigkeit $\bar{u}_{L,0}$ (rot) und der theoretisch maximalen axialen und radialen Austrittsgeschwindigkeiten $u_{L,0,max}$, $v_{L,0,max}$ (blau, gelb) als charakteristische Geschwindigkeit u_c .

Mit der mittleren axialen Austrittsgeschwindigkeit ($\bar{u}_{L,0}$), der theoretisch maximalen axialen und radialen Austrittsgeschwindigkeit ($u_{L,0,max}$, $v_{L,0,max}$) werden drei unterschiedliche Geschwindigkeitsterme verglichen. Aus der Auftragung geht hervor, dass der Wärmeübergang trotz nahezu konstanter Austrittsgeschwindigkeiten um einen Faktor von bis zu 8 variiert. Dabei wird die Variation des konvektiven Wärmeübergangs für den dargestellten Betriebszustand ausschließlich durch die Veränderung der Düsendifferenz erzielt (vgl. Abschnitt 5.1.2.2). Die Austrittsgeschwindigkeiten werden jedoch nicht durch die Düsendifferenz beeinflusst.

Da sich die Düsendistanz in elektrischen Maschinen mit der Maschinen-geometrie unterscheidet, ist eine Abhängigkeit der charakteristischen Flüssigkeitsgeschwindigkeit von der Düsendistanz erforderlich.

Mit Abbildung 5.23 werden für die gleichen Messdaten drei Modelle der mittleren axialen Tropfengeschwindigkeit aus Tabelle 2.4 (Gl. (2.23), (2.24), (2.25)) miteinander verglichen. Die Modelle von Hsieh, Tien [88] und Payri et al. [92] (s. Tabelle 2.4) werden aufgrund unphysikalischer Wertebereiche und einer unpraktikablen Einbindung in Wärmeübergangsmodelle nicht betrachtet. Weiterhin sind die Messpunkte unter Einsatz des Zerfallsmodells aus Gl. (4.6) auf Düsendistanzen mit Sekundärzerfall beschränkt, sodass Tropfenaufprall auf der Probenkörperoberfläche gewährleistet wird.

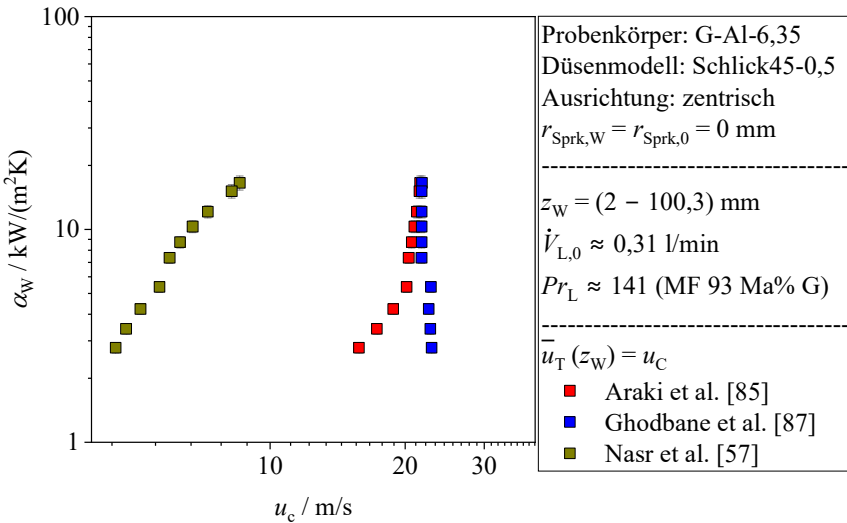


Abbildung 5.23: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-Al-6,35) in Abhängigkeit von der mittleren axialen Tropfengeschwindigkeit $\bar{u}_T(z_W)$, bestimmt mit drei unterschiedlichen Modellen der Literatur (s. Tabelle 2.4).

Der Modellansatz von Araki et al. [85] (rot) aus Gl. (2.24) basiert auf der Bewegungsgleichung eines einzelnen Tropfens und beschreibt die mittlere axiale Tropfengeschwindigkeit nahe der Sprühstrahlachse ($r = 0$). Dabei wird als Tropfendurchmesser der volumenspezifische Median $d_{T,0.5}$ nach Nasr et al. [57] (Gl. (2.14)) verwendet. Es zeigt sich, dass der Wärmeübergang für niedrige Dü-

sendistanzen trotz nahezu konstanter Tropfengeschwindigkeit signifikant ansteigt. Entsprechend bildet das Modell den in Abbildung 5.4 beobachteten Zusammenhang zwischen Impuls der Flüssigkeit und Höhe des Wärmeübergangs nicht korrekt ab. Der gezeigte Datentrend wäre nur durch eine Art Regimewechsel des Wärmeübergangs zu erklären, welcher jedoch in den umfangreichen Untersuchungen von Abschnitt 5.1 und 5.2 nicht beobachtet wird. Das Modell von Ghodbane et al. [87] (blau) basiert auf einer Energiebilanz zwischen dem Inneren der Sprühlanze und den Flüssigkeitstropfen im Sprühstrahl. Als Tropfendurchmesser wird der volumenspezifische Median nach Longwell [55] (Gl. (2.12)) verwendet. Das Modell vernachlässigt den Einfluss der Luftströmung und der Erdbeschleunigung, wodurch die Tropfengeschwindigkeit keine Abhängigkeit von der Düsendistanz aufweist. Analog zu den Austrittsgeschwindigkeiten aus Abbildung 5.22 wird kein funktionaler Zusammenhang zur Höhe des konvektiven Wärmeübergangs hergestellt. Beim Modell von Nasr et al. [57] (gelb) handelt es sich um einen empirischen Ausdruck, durch welchen die mittlere axiale Tropfengeschwindigkeit nahe der Sprühstrahlachse ($r = 0$) beschrieben wird. Die sinkende Tropfengröße mit steigender Düsendistanz führt dabei aufgrund eines relativen Anstiegs der Luftwiderstandskraft zu einer Reduktion der Tropfengeschwindigkeit. Ein Vergleich mit den Messdaten zeigt, dass das Modell über alle untersuchten Düsendistanzen einen einheitlichen Zusammenhang zwischen der Höhe des konvektiven Wärmeübergangs und der Tropfengeschwindigkeit herstellt.

Bei der Bestimmung der Tropfengeschwindigkeit wird jedoch die Tropfenanzahldichte (Anzahl Tropfen pro Volumen) im Sprühstrahl, welche relevant für den Impuls im Aufprallbereich ist, nicht berücksichtigt. Zur Veranschaulichung dieses Zusammenhangs sind in Abbildung 5.24 die Messdaten zweier Düsenmodelle mit unterschiedlichen Nenndurchsätzen (Schlick45-0,5 und Schlick45-1) in Abhängigkeit von der Tropfengeschwindigkeit nach Nasr et al. [57] dargestellt. Es werden ausschließlich Düsendistanzen (45,7 mm – 100,3 mm) mit Sekundärzerfall betrachtet. Aus den Messdaten geht hervor, dass für die beiden Düsenmodelle die gleiche Höhe des konvektiven Wärmeübergangs erzielt wird, obwohl die Tropfengeschwindigkeit um mehr als Faktor 2 variiert. Ursache ist die Flüssigkeitsmasse im Aufprallbereich $A_{K,W}$, die für das Düsenmodell Schlick45-1 bei gleichem Gesamtvolumenstrom aufgrund seines deutlich geringeren optischen Sprühwinkels (vgl. Abschnitt 4.3) erhöht ist.

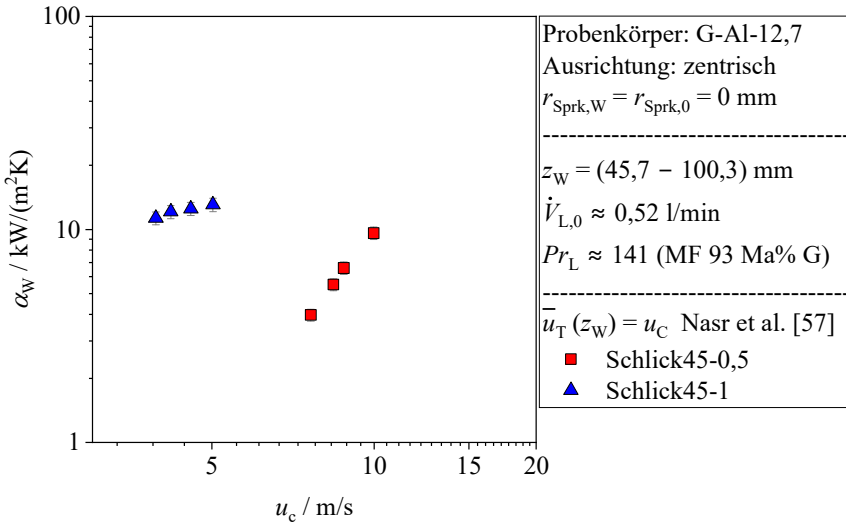


Abbildung 5.24: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-Al-12,7) in Abhängigkeit von der mittleren axialen Tropfengeschwindigkeit $\bar{u}_{\text{T}}(z_{\text{W}})$ nach Nasr et al. [57] (Gl. (2.23)).

Auf Basis der dargestellten Ergebnisse wird die Volumenstromdichte \dot{v}_{L} als charakteristische Flüssigkeitgeschwindigkeit untersucht, welche den Einfluss der Tropfengeschwindigkeit und Tropfenanzahldichte auf den Impuls der Flüssigkeit kombiniert. Dabei werden Messdaten mit Primär- und Sekundärzerfall berücksichtigt. Mit der Volumenstromdichte auf der wärmeübertragenden Oberfläche $\dot{v}_{\text{L,W}}$ (Gl. (5.8)), der Volumenstromdichte im Aufprallbereich der Sprühstrahlen $\dot{v}_{\text{L,K,W}}$ (Gl. (5.9)) und der Volumenstromdichte normiert auf den Sprühkegelquerschnitt $\dot{v}_{\text{L,K}}$ (Gl. (5.10)), werden drei Definitionen unterschieden (vgl. Abbildung 5.2 für eine Darstellung der verwendeten Flächenwerte). Die Bestimmung der Sprühkegelquerschnittsfläche A_{K} erfolgt nach Gl. (B.8).

$$\dot{v}_{\text{L,K,W}} = \frac{\dot{V}_{\text{L,W}}}{A_{\text{K,W}}} = \dot{v}_{\text{L,W}} \cdot \frac{A_{\text{W}}}{A_{\text{K,W}}} \quad (5.9)$$

$$\dot{v}_{\text{L,K}} = \frac{\dot{V}_{\text{L,W}}}{A_{\text{K}}} = \dot{v}_{\text{L,W}} \cdot \frac{A_{\text{W}}}{A_{\text{K}}} \quad (5.10)$$

Der zugehörige Vergleich der Messdaten ist in Abbildung 5.25 dargestellt, wobei für jede Definition der Volumenstromdichte jeweils auch der konvektive Wärmeübergangskoeffizient auf die gleiche Bezugsfläche normiert wird. Für die Volumenstromdichten aus Gl. (5.9) und (5.10) bedeutet dies, dass der

Wärmeübergang der Filmströmung außerhalb des Aufprallbereichs der Sprühstrahlen ($A_{K,W}$) vernachlässigt wird (s. Definitionen $\alpha_{K,W}$ und α_K in Abbildung 5.25). Messdaten der Filmströmung wie beispielsweise in Abbildung 5.5 und die Erkenntnisse der Literatur [74,108,128], welche von einem deutlich geringeren Wärmeübergang der Filmströmung berichten, bekräftigen diese Annahme.

Beginnend mit $\dot{v}_{L,W}$ ist für Fall C der Sprühstrahlüberlappung ein Anstieg des Wärmeübergangs mit zunehmender Volumenstromdichte zu erkennen, wobei für die niedrigsten Werte bzw. höchsten Düsendistanzen eine veränderte Abhängigkeit zu beobachten ist. Mit dem Wechsel zu Fall B und A ist die Volumenstromdichte nicht länger proportional zum Wärmeübergang. Als Ursache des Messdatenverlaufs wird die reduzierte Aufprallfläche $A_{K,W}$ der Sprühstrahlen bestimmt. Dabei werden die experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten α_W aufgrund einer Kombination des Wärmeübergangs im Aufprallbereich der Sprühstrahlen mit dem der umgebenden Filmströmung reduziert.

Mit der Normierung auf den Aufprallbereich der Sprühstrahlen ($\dot{v}_{L,K,W}$, Abbildung 5.25, rechts oben) wird auch für die Fälle B und A eine Proportionalität zur Volumenstromdichte hergestellt. Die kontinuierliche Veränderung der Volumenstromabhängigkeit (von Fall C zu A) ist mit hoher Wahrscheinlichkeit auf eine Veränderung der Flüssigkeitsverteilung im Sprühkegel zwischen hohen und niedrigen Düsendistanzen zurückzuführen. Hierzu wird in Abschnitt 4.5 die Ausbildung eines lokalen Minimums der Volumenstromdichte nahe der Sprühstrahlachse mit sinkender Düsendistanz beobachtet (s. Abbildung 4.15).

Folglich wird mit $\dot{v}_{L,K}$ (Abbildung 5.25, links unten) durch eine Normierung auf die Sprühkegelquerschnittsfläche (Gl. (5.10)) ein modifizierter Ausdruck der Volumenstromdichte präsentiert. Dabei ist zu erkennen, dass durch den Wechsel der Bezugsfläche über alle Fälle der Sprühstrahlüberlappung (A, B, C) ein einheitlicher funktioneller Zusammenhang zwischen dem konvektiven Wärmeübergang und der Volumenstromdichte hergestellt wird. Dadurch gelingt es, die Auswirkungen der radialen Flüssigkeitsverteilung deutlich zu erniedrigen und somit alle Fälle der Sprühstrahlüberlappung einheitlich zu beschreiben.

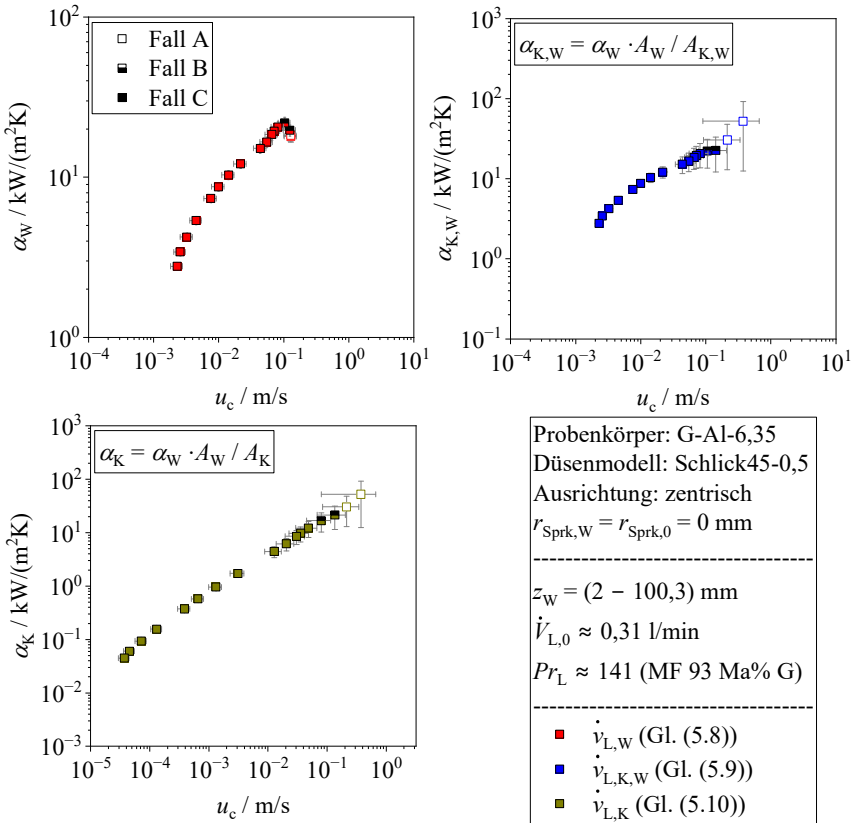


Abbildung 5.25: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-Al-6,35) in Abhängigkeit von unterschiedlichen Definitionen der Volumenstromdichte als charakteristische Geschwindigkeit (Volumenstromdichte auf der wärmeübertragenden Oberfläche $\dot{v}_{L,W}$ oben links, Volumenstromdichte im Aufprallbereich $\dot{v}_{L,K,W}$ oben rechts, Volumenstromdichte normiert auf den Sprühkegelquerschnitt $\dot{v}_{L,K}$ unten links).

Angesichts der übergeordneten Zielsetzung dieser Arbeit, ein Wärmeübergangsmodell der Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden zu entwickeln, wird im Anhang C.4 der neue Ausdruck der Volumenstromdichte ($\dot{v}_{L,K}$) auf die Messdaten einer azentrischen Düsenausrichtung (Abbildung C.14) und eines Mehrdüsenbetriebs (Abbildung C.15) übertragen. Für beide Betriebszustände wird analog zu den obigen Messdaten ein einheitlicher funktioneller Zusammenhang aufgezeigt. Zusammenfassend wird mit der Volumenstromdichte

$\dot{v}_{L,K}$ ein Ausdruck der charakteristischen Flüssigkeitgeschwindigkeit identifiziert, mit dem der konvektive Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung bei hohen Prandtl-Zahlen ($90 < Pr_L < 340$) für unterschiedliche Zerfallsarten (Primär- und Sekundärzerfall), Düsenausrichtungen und Düsenanzahlen beschrieben wird.

5.3.2.2 Charakteristisches Längenmaß

Aus dem Vergleich der Messdaten mit der bestehenden Literatur (s. Abschnitt 5.3.1) geht hervor, dass der Durchmesser der wärmeübertragenden Oberfläche d_W als charakteristisches Längenmaß nicht geeignet ist. Weiterhin wird in Abschnitt 5.1 gezeigt, dass der Wärmeübergang eine geringe Abhängigkeit von der Zerfallsart aufweist, obwohl sich der hydrodynamische Zustand der Sprühstrahlen zwischen Primär- und Sekundärzerfall substantiell unterscheidet. Folglich wird für den untersuchten Betriebsparameterbereich der Sprühnebelkühlung durch eine dimensionsbehaftete Darstellung der Messdaten keine geometrische Größe identifiziert, welche den konvektiven Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung systematisch beeinflusst. Angesichts dessen wird in diesem Abschnitt eine empirische Vorgehensweise gewählt, mit dem Ziel, ein charakteristisches Längenmaß L_C zu bestimmen, das die Streubreite der Messdaten reduziert. Um den Einfluss des jeweiligen Längenmaßes zu quantifizieren, werden die Messdaten in dimensionsloser Form durch die Nusselt- und Reynolds-Zahl aus Gl. (5.11) und (5.12) dargestellt. Die Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$ (Gl. (5.10)) wird als charakteristische Geschwindigkeit verwendet.

$$Nu_L = \frac{\alpha_K}{\lambda_L} \cdot L_C = \frac{\alpha_W \cdot A_W}{\lambda_L \cdot A_K} \cdot L_C \quad (5.11)$$

$$Re_L = \frac{\dot{v}_{L,K} \cdot \rho_L}{\eta_L} \cdot L_C \quad (5.12)$$

Als Bezugstemperatur der Stoffdaten wird die Düsenaustrittstemperatur $\vartheta_{L,0}$ gewählt. Auch der Mittelwert aus Oberflächen- und Düsenaustrittstemperatur $\bar{\vartheta}_L$ sowie die Oberflächentemperatur ϑ_W wurden zur Bestimmung der Stoffdaten verwendet. Da diese jedoch keine verbesserten Modellergebnisse liefern und schwerer in den Auslegungsprozess eines Sprühkühlungssystems zu integrieren sind, ist eine Verwendung dieser nicht zielführend.

Mit den Modellansätzen der Tropfengrößen aus Tabelle 2.2 werden in der folgenden Auswertung der Sauterdurchmesser $d_{T,32}$ und der volumenspezifische Median $d_{T,0.5}$ als charakteristische Längenmaße betrachtet. Weiterhin wird in Anlehnung an eine Rohrströmung auch der Durchmesser des Sprühkegels d_K in

der Düsendistanz z_W (s. Gl. (C.5)) untersucht. In Abbildung 5.26 sind die Messdaten des Wärmeübergangs in Form eines Quotienten aus Nusselt- und Prandtl-Zahl ($Nu_{L,C}/Pr_L^{1/3}$) in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl ($Re_{L,C}$) dargestellt.

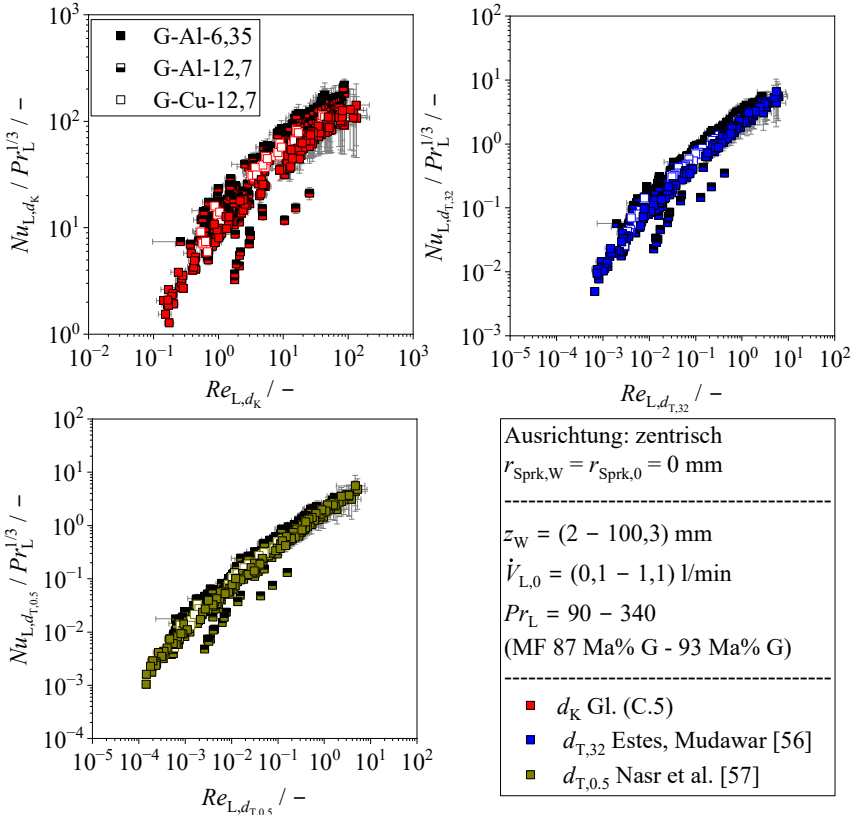


Abbildung 5.26: Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung in dimensionsloser Form ($Nu_{L,C}/Pr_L^{1/3}$) in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{L,C}$ für drei unterschiedliche charakteristische Längsmaße (d_k aus Gl. (C.5) oben links, $d_{T,32}$ aus Gl. (2.13) oben rechts, $d_{T,0.5}$ aus Gl. (2.14) unten links).

Die Potenz der Prandtl-Zahl von $1/3$ entstammt der Grenzschichttheorie hochviskoser Flüssigkeiten aus der Arbeit von Schlichting [96]. Durch die gewählte Darstellung wird der funktionelle Zusammenhang zwischen dem Wärmeübergang und der Reynolds-Zahl isoliert. In Übereinstimmung mit dem Literaturvergleich (s. Abschnitt 5.3.1) werden ausschließlich Messdaten mit

Perforations-, Wellenbogen- und Sekundärzerfall betrachtet. Für den Sprühkegeldurchmesser d_K (oben links) ist einerseits mit steigender Reynolds-Zahl eine Veränderung des Datentrends zu beobachten, und andererseits liegt ein Versatz zwischen den Messdaten unterschiedlicher Kantenlängen der wärmeübertragenden Oberfläche (6,35 mm und 12,7 mm) vor. Die Ausreißer des G-Al-12,7 mit deutlich reduziertem Wärmeübergang sind alle dem Düsenmodell Schlick55-1 zuzuweisen, für welches mit steigendem Volumenstrom deutlich erniedrigte Volumenstromdichten im Sprühkegelzentrum beobachtet werden. Ein direkter Vergleich der Düsenmodelle ist in Abschnitt 5.3.2.3 zu finden.

Durch Verwendung des Sauterdurchmessers $d_{T,32}$ von Estes und Mudawar [56] aus Gl. (2.13) (Abbildung 5.26, oben rechts) wird die Verzerrung der Messdaten insbesondere bei hohen Reynolds-Zahlen bzw. geringen Düsensdistanzen erniedrigt. Der Mittelwert des Sauterdurchmessers aller Messdaten beträgt 347 μm . Die beste Übereinstimmung aller Probenkörper (G-Al-6,35, G-Al-12,7, G-Cu-12,7) wird unter Verwendung des volumenspezifischen Medians $d_{T,0.5}$ von Nasr et al. [57] aus Gl. (2.14) (Abbildung 5.26, unten links) mit einem Mittelwert von 127 μm erzielt. Dabei berücksichtigt ausschließlich der Modelansatz von Nasr et al. [57] die Erniedrigung der Tropfengröße mit steigender Düsensdistanz z_W durch Sekundärzerfall. Eine dimensionslose Darstellung aller anderen Tropfengrößenmodelle aus Tabelle 2.2 findet sich in Abbildung C.16 des Anhangs.

Zusammenfassend stellt der volumenspezifische Median nach Nasr et al. [57] einen Ausdruck des charakteristischen Längenmaßes dar, durch welchen die geringste Streuung der Messdaten der Sprühnebelkühlung ($Pr_L = 90 - 340$) für Düsenmodelle mit Nenndurchsätzen von 0,5 l/min bis 1 l/min erzielt wird.

5.3.2.3 Nusselt-Korrelation

Durch die Verwendung der Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$ (Gl. (5.10)) als charakteristische Geschwindigkeit und den volumenspezifischen Median $d_{T,0.5}$ (Gl. (2.14)) als charakteristisches Längenmaß wird die Grundlage zur Anpassung einer Nusselt-Korrelation gebildet. Die Korrelation basiert auf dem in Gl. (2.33) angegebenen Potenzansatz, der die Nusselt-Zahl als Funktion der Reynolds- und Prandtl-Zahl beschreibt. Für die Datenbasis werden die Kriterien aus Abschnitt 5.3.1 modifiziert. Es werden ausschließlich Messdaten des MF verwendet. Darüber hinaus muss das Flächenverhältnis $A_{K,W}/A_W$ zur Vernachlässigung

des Wärmeübergangs der Filmströmung größer als 0,7 sein. Die Betrachtung des Filmeffekts ist in Abbildung C.17 des Anhangs dargestellt.

In Summe werden 628 Datenpunkte mit einem Bereich der Reynolds-Zahl von $1,4 \cdot 10^{-4} < Re_{L,d_{T,0.5}} < 5$ und einem Bereich der Prandtl-Zahl von $90 < Pr_L < 340$ zur Anpassung der Nusselt-Korrelation verwendet. Diesbezüglich ist zu prüfen, ob alle Datengruppen den gleichen funktionellen Zusammenhang aufweisen oder ob beispielsweise aufgrund eines Regimewechsels eine einzelne Korrelation ungeeignet ist. Mit Abbildung 5.27 werden dazu alle ausgewählten Messdaten gruppiert. Dabei wird zwischen den Fällen der Sprühstrahlüberlappung (Abbildung 5.27, oben), den verwendeten Düsenmodellen (Abbildung 5.27, Mitte) und fünf unterschiedlichen Wertebereichen der Prandtl-Zahl (Abbildung 5.27, unten) unterschieden.

Aus der Fallunterscheidung (Abbildung 5.27, oben) geht hervor, dass unabhängig von der Sprühstrahlüberlappung ein einheitlicher funktioneller Zusammenhang vorliegt. Folglich wird durch die gewählte Dimensionsanalyse der Einfluss einer variierenden Aufprallfläche mit und ohne Overspray korrekt abgebildet. Die Streuung der Messdaten bei konstanter Reynolds-Zahl ist mit hoher Wahrscheinlichkeit auf die Variation der Flüssigkeitsverteilung im Sprühkegel zurückzuführen. Dabei führen die hohen Viskositäten der Flüssigkeit zu azimuthalen Inhomogenitäten der Volumenstromdichte (s. Abschnitt 4.5). Durch die Vielzahl an untersuchten Betriebszuständen werden die Variationen der Flüssigkeitsverteilung umfassend durch die Messdaten abgebildet.

Hinsichtlich des Einflusses der Düsenmodelle wird sowohl für Nenn-durchsätze von 0,5 l/min als auch 1 l/min eine gute Übereinstimmung beobachtet. Entsprechend wird die Beeinflussung des konvektiven Wärmeübergangs durch eine Variation des optischen Sprühwinkels $\theta_{\text{opt}}(z_W)$ zwischen 14° und 87° korrekt abgebildet. Einzig ein paar der Datenpunkte des Düsenmodells Schlick55-1 (braun) weisen einen gegenüber den restlichen Betriebszuständen deutlich veränderten Wärmeübergang auf. Eine genauere Betrachtung der Messdaten zeigt, dass alle betreffenden Datenpunkte den höchsten untersuchten Volumenströmen ($\dot{V}_{L,0} = 0,9 \text{ l/min} - 1 \text{ l/min}$) des Düsenmodells zuzuordnen sind. Dabei wird mit dem Übergang von 0,8 l/min zu 0,9 l/min eine signifikante Erniedrigung des Wärmeübergangs beobachtet.

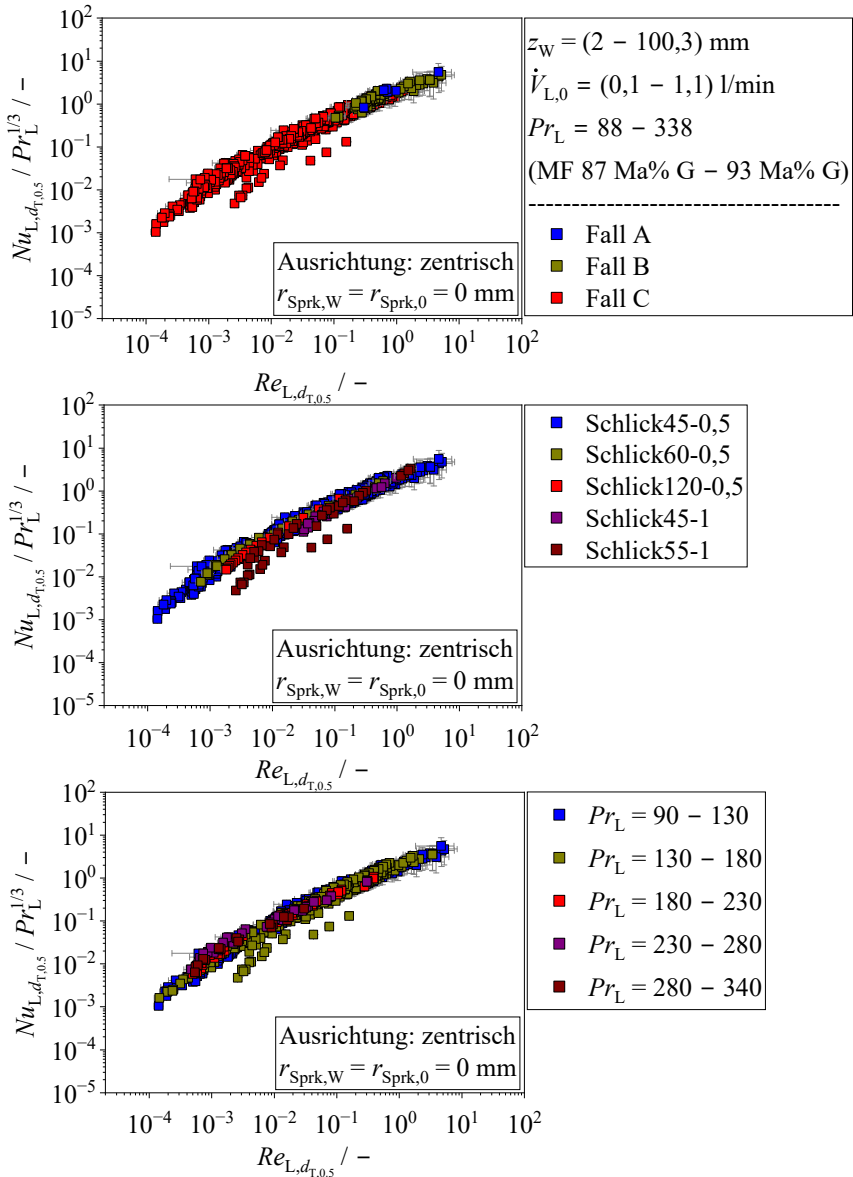


Abbildung 5.27: Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen in dimensionsloser Form für die Sprühstrahlüberlappung (A, B, C) oben, die Düsenmodelle Mitte und die Prandtl-Bereiche unten.

Unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus Abschnitt 5.1.2.1, wonach eine Steigerung des Impulses der Flüssigkeit im Aufprallbereich den konvektiven Wärmeübergang systematisch verbessert, ist dieser Effekt einzig durch die Ausbildung eines hohlkegelartigen Sprühbildes zu erklären. Durch die Veränderung des Sprühbildes wird dabei die Volumenstromdichte im Zentrum der Sprühstrahlen stark erniedrigt, und der Wärmeübergang nimmt trotz steigendem Gesamtvolumenstrom ab.

Zuletzt wird der Einfluss der Prandtl-Zahl (Abbildung 5.27, unten) betrachtet. Es ist zu erkennen, dass der Wärmeübergang, trotz stark variierender Stoffdaten, von der Untergrenze des Wertebereichs der Prandtl-Zahlen ($Pr_L = 90 - 130$) bis hin zur Obergrenze ($Pr_L = 280 - 340$) eine hohe Übereinstimmung aufweist. Entsprechend ist die gewählte Potenz der Prandtl-Zahl von $1/3$ für hochviskose Flüssigkeiten [96] zur Modellierung des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung geeignet. Mit den untersuchten Prandtl-Zahlen wird der gesamte Wertebereich kommerzieller Getriebeöle von den Höchsttemperaturen bei maximaler Dauerleistung eines Fahrzeugs bis hin zum Wertebereich eines Kaltstarts abgedeckt (s. Abschnitt 3.3).

Gl. (5.13) stellt somit die aus den experimentellen Daten angepasste Nusselt-Korrelation dar. Dabei unterscheidet sich die Korrelation durch die Berücksichtigung des Lufteintrags in Form des optischen Sprühwinkels $\theta_{opt}(z_W)$ leicht von der bereits publizierten Version aus [138].

$$Nu_{L,d_T,0.5} = 2,29 \cdot Re_{L,d_T,0.5}^{0,758} \cdot Pr_L^{1/3} \quad (5.13)$$

Ein Vergleich der Nusselt-Korrelation mit den zugehörigen Messdaten des Sekundärzerfalls (rot) ist in Abbildung 5.28 dargestellt. Darüber hinaus sind auch Messdaten mit Primärzerfall in der Düsendistanz z_W (blau) enthalten. Die Korrelation beschreibt die Messdaten des Sekundärzerfalls mit einer mittleren Abweichung von 29% und die des Primärzerfalls mit einer mittleren Abweichung von 18%. Dabei liegen 85% bzw. 88% der Messdaten innerhalb eines Konfidenzintervalls von $\pm 40\%$. Sofern die Messdaten des Düsenmodells Schlick55-1 nicht berücksichtigt werden, beträgt die mittlere Abweichung beider Zerfallsarten 24%, wobei 87% der Messdaten Abweichungen kleiner 40% aufweisen. Die gute Übereinstimmung des Modells mit den Messdaten des Primärzerfalls bekräftigt die Erkenntnisse aus Abschnitt 5.1.2.4, wonach die Gestalt der Flüssigkeit (Tropfen, Ligamente, Bogenfragmente, Flüssigkeitsbogen) beim Sprühstrahlaufprall einen vernachlässigbaren Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung hat. Weiterhin bestätigen die Ergebnisse,

dass das Modell auch auf Betriebszustände mit Primärerfall extrapoliert werden kann.

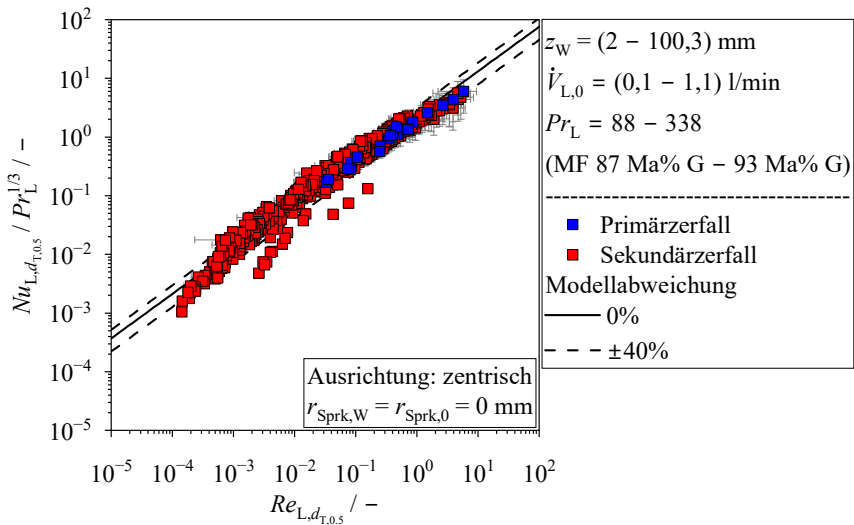


Abbildung 5.28: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen in dimensionsloser Form für Primär- und Sekundärerfall beim Sprühstrahlaufrall in blau und rot mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).

In Abbildung C.18 des Anhangs wird die Nusselt-Korrelation auch mit den Messdaten azentrischer Düsenausrichtungen verglichen. Als Düsenmodell wird die Schlick45-0,5 verwendet. Die mittlere Abweichung zwischen den Messdaten und Gl. (5.13) beträgt 25%. Folglich beschreibt das Wärmeübergangsmodell auch die Messdaten bei azentrischen Ausrichtungen der Düse. Hinblickend auf die Wicklungsenden von Statorn ist dies von entscheidender Bedeutung, da die Wicklungsenden im Endraum einer elektrischen Maschine nicht immer zentrisch zum Düsenaustritt positioniert sind (s. Kapitel 6).

Im letzten Schritt der Modellentwicklung wird mit Abbildung C.19 des Anhangs auch die Modellierung des Mehrdüsenbetriebs mit und ohne Überlagerung der Sprühstrahlen (Fall CD und CB in Abbildung 5.11) untersucht. Es werden drei unterschiedliche Düsenmodelle (Schlick45-0,5; Schlick60-0,5; Schlick120-0,5) betrachtet. Mit mittleren prozentualen Abweichungen von 7%, 6% und 4% wird für alle Düsenmodelle eine gute Übereinstimmung erzielt. Da-

bei wird unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus Abschnitt 5.3.2.1 der Maximalwert der Volumenstromdichte der Düsen $\dot{v}_{L,K,max}$ als charakteristische Geschwindigkeit verwendet.

Zusammenfassend wird mit Gl. (5.13) eine Nusselt-Korrelation präsentiert, durch welche der konvektive Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen mit Flüssigkeiten hoher Prandtl-Zahlen beschrieben wird. Die Korrelation deckt neben unterschiedlichen Fällen der Sprühstrahlüberlappung (A, B, C) bei zentrischer und azentrischer Ausrichtung auch den Mehrdüsenbetrieb ab. Im folgenden Abschnitt wird geprüft, ob die Korrelation, welche ausschließlich auf den Messdaten des MF (wässrige Glycerinlösungen) basiert, auch auf das Getriebeöl vom Typ ATF VI übertragbar ist. Abschließend wird in Abschnitt 5.3.4 ein Transfer auf die Geometrie von Statorwicklungsenden untersucht.

5.3.3 Validierung des Modellfluidkonzepts

Eines der grundlegenden Ziele dieser Arbeit liegt in der Beantwortung der Fragestellung, ob Messergebnisse eines MF (wässrige Glycerinlösungen) zur Entwicklung von Wärmeübergangsmodellen für Getriebeöle verwendet werden können. Dabei wird in Abschnitt 5.1.2.4 gezeigt, dass bei identischen Betriebsparametern substantielle Unterschiede in der Höhe des Wärmeübergangs beider Flüssigkeiten vorliegen. Für einen Transfer der Messdaten vom MF auf das Getriebeöl vom Typ ATF VI ist daher eine Dimensionsanalyse erforderlich. In diesem Zusammenhang wird geprüft, ob das in Abschnitt 5.3.2 entwickelte Wärmeübergangsmodell, welches ausschließlich auf den Messdaten des MF basiert, auch auf das Getriebeöl vom Typ ATF VI übertragbar ist.

Mit Abbildung 5.29 werden dazu die Messdaten des ATF VI in dimensionsloser Form ($Nu_{L,dT,0.5}/Pr_L^{1/3}$ und $Re_{L,dT,0.5}$) mit Gl. (5.13) verglichen. Die Messdaten enthalten keine Reproduktionsmessungen und das Flächenverhältnis $A_{K,W}/A_W$ ist größer als 0,7 gewählt, sodass eine Beeinflussung der Messdaten durch die Filmströmung auszuschließen ist (s. Abbildung C.17). Mit einem Bereich der Prandtl-Zahl von $109 < Pr_L < 185$ wird der gesamte Betriebstemperaturbereich des ATF VI ($\vartheta_{L,0} = 60\text{ °C} - 90\text{ °C}$) berücksichtigt. Als Düsenmodell wird die Schlick45-0,5 verwendet.

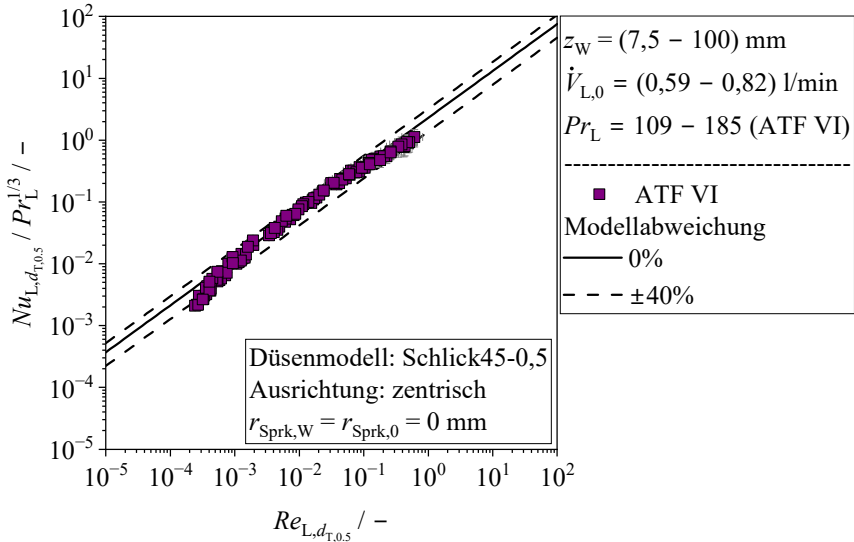


Abbildung 5.29: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen in dimensionsloser Form unter Einsatz des Getriebeöls vom Typ ATF VI mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).

Mit einer mittleren Abweichung von 24% wird eine gute Übereinstimmung zwischen den Messdaten und Gl. (5.13) erzielt. In Summe weisen 82% der Datenpunkte einen *APE* kleiner 40% auf. Durch den Modellansatz gelingt es somit, sowohl die Zerstäubungs- als auch thermischen Transportprozesse während der Sprühnebelkühlung mit Getriebeölen abzubilden. Zur Veranschaulichung der Modellergebnisse ist zusätzlich in Abbildung C.20 des Anhangs der Vergleich zwischen dem MF und ATF VI aus Abbildung 5.10 in dimensionsloser Form gezeigt.

Auf Basis der Ergebnisse wird das Modellfluidkonzept als validiert betrachtet. Dies bedeutet, dass durch den Einsatz des MF der gesamte Stoffdatenbereich kommerzieller Getriebeöle mit nur einem Stoffsystem abgebildet wird (s. Abschnitt 3.3) und eine Übertragbarkeit der Messergebnisse des Wärmeübergangs vom MF auf unterschiedliche Getriebeöle vorliegt.

5.3.4 Modellübertrag auf Statorwicklungsenden

Aus den Untersuchungen von Abschnitt 5.2 geht hervor, dass der Wärmeübergang auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen eine hohe Übereinstimmung zu ebenen, glatten Oberflächen aufweist. Folglich ist es das Ziel dieses Abschnitts, das Wärmeübergangsmodell aus Abschnitt 5.3.2 auf die Geometrie der Statorwicklungsenden zu erweitern.

In Abhängigkeit von der Messposition (axial, radial, wellenseitig) wird zwischen unterschiedlichen Orientierungen der Wicklungsenden unterschieden. In Übereinstimmung mit der Aufprallfläche $A_{K,W}$ (Gl. (5.7)) aus Abschnitt 5.2.2 wird die Volumenstromdichte für Statorwicklungsenden mit einer radialen Messposition und konvexer Oberflächenkrümmung durch Gl. (5.14) bestimmt. Dabei wird das Modell der Volumenstromdichte von Estes und Mudawar [73] aus Gl. (2.21) in das Zylinderkoordinatensystem der Sprühkammer (KS1 in Abbildung 5.15) transformiert und über die wärmeübertragende Oberfläche des jeweiligen MEI integriert. Die Oberflächengeometrie strukturierter Wicklungsenden (VR) wird bei der Bestimmung der Volumenstromdichte für eine einfachere Modellübertragung auf reale Systeme nicht berücksichtigt. Für eine Darstellung der verwendeten Koordinatensysteme und Zuordnung der unterschiedlichen Geometrieparameter wird auf Abbildung 5.15 verwiesen. Die Radien $r_{0,W}$ und $r_K(\varphi_{\text{Sprk}})$ werden mit Gl. (5.5) und Gl. (5.6) bestimmt.

$$\dot{v}_{L,K} = \frac{1}{A_K} \int_{\Omega_1}^{\Omega_2} \int_{z_{\text{Sprk},W-b_{2,2}/2}}^{z_{\text{Sprk},W+b_{2,2}/2}} \frac{r_{\text{Sprk},W}}{2} \cdot \frac{\dot{V}_{L,0}}{\pi(r_K(\varphi_{\text{Sprk}}))^2} \cdot \frac{\tan\left(\frac{\theta_{\text{opt}}(z_W)}{2}\right)^2}{\left(1 - \cos\left(\frac{\theta_{\text{opt}}(z_W)}{2}\right)\right)} \cdot \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{r_{0,W}}{r_{\text{Sprk},W+z_W} - r_{\text{Sprk},W} \cos(\varphi_{\text{Sprk}})}\right)^2\right)^{\frac{3}{2}}} d\varphi_{\text{Sprk}} dz_{\text{Sprk}} \quad (5.14)$$

mit 1. NB $r_{0,W} \leq r_K(\varphi_{\text{Sprk}})$; 2. NB $\varphi_{\text{Sprk}} \leq \arccos\left(\frac{r_{\text{Sprk},W}}{r_{\text{Sprk},W+z_W}}\right)$

Die Bestimmung der Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$ für Probenkörper der Statorwicklungsenden mit einer wellenseitigen Messposition unterscheidet sich geringfügig und ist in Gl. (C.6) des Anhangs C.4 enthalten. Für Probenkörper mit einer axialen Messposition wird in Übereinstimmung mit ebenen, glatten Oberflächen Gl. (5.10) zur Bestimmung der Volumenstromdichte verwendet.

Abbildung 5.30 zeigt die Messdaten des Wärmeübergangs auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen bei unterschiedlichen

Messpositionen (VR-rad-FF38-T-6,32; VR-ax-FF38-5,5; VR-we-FF38-T-6,35) in Abhängigkeit von der Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$.

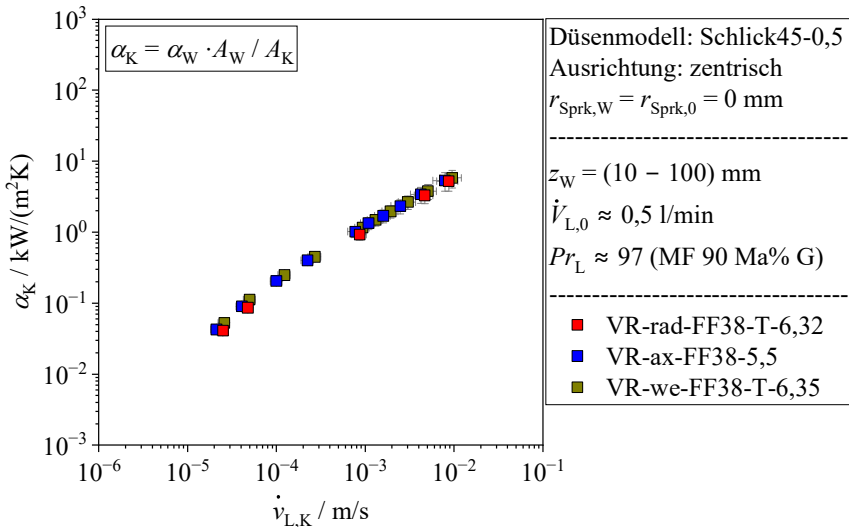


Abbildung 5.30: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung α_K auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen für drei unterschiedliche Messpositionen (radial, axial, wellenseitig) in Abhängigkeit von der Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$.

Der elektrische Füllfaktor der Statornuten beträgt 38%. Es wird ein beispielhafter Betriebszustand ($\dot{V}_{L,0} \approx 0,5 \text{ l/min}$; $Pr_L \approx 97$) betrachtet. Analog zu ebenen, glatten Oberflächen wird durch die gewählte Definition der charakteristischen Geschwindigkeit für alle Messpositionen (radial, axial, wellenseitig) ein systematischer Zusammenhang zwischen der Höhe des Wärmeübergangs und der Volumenstromdichte hergestellt. Für alle anderen untersuchten Wicklungsenden (s. Abschnitt 3.5.2) werden vergleichbare Datentrends beobachtet. Folglich sind die modifizierten Berechnungsvorschriften der Volumenstromdichte aus Gl. (5.14) und Gl. (C.6) für den angestrebten Modellübertrag als charakteristische Geschwindigkeit geeignet.

In Abbildung 5.31 werden die Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden in dimensionsloser Form mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13) verglichen.

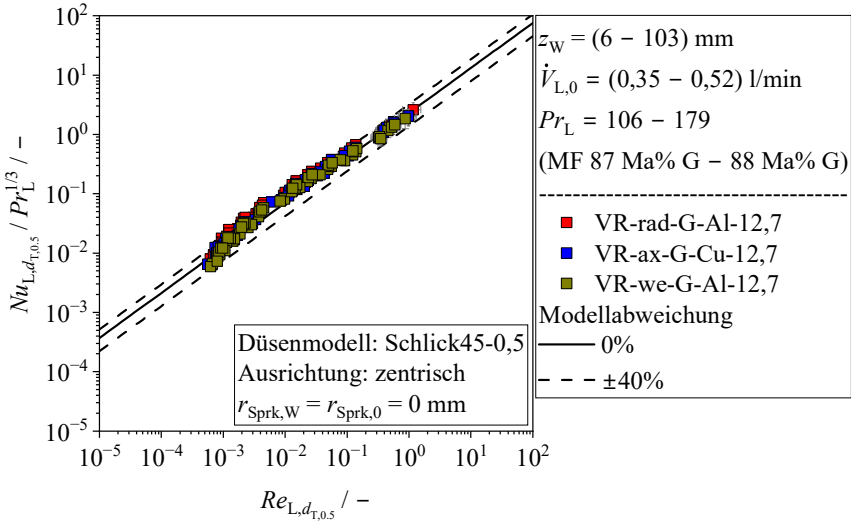


Abbildung 5.31: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden mit unterschiedlichen Messpositionen (radial, axial, wellenseitig) in dimensionsloser Form mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).

Es wird zwischen drei unterschiedlichen Messpositionen (radial, axial, wellenseitig) unterschieden. Die zugehörige Darstellung der Probenkörper ist in Abbildung C.8 des Anhangs enthalten. Die Ausrichtung zwischen der Düse (Schlick45-0,5) und den wärmeübertragenden Oberflächen ist zentrisch. Die mittleren Abweichungen betragen abhängig vom Probenkörper (VR-rad-G-Al-12,7; VR-ax-G-Cu-12,7; VR-we-G-Al-12,7) 24%, 18% und 17%. Es liegen 95% der Messdaten innerhalb eines Konfidenzintervalls von $\pm 40\%$. Dabei wird der gesamte technisch relevante Prandtl-Bereich des ATF VI Getriebeöls abgebildet (s. Abschnitt 3.3).

Die dimensionslose Darstellung bekräftigt die Erkenntnisse aus Abschnitt 5.2.2, gemäß welcher die konkaven und konvexen Oberflächenkrümmungen für die untersuchten Geometrieparameter der Statorwicklungsenden zu keiner signifikanten Beeinflussung des Wärmeübergangs gegenüber ebenen Oberflächen führt. Die zuvor beobachtete Hemmung der Sprühnebelkühlung für die wellenseitige Messposition (VR-we-G-Al-12,7, Abbildung 5.17) durch einen potenziell verschlechterten Flüssigkeitsabfluss hat keine relevante Auswirkung auf das Modellergebnis.

Weiterhin werden die Messdaten der Statorwicklungsenden mit strukturierter Oberfläche bzw. mit hochaufgelöster Geometrie der Runddrahtwicklungen betrachtet. Der zugehörige Modellvergleich für einen elektrischen Füllfaktor der Statornuten von 38% ist in Abbildung 5.32 dargestellt.

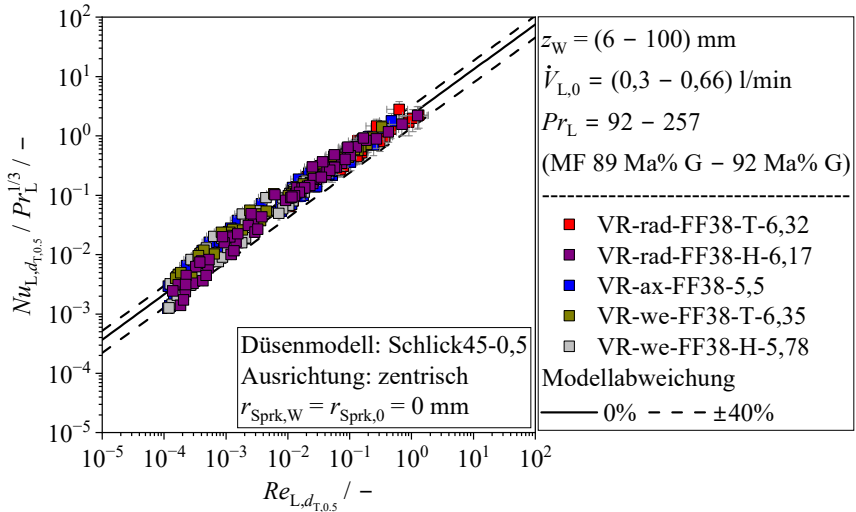


Abbildung 5.32: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (elektrischer Füllfaktor von 38%) bei unterschiedlichen Messpositionen (radial, axial, wellenseitig) in dimensionsloser Form mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).

Es sind fünf unterschiedliche Messpositionen mit radialer, axialer und wellenseitiger Orientierung enthalten. Darunter befinden sich auch Messpositionen, welche in Richtung des Statorblechpakets und des Lageschilds (T, H) verschoben sind. Die Ausrichtung zwischen der Düse (Schlick45-0,5) und den wärmeübertragenden Oberflächen ist zentrisch. Für eine Visualisierung der zugehörigen Probenkörper (VR-rad-FF38-T-6,32; VR-rad-FF38-H-6,17; VR-ax-FF38-5,5; VR-we-FF38-T-6,35; VR-we-FF38-H-5,78) wird auf Abbildung 3.10 verwiesen. Mit einer mittleren Abweichung von 22% weist die radiale Messposition in Richtung des Blechpakets (VR-rad-FF38-T-6,32) die geringste Abweichung auf. Die höchste Abweichung liegt für die wellenseitige Messposition in Richtung des Lageschilds (VR-we-FF38-H-5,78) mit 31% vor. Die mittlere Abweichung aller 323 Datenpunkte beträgt 27%. Dabei liegen die Abweichungen zwischen den einzelnen Messpositionen im Wertebereich der erweiterten

Messunsicherheit. Für Statorwicklungsenden mit einem elektrischen Füllfaktor von 30% (s. Abbildung C.21 des Anhangs) beträgt die mittlere Abweichung 28%. Die gute Übereinstimmung für jede Messposition (radial, axial, wellenseitig) sowie Positionen auf den Wicklungsenden (Richtung des Blechpakets (T), Richtung des Lagerschildes (H)) bestätigt, dass der Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung im Aufprallbereich der Sprühstrahlen nur geringfügig von der Wicklungsgeometrie beeinflusst wird.

Abschließend werden in Abbildung 5.33 auch die Messdaten für zwei azentrische Ausrichtungen ($r_{\text{Sprk,W}} = 40 \text{ mm}$; $\varphi_{\text{Sprk,W}} = 170^\circ$ und $\varphi_{\text{Sprk,W}} = 190^\circ$) von strukturierten Statorwicklungsenden mit axialer Messposition (VR-ax-FF38-5,5) gezeigt. Das enthaltene Piktogramm (links oben) visualisiert für die jeweilige Ausrichtung (rot, blau) die Position der quadratischen Grundfläche des MEL innerhalb des Sprühkegels.

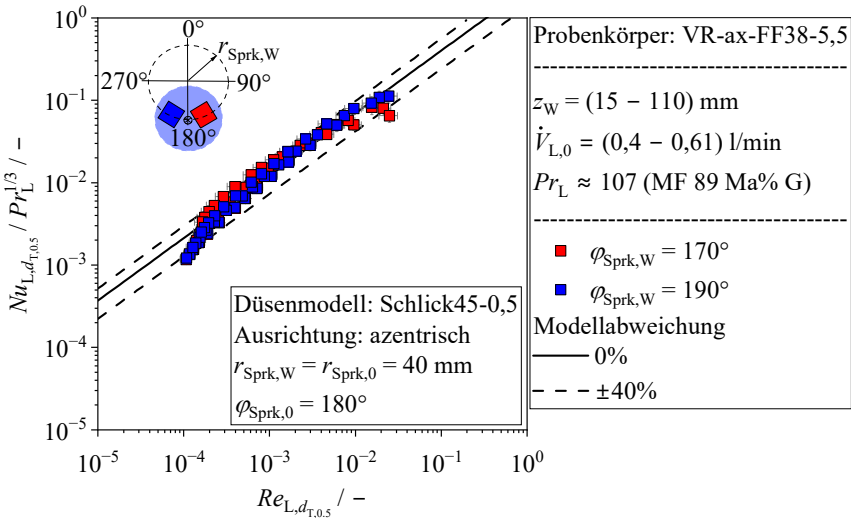


Abbildung 5.33: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (VR-ax-FF-38-5,5) bei azentrischer Ausrichtung in dimensionsloser Form mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).

Mit einer mittleren Abweichung von 25% wird für die hochaufgelösten Statorwicklungen ein zu den Messergebnissen ebener Oberflächen aus Abschnitt 5.3.2 vergleichbares Modellergebnis erzielt. Es liegen 82% der Messdaten innerhalb eines Konfidenzintervalls von $\pm 40\%$. Für die höchsten Reynolds-

Zahlen bzw. niedrigsten Düsendistanzen sind gesteigerte Abweichungen zwischen den beiden Ausrichtungen zu erkennen. Diese werden höchstwahrscheinlich durch azimutale Inhomogenitäten in der Flüssigkeitsverteilung hervorgerufen. Dabei wird für ebene Oberflächen in Abbildung 3.16 gezeigt, dass der Wärmeübergang innerhalb des Sprühkegels mit steigender Düsendistanz bzw. mit sinkender Reynolds-Zahl eine Homogenisierung erfährt.

Unter Berücksichtigung der zahlreichen hydro- bzw. aerodynamischen und thermischen Einflussfaktoren der Sprühnebelkühlung wird für die Sprühkammermessungen von einer erfolgreichen Übertragung des Wärmeübergangsmodells aus Abschnitt 5.3.2 auf die Geometrie von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen ausgegangen. Im letzten Teil dieser Arbeit wird mit Kapitel 6 der Transfer des Wärmeübergangsmodells auf das System einer elektrischen Maschine untersucht. Dabei wird geprüft, inwiefern die Gültigkeit des Modellansatzes durch das veränderte Ablaufverhalten der Flüssigkeit im Endraum und weitere Maschinenparameter wie die Wellendrehzahl beeinflusst wird.

6 Ergebnisse Wärmeübergang – Generische elektrische Maschine

In diesem Kapitel werden die Messergebnisse des lokalen Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine vorgestellt. Eine Übersicht der untersuchten Düsenkonfigurationen mit axialer Flüssigkeitszufuhr über das Lagerschild und radialer Flüssigkeitszufuhr über das Maschinengehäuse ist in Abschnitt 6.1 enthalten. Mit den Abschnitten 6.2 und 6.3 werden für beide Arten der Flüssigkeitszufuhr zunächst die grundlegenden Einflussparameter der Sprühnebelkühlung im System der elektrischen Maschine aufgezeigt und mit den aus Kapitel 5 bekannten Zusammenhängen verglichen. Dabei liegt ein besonderer Fokus auf der azimuthalen Auflösung des konvektiven Wärmeübergangs, wobei zwischen Zonen mit vollständigem und partiellem Strahlaufprall sowie reiner Filmströmung auf den Statorwicklungsenden differenziert wird. Abschließend wird für jede Art der Flüssigkeitszufuhr die Übertragbarkeit des Wärmeübergangsmodells aus Abschnitt 5.3.2 auf die Messumgebung der generischen elektrischen Maschine untersucht.

6.1 Übersicht Messungen

Der Fokus der Untersuchungen liegt auf der Bestimmung des Einflusses der Maschinenparameter (Drehzahl und Endraumgeometrie) auf den Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung. Aufgrund der Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen strukturierten und glatten Wicklungsoberflächen aus Kapitel 5 werden in allen Messungen Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen und glatter Oberfläche verwendet. Zusätzlich erfolgen alle Messungen mit dem MF als Kühlflüssigkeit und dem Düsenmodell Schlick45-0,5, da in Kapitel 5 gezeigt wird, dass die Messergebnisse des MF für unterschiedliche Düsenmodelle auf kommerzielle Getriebeöle übertragbar sind.

Mit der axialen Flüssigkeitszufuhr über das Lagerschild und der radialen Flüssigkeitszufuhr über das Maschinengehäuse werden zwei unterschiedliche Ausführungen der Sprühnebelkühlung untersucht. In allen Messungen liegt ein

Mehrdüsenbetrieb mit je vier Düsen vor. Ein substantieller Unterschied des experimentellen Aufbaus besteht, neben der Messumgebung, auch in der Orientierung der Düsenachsen senkrecht und schräg zur Erdbeschleunigung. Eine Übersicht der untersuchten Messkonfigurationen bei axialer Flüssigkeitszufuhr ist in Abbildung 6.1 enthalten. Die azimuthalen Positionen der Düsen sind in allen Messungen gleich ($\varphi_{EM,0} = 0^\circ + i \cdot 90^\circ$), wobei mit den beiden Düsenkonfigurationen D-1 und D-2 zwischen zwei radialen Positionen der Düsen ($r_{EM,0} = 72,5 \text{ mm}; 77,5 \text{ mm}$) unterschieden wird. Weiterhin werden zur azimuthalen Auflösung des Wärmeübergangs fünf unterschiedliche Orientierungen der Statorwicklungsenden (ER-ax-1;2;3;4;5) verwendet. Die Endringmodule haben in allen Messungen axiale Messpositionen. Aus den unterschiedlichen Orientierungen der Probenkörper ergeben sich Betriebszustände mit vollständigem und partiellem Sprühstrahlaufprall sowie mit reiner Filmströmung. Eine Übersicht der Anzahl aller erfassten Messpunkte, unterteilt nach der jeweiligen Messkonfiguration, ist im Anhang Abbildung D.1 enthalten. In Summe wurden 1804 unterschiedliche Messungen durchgeführt. Für die zugehörigen Wertebereiche der Betriebsparameter wird auf Tabelle D.1 des Anhangs verwiesen.

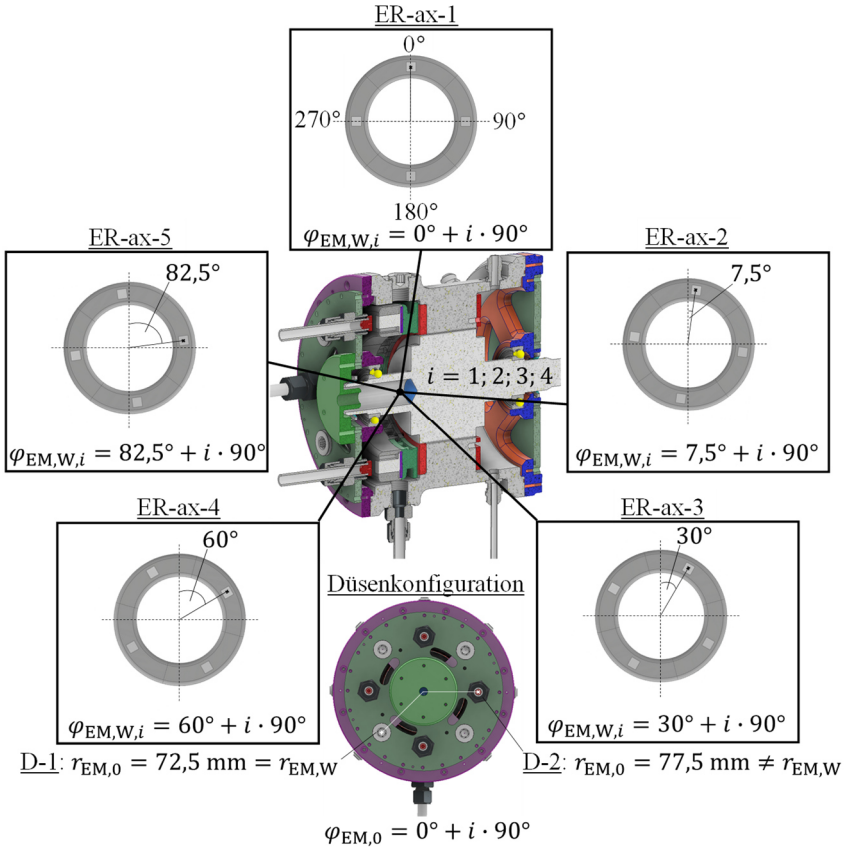
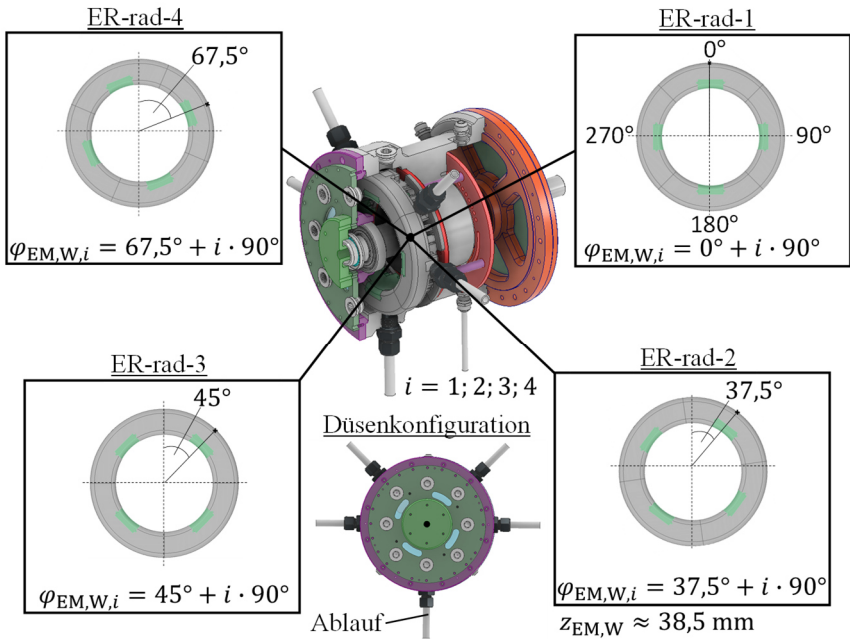


Abbildung 6.1: Übersicht der untersuchten azimuthalen Orientierungen der glatten Statorwicklungs-enden mit axialer Messposition (ER-ax-1; 2; 3; 4; 5 mit ER-VR-ax-G-12,7) innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr. Die azimuthalen Positionen der Düsen $\varphi_{EM,0}$ sind in allen Messungen identisch. In Summe werden zwei Düsenkonfigurationen (D-1; D-2) mit zwei unterschiedlichen radialen Positionen der Düsen im Einsatzdeckel $r_{EM,0}$ untersucht.

Eine Übersicht der untersuchten Messkonfigurationen bei radialer Flüssigkeitszufuhr ist in Abbildung 6.2 enthalten. Es liegt eine Düsenkonfiguration (D-3) mit gleichbleibender axialer ($z_{EM,0} = -38,5 \text{ mm}$) und azimuthaler Düsenposition ($\varphi_{EM,0} = 45^\circ; 90^\circ; 270^\circ; 315^\circ$) vor. Zur azimuthalen Auflösung des Wärmeübergangs werden vier Orientierungen der Statorwicklungs-enden (ER-rad-1;2;3;4) verwendet. Die Endringmodule haben in allen Messungen radiale Messpositionen. Wie auch für die axiale Flüssigkeitszufuhr ergeben sich aus den

Orientierungen der Statorwicklungsenden Betriebszustände mit vollständigem und partiellem Strahlaufprall und reiner Filmströmung. Eine Übersicht der Anzahl aller erfassten Messpunkte, unterteilt nach der jeweiligen Messkonfiguration, ist im Anhang Abbildung D.3 enthalten. In Summe wurden 1020 unterschiedliche Messungen durchgeführt. Für die zugehörigen Wertebereiche der Betriebsparameter wird auf Tabelle D.2 des Anhangs verwiesen.



D-3: $\varphi_{EM,0} = 45^\circ; 90^\circ; 270^\circ; 315^\circ$; $z_{EM,0} = 38,5 \text{ mm}$

Abbildung 6.2: Übersicht der untersuchten azimuthalen Orientierungen der glatten Statorwicklungsenden mit radialer Messposition (ER-rad-1; 2; 3; 4 mit ER-VR-rad-G-12,7) innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr. Die azimuthalen Positionen der Düsen $\varphi_{EM,0}$ sind in allen Messungen identisch; es wird eine Düsenskonfiguration (D-3) untersucht.

Hinsichtlich der Stoffdatenbereiche wird für beide Arten der Flüssigkeitszufuhr der gesamte Betriebsbereich des Getriebeöls vom Typ ATF VI durch das MF abgebildet (axial: $70 < Pr_L < 350$; radial: $110 < Pr_L < 210$). Für die zugehörigen Diagramme wird auf Abbildung D.2 und Abbildung D.4 des Anhangs verwiesen.

6.2 Axiale Flüssigkeitszufuhr

6.2.1 Einflussgrößen

Mit dem Ziel, ein Wärmeübergangsmodell für die Grobauslegung Ölsprühnebelgekühlter elektrischer Maschinen zu entwickeln, wird zunächst der Einfluss unterschiedlicher Betriebsparameter und Stoffdaten bei axialer Flüssigkeitszufuhr untersucht. Dabei gilt es zu prüfen, ob zwischen dem konvektiven Wärmeübergang innerhalb der generischen elektrischen Maschine und der Sprühkammer aus Kapitel 5 systematische Unterschiede existieren, welche einer Übertragbarkeit der Messergebnisse von einer Messumgebung auf die andere entgegenstehen.

Mit der Drehzahl der Welle existiert ein Betriebsparameter, der ausschließlich im System der generischen elektrischen Maschine vorliegt und dessen Einfluss im Rahmen der Sprühkammermessungen nicht quantifiziert wurde. Durch die Rotation der Welle wird potenziell die Flüssigkeitsverteilung im Endraum der Maschine durch Rückschleudern der abfließenden Flüssigkeit beeinflusst. Folglich können substantielle Veränderungen des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl auftreten. Eine schematische Darstellung des Einflusses der Wellenrotation auf die Flüssigkeitsverteilung ist in Abbildung 6.3 gezeigt. Für die untersuchte Düsenkonfiguration ($\varphi_{EM,0} = 0^\circ; 90^\circ; 180^\circ; 270^\circ$) wird erwartet, dass primär die Flüssigkeit ausgehend vom Aufprallbereich der oberen Düse ($\varphi_{EM,0} = 0^\circ$) auf die rotierende Welle herabfließt und auf die Statorwicklungsenden rückgefördert wird.

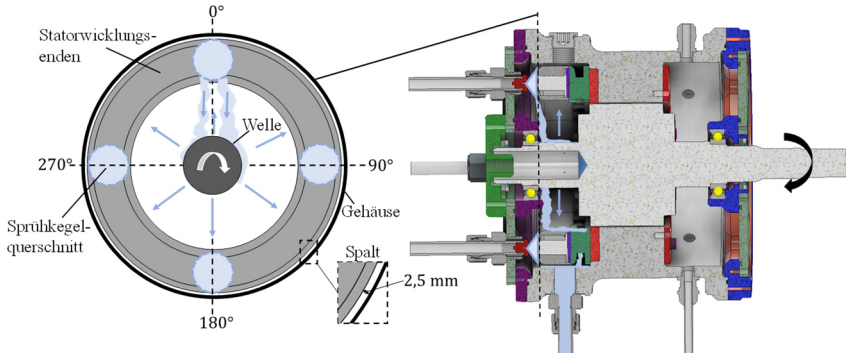


Abbildung 6.3: Schematische Darstellung der Flüssigkeitsverteilung im Endraum der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr und rotierender Welle. Draufsicht der Statorwicklungsenden (links) und Schnittdarstellung der generischen elektrischen Maschine (rechts).

Der Fokus der folgenden Untersuchung liegt auf dem Aufprallbereich der Sprühstrahlen auf der Stirnseite der Statorwicklungsenden. Eine Beeinflussung des Wärmeübergangs auf der Innenseite der Wicklungsenden (wellenseitig) durch die Rotation der Welle ist zwar deutlich wahrscheinlicher, hat jedoch für die Grobauslegung der Öl-Sprühnebelkühlung eine untergeordnete Bedeutung. Ziel ist es, den Wärmeübergang im Aufprallbereich der Sprühstrahlen für die jeweilige Düsenkonfiguration zu optimieren (s. Abschnitt 1.2).

In Abbildung 6.4 sind die Wärmeübergangskoeffizienten von vier axialen Messpositionen ($\varphi_{EM,W} = 0^\circ; 90^\circ; 180^\circ; 270^\circ$) bei einem beispielhaften Betriebszustand ($z_W \approx 14 \text{ mm}$; $\dot{V}_{L,0} \approx 0,59 \text{ l/min}$; $Pr_L \approx 191$) abhängig von der Drehzahl der Welle n_R dargestellt. Die Messwerte der oberen drei Messpositionen (rot) unterscheiden sich nur geringfügig und sind zur besseren Übersicht gemittelt aufgetragen. Es wird die Düsenkonfiguration D-2 (s. Abbildung 6.1) verwendet. Durch die azentrische Ausrichtung aller Düsen liegt auf jeder der vier wärmeübertragenden Oberflächen Fall B der Sprühstrahlüberlappung vor. Die Flüssigkeitsverteilung auf die vier Düsen wird gemäß den Ergebnissen des Mehrdüsenbetriebs aus Anhang C.2 als homogen betrachtet. Durch die azentrische Ausrichtung wird die auftreffende Flüssigkeitsmenge gezielt reduziert, wodurch ein potenzieller Drehzahlfluss auf den konvektiven Wärmeübergang leichter zu identifizieren ist. Der dargestellte Drehzahlbereich ($0 \text{ 1/min} \leq n_R \leq 10000 \text{ 1/min}$) ist in Schritten von 500 1/min fein diskretisiert.

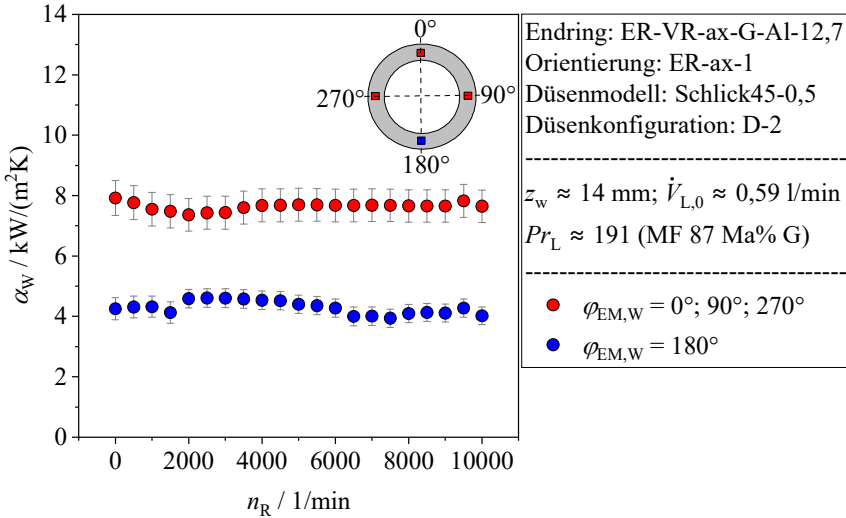


Abbildung 6.4: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung von glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine für vier axiale Messpositionen (ER-ax-1) in Abhängigkeit von der Drehzahl der Welle n_R für eine axiale Flüssigkeitszufuhr (Düsenkonfiguration D-2). Die Messwerte der oberen drei Messpositionen (rot) sind für eine bessere Übersicht gemittelt dargestellt.

Aus den Messdaten geht hervor, dass für alle Messpositionen keine systematische Beeinflussung des Wärmeübergangs durch die Wellenrotation auftritt. Für den gesamten Drehzahlbereich beträgt die Standardabweichung der Wärmeübergangskoeffizienten für die oberen drei Messpositionen (rot) 2% und 5% für die untere Messposition (blau). Dabei ist nicht die Drehzahl ursächlich für die Schwankungen des Wärmeübergangs, sondern leichte Veränderungen des Volumenstroms am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$ zwischen den einzelnen Messpunkten. Darüber hinaus ist zu erkennen, dass der Wärmeübergang der oberen drei Messpositionen im Mittel um 80% gegenüber der unteren Messposition erhöht ist. Als Ursache des veränderten Wärmeübergangsverhaltens wird von der Ausbildung eines Flüssigkeitssumpfs am Grund der Maschine ausgegangen. So muss ein Großteil der Flüssigkeit durch den schmalen Spalt zwischen dem Gehäuse und dem Endring ($d_{GH} - d_{ER} = 2,5 \text{ mm}$, s. Abbildung 6.3) abfließen und staut sich somit vor der wärmeübertragenden Oberfläche auf. Die gesteigerte Filmdicke reduziert als hydraulischer Widerstand die Grenzschichtstörung durch die auftreffenden Sprühstrahlen (vgl. Abschnitt 5.1.3).

Als Ergänzung zur obigen Auswertung ist in Abbildung 6.5 ein Polardiagramm eines beispielhaften Betriebszustands ($z_w \approx 19$ mm; $\dot{V}_{L,0} \approx 0,64$ l/min; $Pr_L \approx 191$) für die Düsenkonfiguration D-1 enthalten. Das Diagramm enthält mit vier unterschiedlichen azimutalen Orientierungen der Statorwicklungsenden (ER-ax-1;2;4;5; s. Abbildung 6.1) die Messdaten von 16 Messpositionen. Die Füllungen der Symbole sind drei unterschiedlichen Drehzahlen (0 1/min; 5000 1/min; 10000 1/min) zugewiesen. In Abhängigkeit vom Polarwinkel der Messposition $\varphi_{EM,W}$ wird zwischen vollständigem Strahlaufprall (Fall C, ER-ax-1), partiellem Strahlaufprall (Fall B, ER-ax-2;5) und keinem direkten Strahlaufprall (Fall D, ER-ax-4) unterschieden.

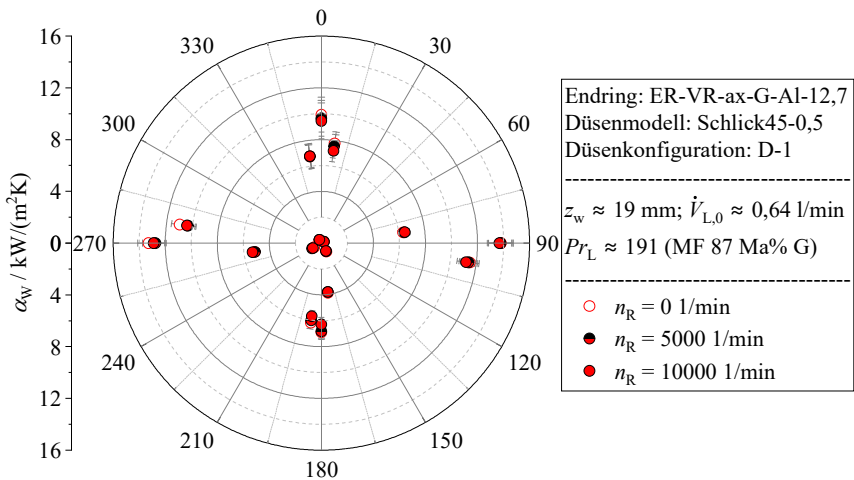


Abbildung 6.5: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit von der Drehzahl der Welle n_R .

Für keine der Messpositionen ist eine Beeinflussung des Wärmeübergangs durch die Wellenrotation zu beobachten. Jegliche Abweichungen zwischen den unterschiedlichen Drehzahlen liegen innerhalb der erweiterten Messunsicherheit des Wärmeübergangs. Folglich liegt weder für Bereiche des direkten Strahlaufpralls noch für Bereiche mit reiner Filmströmung oder gar keiner Benetzung der wärmeübertragenden Oberfläche eine systematische Beeinflussung der Flüssigkeitsverteilung vor. Auch für alle anderen im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Betriebszustände wird keine Drehzahlabhängigkeit beobachtet.

Für die Messpositionen mit zentrischer Ausrichtung ($\varphi_{EM,W} = 0^\circ; 90^\circ; 180^\circ; 270^\circ$) wird wie auch in der Sprühkammer der höchste Wärmeübergang beobachtet. Für azentrische Messpositionen mit partiellem Sprühstrahlprall (z. B. $\varphi_{EM,W} = 82,5^\circ; 97,5^\circ; 262,5^\circ; 277,5^\circ$) ist neben einer substantiellen Reduktion des Wärmeübergangs auch eine azimutale Inhomogenität zu erkennen. Die Minima werden sowohl in Richtung des Flüssigkeitsabflusses ($\varphi_{EM,W} = 262,5^\circ$) als auch entgegen des Flüssigkeitsabflusses ($\varphi_{EM,W} = 82,5^\circ$) beobachtet. Folglich ist die Inhomogenität des Wärmeübergangs nicht auf das Abflussverhalten der Flüssigkeit, sondern auf eine azimutale Inhomogenität in der Flüssigkeitsverteilung der Sprühstrahlen zurückzuführen. Vergleichbare Ergebnisse sind auch den Sprühkammermessungen (s. Abbildung 3.16) zu entnehmen.

Aus den obigen Ergebnissen ist abzuleiten, dass die Flüssigkeitsverteilung im Aufprallbereich bei einer axialen Flüssigkeitszufuhr nicht von der Wellenrotation beeinflusst wird. Es ist davon auszugehen, dass die Stirnseite der Wicklungsenden durch deren räumliche Lage von der rückgeschleuderten Flüssigkeit vollständig abgeschirmt wird (s. Abbildung 6.3). Zusammenfassend ist eine Berücksichtigung der Wellendrehzahl im Schritt der Grobauslegung einer Öl-sprühnebelgekühlten elektrischen Maschine mit axialer Flüssigkeitszufuhr für die untersuchten Maschinenparameter nicht erforderlich. Für die weitere Auswertung der Betriebsparameter werden ausschließlich Messpunkte mit ruhender Welle ($n_R = 0$ 1/min) betrachtet.

Als weitere Einflussgröße wird der Volumenstrom am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$ untersucht. Hierzu werden in Abbildung 6.6 die Messergebnisse des Wärmeübergangs ($z_W \approx 9$ mm; $Pr_L \approx 111$) bei unterschiedlichen Volumenströmen in Form eines Polardiagramms verglichen. Die Messdaten sind entsprechend ihrer Symbolfüllung in drei Volumenströme (0,48 l/min; 0,58 l/min; 0,65 l/min) untergliedert. Es liegen 20 Messpositionen aus fünf azimutalen Orientierungen des Statorendrings (ER-ax-1;2;3;4;5) vor. Für fast alle Messpositionen wird eine Steigerung des konvektiven Wärmeübergangs mit steigendem Volumenstrom beobachtet. Durch eine Steigerung des Volumenstroms am Düsenaustritt von 0,48 l/min auf 0,65 l/min um 35% wird der Wärmeübergang im Mittel über alle Messpositionen um 17% erhöht. Wie bereits bei der Auswertung des Drehzahleinflusses beobachtet, ist der Wärmeübergang im Grund der Maschine ($\varphi_{EM,W} = 180^\circ$) gegenüber den äquivalenten Messpositionen ($\varphi_{EM,W} = 0^\circ; 90^\circ; 270^\circ$) im Mittel um 87% reduziert.

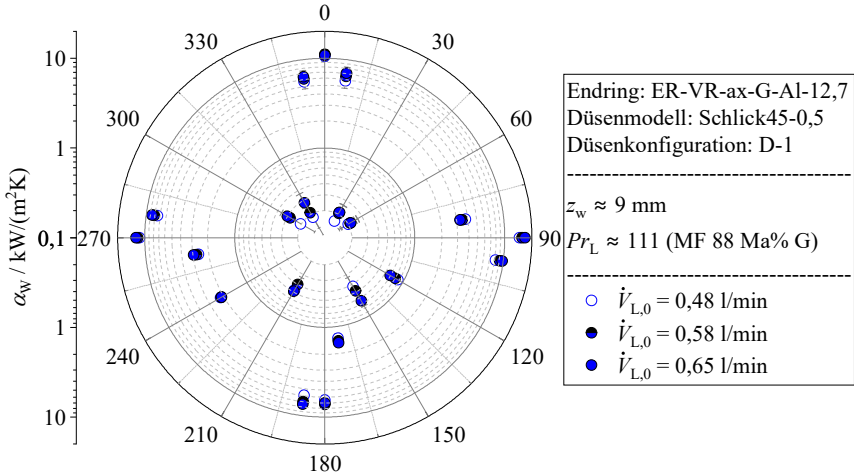


Abbildung 6.6: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit vom Volumenstrom am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$.

Für Messpositionen außerhalb des Aufprallbereichs in der oberen Hälfte der Statorwicklungsenden ($\varphi_{EM,W} = 30^\circ; 60^\circ; 300^\circ; 330^\circ$), liegt eine substantielle Erniedrigung des Wärmeübergangs mit Werten zwischen $0,16 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ und $0,3 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ vor. Gegensätzlich dazu wird für Messpositionen in der unteren Hälfte der Statorwicklungsenden ($\varphi_{EM,W} = 120^\circ; 150^\circ; 210^\circ; 240^\circ$) außerhalb des Aufprallbereichs mit Werten von $0,4 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ bis $2,17 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ ein deutlich verbesserter Wärmeübergang beobachtet. Ursächlich für die Datentrends sind zum einen der deutlich erniedrigte Wärmeübergang der Filmströmung und zum anderen eine potenziell unvollständige Benetzung der wärmeübertragenden Oberfläche.

Für ein besseres Verständnis der Flüssigkeitsbewegung auf den Statorwicklungsenden ist in Abbildung 6.7 eine maßstabsgetreue Draufsicht des Endringmoduls (ER-VR-ax-G-Al-12,7) einschließlich der Sprühkegelquerschnittsflächen für den höchsten der drei Volumenströme ($\dot{V}_{L,0} = 0,65 \text{ l}/\text{min}$) aus Abbildung 6.6 dargestellt. Die Abbildung enthält alle untersuchten Messpositionen. Die schematischen Fließrichtungen ausgehend vom Aufprallbereich der Sprühstrahlen (blaue Pfeile) resultieren aus den Messdaten des lokalen Wärmeübergangs. Es ist zu erkennen, dass die obere Hälfte der Statorwicklungsenden

($\varphi_{EM,W} = 30^\circ; 60^\circ; 300^\circ; 330^\circ$) bedingt durch die Gravitation wesentlich schlechter vom Flüssigkeitsfilm überströmt wird.

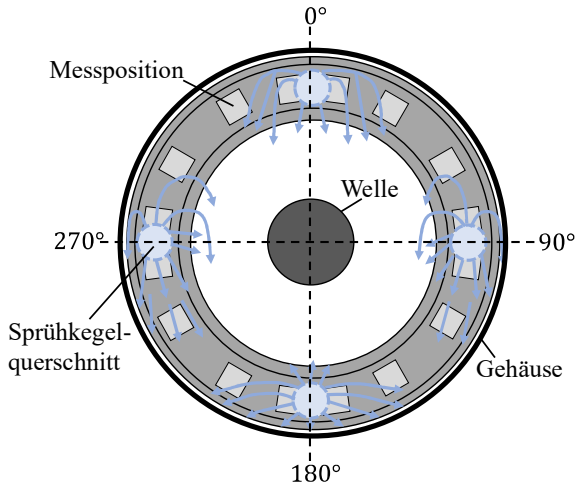


Abbildung 6.7: Schematische Darstellung der Flüssigkeitsbewegung auf den Statorwicklungsenden für eine axiale Flüssigkeitszufuhr, einschließlich aller Messpositionen (ER-ax-1;2;3;4;5) für $\dot{V}_{L,0} = 0,65 \text{ l/min}$ aus Abbildung 6.6. Die Darstellung ist maßstabsgetreu.

Zusammenfassend zeigen die obigen Ergebnisse, dass die Höhe des konvektiven Wärmeübergangs auf sprühnebelgekühlten Statorwicklungsenden auch außerhalb des Aufprallbereichs der Sprühstrahlen mit dem Volumenstrom am Düsenaustritt skaliert. Dies ist eine bedeutsame Erkenntnis, da somit auch bei der Grobauslegung einer Öl-sprühnebelgekühlten elektrischen Maschine der Wärmeübergang der Filmströmung indirekt berücksichtigt wird.

Als weitere Einflussgröße wird die Düsensdistanz z_W untersucht. Die Messergebnisse für zwei Düsensdistanzen $z_W \approx 14 \text{ mm}$ und $z_W \approx 19 \text{ mm}$ mit drei unterschiedlichen Fällen der Sprühstrahlüberlappung (B, C, D, s. Abbildung 5.2) sind in Abbildung 6.8 enthalten. In Übereinstimmung mit den Messergebnissen glatter, ebener Oberflächen aus Abschnitt 5.1.2.2 wird für die Mehrheit der azentrischen Ausrichtungen mit partiellem Strahlaufrall (Fall B, gelb) ein gegenüber den zentrischen Ausrichtungen mit vollständigem Strahlaufrall (Fall A, rot) erniedrigter Wärmeübergang beobachtet.

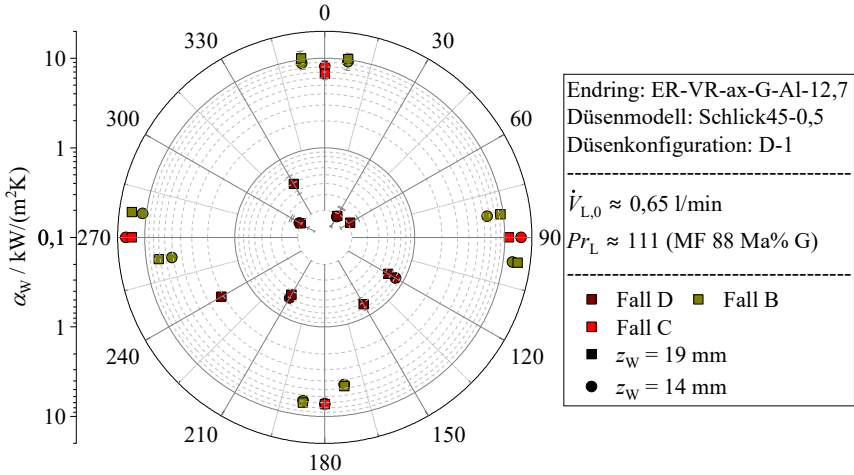


Abbildung 6.8: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit von der Düsensdistanz und Sprühstrahlüberlappung (Fall B, C, D).

Auffällig ist dabei, dass eine Steigerung der Düsensdistanz den Wärmeübergang in azentrischer Ausrichtung systematisch erhöht, bei zentrischer Ausrichtung jedoch verringert. Ursache ist der Anteil der Aufprallfläche ($A_{K,W}/A_W$). Für die zentrische Ausrichtung hat dieser einen Wert von 1 (Fall C), womit eine steigende Düsensdistanz ausschließlich den Overspray erhöht. Für die azentrische Ausrichtung steigt der Anteil der Aufprallfläche zwischen den beiden Düsensdistanzen von 0,66 auf 0,92 an, wodurch der Impuls der auftreffenden Flüssigkeit vergrößert und der Wärmeübergang verbessert wird. Für alle azentrischen Messpositionen ohne direkten Strahlaufrall (Fall D) liegt eine vollständige oder partielle Überströmung durch den Flüssigkeitsfilm vor. Eine Beeinflussung des Wärmeübergangs durch die Düsensdistanz wird im untersuchten Wertebereich nicht beobachtet. Das Verhalten der Filmströmung bestätigt, dass die Flüssigkeitsbewegung außerhalb des Aufprallbereichs der Sprühstrahlen nur schwer vorherzusagen ist und eine Charakterisierung dieser auf Basis eines Prototyps mit realer Statorgeometrie im Anschluss der Grobauslegung erfolgen sollte.

Eine weitere signifikante Einflussgröße sind die Stoffdaten der Flüssigkeit. Dabei genügt es, wie in Abschnitt 5.1.2.4 beschrieben, sich auf die Viskosität zu fokussieren, da durch deren Variation unter Berücksichtigung der übrigen Stoffdaten der gesamte technisch relevante Wertebereich der Prandtl- und Oh-

nesorge-Zahl kommerzieller Getriebeöle abgebildet wird. Die zugehörigen Messergebnisse sind in Abbildung 6.9 für zwei unterschiedliche dynamische Viskositäten η_L ($0,013 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ und $0,023 \text{ Pa} \cdot \text{s}$) in Form eines Polardiagramms dargestellt. Es liegen 16 Messpositionen aus vier azimuthalen Orientierungen des Statorendrings (ER-ax-1;2;3;5) vor. Durch Variation der Düsendistanz z_W zwischen 19 mm und 14 mm wird das Flächenverhältnis A_K/A_W mit einem Wert von 3 für beide Viskositätswerte konstant gehalten. Folglich wird eine Beeinflussung der Messergebnisse durch variierende Aufprallflächen $A_{K,W}$ ausgeschlossen.

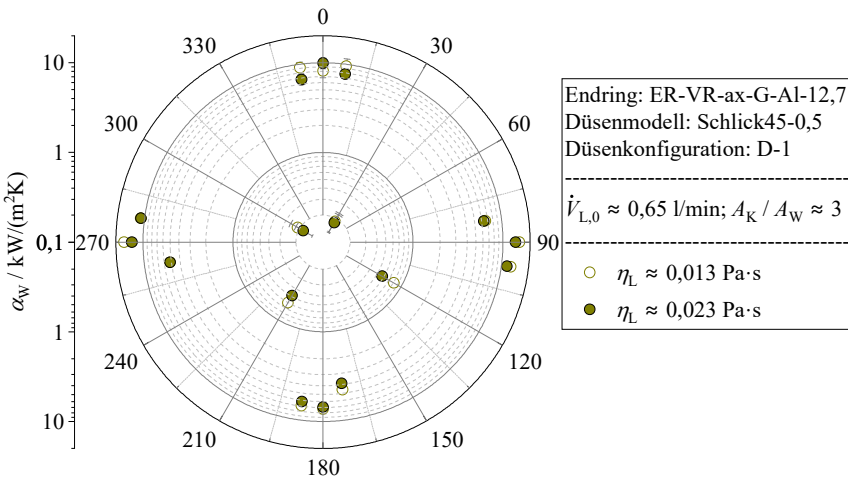


Abbildung 6.9: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität der Flüssigkeit (MF).

In Übereinstimmung mit den Messergebnissen glatter, ebener Oberflächen aus Abbildung 5.9 wird für nahezu alle Messpositionen mit zentrischer Ausrichtung ($\varphi_{EM,W} = 0^\circ; 90^\circ; 180^\circ; 270^\circ$) eine Steigerung des Wärmeübergangs mit sinkender Viskosität beobachtet. Auch für azentrische Ausrichtungen mit partiellem Strahlaufrall (z. B. $\varphi_{EM,W} = 7,5^\circ; 172,5^\circ; 187,5^\circ; 352,5^\circ$) liegt eine Verbesserung des Wärmeübergangs mit sinkender Viskosität vor. Darüber hinaus wird für azentrische Ausrichtungen ohne direkten Strahlaufrall, insbesondere in der unteren Hälfte des Statorendrings ($\varphi_{EM,W} = 120^\circ; 210^\circ$), eine signifikante Verbesserung des Wärmeübergangs von bis zu 41% mit sinkender Viskosität erzielt. Als potenzielle Ursache wird das verbesserte Fließverhalten

der Flüssigkeit bei geringer Viskosität identifiziert, wobei die Reduktion der viskosen Reibungskräfte innerhalb der Flüssigkeit die Ausbreitung des Flüssigkeitsfilms auf den Wicklungsenden begünstigt. Folglich wird insbesondere für die untere Hälfte der Statorwicklungsenden die Benetzung der wärmeübertragenden Oberflächen durch den Flüssigkeitsfilm verbessert. Im Mittel wird der Wärmeübergang in den untersuchten Messpositionen durch die Erniedrigung der Viskosität um 13% erhöht.

Zusammenfassend weisen die Messdaten hinsichtlich ihrer Abhängigkeit von unterschiedlichen Betriebsparametern ein zu den Messergebnissen der Sprühkammer (s. Kapitel 5) vergleichbares Wärmeübergangsverhalten auf. Einzig für den Grund der Maschine wird ein systematisch erniedrigter Wärmeübergang beobachtet, welcher auf die Ausbildung eines Flüssigkeitssumpfs zurückgeführt wird.

6.2.2 Modellierung

Zur Übertragung der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13) auf die Messumgebung der generischen elektrischen Maschine mit axialer Flüssigkeitszufuhr wird die Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$ (Gl. (5.10)) als charakteristische Geschwindigkeit für jede der untersuchten Messpositionen bestimmt. Die Vorgehensweise in der Ermittlung des auftreffenden Volumenstroms $\dot{V}_{L,W}$ (aus Gl. (5.10)) ist mit Gl. (5.8) identisch zur Sprühkammer, wobei für jedes der vier MEI des Endrings und jede Düse separate Koordinatensysteme (s. Abbildung 5.3) verwendet werden.

Hinsichtlich der Auswahl der zu modellierenden Messdaten werden die folgenden Kriterien verwendet:

- Messdaten aus Reproduktionsmessungen und mit Drehzahlen n_R größer 0 1/min (vgl. Abschnitt 6.2.1) werden für eine einheitliche Gewichtung der Betriebszustände nicht berücksichtigt.
- Die Betriebsparameter müssen die Kriterien für Perforations- bzw. Wellenbogenerfall erfüllen (s. Gl. (4.2)).
- Der Anteil der Aufprallfläche $A_{K,W}/A_W$ muss zur Vernachlässigung des Wärmeübergangs der Filmströmung größer 0,7 sein (s. Abschnitt 5.3.2.3).

Der zugehörige Modellvergleich ist in Abbildung 6.10 enthalten.

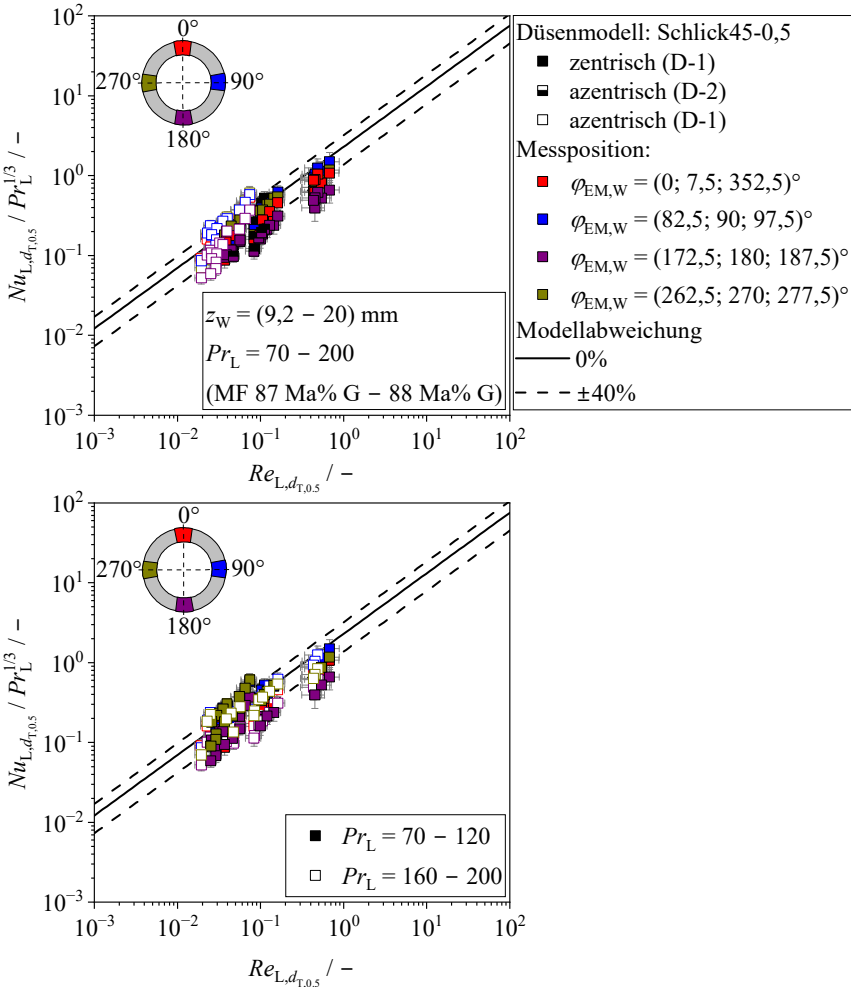


Abbildung 6.10: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).

Für eine bessere Übersicht sind die Messdaten in zwei separate Diagramme unterteilt. Es wird zwischen den untersuchten Ausrichtungen (zentrisch, azentrisch) für die beiden Düsenkonfigurationen D-1 und D-2 (oben) und die

zugehörigen Bereiche der Prandtl-Zahl (unten) unterschieden. Beginnend mit der Ausrichtung der Statorwicklungsenden beträgt die mittlere Abweichung zur Nusselt-Korrelation für jegliche Messpositionen (zentrisch, azentrisch) in der oberen Hälfte der Statorwicklungsenden (rot, blau, gelb) 33%. Dabei liegen 71% der Messdaten innerhalb des dargestellten Konfidenzintervalls von $\pm 40\%$. Die Modellgenauigkeit ist somit leicht gegenüber den zugehörigen Sprühkammernmessungen aus Abbildung 5.31 erniedrigt. Die Messergebnisse bestätigen, dass der Wärmeübergang im Aufprallbereich der Sprühstrahlen durch die senkrechte Orientierung der Düsenachse zur Erdbeschleunigung \vec{g} nicht in relevantem Maße beeinflusst wird. Gegensätzlich dazu wird für die Messpositionen im Grund der Maschine (lila) mit einer mittleren Abweichung von 97% ein substantiell verschlechtertes Modellergebnis erzielt, wobei lediglich 23% der Messdaten innerhalb des Konfidenzintervalls von $\pm 40\%$ liegen. Die zentrische Ausrichtung ($\varphi_{EM,W} = 180^\circ$) weist dabei eine mittlere Abweichung von 120% auf, während für die azentrischen Ausrichtungen ($\varphi_{EM,W} = 172,5^\circ$; $\varphi_{EM,W} = 187,5^\circ$) entgegen der Abflussrichtung bzw. des Maschinengrunds mit lediglich 50% mittlerer Abweichung eine unmittelbare Verbesserung des Wärmeübergangs vorliegt. Wie bereits in der vorangegangenen Auswertung aufgezeigt, wird die Hemmung des Wärmeübergangs auf die Ausbildung eines Flüssigkeitssumpfs im Maschinengrund zurückgeführt, welcher im entwickelten Wärmeübergangsmodell der Öl-Sprühnebelkühlung (u.a. Gl. (5.13)) jedoch nicht abgebildet wird.

Hinsichtlich des Einflusses der Prandtl-Zahl (s. Abbildung 6.10, unten) ist zu erkennen, dass für die obere Hälfte der Statorwicklungsenden (rot, blau, gelb) für beide Prandtl-Bereiche ($70 < Pr_L < 120$ und $160 < Pr_L < 200$) mit mittleren Abweichungen von 31% und 35% eine nahezu identische Modellgenauigkeit vorliegt. Für den Grund der Maschine (lila) wird mit mittleren Abweichungen von 87% und 112% eine Hemmung des Wärmeübergangs mit steigender Prandtl-Zahl beobachtet. Es ist davon auszugehen, dass die Filmdicken bzw. der Sumpf im Grund der Maschine mit steigender Viskosität durch das verschlechterte Abflussverhalten der Flüssigkeit gesteigert wird und die Hemmung des Wärmeübergangs zunimmt.

Unter Berücksichtigung der Ergebnisse dieses Abschnitts ist das entwickelte Wärmeübergangsmodell für die Grobauslegung einer Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden mit Runddrähten und axialer Flüssigkeitszufuhr geeignet, sofern keine Hemmung des Wärmeübergangs durch einen Sumpfeffekt vorliegt. Zur Vermeidung von Sumpfeffekten sollte entgegen des verwendeten Maschinendesigns dieser Arbeit auch ein zusätzlicher Ablauf auf der Stirnseite

der Statorwicklungsenden verwendet werden (s. Abbildung 6.3). Eine Modellmodifikation zur Berücksichtigung des Sumpfeffektes findet sich in Abschnitt 6.3.2.

6.3 Radiale Flüssigkeitszufuhr

6.3.1 Einflussgrößen

Wie im vorangegangenen Abschnitt wird auch für die radiale Flüssigkeitszufuhr geprüft, ob zwischen der Sprühkammer (s Kapitel 5) und der generischen elektrischen Maschine als Messumgebung systematische Unterschiede in den Einflussgrößen der Sprühnebelkühlung existieren. Darüber hinaus werden die Messdaten direkt mit der axialen Flüssigkeitszufuhr verglichen, um potenzielle Einflüsse der Endraumgeometrie auf den Wärmeübergang zu quantifizieren. Zur Veranschaulichung der untersuchten Düsenkonfiguration ist in Abbildung 6.11 eine schematische Darstellung der Flüssigkeitsverteilung im Endraum der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr dargestellt. Aus der Abbildung geht hervor, dass sich neben der konvexen Krümmung der radialen Außenseite der Statorwicklungsenden auch die Abflusszone zwischen dem Gehäuse und den Wicklungsenden mit einer Spaltweite von 2,5 mm von der axialen Flüssigkeitszufuhr unterscheidet.

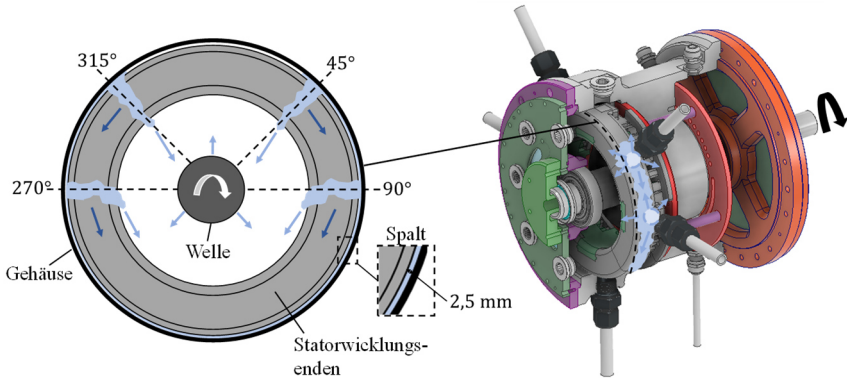


Abbildung 6.11: Schematische Darstellung der Flüssigkeitsverteilung im Endraum der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr und rotierender Welle. Draufsicht der Statorwicklungsenden (links) und Schnittdarstellung der generischen elektrischen Maschine (rechts).

In der folgenden Auswertung wird auf eine Darstellung der Ergebnisse mit rotierender Welle verzichtet, da in Übereinstimmung zur axialen Flüssigkeitszufuhr keine Beeinflussung des Wärmeübergangs durch die Wellenrotation beobachtet wird. Ursache ist zum einen die räumliche Abschirmung der radialen Außenseite der Statorwicklungsenden gegenüber der rückgeschleuderten Flüssigkeit. Zum anderen ist die Überströmung der rotierenden Welle aufgrund der azimuthalen Düsenpositionen der Düsenkonfiguration D-3 ($\varphi_{EM,0} = 45^\circ; 90^\circ; 270^\circ; 315^\circ$) sogar gegenüber der axialen Flüssigkeitszufuhr reduziert (vgl. Abbildung 6.3 und Abbildung 6.11). Für die weitere Auswertung werden ausschließlich Messdaten mit ruhender Welle ($n_R = 0$ 1/min) verwendet.

In Abbildung 6.12 wird der Einfluss des Volumenstroms am Düsenaustritt untersucht ($z_W \approx 10$ mm; $Pr_L \approx 116$). Es wird zwischen 16 Messpositionen aus vier unterschiedlichen azimuthalen Orientierungen der Statorwicklungsenden (ER-rad-1;2;3;4) differenziert. Die Messdaten sind entsprechend ihrer Symbolfüllung in vier Volumenströme (0,43 l/min; 0,48 l/min; 0,58 l/min; 0,63 l/min) untergliedert. In Übereinstimmung mit der axialen Flüssigkeitszufuhr wird der Wärmeübergang durch eine Steigerung des Volumenstroms um 47%, von 0,43 l/min auf 0,63 l/min, im Mittel um 18% verbessert.

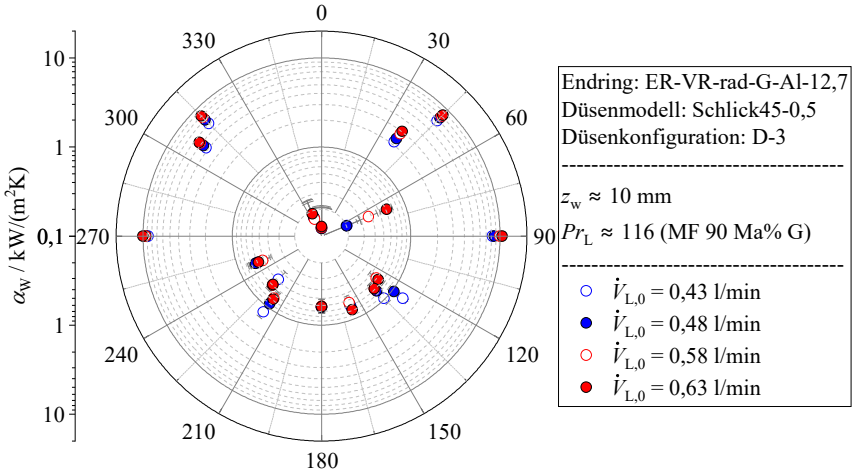


Abbildung 6.12: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr ($\varphi_{EM,0} = 45^\circ; 90^\circ; 270^\circ; 315^\circ$) in Abhängigkeit vom Volumenstrom am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$.

Im Aufprallbereich der Sprühstrahlen zeigt sich sowohl bei zentrischer ($\varphi_{EM,W} = 45^\circ; 90^\circ; 270^\circ; 315^\circ$) als auch azentrischer Ausrichtung ($\varphi_{EM,W} = 37,5^\circ; 307,5^\circ$) eine systematische Verbesserung des Wärmeübergangs. Für azentrische Ausrichtungen (z. B. $\varphi_{EM,W} = 67,5^\circ; 127,5^\circ; 135^\circ; 157,5^\circ; 180^\circ$), die keinem direkten Strahlaufrall ausgesetzt sind und ausschließlich Filmströmung erfahren, treten substantielle Schwankungen auf. In Abhängigkeit von der Messposition liegt zwischen dem minimalen und maximalen Volumenstrom (0,43 l/min; 0,63 l/min) sowohl eine Verbesserung des Wärmeübergangs um bis zu 300% ($\varphi_{EM,W} = 67,5^\circ$) als auch eine Reduktion des Wärmeübergangs um bis zu 55% ($\varphi_{EM,W} = 127,5^\circ$) vor. Eine mögliche Ursache ist eine Veränderung der Sprühstrahlabmessungen (Sprühkegelquerschnitt) und der Flüssigkeitsverteilung innerhalb der Sprühstrahlen durch Steigerung des Volumenstroms. Hierbei können die Flüssigkeitspfade auf den Statorwicklungsenden variieren, wodurch die Überströmung (Benetzung) azentrischer Messpositionen durch die Filmströmung nicht zwangsweise durch höhere Volumenströme am Düsenaustritt verbessert wird. Eine schematische Darstellung der Flüssigkeitsverteilung bei azentrischer Orientierung der Statorwicklungsenden findet sich in Abbildung D.7 des Anhangs. Die Messergebnisse bekräftigen erneut, dass der Wärmeübergang der Filmströmung im Anschluss an die Grobauslegung einer Öl-

sprühnebelgekühlten elektrischen Maschine durch Einsatz eines Prototyps mit realer Statorgeometrie quantifiziert werden sollte.

Zur besseren Einordnung des Wertebereichs der obigen Messergebnisse werden mit Abbildung 6.13 die Messdaten bei zentrischer Ausrichtung der Düsen für die radiale und axiale Flüssigkeitszufuhr (aus Abschnitt 6.2) in Abhängigkeit vom Volumenstrom am Düsenaustritt verglichen.

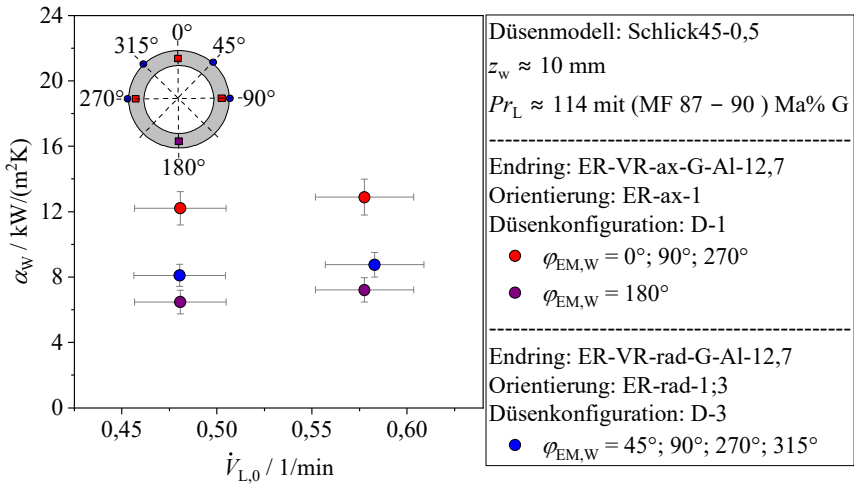


Abbildung 6.13: Vergleich des Wärmeübergangs auf glatten Statorwicklungsenden bei zentrischer Ausrichtung der Düse für eine axiale (rot, lila) und radiale Flüssigkeitszufuhr (blau) in Abhängigkeit vom Volumenstrom am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$.

Es ist zu beachten, dass neben der Flüssigkeitszufuhr auch die Lage der Messpositionen zwischen der radialen Außenseite und der Stirnseite der Statorwicklungsenden variiert (vgl. Abbildung 6.1 und Abbildung 6.2). Die Polarwinkel der Messpositionen sind für eine bessere Verständlichkeit in Form eines Piktogramms (s. Abbildung 6.13) visualisiert. Für die axiale Flüssigkeitszufuhr wird zwischen Messpositionen in der oberen Hälfte der Statorwicklungsenden ohne Sumpfeffekt (rot, $\varphi_{EM,W} = 0^\circ; 90^\circ; 270^\circ$) und Messpositionen im Maschinenrund mit Sumpfeffekt (lila, $\varphi_{EM,W} = 180^\circ$) unterschieden. Die radialen Messpositionen ($\varphi_{EM,W} = 45^\circ; 90^\circ; 270^\circ; 315^\circ$) sind in blau dargestellt. Für eine bessere Übersicht sind die Messdaten der jeweiligen Flüssigkeitszufuhr (rot, blau) in Form der Mittelwerte aller Messpositionen enthalten. Aus der Auftragung geht hervor, dass der Wärmeübergang für die axiale Flüssigkeitszufuhr

ohne Sumpfeffekt bei gleichem Volumenstrom im Mittel um 49% gegenüber der radialen Flüssigkeitszufuhr erhöht ist. Im Gegensatz dazu unterscheidet sich die axiale Messpositionen mit Sumpfeffekt im Maschinengrund (lila) um lediglich 19% von den Messdaten der radialen Flüssigkeitszufuhr. Es wird davon ausgegangen, dass die Endraumgeometrie bzw. die niedrige Spaltweite zwischen dem Gehäuse und den Statorwicklungsenden (s. Abbildung 6.11) ursächlich für den erniedrigten Wärmeübergang bei radialer Flüssigkeitszufuhr ist. Dabei wird vermutet, dass durch einen Aufstau der Flüssigkeit im Spalt zwischen dem Gehäuse und den Wicklungsenden ein Sumpfeffekt auftritt (vgl. Abbildung 6.11), wodurch die Grenzschichtstörung der auftreffenden Sprühstrahlen gehemmt wird. Die Sprühkammermessungen der axialen und radialen Probenkörper der Statorwicklungsenden aus Abbildung 5.17 bestätigen die obige Vermutung, da in Abwesenheit des Endraumeinflusses kein relevanter Unterschied zwischen der Sprühnebelkühlung der Stirn- und der radialen Außenseite der Wicklungsenden beobachtet wird. Aus den Messdaten wird abgeleitet, dass die Sprühnebelkühlung bei radialer Flüssigkeitszufuhr für alle untersuchten Messpositionen substantiell von der Endraumgeometrie der elektrischen Maschine beeinflusst wird.

In Abbildung 6.14 wird der Einfluss der Düsendistanz z_W bei radialer Flüssigkeitszufuhr untersucht. Es werden vier unterschiedliche Düsendistanzen (6 mm; 8 mm; 10 mm; 12 mm) mit zwei Fällen der Sprühstrahlüberlappung (B, D, s. Abbildung 5.2) verglichen. Beginnend mit dem direkten Strahlaufprall (Fall B) wird in Übereinstimmung mit der axialen Flüssigkeitszufuhr für die zentrischen Ausrichtungen ($\varphi_{EM,W} = 45^\circ; 90^\circ; 270^\circ; 315^\circ$) ein gegenüber den azentrischen Ausrichtungen ($\varphi_{EM,W} = 37,5^\circ; 307,5^\circ$) erhöhter Wärmeübergang beobachtet. Für die azentrischen Ausrichtungen erfolgt eine systematische Verbesserung des Wärmeübergangs mit steigender Düsendistanz bzw. steigendem Anteil der Aufprallfläche ($A_{K,W}/A_W$). Für alle azentrischen Messpositionen ohne direkten Strahlaufprall (Fall D) liegt eine vollständige oder partielle Überströmung durch den Flüssigkeitsfilm vor. Eine Beeinflussung des Wärmeübergangs durch die Düsendistanz ist für den untersuchten Wertebereich nicht zu erkennen. Die Ergebnisse bestätigen, dass trotz des zuvor aufgezeigten Sumpfeffekts der Wärmeübergang, wie bereits in den Sprühkammermessungen (s. Kapitel 5), bei direktem Strahlaufprall mit der Höhe des Impulses der Flüssigkeit im Aufprallbereich ($A_{K,W}$) skaliert.

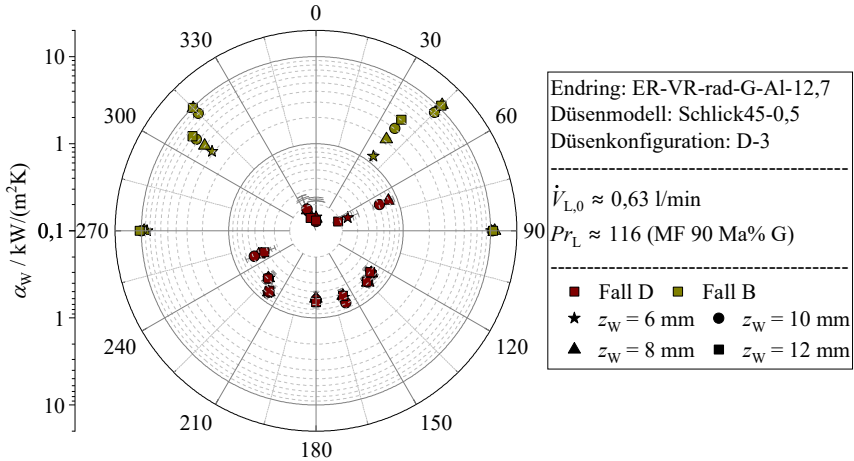


Abbildung 6.14: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit von der Düsendistanz und Sprühstrahlüberlappung (Fall B, D).

Zur Charakterisierung des Einflusses der Stoffdaten der Flüssigkeit werden die Messergebnisse für zwei unterschiedliche dynamische Viskositäten ($0,013 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ und $0,023 \text{ Pa} \cdot \text{s}$) in Abbildung 6.15 gegenübergestellt. Es wird ein konstanter Volumenstrom am Düsenaustritt ($\dot{V}_{L,0} = 0,63 \text{ l/min}$) verwendet. Zur Reduktion des Einflusses der Aufprallfläche wird das Flächenverhältnis (A_K/A_W) durch Variation der Düsendistanz z_W zwischen 12 mm und 16 mm auf einem Wert von 2 konstant gehalten. Für die Messpositionen mit zentrischer Ausrichtung und partiellem Strahlaufrall ($\varphi_{EM,W} = 45^\circ; 90^\circ; 270^\circ; 315^\circ$) wird mit einer Steigerung von im Mittel 21% eine Verbesserung des Wärmeübergangs mit sinkender Viskosität beobachtet. Für azentrische Ausrichtungen ohne direkten Strahlaufrall (z. B. $\varphi_{EM,W} = 67,5^\circ; 135^\circ; 157,5^\circ; 180^\circ; 225^\circ; 247,5^\circ$) werden, wie auch für alle vorherigen Einflussgrößen, unsystematische Veränderungen des Wärmeübergangs beobachtet. Es treten sowohl lokale Verbesserungen des Wärmeübergangs um bis zu 38% ($\varphi_{EM,W} = 270^\circ$) als auch Erniedrigungen von bis zu 84% ($\varphi_{EM,W} = 67,5^\circ$) bei sinkender Viskosität auf.

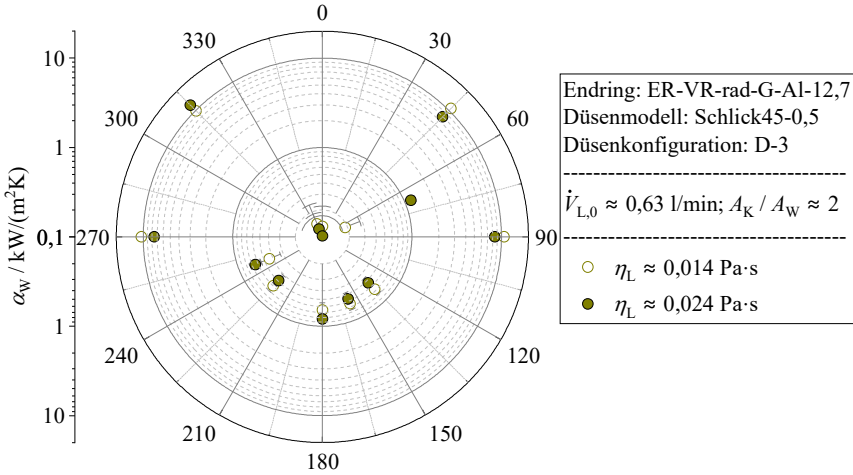


Abbildung 6.15: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität der Flüssigkeit (MF).

Aus den Ergebnissen dieses Abschnitts geht hervor, dass die Messdaten hinsichtlich der unterschiedlichen Einflussgrößen ein auf qualitativer Ebene vergleichbares Wärmeübergangsverhalten zu den Sprühkammermessungen (s. Kapitel 5) aufweisen. Ein Sumpfeffekt im Spalt zwischen der radialen Außenseite der Wicklungsenden und dem Gehäuse der Maschine hemmt jedoch den Wärmeübergang im Aufprallbereich der Sprühstrahlen. Die Auswirkungen des Sumpfeffekts auf die Modellierung des Wärmeübergangs werden im nächsten Abschnitt betrachtet.

6.3.2 Modellierung

Für die radiale Flüssigkeitszufuhr erfolgt die Bestimmung der Volumendichte $\dot{v}_{L,K}$ als charakteristische Geschwindigkeit unter Berücksichtigung der konvexen Krümmung der Statorwicklungsenden mit Gl. (5.14). Dabei werden in Übereinstimmung zur axialen Flüssigkeitszufuhr für jedes der vier MEI des Endrings und für jede Düse separate Koordinatensysteme (s. Abbildung 5.15) verwendet. Hinsichtlich der Auswahl der zu modellierenden Messdaten werden die Kriterien der axialen Flüssigkeitszufuhr (s. Abschnitt 6.2.2) übernommen.

Der zugehörige Vergleich mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13) ist in Abbildung 6.16 gezeigt. Es wird zwischen vier unterschiedlichen Messpositionen mit zentrischer Ausrichtung ($\varphi_{EM,W} = 45^\circ; 90^\circ; 270^\circ; 315^\circ$) unterschieden. Für alle Messpositionen wird der Wärmeübergang im Aufprallbereich der Sprühstrahlen durch den Modellansatz systematisch überschätzt. Die mittlere Abweichung der Datenpunkte zu Gl. (5.13) beträgt 51%, wobei lediglich 28% der Messpunkte innerhalb des dargestellten Konfidenzintervalls von $\pm 40\%$ liegen. Wie bereits in der vorangegangenen Auswertung aufgezeigt, ist ein Sumpfeffekt im Spalt zwischen der radialen Außenseite der Statorwicklungsenden und dem Maschinengehäuse ursächlich für die Erniedrigung des Wärmeübergangs.

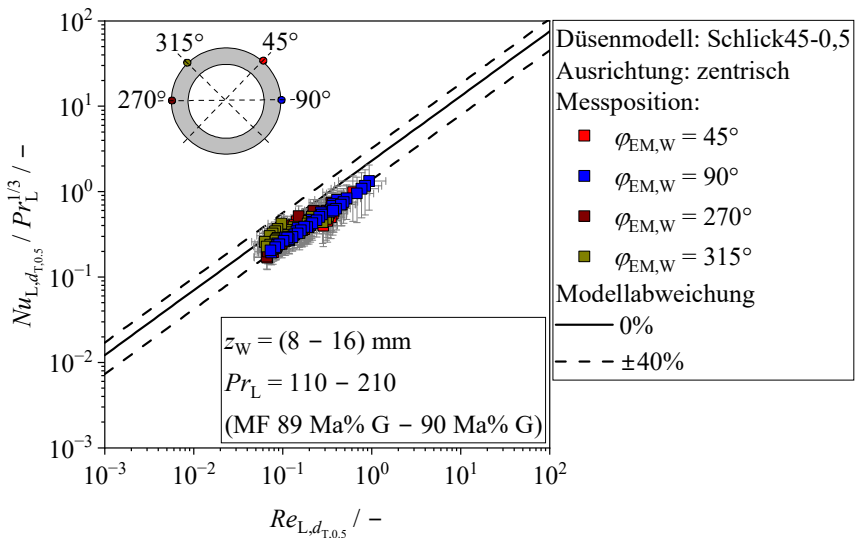


Abbildung 6.16: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).

Um die Auswirkungen des Sumpfeffekts auch im Schritt der Grobauslegung einer elektrischen Maschine bewerten zu können und konstruktive Änderungen im Endraumdesign zur Vermeidung des Sumpfeffekts anzuregen, ist eine Modifikation der Nusselt-Korrelation erforderlich. Mit Gl. (6.1) wird hierzu der Ausdruck der gehemmten Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}^*$ eingeführt. Diese wird durch Multiplikation der ursprünglichen Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$ mit einem empirisch ermittelten Hemmungsfaktor H bestimmt. Der Ursprung des Ansatzes

besteht in der Reduktion des Impulses im Aufprallbereich der Sprühstrahlen durch den hydraulischen Widerstand des Flüssigkeitssumpfs. Unter Berücksichtigung aller Messpunkte wird ein Wert des Hemmungsfaktors von 0,54 bestimmt.

$$\dot{v}_{L,K}^* = H \cdot \dot{v}_{L,K} \tag{6.1}$$

In Abbildung 6.17 ist der zugehörige Vergleich der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13) unter Verwendung der gehemmten Volumenstromdichte als charakteristische Geschwindigkeit mit den Messdaten der radialen Flüssigkeitszufuhr (rot, blau, braun, gelb) dargestellt.

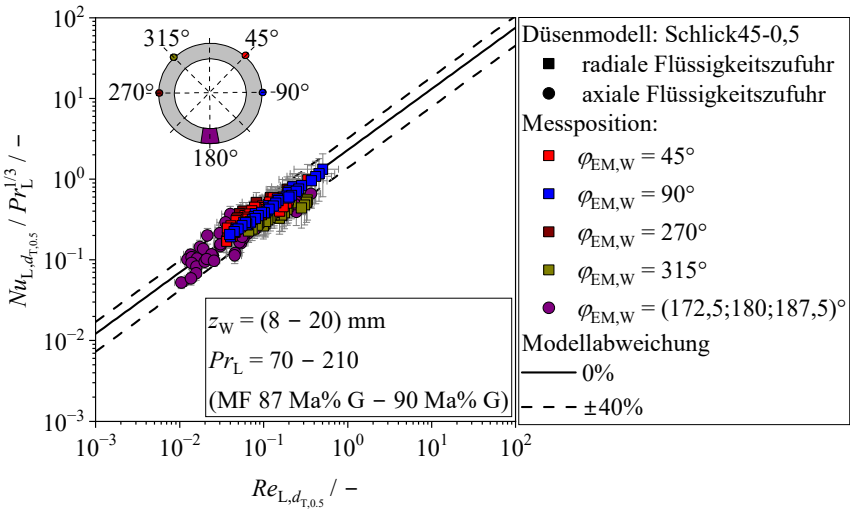


Abbildung 6.17: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr (rot, blau, braun, gelb) und axialer Flüssigkeitszufuhr im Grund der Maschine (lila) mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13) unter Verwendung der gehemmten Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}^*$ aus Gl. (6.1).

Darüber hinaus sind auch die Messpunkte bei axialer Flüssigkeitszufuhr im Maschinengrund bei vorherrschendem Sumpfeffekt (lila) enthalten. Die mittlere Abweichung für alle radialen Messpositionen beträgt 11%. Dabei befinden sich 99% der Datenpunkte innerhalb des dargestellten Konfidenzintervalls ($\pm 40\%$). Auch für die axiale Flüssigkeitszufuhr wird mit einer mittleren Abweichung von 36% ein gegenüber Abschnitt 6.2.2 (97%) deutlich verbessertes Mo-

dellerggebnis erzielt. Die guten Übereinstimmungen für beide Arten der Flüssigkeitszufuhr bestätigen, dass die Verwendung der gehemmten Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}^*$ auch für unterschiedliche Geometrien der Ablaufbereiche (vgl. Abbildung 6.3 und Abbildung 6.11) verbesserte Ergebnisse liefert. Die Modellmodifikation ist nur für die untersuchten Maschinenparameter (Endraumgeometrie und Düsenkonfigurationen) gültig.

Hinblickend auf das Design einer Öl-sprühnebelgekühlten elektrischen Maschine ist zu betonen, dass durch konstruktive Anpassungen des radialen und axialen Ablaufbereichs der Ausbildung von Sumpfeffekten vorzubeugen ist. Die obige Modellmodifikation dient lediglich als Hilfsmittel zur Quantifizierung potenzieller Sumpfeffekte im Schritt der Grobauslegung.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassende Darstellung der Ergebnisse

Mit der Öl-Sprühnebelkühlung elektrischer Antriebsmaschinen existiert ein Kühlkonzept, durch welches die temperaturkritischen Komponenten einer Maschine, die Wicklungsenden des Stators, direkt benetzt werden. Als Wicklungsart werden im Rahmen dieser Arbeit verteilte Runddrahtwicklungen betrachtet. Dabei lässt sich die Sprühnebelkühlung durch eine Kombination von druckzerstäubenden Vollkegeldüsen mit Getriebeölen als Kühlmedien effizient in das System bestehender Elektro- und Hybridfahrzeuge integrieren. Angesichts der maximal zulässigen Dauerbetriebstemperaturen der Isolationslacke und der Sättigungstemperaturen von Automatikgetriebeölen steht der konvektive Wärmetransport der Sprühnebelkühlungssysteme im Vordergrund. In diesem Zusammenhang bedarf der thermische bzw. elektromagnetische Auslegungsprozess Öl-sprühnebelgekühlter elektrischer Maschinen einer genauen Kenntnis über den Zusammenhang zwischen der Wicklungsgeometrie und den thermofluidodynamischen Charakteristika des Sprühstrahlaufpralls. Die bestehende Literatur ist entweder auf ebene, glatte Oberflächen unter Einsatz niedrigviskoser Flüssigkeiten (dynamische Viskosität kleiner $6 \text{ mPa} \cdot \text{s}$) beschränkt oder betrachtet die Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden mit Runddrähten ausschließlich qualitativ. Eine systematische Untersuchung der individuellen Einflussgrößen und die Entwicklung eines belastbaren Wärmeübergangsmodells sind bislang nicht erfolgt.

Vor diesem Hintergrund wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Versuchsanlage entwickelt, welche durch einen mehrstufigen Aufbau eine Untersuchung des lokalen Wärmeübergangs auf Statorwicklungsenden ermöglicht. Das zugrunde liegende modulare Messkonzept basiert auf der geometrischen Rekonstruktion realer Statorwicklungsenden mit Runddrähten und integrierter Temperaturmesstechnik. Es werden zwei Messumgebungen verwendet: eine Sprühkammer und eine generische elektrische Maschine. Dabei dient die Sprühkammer der Parameterreduktion, wodurch die grundlegenden Abhängigkeiten der Sprühnebelkühlung aufgezeigt werden. Mit der generischen elektrischen Maschine wird im Anschluss der Einfluss der Maschinenparameter bestimmt. Als

Flüssigkeiten werden ein Getriebeöl vom Typ Dexron ATF VI und wässrige Glycerinlösungen als Modellfluid untersucht. Die Idee des Einsatzes eines Modellfluids basiert darauf, mit nur einem Stoffsystem den gesamten Stoffdatenbereich kommerzieller Getriebeöle durch Variation dessen Temperatur und Zusammensetzung abzubilden. Somit wird die Effizienz der Messdatenerfassung signifikant gegenüber der Untersuchung mehrerer Getriebeöle gesteigert.

Eine grundlegende Voraussetzung zur Charakterisierung der Öl-Sprühnebelkühlung ist ein präzises Verständnis der Zerfallsprozesse der konischen Sprühstrahlen. Folglich wurden zur Vorbereitung auf die Wärmeübergangsmessungen im ersten Teil dieser Arbeit die essenziellen Eigenschaften der Vollkegeldüsen bzw. Sprühstrahlen bestimmt. Dazu gehören die Zerfallsmodi, das Durchflussverhalten, die Sprühwinkel, die Zerfallslängen und die räumliche Flüssigkeitsverteilung, die unter Einsatz von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen und mechanischen Patternatoren ermittelt wurden. Als Düsenmodelle wurden Vollkegeldüsen mit Nenndurchsätzen zwischen 0,5 l/min und 1 l/min verwendet. Für die Zerfallsmodi der konischen Sprühstrahlen wird in Übereinstimmung zu den Zerfallsregimen runder Flüssigkeitsstrahlen eine Abhängigkeit von Trägheits-, Reibungs- und Oberflächenspannungskräften beobachtet. Dabei ist es gelungen, den Modellansatz runder Flüssigkeitsstrahlen von Ohnesorge [40] auf die Vollkegeldüsen zu adaptieren, wodurch für alle untersuchten Düsenmodelle eine präzise Unterscheidung zwischen Betriebspunkten mit Rahmenbogen-, Perforations- und Wellenbogenzerfall ermöglicht wird. Durch den neuentwickelten Ansatz können Zerfallszustände mit einer Aufkonzentration der Flüssigkeit nahe der Sprühstrahlachse bzw. mit geringen Aufprallflächen (Rahmenbogenzerfall) im Auslegungsprozess ermittelt und ausgeschlossen werden. Darüber hinaus ist eine Kenntnis über die Kennlinie eines Düsenmodells von entscheidender Bedeutung, um potenzielle Arbeitspunkte eines Sprühkühlungssystems zu ermitteln. Da in der Literatur noch kein Modell für Vollkegeldüsen unter Verwendung hochviskoser Flüssigkeiten (dynamische Viskosität größer $6 \text{ mPa} \cdot \text{s}$) existiert, wurde auf Basis des Ansatzes für Hohlkegeldüsen von Ballester und Dopazo [36] ein neues Modell des Durchflusskoeffizienten entwickelt. Das Modell beschreibt jegliche Messpunkte dieser Arbeit mit einer mittleren Abweichung (*MAPE*) von 9%. Weiterhin wurde der optische Sprühwinkel untersucht, wobei ein besonderer Fokus auf dessen Distanzabhängigkeit lag. Für alle Düsenmodelle und Betriebsparameterbereiche wird mit zunehmender Düsendistanz eine Reduktion des Sprühwinkels beobachtet. Ursache sind statische Druckdifferenzen zwischen dem Sprühstrahl und der Umgebungsluft, aus denen ein Lufteintrag resultiert,

der die radialen Geschwindigkeitskomponenten der Flüssigkeit verringert. Durch die Modifikation eines bestehenden Modellansatzes von Rizk und Lefebvre [66] ist es erstmals gelungen, die Sprühwinkelerniedrigung durch Lufteintrag zu berücksichtigen. Die mittlere Abweichung zu den Messdaten beträgt 14%. Der Modellansatz ermöglicht damit eine deutlich präzisere Bestimmung der Aufprallflächen der Sprühstrahlen im Vergleich zu den Herstellerangaben. Auch die primäre Zerfallslänge wurde untersucht und ein neuer Modellansatz zu deren Vorausberechnung entwickelt. Das Zerfallsmodell ermöglicht eine Unterscheidung von Betriebszuständen mit Primär- und Sekundärzerfall beim Aufprall der Sprühstrahlen auf Statorwicklungsenden. Zuletzt wurde die radiale und azimutale Flüssigkeitsverteilung innerhalb der Sprühstrahlen ermittelt. Dabei zeigte sich, dass auch für hochviskose Flüssigkeiten ein rein geometrischer Modellansatz zur Bestimmung der Volumenstromdichte von Estes und Mudawar [73] gute Ergebnisse liefert, sofern die Beeinflussung des Sprühwinkels durch Lufteintrag berücksichtigt wird. Auf Basis der Sprühstrahlcharakterisierung erfolgte im nächsten Schritt die Beantwortung der ersten Forschungsfrage:

Wie wird der konvektive Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen durch Einsatz von Flüssigkeiten mit hoher Prandtl-Zahl beeinflusst und was sind in diesem Zusammenhang die charakteristische Geschwindigkeitsgröße und der charakteristische Geometrieparameter?

Die Grundidee in der Untersuchung ebener, glatter Oberflächen besteht darin, eine Referenzdatenbasis zur Quantifizierung des Geometrieinflusses von Statorwicklungsenden zu generieren. Dabei existieren zahlreiche Untersuchungen zur Sprühnebelkühlung ebener, glatter Oberflächen, welche jedoch größtenteils auf Flüssigkeiten mit deutlich geringeren Viskositäten bzw. Prandtl-Zahlen als die der Getriebeöle beschränkt sind. Vor diesem Hintergrund wurden zunächst die grundlegenden Einflussgrößen der Sprühnebelkühlung bei hohen Prandtl-Zahlen der Flüssigkeit ($90 < Pr_L < 340$) auf ebenen, glatten Oberflächen untersucht.

Abhängig von der Düsenposition wird zwischen unterschiedlichen Fällen der Sprühstrahlüberlappung mit vollständigem, partiellem und ohne direktem Strahlaufrall unterschieden. Durch eine gezielte Variation der Sprühstrahlform beim Aufprall, zwischen dem Flüssigkeitsbogen (Primärzerfall) sowie zwischen Ligamenten und Tropfen (Sekundärzerfall), wurde erstmals gezeigt, dass der hydrodynamische Zustand der Flüssigkeit nur einen geringen Einfluss auf die Höhe des Wärmeübergangs hat. Weitaus bedeutsamer ist die kinetische Energie bzw. der Impuls der Flüssigkeit im Aufprallbereich der Sprühstrahlen. Dabei

wird, in Übereinstimmung mit niedrigviskosen Flüssigkeiten, bei steigendem Volumenstrom und zugleich konstanter Aufprallfläche eine substantielle Verbesserung des Wärmeübergangs beobachtet. Hinsichtlich des Einflusses der Düsendistanz konnte gezeigt werden, dass für alle untersuchten Düsenmodelle die Idealdistanz mit der höchsten Volumenstromdichte bzw. dem höchsten Wärmeübergang vorausberechnet werden kann, sofern die Sprühwinkelreduktion durch Lufteintrag berücksichtigt wird. Was den Einfluss der Stoffdaten betrifft, so wird mit steigender Viskosität der Flüssigkeit eine deutliche Erniedrigung des Wärmeübergangs beobachtet. Dabei wird von einer Hemmung der Grenzschichtstörung mit steigenden viskosen Reibungskräften ausgegangen. Auch der Mehrdüsenbetrieb mit einer Überlagerung der Sprühstrahlen im Aufprallbereich wurde untersucht. Dabei stellte sich heraus, dass eine Überlagerung der Sprühstrahlen zwar die auftreffende Flüssigkeitsmenge im Aufprallbereich erhöht, zugleich aber auch den Flüssigkeitsabfluss durch die angrenzenden Sprühstrahlen hemmt. Eine Überlagerung von Sprühstrahlen bei der Kühlung elektrischer Maschinen ist daher zu vermeiden.

In Bezug auf die charakteristischen Parameter des Wärmeübergangs wurde beginnend mit der charakteristischen Geschwindigkeit eine Vielzahl unterschiedlicher Definitionen der Flüssigkeitgeschwindigkeit untersucht. Dabei zeigt sich, dass der konvektive Wärmeübergang nicht mit der axialen und radialen Austrittsgeschwindigkeit der Düsen skaliert, sofern nicht die gesamte Flüssigkeitsmenge auftritt. Auch unterschiedliche Modellansätze zur Bestimmung der Tropfengeschwindigkeit erwiesen sich als ungeeignet, da nicht nur die Geschwindigkeit der Tropfen, sondern auch deren Anzahldichte die Höhe des Impulses im Aufprallbereich substantiell beeinflusst. Schlussendlich wurde durch Normierung der Volumenstromdichte auf die Sprühkegelquerschnittsfläche ein Geschwindigkeitsterm ermittelt, der für alle Düsenmodelle und Ausrichtungen (zentrisch, azentrisch) einen klaren funktionellen Zusammenhang zum konvektiven Wärmeübergang herstellt.

Weiterhin wurden auch für den charakteristischen Geometrieparameter diverse unterschiedliche Definitionen untersucht. Dabei stellte sich heraus, dass der konvektive Wärmeübergang entgegen unterschiedlichen Arbeiten der Literatur nicht mit dem Durchmesser der wärmeübertragenden Oberfläche variiert, sofern alle anderen Betriebsparameter konstant gehalten werden. Auch ein geometrischer Parameter der Sprühstrahlen, der Sprühkegeldurchmesser, erwies sich als ungeeignet. Mit dem volumenspezifischen Median des Tropfenkollektivs nach Nasr et al. [57] wurde letztlich ein Ausdruck ermittelt, welcher die Messdaten

aller untersuchten Düsenmodelle und Flüssigkeiten bei unterschiedlichen Abmessungen der wärmeübertragenden Oberfläche mit der geringsten Streuung beschreibt.

Unter Verwendung der charakteristischen Parameter wurde eine Nusselt-Korrelation auf Basis eines klassischen Potenzansatzes angepasst. Diese bildet den konvektiven Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen unter Einsatz hochviskoser Flüssigkeiten mit einer mittleren Abweichung von 29% ab. Der Ansatz basiert ausschließlich auf den Messdaten des Modellfluids und ist für Prandtl- und Reynolds-Bereiche von $90 < Pr_L < 340$ und $1,4 \cdot 10^{-4} < Re_{L,dT,0,5} < 5$ gültig. Darüber hinaus ist er auch auf den Mehrdüsenbetrieb mit Sprühstrahlüberlagerung anwendbar. Das entwickelte Wärmeübergangsmodell wurde im nächsten Schritt zur Beantwortung der folgenden Forschungsfrage verwendet.

Ist es möglich, die Messergebnisse eines Modellfluids (wässrige Glycerinlösungen) auf kommerzielle Getriebeöle zu übertragen?

Beginnend mit den Absolutwerten des konvektiven Wärmeübergangs wurden substantielle Unterschiede zwischen dem ATF VI und dem Modellfluid bestimmt. Der Wärmeübergang des ATF VI ist bei ansonsten identischen Betriebsparametern im Mittel um 50% gegenüber dem Modellfluid reduziert. Als Hauptursache wurde die Wärmeleitfähigkeit des ATF VI identifiziert, die um bis zu 60% geringer ist als die des Modellfluids. Unter Verwendung der obigen Dimensionsanalyse bzw. des Wärmeübergangsmodells ist es gelungen, jegliche Messdaten des ATF VI mit einer mittleren Abweichung von 24% zu beschreiben. Dabei werden die Einflüsse der unterschiedlichen Stoffdaten und Betriebsparameter in der dimensionslosen Darstellung des konvektiven Wärmeübergangs korrekt abgebildet und das Modellfluidkonzept als validiert betrachtet. Zusammenfassend ermöglicht der Einsatz des Modellfluids die Entwicklung eines Wärmeübergangsmodells für diverse kommerzielle Getriebeöle mit nur einem Stoffsystem.

Das neuentwickelte Wärmeübergangsmodell der Öl-Sprühnebelkühlung ebener, glatter Oberflächen bildet die Grundlage, um im zweiten Teil dieser Arbeit den Geometrieinfluss der Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrähten zu quantifizieren. Diesbezüglich wurde die folgende Forschungsfrage formuliert:

Welchen Einfluss hat die Oberflächenstrukturierung verteilter Runddrahtwicklungen auf den Wärmeübergang der Öl-Sprühnebelkühlung und lassen sich Wärmeübergangsmodelle ebener Oberflächen auf die Geometrie von Statorwicklungsenden erweitern?

Zur Beantwortung der Fragestellung wurde der Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden in unterschiedlichen Positionen auf der Stirnseite, der radialen Außenseite und der Wellenseite der Wicklungsenden bestimmt. Zur Eliminierung des Einflusses von Maschinenparametern, wie z. B. der Endraumgeometrie, erfolgten alle zugehörigen Messungen zunächst innerhalb der Sprühkammer. Die eingesetzten Endringmodule unterschieden sich sowohl in der Feinauflösung einzelner Spulen als auch den elektrischen Füllfaktoren der Nuten (30% und 38%). In Summe liegt keine substantielle Beeinflussung des konvektiven Wärmeübergangs durch die Oberflächenstruktur der Statorwicklungsenden gegenüber ebenen, glatten Oberflächen vor. Für keine der Messpositionen wurde ein Aufstau von Flüssigkeit im Aufprallbereich durch eine Verschlechterung des Flüssigkeitsabflusses beobachtet. Unter Berücksichtigung der Oberflächengeometrie verteilter Runddrahtwicklungen im Ausdruck der charakteristischen Geschwindigkeit (Volumenstromdichte) wurde für alle Messpositionen ein klarer Zusammenhang zur Höhe des konvektiven Wärmeübergangs hergestellt. Infolgedessen ist es gelungen, das Wärmeübergangsmo- dell der Öl-Sprühnebelkühlung ebener Oberflächen mit einer mittleren Abweichung von 24% auf die Geometrie der Statorwicklungsenden zu übertragen und somit die zugrunde gelegte Forschungsfrage zu verifizieren.

Nachdem das Wärmeübergangsverhalten auf Statorwicklungsenden erfolgreich charakterisiert wurde, galt es, die letzte Forschungsfrage dieser Arbeit zu untersuchen, welche lautet:

Wie beeinflussen die Maschinenparameter in Form der Wellendrehzahl und der Endraumgeometrie die Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen?

Die zugehörigen Messungen wurden innerhalb der generischen elektrischen Maschine als Messumgebung durchgeführt. Dabei verfügt die Maschine über einen modularen Statorendringaufsatz, welcher eine Untersuchung unterschiedlicher Wicklungsgeometrien innerhalb eines Systems erlaubt. In Summe wurden zwei Düsenkonfigurationen mit einer Flüssigkeitszufuhr aus axialer Richtung über das Lagerschild und einer Flüssigkeitszufuhr aus radialer Richtung über das Maschinengehäuse untersucht. Alle Messungen erfolgten im Mehrdüsenbetrieb mit je vier Vollkegeldüsen. Mit dem Hauptfokus, den konvektiven Wärmeübergang im Aufprallbereich der Sprühstrahlen zu quantifizieren, wurden die Messpositionen der Endringmodule (axial, radial außen) an die jeweilige Flüssigkeitszufuhr angepasst. In Abhängigkeit von der azimutalen Ori-

entierung der Statorwicklungsenden ergaben sich Betriebszustände mit vollständigem und partiellem Strahlaufrprall sowie mit reiner Filmströmung auf der Wicklungsoberfläche. Im ersten Schritt der Auswertung wurde der Drehzahlfluss bestimmt, wobei ein Drehzahlbereich von $0 \text{ 1/min} \leq n_R \leq 10\,000 \text{ 1/min}$ untersucht wurde. Die Grunderwartung bestand darin, dass Flüssigkeit, welche von den Wicklungsenden auf die rotierende Welle fließt, auf die Wicklungsenden rückgeschleudert wird und somit den Wärmeübergang beeinflusst. Die Auswertung der Messdaten zeigte jedoch, dass weder für die radiale noch axiale Flüssigkeitszufuhr der Wärmeübergang innerhalb und außerhalb des Aufprallbereichs der Sprühstrahlen durch die Wellenrotation beeinflusst wird. Es wird vermutet, dass die radiale Außenseite und die Stirnseite der Wicklungsenden räumlich von der rückgeschleuderten Flüssigkeit abgeschirmt werden. Demnach ist eine Berücksichtigung der Wellenrotation für eine Grobauslegung Öl-sprühnebelgekühlter elektrischer Maschinen mit radialer und axialer Flüssigkeitszufuhr nicht erforderlich. Eine Beeinflussung des Wärmeübergangs auf der Wellenseite der Statorwicklungsenden durch die Wellenrotation wird grundsätzlich nicht ausgeschlossen, hat für die Grobauslegung der Öl-Sprühnebelkühlung jedoch nur eine untergeordnete Bedeutung.

Hinsichtlich der übrigen Einflussgrößen (Betriebsparameter, Stoffdaten) konnte, beginnend mit der axialen Flüssigkeitszufuhr im Aufprallbereich der Sprühstrahlen, eine gute Übereinstimmung mit den Sprühkammermessungen aufgezeigt werden. Einzig für den Maschinengrund wurde eine systematische Erniedrigung des Wärmeübergangs beobachtet. Als Ursache des sogenannten Sumpfeffekts wurde der Flüssigkeitsablauf im Endraum der Maschine identifiziert. Dabei kann ein Großteil der zugeführten Flüssigkeit ausschließlich über den Spalt zwischen den Wicklungsenden und dem Maschinengehäuse (ca. 2,5 mm) abfließen. Der gesteigerte hydraulische Widerstand des Flüssigkeitsabflusses führt zu einer erhöhten Filmdicke im Maschinengrund, welche die Grenzschichtstörung im Aufprallbereich der Sprühstrahlen hemmt und den konvektiven Wärmeübergang erniedrigt.

Für die radiale Flüssigkeitszufuhr wurde im gesamten Aufprallbereich der Sprühstrahlen eine systematische Erniedrigung des Wärmeübergangs beobachtet. Dabei wird auch hier der Sumpfeffekt als potenzielle Ursache aufgeführt, da im Gegensatz zur axialen Flüssigkeitszufuhr die gesamte Flüssigkeit für alle azimutalen Orientierungen der Düsen über den Spalt zwischen den Wicklungsenden und dem Gehäuse abfließen muss. Somit liegt im gesamten Aufprallbereich höchstwahrscheinlich eine erhöhte Filmdicke vor.

Für Bereiche außerhalb des Strahlaufpralls wurden für beide Arten der Flüssigkeitszufuhr größtenteils unsystematische Variationen des Wärmeübergangs mit den Betriebsparametern und Stoffdaten beobachtet. Die lokale Filmgeschwindigkeit bzw. Benetzung der Wicklungsoberfläche außerhalb des Aufprallbereichs kann demnach nicht mit den Einflussgrößen der Sprühnebelkühlung korreliert werden. Die Ergebnisse bekräftigen die initiale These dieser Arbeit, wonach eine analytische Vorausberechnung des Wärmeübergangs der Filmströmung außerhalb des Aufprallbereichs der Sprühstrahlen nicht möglich ist. Daher sollte dieser für individuelle Maschinengeometrien nach Abschluss der Grobauslegung experimentell oder numerisch quantifiziert werden.

Abschließend wurden die Messdaten beider Düsenkonfigurationen (axial, radial) mit dem neuentwickelten Wärmeübergangsmodell verglichen. Dabei ist es gelungen, jegliche Messdaten der axialen Flüssigkeitszufuhr ohne Sumpfeffekt mit einer mittleren Abweichung von 33% zu beschreiben, wohingegen der Wärmeübergang für den Grund der Maschine im Mittel um 97% überschätzt wird. Auch für die radiale Flüssigkeitszufuhr liegt angesichts des vorherrschenden Sumpfeffekts mit einer mittleren Abweichung von 51% eine systematische Überschätzung vor. Durch eine Modifikation des Ausdrucks der Volumenstromdichte um einen empirischen Hemmungsfaktor werden jegliche Messdaten mit Sumpfeffekt mit einer mittleren Abweichung von 16% beschrieben. Da der Fokus im Design einer Öl-sprühnebelgekühlten Maschine stets auf einer Vermeidung jeglicher Sumpfeffekte liegt, ist das Wärmeübergangsmodell auch ohne Modifikationen gültig.

Zusammenfassend konnte im Rahmen dieser Arbeit der konvektive Wärmeübergang der Öl-Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen lokal bestimmt werden. Dabei wird ein Wärmeübergangsmodell einschließlich aller erforderlichen Modelle zur Charakterisierung des Zerstäubungsprozesses präsentiert, welches direkt in den Grobauslegungsprozess einer elektrischen Maschine integriert werden kann. Der Modellansatz ermöglicht die Optimierung von Öl-Sprühnebelkühlungssystemen elektrischer Maschinen hinsichtlich ihrer Düsenkonfiguration (Düsenmodell, Position, Anzahl), der Betriebsparameter sowie der Stoffdaten des Getriebeöls.

7.2 Ausblick

Zukünftig sollte der neuentwickelte Modellansatz in das thermische Widerstandsmodell einer elektrischen Maschine integriert werden, um das Potenzial zur Steigerung der maximalen Dauerleistung bzw. des maximalen Dauermoments gegenüber konventionellen Kühlkonzepten zu bestimmen.

Darüber hinaus existiert mit den sogenannten Hairpin-Wicklungen eine Ausführung verteilter Wicklungen mit Flachdrähten, die aufgrund ihrer vollautomatisierbaren Fertigung für Großserienproduktionen zunehmend an Bedeutung gewinnen. Die Wicklungsstrukturen weisen dabei Lufträume zwischen den einzelnen Hairpins auf, sodass von einem gegenüber Runddrahtwicklungen veränderten Wärmeübergangsverhalten auszugehen ist. Vor diesem Hintergrund sollte in zukünftigen Untersuchungen auch der Wärmeübergang der Öl-Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden mit Hairpin-Wicklungen charakterisiert werden. In diesem Zusammenhang ist zu prüfen, ob auch für Hairpin-Wicklungen ein Sumpfeffekt vorliegt, oder ob die veränderte Wicklungsgeometrie einen verbesserten Flüssigkeitsablauf ermöglicht.

Abschließend existieren auch externe Einflussfaktoren, wie eine Neigung der Maschinenachse bei Bergauf- und -abfahrten, durch welche die Flüssigkeitsverteilung im Endraum und damit die Sumpfbildung beeinflusst werden kann. Durch Konstruktion eines neigbaren Maschinenprüfstand könnten somit zukünftig auch Einflussfaktoren des Fahrzeugbetriebs auf die Öl-Sprühnebelkühlung untersucht werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Amtsblatt der Europäischen Union, Verordnung (EU) 2023/851 des europäischen Parlaments und des Rates vom 19. April 2023 zur Änderung der Verordnung (EU) 2019/631 im Hinblick auf eine Verschärfung der CO₂ - Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen und für neue leichte Nutzfahrzeuge im Einklang mit den ehrgeizigeren Klimazielen der Union, 2023.
- [2] D. Konovalov, I. Tolstorebrov, T. M. Eikevik, H. Kobalava, M. Radchenko, A. Hafner, A. Radchenko (2023): „Recent Developments in Cooling Systems and Cooling Management for Electric Motors“, In: *Energies*, Bd. 16, Nr. 19, DOI: 10.3390/en16197006.
- [3] M. Doppelbauer (2025): *Grundlagen der Elektromobilität: Technik, Praxis, Energie und Umwelt*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. DOI: 10.1007/978-3-658-44828-8.
- [4] F. Hoffmann (2024): „Thermische Modellierung permanentmagneterregter Synchronmaschinen mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung“, *Karlsruher Institut für Technologie (KIT)*. DOI: 10.5445/IR/1000172334.
- [5] B. Zhang, R. Qu, X. Fan, J. Wang (2015): „Thermal and mechanical optimization of water jacket of permanent magnet synchronous machines for EV application“, In: *Proc. of IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, S. 1329–1335, DOI: 10.1109/IEMDC.2015.7409234.
- [6] J. Nonneman, N. Clarie, I. T’Jollyn, S. Schlimpert, P. Sergeant, M. de Paepe (2018): „Advanced lumped parameter model for switched reluctance motors with high performance cooling“, In: *Proc. of 16th International Heat Transfer Conference*, S. 1833–1841, DOI: 10.1615/IHTC16.cms.023925.
- [7] P. Lindh, T. Lindh, J. Heikkinen, E. Kurvinen, M. S. De Legarra, M. Martinez-Iturralde Maiza (2015): „Indirect water cooling system improvements for vehicle motor applications“, In: *Proc. of 2015 9th*

- International Conference on Compatibility and Power Electronics: CPE, S. 276–280, DOI: 10.1109/CPE.2015.7231086.
- [8] G. C. Stone, I. Culbert, E. A. Boulter, H. Dhirani (2014): *Electrical insulation for rotating machines: design, evaluation, aging, testing, and repair*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons.
- [9] *Elektrische Isolierung - Thermische Bewertung und Bezeichnung* (IEC 60085:2007); Deutsche Fassung EN 60085:2008, Norm, (Aug. 2008).
- [10] S. P. Kemp, J. L. Linden (1990): „Physical and Chemical Properties of a Typical Automatic Transmission Fluid“, In: *Proc. of International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*, 902148. DOI: 10.4271/902148.
- [11] J. Doerr, T. Attensperger, L. Wittmann, T. Enzinger (2018): „The new electric axle drives from audi“, In: *ATZelektronik worldwide*, Bd. 13, Nr. 3, S. 16–23, DOI: <https://doi.org/10.1007/s38314-018-0040-y>.
- [12] J. Doerr, G. Fröhlich, A. Stroh, M. Baur (2020): „The electric drivetrain with three-motor layout of the Audi E-tron S“, In: *MTZ worldwide*, Bd. 81, Nr. 7, S. 16–25, DOI: <https://doi.org/10.1007/s38313-020-0254-2>.
- [13] A. Tüysüz, F. Meyer, M. Steichen, C. Zwyszig, J. W. Kolar (2017): „Advanced cooling methods for high-speed electrical machines“, In: *IEEE Transactions on Industry Applications*, Bd. 53, Nr. 3, S. 2077–2087, DOI: 10.1109/TIA.2017.2672921.
- [14] M. Schiefer, M. Doppelbauer (2015): „Indirect slot cooling for high-power-density machines with concentrated winding“, In: *IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*. S. 1820–1825, DOI: 10.1109/IEMDC.2015.7409311.
- [15] A. Langheck, S. Reuter, O. Saburow, R. Maertens, F. Wittemann, L. F. Berg, M. Doppelbauer (2018): „Evaluation of an Integral Injection Molded Housing for High Power Density Synchronous Machines with Concentrated Single-Tooth Winding“, In: *2018 8th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*. S. 1–6, DOI: 10.1109/EDPC.2018.8658324.
- [16] P. Lindh, I. Petrov, A. Jaatinen-Värri, A. Grönman, M. Martinez-Iturralde, M. Satrustegui, J. Pyrhönen (2017): „Direct Liquid Cooling Method Verified With an Axial-Flux Permanent-Magnet Traction Machine Prototype“, In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Bd. 64, Nr. 8, S. 6086–6095, DOI: 10.1109/TIE.2017.2681975.
- [17] P. Lindh, I. Petrov, J. Pyrhönen, E. Scherman, M. Niemelä, P. Immonen (2019): „Direct Liquid Cooling Method Verified With a Permanent-Magnet Traction Motor in a Bus“, In: *IEEE Transactions on Industry Applications*, Bd. 55, Nr. 4, S. 4183–4191, DOI: 10.1109/TIA.2019.2908801.
- [18] P. Lindh, I. Petrov, P. Immonen, J. Pyrhönen, M. Niemelä, J. Anttila, M. Paakkinen, E. Scherman (2019): „Performance of a Direct-Liquid-Cooled

-
- Motor in an Electric Bus Under Different Load Cycles“, In: IEEE Access, Bd. 7, S. 86897–86905, DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2925711.
- [19] Z. Xu, A. La Rocca, P. Arumugam, S. J. Pickering, C. Gerada, S. Bozhko, D. Gerada, H. Zhang (2017): „A semi-flooded cooling for a high speed machine: Concept, design and practice of an oil sleeve“, In: Proc. of IECON 2017-43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. S. 8557–8562, DOI: 10.1109/IECON.2017.8217503.
- [20] C. Liu, D. Gerada, Z. Xu, Y. C. Chong, M. Michon, J. Goss, J. Li, C. Gerada, H. Zhang (2021): „Estimation of Oil Spray Cooling Heat Transfer Coefficients on Hairpin Windings With Reduced-Parameter Models“, In: IEEE Transactions on Transportation Electrification, Bd. 7, Nr. 2, S. 793–803, DOI: 10.1109/TTE.2020.3031373.
- [21] C. Liu, Z. Xu, D. Gerada, J. Li, C. Gerada, Y. C. Chong, M. Popescu, J. Goss, D. Staton, H. Zhang (2020): „Experimental Investigation on Oil Spray Cooling With Hairpin Windings“, In: IEEE Transactions on Industrial Electronics, Bd. 67, Nr. 9, S. 7343–7353, DOI: 10.1109/TIE.2019.2942563.
- [22] Y. C. Chong, J. Goss, M. Popescu, D. Staton, C. Liu, D. Gerada, Z. Xu, C. Gerada (2020): „Experimental Characterisation of Radial Oil Spray Cooling on a Stator with Hairpin Windings“, In: The 10th International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2020). S. 879–884, DOI: 10.1049/icp.2021.1124.
- [23] F. Zhang, D. Gerada, Z. Xu, C. Liu, H. Zhang, T. Zou, Y. C. Chong, C. Gerada (2021): „A thermal modeling approach and experimental validation for an oil spray-cooled hairpin winding machine“, In: IEEE Transactions on Transportation Electrification, Bd. 7, Nr. 4, S. 2914–2926, DOI: <https://doi.org/10.1109/tte.2021.3067601>.
- [24] T. Davin, J. Pellé, S. Harmand, R. Yu (2015): „Experimental study of oil cooling systems for electric motors“, In: Applied Thermal Engineering, Bd. 75, S. 1–13, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.10.060.
- [25] R. Sindjui, G. Zito, S. Zhang (2021): „Experimental Study of Systems and Oils for Direct Cooling of Electrical Machine“, In: Journal of Thermal Science and Engineering Applications, Bd. 14, Nr. 051007, DOI: 10.1115/1.4051934.
- [26] P. -O. Gronwald, N. Wiese, T. A. Kern, M. Henke (2022): „Electric traction motor spray cooling – Empirical model development and experimental validation“, In: IEEE Transactions on Transportation Electrification, S. 1–9, DOI: 10.1109/TTE.2022.3206031.
- [27] S. Sano, T. Yashiro, K. Takizawa, T. Mizutani (2016): „Development of new motor for compact-class hybrid vehicles“, In: World Electric Vehicle

- Journal, Bd. 8, Nr. 2, S. 443–449, DOI:
<https://doi.org/10.3390/wevj8020443>.
- [28] B. Assaad, K. Mikati, T. V. Tran, E. Negre (2018): „Experimental Study of Oil Cooled Induction Motor for Hybrid and Electric Vehicles“, In: Proc. of XIII International Conference on Electrical Machines: ICEM, S. 1195–1200, DOI: 10.1109/ICELMACH.2018.8507058.
- [29] F. Hoffmann, K. Dubil, J. Bender, T. Wetzel, M. Doppelbauer (2024): „Operational Design Analysis of a Shaft Oil Spray Cooling in Electrical Machines“, In: Proc. of Energy Efficiency in Motor Systems (EEMODS 2022). S. 93–108, DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-65479-4_6.
- [30] F. Hoffmann, J. Bender, M. Parche, M. Brodatzki, B. Dietrich, T. Wetzel, M. Doppelbauer (2024): „Local Heat Transfer Coefficient Measurements on Shaft Spray Cooled End Windings“, In: IEEE Transactions on Industry Applications, Bd. 60, Nr. 4, S. 5931–5940, DOI: 10.1109/TIA.2024.3379301.
- [31] N. Ashgriz (2011): Handbook of Atomization and Sprays: Theory and Applications. New York, USA: Springer. DOI: 10.1007/978-1-4419-7264-4.
- [32] A. H. Lefebvre, V. G. McDonell (2017): Atomization and sprays, 2nd Ed. Boca Raton, USA: CRC press. DOI: <https://doi.org/10.1201/9781315120911>.
- [33] Lechler GmbH „Präzisionsdüsen und Zubehör Edition 112“. Zugegriffen: 23. Juli 2024. [Online]. Verfügbar unter: https://www.hennlich.at/uploads/Industriekatalog_112_d_0512.pdf
- [34] Düsen-Schlick GmbH „Schlick Solutions - Modellreihe 551-565 - Druckdüsen/Vollkegel“. Zugegriffen: 23. Juli 2024. [Online]. Verfügbar unter: https://www.myschlick.com/fileadmin/user_upload/Downloads/SCHLICK-K-Downloads/Catalogue-excerpts/de-gb/ca-full-cone-nozzles-de-gb.pdf
- [35] M. Jain, B. John, K. N. Iyer, S. V. Prabhu (2014): „Characterization of the full cone pressure swirl spray nozzles for the nuclear reactor

-
- containment spray system“, In: Nuclear Engineering and Design, Bd. 273, S. 131–142, DOI: 10.1016/j.nucengdes.2014.02.025.
- [36] J. Ballester, C. Dopazo (1994): „Discharge coefficient and spray angle measurements for small pressure-swirl nozzles“, In: Atomization and sprays, Bd. 4, Nr. 3, DOI: 10.1615/AtomizSpr.v4.i3.70.
- [37] N. K. Rizk, A. H. Lefebvre (1985): „Internal flow characteristics of simplex swirl atomizers“, In: Journal of Propulsion and Power, Bd. 1, Nr. 3, S. 193–199, DOI: 10.2514/3.22780.
- [38] A. Jones (1982): „Design optimization of a large pressure-jet atomizer for power plant“, In: Proc. of 2nd ICLASS, Madison, Wisconsin. S. 181–185.
- [39] C. Weber (1931): „Zum Zerfall eines Flüssigkeitsstrahles“, In: ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, Bd. 11, Nr. 2, S. 136–154, DOI: 10.1002/zamm.19310110207.
- [40] W. Ohnesorge (1936): „Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen“, In: Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, Bd. 16, Nr. 6, S. 355–358, DOI: 10.1002/zamm.19360160611.
- [41] R. P. Fraser (1957): „Liquid fuel atomization“, In: Symposium (International) on Combustion, Bd. 6, Nr. 1, S. 687–701, DOI: 10.1016/S0082-0784(57)80096-4.
- [42] G. D. Crapper, N. Dombrowski (1984): „A note on the effect of forced disturbances on the stability of thin liquid sheets and on the resulting drop size“, In: International Journal of Multiphase Flow, Bd. 10, Nr. 6, S. 731–736, DOI: 10.1016/0301-9322(84)90009-0.
- [43] N. Dombrowski, R. P. Fraser, D. M. Newitt (1954): „A photographic investigation into the disintegration of liquid sheets“, In: Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, Bd. 247, Nr. 924, S. 101–130, DOI: 10.1098/rsta.1954.0014.
- [44] R. P. Fraser, P. Eisenklam, N. Dombrowski, D. Hasson (1962): „Drop formation from rapidly moving liquid sheets“, In: American Institute of Chemical Engineers Journal, Bd. 8, Nr. 5, S. 672–680, DOI: 10.1002/aic.690080522.
- [45] R. P. Fraser, P. Eisenklam (1952): „Research into the performance of atomisers for liquids.“, In: Journal of the Imperial College Chemical Engineering Society, Bd. 7, S. 52–68.
- [46] N. Dombrowski, W. R. Johns (1963): „The aerodynamic instability and disintegration of viscous liquid sheets“, In: Chemical Engineering

- Science, Bd. 18, Nr. 3, S. 203–214, DOI: 10.1016/0009-2509(63)85005-8.
- [47] R. P. Fraser, N. Dombrowski, J. H. Routley (1963): „The atomization of a liquid sheet by an impinging air stream“, In: Chemical Engineering Science, Bd. 18, Nr. 6, S. 339–353, DOI: 10.1016/0009-2509(63)80027-5.
- [48] D. Kim, J.-H. Im, H. Koh, Y. Yoon (2007): „Effect of Ambient Gas Density on Spray Characteristics of Swirling Liquid Sheets“, In: Journal of Propulsion and Power, Bd. 23, Nr. 3, S. 603–611, DOI: 10.2514/1.20161.
- [49] S. Rezaei, F. Vashahi, G. Ryu, J. Lee (2019): „On the correlation of the primary breakup length with fuel temperature in pressure swirl nozzle“, In: Fuel, Bd. 258, S. 116094, DOI: 10.1016/j.fuel.2019.116094.
- [50] Q.-F. Fu, L.-J. Yang, Y.-Y. Qu, B. Gu (2010): „Linear Stability Analysis of a Conical Liquid Sheet“, In: Journal of Propulsion and Power, Bd. 26, Nr. 5, S. 955–968, DOI: 10.2514/1.48346.
- [51] H. B. Squire (1953): „Investigation of the instability of a moving liquid film“, In: British Journal of Applied Physics, Bd. 4, Nr. 6, S. 167–169, DOI: 10.1088/0508-3443/4/6/302.
- [52] L.-P. Hsiang, G. M. Faeth (1995): „Drop deformation and breakup due to shock wave and steady disturbances“, In: International Journal of Multiphase Flow, Bd. 21, Nr. 4, S. 545–560, DOI: 10.1016/0301-9322(94)00095-2.
- [53] X. Wang, A. Lefebvre (1986): „Atomization performance of pressure-swirl nozzles“, In: Proc. of 22nd Joint Propulsion Conference. S. 1–10.
- [54] A. Radcliffe (1960): Fuel injection, in: High speed aerodynamics and jet propulsion, Bd. XI, Sect. D. Princeton, USA: Princeton University Press.
- [55] J. P. Longwell (1956): „Combustion Processes“, Princeton, USA: Princeton University Press, S. 407–443, DOI: 10.1515/9781400877027-012.
- [56] K. A. Estes, I. Mudawar (1995): „Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces“, In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Bd. 38, Nr. 16, S. 2985–2996, DOI: 10.1016/0017-9310(95)00046-C.
- [57] G. Ghavami Nasr, R. Sharief, D. James, J. Jeong, I. Widger, A. Yule (1999): „Studies of High Pressure Water Sprays from Full-Cone

-
- Atomizers“, In: Proc. of 15th Institute for Liquid Atomization and Spray Systems - Europe: ILASS. S. 1–6.
- [58] D. Schmidt, I. Nouar, P. Senecal, J. Hoffman, C. Rutland, J. Martin, R. Reitz (1999): „Pressure-Swirl Atomization in the Near Field“, In: Proc. of SAE International Congress & Exhibition. DOI: 10.4271/1999-01-0496.
- [59] W. E. Ranz (1958): „Some experiments on orifice sprays“, In: The Canadian Journal of Chemical Engineering, Bd. 36, Nr. 4, S. 175–181, DOI: 10.1002/cjce.5450360405.
- [60] S. K. Chen, A. H. Lefebvre, J. Rollbuhler (1992): „Factors Influencing the Effective Spray Cone Angle of Pressure-Swirl Atomizers“, In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Bd. 114, Nr. 1, S. 97–103, DOI: 10.1115/1.2906313.
- [61] R. D. Reitz, F. V. Bracco (1979): „Ultra-high-speed filming of atomizing jets“, In: The Physics of Fluids, Bd. 22, Nr. 6, S. 1054–1064, DOI: 10.1063/1.862711.
- [62] R. D. Reitz, F. B. Bracco (1979): „On the dependence of spray angle and other spray parameters on nozzle design and operating conditions“, In: SAE Technical Paper, Nr. 790494, DOI: <https://doi.org/10.4271/790494>.
- [63] D. L. Siebers (1999): „Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization“, In: SAE Technical Paper, Nr. 1999-01-0528, DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-0528>.
- [64] J. D. Naber, D. L. Siebers (1996): „Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays“, In: SAE Technical Paper, Nr. 960034, DOI: <https://doi.org/10.4271/960034>.
- [65] Y. Wakuri, M. Fujii, T. Amitani, R. Tsuneya (1960): „Studies on the Penetration of Fuel Spray in a Diesel Engine“, In: Jsme International Journal Series B-fluids and Thermal Engineering, Bd. 3, Nr. 9, S. 123–130, DOI: <https://doi.org/10.1299/jsme1958.3.123>.
- [66] Rizk N. K., Lefebvre A. H. (1987): „Prediction of Velocity Coefficient and Spray Cone Angle for Simplex Swirl Atomizers“, Bd. 4, Nr. 1–2, S. 65–74, DOI: 10.1515/TJJ.1987.4.1-2.65.
- [67] N. Dombrowski, D. Hasson (1969): „The flow characteristics of swirl (centrifugal) spray pressure nozzles with low viscosity liquids“, In: American Institute of Chemical Engineers Journal Journal, Bd. 15, Nr. 4, S. 604–611, DOI: 10.1002/aic.690150424.
- [68] E. Giffen, A. Muraszew (1953): The atomisation of liquid fuels. London, England: Chapman & Hall.
- [69] B. Kohnen, D. Pieloth, E. Musemic, P. Walzel (2011): „Characterization of full cone nozzles“, In: Atomization and Sprays, Bd. 21, Nr. 4, S. 317–325, DOI: 10.1615/AtomizSpr.2011003262.
- [70] S. M. De Corso, G. A. Kemeny (1957): „Effect of Ambient and Fuel Pressure on Nozzle Spray Angle“, In: Transactions of the American

- Society of Mechanical Engineers, Bd. 79, Nr. 3, S. 607–614, DOI: 10.1115/1.4013107.
- [71] J. Ortman, A. H. Lefebvre (1985): „Fuel distributions from pressure-swirl atomizers“, In: *Journal of Propulsion and Power*, Bd. 1, Nr. 1, S. 11–15, DOI: <https://doi.org/10.2514/3.22752>.
- [72] I. Mudawar, W. S. Valentine (1989): „Determination of the local quench curve for spray-cooled metallic surfaces“, In: *Journal of heat treating*, Bd. 7, Nr. 2, S. 107–121, DOI: <https://doi.org/10.1007/BF02833195>.
- [73] I. Mudawar, K. A. Estes (1996): „Optimizing and Predicting CHF in Spray Cooling of a Square Surface“, In: *Journal of Heat Transfer*, Bd. 118, Nr. 3, S. 672–679, DOI: 10.1115/1.2822685.
- [74] I. Mudawar, T. A. Deiters (1994): „A universal approach to predicting temperature response of metallic parts to spray quenching“, In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 37, Nr. 3, S. 347–362, DOI: 10.1016/0017-9310(94)90070-1.
- [75] D. D. Hall, I. Mudawar (1995): „Experimental and numerical study of quenching complex-shaped metallic alloys with multiple, overlapping sprays“, In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 38, Nr. 7, S. 1201–1216, DOI: 10.1016/0017-9310(94)00244-P.
- [76] J. M. Cohen, T. J. Rosfjord (1991): „Spray patterning at high pressure“, In: *Journal of Propulsion and Power*, Bd. 7, Nr. 4, S. 481–487, DOI: <https://doi.org/10.2514/3.23352>.
- [77] J. B. McVey, S. Russell, J. B. Kennedy (1987): „High-resolution patternator for the characterization of fuel sprays“, In: *Journal of Propulsion and Power*, Bd. 3, Nr. 3, S. 202–209, DOI: 10.2514/3.22975.
- [78] R. W. Tate (1960): „Equipment and design—spray patterning“, In: *Industrial & Engineering Chemistry*, Bd. 52, Nr. 10, S. 49A-58A, DOI: <https://doi.org/10.1021/ie50610a005>.
- [79] Y. Sivathanu, J. Lim, P. Hicks (2007): „Optical and Mechanical Patterning of an High Flow Rate Industrial Gas Turbine Nozzle“, In: *Proc. of ILASS Americas, 21st Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*.
- [80] J. Lim, Y. Sivathanu, V. Narayanan, S. Chang (2003): „Optical patterning of a water spray using statistical extinction tomography“, In: *Atomization and Sprays*, Bd. 13, Nr. 1, S. 27–44, DOI: 10.1615/AtomizSpr.v13.i1.20.
- [81] H. Koh, D. Kim, S. Shin, Y. Yoon (2006): „Spray characterization in high pressure environment using optical line patternator“, In: *Measurement Science and Technology*, Bd. 17, Nr. 8, S. 2159–2167, DOI: 10.1088/0957-0233/17/8/015.
- [82] D. Hung, D. Harrington, A. Gandhi, L. Markle, S. Parrish, J. Shakal, H. Sayar, S. Cummings, J. Kramer (2008): „Gasoline Fuel Injector Spray

-
- Measurement and Characterization—A New SAE J2715 Recommended Practice“, In: SAE International Journal of Fuels and Lubricants, Bd. 1, Nr. 2008-01–1068, DOI: 10.4271/2008-01-1068.
- [83] A. R. Muliadi, P. E. Sojka, Y. R. Sivathanu, J. Lim (2010): „A Comparison of Phase Doppler Analyzer (Dual-PDA) and Optical Patternator Data for Twin-Fluid and Pressure-Swirl Atomizer Sprays“, In: Journal of Fluids Engineering, Bd. 132, Nr. 061402, DOI: 10.1115/1.4000702.
- [84] D. Nuyttens, M. Schampheleire, P. Verboven, E. Brusselman, D. Dekeyser (2009): „Droplet Size and Velocity Characteristics of Agricultural Sprays“, In: Transactions of the ASABE, Bd. 52, Nr. 5, S. 1471–1480, DOI: 10.13031/2013.29127.
- [85] K. Araki, A. Moriyama, K. Terada, S. Mori (1980): „Prediction of Droplet Velocity from Droplet Size in Water Spray“, In: Transactions of the Iron and Steel Institute of Japan, Bd. 20, Nr. 7, S. 462–465, DOI: 10.2355/isijinternational1966.20.462.
- [86] M. Ciofalo, I. Di Piazza, V. Brucato (1999): „Investigation of the cooling of hot walls by liquid water sprays“, In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Bd. 42, Nr. 7, S. 1157–1175, DOI: 10.1016/S0017-9310(98)00250-6.
- [87] M. Ghodbane, J. P. Holman (1991): „Experimental study of spray cooling with Freon-113“, In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Bd. 34, Nr. 4, S. 1163–1174, DOI: 10.1016/0017-9310(91)90025-A.
- [88] S.-S. Hsieh, C.-H. Tien (2007): „R-134a spray dynamics and impingement cooling in the non-boiling regime“, In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Bd. 50, Nr. 3, S. 502–512, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.07.023.
- [89] L.-P. Hsiang, G. M. Faeth (1993): „Drop properties after secondary breakup“, In: International Journal of Multiphase Flow, Bd. 19, Nr. 5, S. 721–735, DOI: 10.1016/0301-9322(93)90039-W.
- [90] Y. M. Qiao, S. Chandra (1998): „Spray Cooling Enhancement by Addition of a Surfactant“, In: Journal of Heat Transfer, Bd. 120, Nr. 1, S. 92–98, DOI: 10.1115/1.2830070.
- [91] S. K. Vankeswaram, V. Kulkarni, S. Deivandren (2025): „Spatial evolution of droplet size and velocity characteristics in a swirl spray“, In: International Journal of Multiphase Flow, Bd. 184, Nr. 105076, DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2024.105076.
- [92] R. Payri, B. Tormos, F. J. Salvador, L. Araneo (2008): „Spray droplet velocity characterization for convergent nozzles with three different

- diameters“, In: *Fuel*, Bd. 87, Nr. 15, S. 3176–3182, DOI: 10.1016/j.fuel.2008.05.028.
- [93] W.-L. Cheng, F.-Y. Han, Q.-N. Liu, H.-L. Fan (2011): „Spray characteristics and spray cooling heat transfer in the non-boiling regime“, In: *Energy*, Bd. 36, Nr. 5, S. 3399–3405, DOI: 10.1016/j.energy.2011.03.039.
- [94] J. M. Desantes, R. Payri, F. J. Salvador, A. Gil (2006): „Development and validation of a theoretical model for diesel spray penetration“, In: *Fuel*, Bd. 85, Nr. 7, S. 910–917, DOI: 10.1016/j.fuel.2005.10.023.
- [95] P. von Böckh, T. Wetzel (2011): *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis*, 4., Bearb. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag. DOI: 10.1007/978-3-642-15959-6.
- [96] H. Schlichting, K. Gersten (2016): *Boundary-layer theory*, 9. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag. DOI: 10.1007/978-3-662-52919-5.
- [97] C. Kromer, C. Schwitzke, H.-J. Bauer (2023): „Similarity solutions of a Blasius flow with variable fluid properties and viscous dissipation“, In: *Heat and Mass Transfer*, Bd. 59, Nr. 12, S. 2285–2298, DOI: 10.1007/s00231-023-03415-2.
- [98] C. Renon, M. Fénot, M. Girault, S. Guilain, B. Assaad (2021): „An experimental study of local heat transfer using high Prandtl number liquid jets“, In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 180, Nr. 121727, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121727.
- [99] C. F. Ma, Q. Zheng, S. Y. Ko (1997): „Local heat transfer and recovery factor with impinging free-surface circular jets of transformer oil“, In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 40, Nr. 18, S. 4295–4308, DOI: 10.1016/S0017-9310(97)00054-9.
- [100] J. Peck, J. Liu, K. M. Bryden, T. I.-P. Shih (2020): „Methods for Measuring and Computing the Adiabatic-Wall Temperature“, In: *Proc. of ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. DOI: 10.1115/GT2020-14169.
- [101] S. S. Popovich, N. A. Kiselev, A. G. Zditovets, Y. A. Vinogradov (2021): „Experimental study of the adiabatic wall temperature of a cylinder in a supersonic cross flow“, In: *Journal of Physics: Conference Series*, Bd. 2039, Nr. 1, DOI: 10.1088/1742-6596/2039/1/012029.
- [102] J. H. Ferziger, M. Perić, R. L. Street (2020): *Numerische Strömungsmechanik*, 2. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-46544-8>.
- [103] G. Liang, I. Mudawar (2017): „Review of spray cooling – Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux“, In:

-
- International Journal of Heat and Mass Transfer, Bd. 115, S. 1174–1205, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.06.029.
- [104] Y. Tao, X. Huai, L. Wang, Z. Guo (2011): „Experimental characterization of heat transfer in non-boiling spray cooling with two nozzles“, In: Applied Thermal Engineering, Bd. 31, Nr. 10, S. 1790–1797, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.02.025.
- [105] N. Karwa, S. R. Kale, P. M. V. Subbarao (2007): „Experimental study of non-boiling heat transfer from a horizontal surface by water sprays“, In: Experimental Thermal and Fluid Science, Bd. 32, Nr. 2, S. 571–579, DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2007.06.007.
- [106] M. R. Pais, L. C. Chow, E. T. Mahefkey (1992): „Surface Roughness and Its Effects on the Heat Transfer Mechanism in Spray Cooling“, In: Journal of Heat Transfer, Bd. 114, Nr. 1, S. 211–219, DOI: 10.1115/1.2911248.
- [107] S. Freund, A. G. Pautsch, T. A. Shedd, S. Kabelac (2007): „Local heat transfer coefficients in spray cooling systems measured with temperature oscillation IR thermography“, In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Bd. 50, Nr. 9, S. 1953–1962, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.028.
- [108] X. Gao, R. Li (2017): „Effects of nozzle positioning on single-phase spray cooling“, In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Bd. 115, S. 1247–1257, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.08.095.
- [109] D. S. Zhu, J. Y. Sun, S. D. Tu, Z. D. Wang (2010): „Experimental Study of Non-boiling Heat Transfer by High Flow Rate Nanofluids Spray“, In: Proc. of American Institute of Physics Conference, Nr. 1207. S. 476–482, DOI: 10.1063/1.3366412.
- [110] Y. Wang, M. Liu, D. Liu, K. Xu, Y. Chen (2010): „Experimental study on the effects of spray inclination on water spray cooling performance in non-boiling regime“, In: Experimental Thermal and Fluid Science, Bd. 34, Nr. 7, S. 933–942, DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2010.02.010.
- [111] Y.-X. Guo, Z.-F. Zhou, J.-Y. Jia, S.-R. Zhou (2009): „Optimal heat transfer criterion and inclination angle effects on non-boiling regime spray cooling“, In: Proc. of 25th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium. S. 193–200, DOI: 10.1109/STHERM.2009.4810763.
- [112] B. Horacek, J. Kim, K. T. Kiger (2004): „Spray cooling using multiple nozzles: visualization and wall heat transfer measurements“, In: IEEE Transactions on Device and Materials Reliability, Bd. 4, Nr. 4, S. 614–625, DOI: 10.1109/TDMR.2004.838399.
- [113] M. Visaria, I. Mudawar (2008): „Theoretical and experimental study of the effects of spray inclination on two-phase spray cooling and critical

- heat flux“, In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 51, Nr. 9, S. 2398–2410, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.08.010.
- [114] J. R. Rybicki, I. Mudawar (2006): „Single-phase and two-phase cooling characteristics of upward-facing and downward-facing sprays“, In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 49, Nr. 1, S. 5–16, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.040.
- [115] J. Kansy (2024): Wärmeübergang bei der Sprühkühlung vertikaler Flächen unterhalb der Siedetemperatur. in *Schriftenreihe des MAHLE Doktorandenprogramms*, Bd. 12. Düren: Shaker Verlag.
- [116] C.-C. Hsieh, S.-C. Yao (2006): „Evaporative heat transfer characteristics of a water spray on micro-structured silicon surfaces“, In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 49, Nr. 5, S. 962–974, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.013.
- [117] K.-I. Yoshida, Y. Abe, T. Oka, Y. H. Mori, A. Nagashima (2001): „Spray cooling under reduced gravity condition“, In: *Journal of Heat Transfer*, Bd. 123, Nr. 2, S. 309–318, DOI: 10.1115/1.1345887.
- [118] L. Lin, R. Ponnappan, K. Yerkes, B. Hager (2004): „Large area spray cooling“, In: *Proc. of 42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. DOI: 10.2514/6.2004-1340.
- [119] A. G. Pautsch, T. A. Shedd (2005): „Spray impingement cooling with single- and multiple-nozzle arrays. Part I: Heat transfer data using FC-72“, In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 48, Nr. 15, S. 3167–3175, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.02.012.
- [120] T. A. Shedd (2007): „Next Generation Spray Cooling: High Heat Flux Management in Compact Spaces“, In: *Heat Transfer Engineering*, Bd. 28, Nr. 2, S. 87–92, DOI: 10.1080/01457630601023245.
- [121] C. Cho, R. Ponzel (1997): „Experimental study on the spray cooling of a heated solid surface“, In: *Proc. of 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition: IMECE97*. S. 265–272, DOI: <https://doi.org/10.1115/IMECE1997-0780>.
- [122] S. Jiang, V. K. Dhir (2004): „Spray cooling in a closed system with different fractions of non-condensibles in the environment“, In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 47, Nr. 25, S. 5391–5406, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.07.013.
- [123] K. Oliphant, B. W. Webb, M. Q. McQuay (1998): „An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the non-boiling regime“, In: *Experimental Thermal and Fluid Science*, Bd. 18, Nr. 1, S. 1–10, DOI: 10.1016/S0894-1777(98)10013-4.
- [124] J. L. Xie, Z. W. Gan, F. Duan, T. N. Wong, S. C. M. Yu, R. Zhao (2013): „Characterization of spray atomization and heat transfer of pressure swirl

-
- nozzles“, In: International Journal of Thermal Sciences, Bd. 68, S. 94–102, DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2012.12.015.
- [125] Y. Wang, Liu ,Minghou, Liu ,Dong, K. and Xu (2011): „Heat Flux Correlation for Spray Cooling in the Nonboiling Regime“, In: Heat Transfer Engineering, Bd. 32, Nr. 11–12, S. 1075–1081, DOI: 10.1080/01457632.2011.556505.
- [126] B. Abbasi, J. Kim (2011): „Development of a General Dynamic Pressure Based Single-Phase Spray Cooling Heat Transfer Correlation“, In: Journal of Heat Transfer, Bd. 133, Nr. 5, DOI: 10.1115/1.4002779.
- [127] B. Mohajer, R. Li (2015): „Circular hydraulic jump on finite surfaces with capillary limit“, In: Physics of Fluids, Bd. 27, Nr. 11, DOI: 10.1063/1.4935878.
- [128] B. Abbasi, J. Kim, A. Marshall (2010): „Dynamic pressure based prediction of spray cooling heat transfer coefficients“, In: International Journal of Multiphase Flow, Bd. 36, Nr. 6, S. 491–502, DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2010.01.007.
- [129] J. Yang, L. C. Chow, M. R. Pais (1996): „Nucleate Boiling Heat Transfer in Spray Cooling“, In: Journal of Heat Transfer, Bd. 118, Nr. 3, S. 668–671, DOI: 10.1115/1.2822684.
- [130] J. Yang, L. C. Chow, M. R. Pais (1996): „An Analytical Method to Determine the Liquid Film Thickness Produced by Gas Atomized Sprays“, In: Journal of Heat Transfer, Bd. 118, Nr. 1, S. 255–258, DOI: 10.1115/1.2824055.
- [131] J. Yang, L. C. Chow, M. R. Pais, A. Ito (1992): „Liquid film thickness and topography determination using fresnel diffraction and holography“, In: Experimental Heat Transfer, Bd. 5, Nr. 4, S. 239–252, DOI: 10.1080/08916159208946443.
- [132] E. Martínez-Galván, R. Antón, J. C. Ramos, R. Khodabandeh (2013): „Effect of the spray cone angle in the spray cooling with R134a“, In: Experimental Thermal and Fluid Science, Bd. 50, S. 127–138, DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2013.05.012.
- [133] A. G. Pautsch, T. A. Shedd (2006): „Adiabatic and diabatic measurements of the liquid film thickness during spray cooling with FC-72“, In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Bd. 49, Nr. 15, S. 2610–2618, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.01.024.
- [134] Z. Zhang, J. Li, P.-X. Jiang (2013): „Experimental investigation of spray cooling on flat and enhanced surfaces“, In: Applied Thermal Engineering, Bd. 51, Nr. 1, S. 102–111, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.08.057.
- [135] Y. Hou, Y. Tao, X. Huai (2014): „The effects of micro-structured surfaces on multi-nozzle spray cooling“, In: Applied Thermal

- Engineering, Bd. 62, Nr. 2, S. 613–621, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.10.030.
- [136] M. Ciofalo, A. Caronia, M. Di Liberto, S. Puleo (2007): „The Nukiyama curve in water spray cooling: Its derivation from temperature–time histories and its dependence on the quantities that characterize drop impact“, In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 50, Nr. 25, S. 4948–4966, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.09.022.
- [137] U. Reiners, R. Jeschar, R. Scholz, D. Zebrowski, W. Reichelt (1985): „A measuring method for quick determination of local heat transfer coefficients in spray water cooling within the range of stable film boiling“, In: *Steel Research*, Bd. 56, Nr. 5, S. 239–246, DOI: 10.1002/srin.198500628.
- [138] K. Dubil, J. Bender, F. Hoffmann, B. Dietrich, M. Doppelbauer, T. Wetzel (2023): „Correlation of single-phase convective heat transfer on spray cooled plain surfaces with high Prandtl number liquids“, In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 208, Nr. 124062, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124062.
- [139] Technische Lieferbedingungen für bestimmte Typen von Wickeldrähten - Teil 0-1: Allgemeine Anforderungen - Lackisolierte Runddrähte aus Kupferdraht (IEC 60317-0-1:2013 + A1:2019); Deutsche Fassung EN 60317-0-1:2014 + A1:2019, Norm, Nov. 2020.
- [140] F. Magnussen, C. Sadarangani (2003): „Winding factors and Joule losses of permanent magnet machines with concentrated windings“, In: *Proc. of IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC'03)*. S. 333–339, DOI: 10.1109/IEMDC.2003.1211284.
- [141] BIPM, IEC, IFCC, ILAC, ISO, IUPAC, IUPAP, OIML „Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement. Joint Committee for Guides in Metrology, JCGM 100:2008“. [Online]. Verfügbar unter: URL: https://www.bipm.org/documents/20126/2071204/JCGM_100_2008_E.pdf/
- [142] H. Hiroyasu, M. Arai (1990): „Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines“, In: *SAE Transactions*, Bd. 99, S. 1050–1061, Zugegriffen: 20. Juni 2024. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.jstor.org/stable/44548562>
- [143] M. Ahmed, N. Ashgriz, H. N. Tran (2008): „Break-Up Length and Spreading Angle of Liquid Sheets Formed by Splash Plate Nozzles“, In: *Journal of Fluids Engineering*, Bd. 131, Nr. 011306, DOI: 10.1115/1.3026729.
- [144] J. Bender, K. Dubil, F. Hoffmann, B. Dietrich, M. Doppelbauer, T. Wetzel (2023): „Single-phase convective heat transfer on spray cooled

-
- plain surfaces with highly viscous coolants“, In: Proc. of International Heat Transfer Conference. DOI: 10.1615/IHTC17.80-10.
- [145] J. Bender, K. Dubil, F. Hoffmann, B. Dietrich, M. Doppelbauer, T. Wetzel (2022): „Spray cooling of plain surfaces with a highly viscous model fluid“, In: Proc. of 17th UK Heat Transfer Conference (UKHTC).
- [146] Kienle + Spiess GmbH Produktkatalog Permanenterregte Synchronmaschinen (KSPM), Bahnhofstraße 23, 74343 Sachsenheim, Deutschland, 2015.
- [147] T. A. Deiters, I. Mudawar (1990): „Prediction of the temperature–time cooling curves for three-dimensional aluminum products during spray quenching“, In: Journal of Heat Treating, Bd. 8, Nr. 2, S. 81–91, DOI: 10.1007/BF02831628.

Abbildungsverzeichnis

- Abbildung 1.1: Schematische Schnittdarstellung einer elektrischen Maschine mit Mantelkühlung und direkter Kühlung der Wicklungsenden (links). Eine Vergrößerung der Wicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen ist rechts dargestellt..... 2
- Abbildung 2.1: Schematische Schnittdarstellung einer elektrischen Maschine mit unterschiedlichen direkten und indirekten Kühlsystemen..... 8
- Abbildung 2.2: Übersicht druckzerstäubender Einstoffdüsen mit schematischer Darstellung des Düsenquerschnitts (oben) und des Sprühbildes (unten). A) Vollstrahldüse, b) Flachstrahldüse, c) Hohlkegeldüse, d) Vollkegeldüse. 14
- Abbildung 2.3: Schematische Darstellung eines vollkegelförmigen Sprühstrahls einschließlich aller charakteristischen Kenngrößen. 17
- Abbildung 2.4: Zerfallsmodi konischer Sprühstrahlen (Ethylenglykol/Wasser-Lösung). Die Aufnahmen entstanden in Zusammenarbeit mit der Arbeitsgruppe für Vergasung des Instituts für Technische Chemie des KIT..... 20
- Abbildung 2.5: Schematische Darstellung der Sprühwinkeldefinitionen mit optischem Sprühwinkel θ_{optz} (oben) und effektivem Sprühwinkel θ_{effz} (unten). 23
- Abbildung 2.6: Sprühnebelkühlung einer ebenen Platte (links) einschließlich des schematischen Temperaturprofils innerhalb der Flüssigkeit ((1), rechts) und eines linearisierten Temperaturprofils ((2), rechts). 30
- Abbildung 2.7: Wärmestromdichte q abhängig von der Oberflächentemperatur ϑ_W eines konvektiv gekühlten Festkörpers. Fall 1 entspricht Gl. (2.30), für Fall 2 liegt eine Erwärmung der thermischen Grenzschicht durch viskose Dissipation vor und in Fall 3 weisen die Stoffdaten der Flüssigkeit eine starke Temperaturabhängigkeit auf..... 32
- Abbildung 2.8: Einflussgrößen der konvektiven Sprühnebelkühlung mit 1 Volumenstrom pro Düse, (2) Düsendistanz, (3) Orientierung der

Düse, (4) Anzahl der Düsen, (5) Stoffeigenschaften, (6) Flüssigkeitsfilm, (7) Oberflächenstruktur, (8) charakteristische Größen.	34
Abbildung 3.1: Schematisches Verfahrensfließbild eines Flüssigkeitskreislaufs (MF) einschließlich der beiden Messumgebungen (Sprühkammer, Generische elektrische Maschine).	45
Abbildung 3.2: Seitenansicht einer Sprühlanze (oben) mit Relativdrucksensor und PT100 und Schnittansicht einer Vollkegeldüse mit X-förmigen Wirbelkammereinsatz (unten).	46
Abbildung 3.3: Seiten- und Schrägansicht der Sprühkammer mit einer Sprühlanze und einem Probenkörper von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen. Die Bemaßung der Komponenten ist in Millimetern angegeben.	48
Abbildung 3.4: Seitenansicht des Maschinenprüfstands (oben) bestehend aus einer generischen elektrischen Maschine und einer Antriebsmaschine, Schnittansicht der generischen elektrischen Maschine (unten links) und Draufsicht des Einsatzdeckels der generischen elektrischen Maschine (unten rechts).	50
Abbildung 3.5: Übersicht des Funktionsprinzips des Modellfluidkonzepts mit der Prandtl- und Ohnesorge-Zahl als Funktion der Flüssigkeitstemperatur (oben) und einem direkten Vergleich des ATF VI mit einer beispielhaften Zusammensetzung des MF (unten).	53
Abbildung 3.6: Übersicht der Bestimmung der primären Zerfallslänge L_p (links) und des optischen Sprühwinkels θ_{optz} (rechts). Als Düsenmodell wird die Schlick45-0,5 ($\Delta p_D = 3 \text{ bar}$; $\vartheta_{L,0} = 66 \text{ °C}$; MF 91 Ma% G) verwendet.	55
Abbildung 3.7: Aufbau eines mechanischen Patternators mit Seiten- und Schrägansicht (links) und Draufsicht (rechts). Es wird zwischen zehn radialen Patternatorabschnitten i und vier azimuthalen Patternatorsegmenten j unterschieden.	56
Abbildung 3.8: Aufbau eines Probenkörpers (PK) mit einer ebenen, glatten Oberfläche in Form einer Schrägansicht und Draufsicht (links) sowie einer Schnittansicht (rechts).	59

Abbildung 3.9: Draufsicht und Seitenansicht eines modularen Endrings (ER) von glatten Statorwicklungsenden mit axialer Messposition (links) und Draufsicht dreier Probenkörper von glatten Statorwicklungsenden mit radialer, axialer und wellenseitiger Messposition (rechts).	61
Abbildung 3.10: Draufsicht und Seitenansicht der Statorwicklungsenden bei einem elektrischen Füllfaktor der Nuten von 38% (FF38) und Draufsicht von fünf Probenkörpern mit verteilten Runddrahtwicklungen mit radialer, axialer und wellenseitiger Messposition (rechts).	63
Abbildung 3.11: Aufbau eines Probenkörpers (PK) von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen und einer radialen Messposition (VR-rad-FF38-T-6,32) in Form einer Schrägansicht und Draufsicht (links) und einer Schnittansicht (rechts).	64
Abbildung 3.12: Schematische Darstellung der Messdatenerfassung.....	65
Abbildung 3.13: Zusammensetzung der erweiterten Messunsicherheit $ue_{\alpha W}$ eines PK mit ebener, glatter Oberfläche (G-AI-12,7; links) und eines PK von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (VR-ax-FF38-5,5) für einen beispielhaften Betriebszustand ($V_L, 0 \approx 0,41$ l/min; $zW \approx 30$ mm).....	67
Abbildung 3.14: Reproduzierbarkeit der Wärmeübergangsmessungen innerhalb der Sprühkammer für verteilte Wicklungen mit Runddrähten (VR-ax-FF38-5,5).....	68
Abbildung 3.15: Wärmestromdichte q_W in Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur des Messelements ϑ_W (G-AI-12,7) für zwei beispielhafte Betriebszustände (blau, rot).....	70
Abbildung 3.16: Vergleich der Messdaten des Probenkörpers G-AI-12,7 bei zentrischer Ausrichtung mit den Messdaten des Probekörpers G-AI-6,35 bei azentrischer Ausrichtung (links). Flächenanteilige Mittelung der Einzelmessungen gemäß Gl. (3.8) (rechts).	72
Abbildung 3.17: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient α_W der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der Düsendistanz zW für zwei geometrisch identische Probenkörper mit MEL aus AW-2007 (grau) und Cu-ETP (braun).	74

Abbildung 4.1: Unterteilung der Messdaten in die drei Zerfallsmodi (Rahmenbogen-, Perforationsbogen und Wellenbogenzerfall). Die Düsen sind gemäß ihres Nenndurchsatzes von 0,5 l/min und 1 l/min in blau und rot dargestellt. Das Modell der Zerfallsgrenze (s. Gl. (4.2)) entspricht der schwarzen Linie.....78

Abbildung 4.2: Durchflusskoeffizienten CD der untersuchten Vollkegeldüsen in Abhängigkeit vom Druckverlust über der Düse ΔpD (links) und der dynamischen Viskosität η_L (rechts). Düsen mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min und 1 l/min sind in rot und blau dargestellt.....79

Abbildung 4.3: Vergleich der experimentell ermittelten Durchflusskoeffizienten CD, exp mit Modellen der Literatur CD, mod (s. Tabelle B.2). ..81

Abbildung 4.4: Vergleich der experimentell ermittelten Durchflusskoeffizienten CD, exp mit den modellierten Durchflusskoeffizienten CD, mod gemäß Gl. (4.3).83

Abbildung 4.5: Optischer Sprühwinkel θ_{optz} in Abhängigkeit vom Druckverlust über der Düse ΔpD (links oben), der dynamischen Viskosität η_L (rechts oben), der axialen Distanz vom Düsenaustritt z (links unten) und der Düsenkonstante K (rechts unten). Düsen mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min und 1 l/min sind in rot und blau dargestellt.85

Abbildung 4.6: Vergleich der Messdaten des optischen und effektiven Sprühwinkels (θ_{optz} ; θ_{effz}) der Düsen mit 0,5 l/min Nenndurchsatz in Abhängigkeit von der axialen Distanz vom Düsenaustritt z . Der Druckverlust über der Düse beträgt $\Delta pD \approx 6$ bar und die Temperatur der Flüssigkeit am Düsenaustritt $\vartheta_{L,0} \approx 59$ °C.87

Abbildung 4.7: Vergleich der experimentell ermittelten optischen Sprühwinkel $\theta_{opt, expz}$ mit Modellen der Literatur $\theta_{opt, mod}$ (s. Tabelle 2.3) für den düsen nahen Bereich ($z < 10$ mm).88

Abbildung 4.8: Vergleich der experimentell ermittelten optischen Sprühwinkel $\theta_{opt, expz}$ mit den modellierten Sprühwinkeln $\theta_{opt, modz}$ gemäß Gl. (4.5). Messdaten unter Einsatz des MF sind in blau und rot und für das ATF VI in lila dargestellt.91

-
- Abbildung 4.9: Vergleich der experimentell bestimmten Sprühkegelquerschnittsflächen $AK, expz$ bei unterschiedlichen Distanzen vom Düsenaustritt mit den zugehörigen Herstellerangaben AK, H (oben) und den Modellwerten $AK, modz$ unter Einsatz von Gl. (4.5) (unten). 92
- Abbildung 4.10: Primäre Zerfallslänge L_p in Abhängigkeit vom Druckverlust über der Düse ΔpD (links oben), der dynamischen Viskosität η_L (rechts oben), des optischen Sprühwinkels am Düsenaustritt $\theta_{optz} = 0$ gemäß Gl. (4.5) und der Düsenkonstante K (rechts unten). Düsen mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min und 1 l/min sind in rot und blau dargestellt. 94
- Abbildung 4.11: Primäre Zerfallslänge L_p in Abhängigkeit von der mittleren axialen Austrittsgeschwindigkeit $u_{L, 0}$ (links) und der theoretisch maximalen radialen Austrittsgeschwindigkeit $v_{L, 0, max}$ (rechts). Düsen mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min und 1 l/min sind in rot und blau dargestellt. 95
- Abbildung 4.12: Primäre Zerfallslänge L_p in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl der Flüssigkeit am Düsenaustritt $Re_{L, d0}$ für die mittlere axiale Austrittsgeschwindigkeit $u_{L, 0}$ (links) und die maximale radiale Austrittsgeschwindigkeit $v_{L, 0, max}$ (rechts) als charakteristische Geschwindigkeit. 96
- Abbildung 4.13: Differenz zwischen den experimentell bestimmten und modellierten Werten der primären Zerfallslänge ($L_{p, exp}$, $L_{p, mod}$) unter Einsatz von Gl. (4.6). 97
- Abbildung 4.14: Lokale Volumenstromdichte $v_L, j(ri)$ in Abhängigkeit vom Radius r für zwei unterschiedliche Viskositäten der Flüssigkeit ($\eta_L \approx 0,0079 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, links und $\eta_L \approx 0,021 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, rechts), die azimuthalen Segmente des Patternators ($S1 - S4$) sind in rot, blau, braun und gelb dargestellt. 99
- Abbildung 4.15: Vergleich der lokalen Volumenstromdichte $v_L(ri)$ für drei unterschiedliche axiale Distanzen z_{MP} (rot, blau, gelb) mit Gl. (2.21) unter Verwendung des Sprühwinkels am Düsenaustritt $\theta_{optz} = 0$ (links) und des distanzabhängigen Sprühwinkels θ_{optzMP} (rechts) aus Gl. (4.5). Die Messdaten entsprechen dem

arithmetischen Mittel der vier azimuthalen Patternatorsegmente mit Radius r_i	100
Abbildung 5.1: Übersicht der untersuchten Prandtl- und Ohnesorge-Bereiche des MF und ATF VI (blau, rot) für ebene, glatte Oberflächen. Es werden drei Temperaturbereiche des ATF VI (rote Linie) unterschieden: der Anlaufbereich (1), der Betriebsbereich (2) und der Überlastungsbereich (3). Die zugehörigen Maximal- und Minimalwerte sind in Tabelle C.1 enthalten.	103
Abbildung 5.2: Übersicht der Fälle (A, B, C, D) der Sprühstrahlüberlappung im Eindüsenbetrieb mit zentrischer Düsenausrichtung (links) und azentrischer Düsenausrichtung (rechts).	105
Abbildung 5.3: Übersicht der kartesischen und polaren KS innerhalb Sprühkammer zur Bestimmung der Aufprallfläche AK, W auf ebenen, glatten und strukturierten Probenkörpern mit axialer Messposition.	106
Abbildung 5.4: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit vom Volumenstrom am Düsenaustritt für drei unterschiedliche Düsensdistanzen (rot, blau, gelb).	107
Abbildung 5.5: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der Düsensdistanz. Die Fälle der Sprühstrahlüberlappung A, B, C sind in blau, gelb, rot dargestellt. Es werden drei Sprühwinkeldefinitionen a) θ_H , b) $\theta_{optz} = 0$, c) θ_{optzW} unterschieden.	109
Abbildung 5.6: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der Düsensdistanz. Die Fälle der Sprühstrahlüberlappung B, C, D sind in gelb, rot, braun dargestellt.	
111	
Abbildung 5.7: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der Düsensdistanz für einen Betriebszustand mit Rahmenbogenzerfall (s. Gl. (4.2)).	113
Abbildung 5.8: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der Düsensdistanz für zwei Düsenmodelle mit 0,5 l/min und 1 l/min Nenndurchsatz (Quadrate, Dreiecke)...	114

Abbildung 5.9: Wärmetübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität der Flüssigkeit (MF).....	116
Abbildung 5.10: Vergleich der Messdaten des MF (rot) und ATF VI (blau) bei identischer Prandtl-Zahl ($Pr_L \approx 111$, links und $Pr_L \approx 187$, rechts) und Volumenstrom am Düsenaustritt ($V_L, 0 \approx 0,59 \text{ l/min}$).....	117
Abbildung 5.11: Übersicht der Fälle der Sprühstrahlüberlappung im Mehrdüsenbetrieb (CD, CB) mit drei Düsen. Der Überlagerungsbereich der Sprühstrahlen ist durch die Schraffur hervorgehoben.....	119
Abbildung 5.12: Vergleich der Messdaten des Mehrdüsenbetriebs mit den Messdaten des Eindüsenbetriebs bei identischen Betriebsparametern und zentrischer Ausrichtung der Düse. Die Fälle C, CD und CB der Sprühstrahlüberlappung sind in rot, braun und gelb dargestellt.	120
Abbildung 5.13: Schematische Darstellung der Flüssigkeitsbewegung im Aufprallbereich der Sprühstrahlen für Fall CD der Sprühstrahlüberlappung mit $z_W \approx 20 \text{ mm}$ (links) und $z_W \approx 45 \text{ mm}$ (rechts). Die zugehörigen Messdaten in Abbildung 5.12 sind mit Kreisen in lila markiert.....	121
Abbildung 5.14: Übersicht der untersuchten Prandtl- und Ohnesorge-Bereiche des MF (blau) für Statorwicklungsenden. Als Referenz werden drei Temperaturbereiche des ATF VI (rote Linie) unterschieden: der Anlaufbereich (1), der Betriebsbereich (2) und der Überlastungsbereich (3). Die zugehörigen Maximal- und Minimalwerte sind in Tabelle C.2 und Tabelle C.3 enthalten..	123
Abbildung 5.15: Übersicht der zylindrischen und polaren KS innerhalb der Sprühkammer zur Bestimmung der Tropfenaufprallfläche AK, W auf glatten und strukturierten Probenkörpern von Statorwicklungsenden mit radialer Messposition.....	124
Abbildung 5.16: Vergleich der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-Al-12,7) in Form einer exponentiell-polynomialen Funktion (lila Linie) mit den Messdaten glatter	

Statorwicklungsenden bei axialer Messposition (rote Vierecke, VR-ax-G-al-12,7).....	126
Abbildung 5.17: Vergleich der Sprühnebelkühlung glatter Statorwicklungsenden mit unterschiedlichen Messpositionen (axial, radial, wellenseitig). Die Fälle A, B, C der Sprühstrahlüberlappung sind in blau, gelb, rot dargestellt.....	127
Abbildung 5.18: Vergleich der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-AI-6,35) in Form einer Potenzfunktion (lila Linie) mit den Messdaten von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen bei radialer Messposition (rote Vierecke, VR-rad-FF38-T-6,32).	129
Abbildung 5.19: Vergleich der Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen für zwei radiale (rot, blau) und eine wellenseitige (gelb) Messposition.	130
Abbildung 5.20: Vergleich der experimentell ermittelten Nusselt-Zahlen $Nu_{L, exp}$ mit den Modellen der Literatur $Nu_{L, mod}$ (s. Tabelle 2.5). Die Messdaten mit den Sprühstrahlüberlappungen A, B und C sind oben dargestellt und Fall B alleine unten.	134
Abbildung 5.21: Vergleich der experimentell ermittelten Nusselt-Zahlen ($Nu_{L, exp}$) mit den Wärmeübergangsmodellen von Jiang, Dhir [122] und Cho, Ponzel [121] ($Nu_{L, mod}$) für Fall B der Sprühstrahlüberlappung. Die Messdaten jedes MEI (G-AI-12,7; G-Cu-12,7; G-AI-6,35) sind in rot, blau und gelb dargestellt.	135
Abbildung 5.22: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-AI-6,35) in Abhängigkeit von der mittleren Austrittsgeschwindigkeit $u_{L, 0}$ (rot) und der theoretisch maximalen axialen und radialen Austrittsgeschwindigkeiten $u_{L, 0, max}$, $v_{L, 0, max}$ (blau, gelb) als charakteristische Geschwindigkeit u_C	137
Abbildung 5.23: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-AI-6,35) in Abhängigkeit von der mittleren axialen Tropfengeschwindigkeit u_{TzW} , bestimmt mit drei unterschiedlichen Modellen der Literatur (s. Tabelle 2.4). 138	
Abbildung 5.24: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-AI-12,7) in Abhängigkeit von der	

mittleren axialen Tropfengeschwindigkeit u_{TzW} nach Nasr et al. [57] (Gl. (2.23)).....	140
Abbildung 5.25: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-Al-6,35) in Abhängigkeit von unterschiedlichen Definitionen der Volumenstromdichte als charakteristische Geschwindigkeit (Volumenstromdichte auf der wärmeübertragenden Oberfläche $v_{L,W}$ oben links, Volumenstromdichte im Aufprallbereich $v_{L,K,W}$ oben rechts, Volumenstromdichte normiert auf den Sprühkegelquerschnitt $v_{L,K}$ unten links).....	142
Abbildung 5.26: Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung in dimensionsloser Form ($Nu_{L,C}/Pr_{L1/3}$) in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{L,C}$ für drei unterschiedliche charakteristische Längenmaße (d_K aus Gl. (C.5) oben links, $d_T, 32$ aus Gl. (2.13) oben rechts, $d_T, 0.5$ aus Gl. (2.14) unten links).....	144
Abbildung 5.27: Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen in dimensionsloser Form für die Sprühstrahlüberlappung (A, B, C) oben, die Düsenmodelle Mitte und die Prandtl-Bereiche unten.	147
Abbildung 5.28: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen in dimensionsloser Form für Primär- und Sekundärzerfall beim Sprühstrahlaufrall in blau und rot mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).	149
Abbildung 5.29: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen in dimensionsloser Form unter Einsatz des Getriebeöls vom Typ ATF VI mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).	151
Abbildung 5.30: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung α_K auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen für drei unterschiedliche Messpositionen (radial, axial, wellenseitig) in Abhängigkeit von der Volumenstromdichte $v_{L,K}$	153
Abbildung 5.31: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden mit unterschiedlichen Messpositionen (radial, axial, wellenseitig) in	

dimensionsloser Form mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).
154

Abbildung 5.32: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (elektrischer Füllfaktor von 38%) bei unterschiedlichen Messpositionen (radial, axial, wellenseitig) in dimensionsloser Form mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).
155

Abbildung 5.33: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (VR-ax-FF-38-5,5) bei azentrischer Ausrichtung in dimensionsloser Form mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13). 156

Abbildung 6.1: Übersicht der untersuchten azimuthalen Orientierungen der glatten Statorwicklungsenden mit axialer Messposition (ER-ax-1; 2; 3; 4; 5 mit ER-VR-ax-G-12,7) innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr. Die azimuthalen Positionen der Düsen $\varphi_{EM,0}$ sind in allen Messungen identisch. In Summe werden zwei Düsenkonfigurationen (D-1; D-2) mit zwei unterschiedlichen radialen Positionen der Düsen im Einsatzdeckel $r_{EM,0}$ untersucht..... 160

Abbildung 6.2: Übersicht der untersuchten azimuthalen Orientierungen der glatten Statorwicklungsenden mit radialer Messposition (ER-rad-1; 2; 3;4 mit ER-VR-rad-G-12,7) innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr. Die azimuthalen Positionen der Düsen $\varphi_{EM,0}$ sind in allen Messungen identisch; es wird eine Düsenkonfiguration (D-3) untersucht. . 161

Abbildung 6.3: Schematische Darstellung der Flüssigkeitsverteilung im Endraum der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr und rotierender Welle. Draufsicht der Statorwicklungsenden (links) und Schnittdarstellung der generischen elektrischen Maschine (rechts). 163

Abbildung 6.4: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung von glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine für vier axiale Messpositionen (ER-ax-1) in

Abhängigkeit von der Drehzahl der Welle nR für eine axiale Flüssigkeitszufuhr (Düsenkonfiguration D-2). Die Messwerte der oberen drei Messpositionen (rot) sind für eine bessere Übersicht gemittelt dargestellt.	164
Abbildung 6.5: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit von der Drehzahl der Welle nR	165
Abbildung 6.6: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit vom Volumenstrom am Düsenaustritt $V_L, 0$	167
Abbildung 6.7: Schematische Darstellung der Flüssigkeitsbewegung auf den Statorwicklungsenden für eine axiale Flüssigkeitszufuhr, einschließlich aller Messpositionen (ER-ax-1;2;3;4;5) für $V_L, 0 = 0,65 \text{ l/min}$ aus Abbildung 6.6. Die Darstellung ist maßstabsgetreu.	168
Abbildung 6.8: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit von der Düsendistanz und Sprühstrahlüberlappung (Fall B, C, D).	169
Abbildung 6.9: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität der Flüssigkeit (MF).	170
Abbildung 6.10: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).	172
Abbildung 6.11: Schematische Darstellung der Flüssigkeitsverteilung im Endraum der generischen elektrischen Maschine bei radialer	

Flüssigkeitszufuhr und rotierender Welle. Draufsicht der Statorwicklungsenden (links) und Schnittdarstellung der generischen elektrischen Maschine (rechts).175

Abbildung 6.12: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr ($\varphi_{EM,0} = 45^\circ; 90^\circ; 270^\circ; 315^\circ$) in Abhängigkeit vom Volumenstrom am Düsenaustritt $v_{L,0}$176

Abbildung 6.13: Vergleich des Wärmeübergangs auf glatten Statorwicklungsenden bei zentrischer Ausrichtung der Düse für eine axiale (rot, lila) und radiale Flüssigkeitszufuhr (blau) in Abhängigkeit vom Volumenstrom am Düsenaustritt $v_{L,0}$177

Abbildung 6.14: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit von der Düsendistanz und Sprühstrahlüberlappung (Fall B, D).....179

Abbildung 6.15: Azimutale Auflösung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität der Flüssigkeit (MF).180

Abbildung 6.16: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13). 181

Abbildung 6.17: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr (rot, blau, braun, gelb) und axialer Flüssigkeitszufuhr im Grund der Maschine (lila) mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13) unter Verwendung der gehemmten Volumenstromdichte v_{L,K^*} aus Gl. (6.1).....182

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Modellansätze zur Bestimmung der primären Zerfallslänge L_p konischer Sprühstrahlen.	21
Tabelle 2.2: Modellansätze charakteristischer Tropfengrößen von konischen Sprühstrahlen.....	22
Tabelle 2.3: Modellansätze zur Bestimmung des optischen Sprühwinkels konischer Sprühstrahlen.	24
Tabelle 2.4: Modelle zur Bestimmung der mittleren und lokalen axialen Tropfengeschwindigkeit u_T und u_T in konischen Sprühstrahlen. 28	28
Tabelle 2.5: Wärmeübergangsmodelle der konvektiven Sprühnebelkühlung. Die Sättigungstemperatur der Fluide entspricht TLG	40
Tabelle 3.1: Übersicht der untersuchten Düsenmodelle der Hersteller <i>Schlick</i> und <i>SprayingSystems</i> . mit Nenndurchsätzen von 0,5 l/min bis 11/ min.	47

Anhang

A Ergänzungen zu Kapitel 3

A.1 Übersicht der Düsenmodelle

In Tabelle A.1 ist eine Übersicht aller relevanten Geometrieparameter der verwendeten Vollkegeldüsen enthalten. Die Parameter wurden entweder mittels einer Schieblehre (Absolute AOS Digimatic 150 mm, *MITUTOYO*) oder aus Schliften der Düsen mit einem Digitalmikroskop (VHX-7000 N, *KEYENCE*) ermittelt. Sofern ein Geometrieparameter für mehrere Düsen des gleichen Modells bestimmt wurde, ist der Mittelwert einschließlich der zugehörigen Standardabweichung angegeben. Der hohe Wert der Düsenlänge L_D des Modells *Spraying-Systems60-1,1* resultiert aus der Verwendung eines Adapterstücks (1/8" NPT auf 1/8" BSPP).

Tabelle A.1: Übersicht der Geometrieparameter aller verwendeten Düsenmodelle (Vollkegeldüsen). Die Standardabweichung der Messwerte unterschiedlicher Düsen des gleichen Modells ist in Klammern angegeben.

Düsenmodell	$L_D /$ mm	$L_0 /$ mm	$L_{WK} /$ mm	$d_0 /$ mm	$d_{WK} /$ mm	$\frac{\sum A_{P,t,i}}{\sum A_{P,v,i}}$ / mm ²	$K /$ –
Schlick 45-0,5	4 (0,04)	0,66	2,27	0,94 (0,01)	3,75	0,2; 0,19	0,056
Schlick 60-0,5	4 (0,004)	0,71	3,14	0,98 (0,01)	3,7	0,26; 0,15	0,0737
Schlick 120-0,5	3,87 (0,02)	1,17	2,64	0,98 (0,05)	3,63	0,39; 0,18	0,1
Schlick 45-1	12,2	2,59	10,16	1,03	3,49	1,33; 0,57	0,37
Schlick 55-1	4,99	1,05	2,15	1,28	4,18	0,86; –	0,161

Spraying- Systems 60-1,1	41,96	1,02	2,88	1,22	2,75	1,2; 0,7	0,359
--------------------------------	-------	------	------	------	------	-------------	-------

A.2 Abmessungen der mechanischen Patternatoren

Wie in Abschnitt 3.4 erläutert, ist jeder mechanische Patternator dieser Arbeit mit vier azimuthalen Segmenten und zehn radialen Abschnitten in insgesamt 40 Patternatorkammern unterteilt. Die Patternatoren wurden so konstruiert, dass der mittlere Kammerradius \bar{r}_i ausgehend vom ersten radialen Abschnitt ($i = 1$) um einen konstanten Wert von 2,75 mm (MP-2,75mm) oder 5,5 mm (MP-5,5mm) bis zum letzten radialen Abschnitt ($i = 10$) ansteigt. Der mittlere Kammerradius \bar{r}_i wird durch Gl. (A.1) bestimmt und entspricht dem Radius, bei welchem die Hälfte der Grundfläche einer Patternatorkammer vorliegt. Die Radien $r_{i,a}$ und $r_{i-1,a}$ sind die Außenradien der radialen Patternatorabschnitte i und $i - 1$.

$$\bar{r}_i = \sqrt{\frac{1}{2}(r_{i,a}^2 + r_{i-1,a}^2)} \quad (\text{A.1})$$

Für eine vereinfachte Zuordnung der unterschiedlichen Radien ist in Abbildung A.1 eine Draufsicht eines Patternators (links) einschließlich einer Nahaufnahme der Radien eines radialen Patternatorabschnitts (rechts) dargestellt. Die Oberkanten der Wände des Patternators weisen zur Reduktion des Wandeinflusses eine Phase auf.

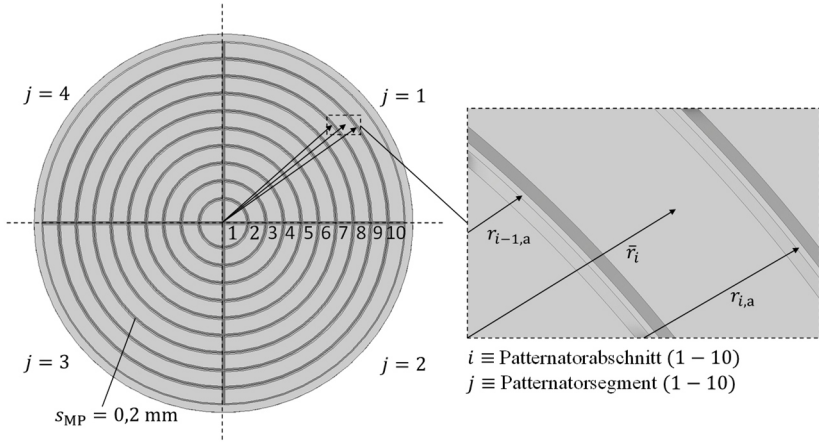


Abbildung A.1: Draufsicht eines mechanischen Patternators (links) mit einer Nahaufnahme eines radialen Patternatorabschnitts i (rechts).

A.3 Messkonzept – Wärmeübergang

Das Messkonzept zur Bestimmung des lokalen Wärmeübergangs auf glatten, ebenen Probenkörpern (s. Gl. (3.5)) und auf Statorwicklungsenden (s. Gl. (3.6)) basiert auf der Annahme eines linearen Temperaturprofils über die Höhe der MEI. Diesbezüglich werden die Wärmeleitwiderstände der TE-Bohrungen durch unterschiedliche effektive Wärmeleitfähigkeiten berücksichtigt. Die effektive Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{\text{eff},12}$ zwischen den beiden Messebenen (ME 1 und ME 2) resultiert mit Gl. (A.2) und (A.3) aus einer Parallelschaltung der Wärmeleitwiderstände reinen MEI-Materials mit der Wärmeleitung durch die Bohrungen und das MEI-Material. Eine Grenzwertabschätzung zeigte dabei, dass der thermische Widerstand von Luft innerhalb der TE-Bohrungen überwiegt, weshalb diese als vollständig mit Luft gefüllt betrachtet werden. Der numerische Faktor F_1 wurde für jedes MEI iterativ aus den Simulationsergebnissen (s. unten) bestimmt und dient der Berücksichtigung von Querwärmeleitungseffekten.

$$\lambda_{\text{eff},12,\text{TE}} = \frac{z_{12}}{\left(\frac{\bar{d}_{\text{TE}}}{\lambda_{\text{TE}}} + \frac{(z_{12} - \bar{d}_{\text{TE}})}{\lambda_{\text{Al/Cu}}} \right)} \quad \text{mit } \bar{d}_{\text{TE}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{TE}} \cdot F_1 \quad (\text{A.2})$$

$$\lambda_{\text{eff},12} = \frac{(\lambda_{\text{Al/Cu}} \cdot (b_{21} b_{22} - 2d_{\text{TE}} x_{\text{TE}}) + \lambda_{\text{eff},12,\text{TE}} \cdot 2d_{\text{TE}} x_{\text{TE}})}{b_{21} b_{22}} \quad (\text{A.3})$$

Die Bestimmung der effektiven Wärmeleitfähigkeit zwischen ME 2 und der wärmeübertragenden Bezugsfläche eines ME1 (A_W) erfolgt durch Gl. (A.4).

$$\lambda_{\text{eff},2W} = \frac{\bar{z}_{2W}}{\left(\frac{\bar{d}_{\text{TE}}}{2\lambda_{\text{TE}}} + \frac{(\bar{z}_{2W} - \bar{d}_{\text{TE}}/2)}{\lambda_{\text{Al/Cu}}} \right)} \quad (\text{A.4})$$

Für alle untersuchten ME1-Geometrien wurden mit der Software *Autodesk CFD* Finite-Elemente-Simulationen der stationären Temperaturfelder durchgeführt und die Gültigkeit der Berechnungsvorschriften aus Gl. (3.5) und (3.6) überprüft. Eine schematische Darstellung der Randbedingungen der Simulationsroutine ist in Abbildung A.2 am Beispiel eines ME1 der Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (VR-ax-FF38-5,5) dargestellt. Aufgrund des hohen Wärmeleitungswiderstands der Grundkörper aus Silikonkautschuk werden die Seitenflächen als adiabatisch behandelt. An der Unterseite der ME1 wird ein konstanter Wärmestrom in Form einer Randbedingung 2. Art angelegt. Der Wertebereich der Wärmestromdichten wurde entsprechend der Spezifikationen des eingesetzten elektrischen Heizers (HAP6947, *Minco*) ausgewählt. An der Oberseite der ME1, auf welcher im Messbetrieb die Sprühnebelkühlung erfolgt, wurde eine Randbedingung 3. Art definiert. Dabei wurde der Wärmeübergangskoeffizient entweder über die gesamte wärmeübertragende Oberfläche konstant gehalten oder örtlich variiert. Zur Bestimmung der Stoffdaten wurden die Modellgleichungen aus Abschnitt E.4 verwendet.

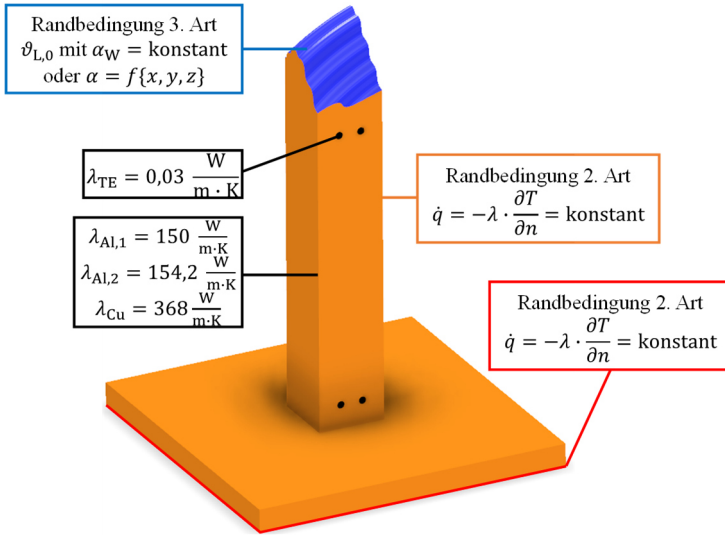


Abbildung A.2: Randbedingungen der Simulationsroutine in *Autodesk CFD* zur Entwicklung des Messkonzepts am Beispiel eines MEL von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (VR-ax-FF38-5,5).

Die Simulationsergebnisse eines beispielhaften Betriebszustands ($\vartheta_{L,0} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$; $\dot{q}_{12} = 75 \text{ kW/m}^2$) sind in Abbildung A.3 für MEL mit ebener, glatter Oberfläche (Kreise) und MEL mit strukturierter Oberfläche (Dreiecke) dargestellt. Die Wärmeübergangskoeffizienten α_{SIM} entsprechen den angelegten Randbedingungen. Die Wärmeübergangskoeffizienten α_W wurden aus den simulierten stationären Temperaturfeldern der MEL mit Gl. (3.5) und (3.6) bestimmt. Mit einer mittleren Abweichung von lediglich 2% wird für alle MEL bei einem für die Sprühnebelkühlung typischen Wärmeübergang von bis zu $25 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$ eine gute Übereinstimmung zwischen den Modellgleichungen und Simulationsergebnissen erzielt.

Eine Steigerung der Wärmeübergangskoeffizienten auf $100 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$ resultiert in einem Anstieg der Abweichungen für die strukturierten MEL von bis zu 725% (für VR-ax-FF38-5,5). Eine Betrachtung des zugehörigen Temperaturfeldes sowie der Wärmestromverteilung auf der wärmeübertragenden Oberfläche (blau in Abbildung A.2) zeigt, dass Querwärmeleitungseffekte ursächlich für den erhöhten Modellfehler sind. Dabei variiert die axiale Distanz von ME2 zur wärmeübertragenden Oberfläche lokal (s. Abbildung A.2), wobei für sehr geringe

Wärmeübergangswiderstände ($1/(A_W \cdot \alpha_W)$) die lokale Variation des Wärmeleitungswiderstandes nicht länger vernachlässigt werden kann. Als Resultat ist das Temperaturfeld oberhalb von ME2 für die strukturierten MEI nicht länger linear, wodurch hohe Fehler in der Extrapolation der Oberflächentemperatur durch das Messkonzept resultieren.

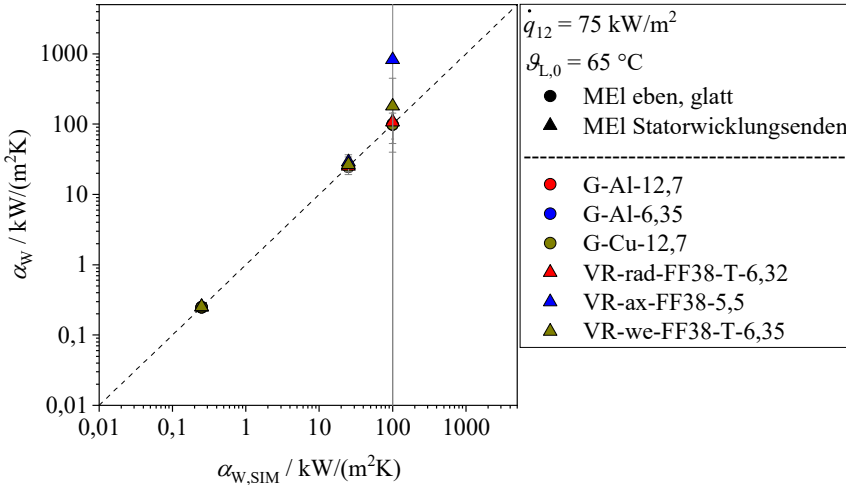


Abbildung A.3: Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten von MEI mit ebener, glatter (Kreise) und strukturierter Oberfläche (Dreiecke) mit den Randbedingungen der Simulationsroutine.

Eine Betrachtung der zugehörigen Messunsicherheit zeigt, dass auch diese mit steigendem Wärmeübergang bzw. sinkender Temperaturdifferenz zwischen der wärmeübertragenden Oberfläche und der Flüssigkeit substantiell ansteigt und für alle Betriebspunkte signifikant größer ist als der zugehörige Modellfehler.

Auf Basis der obigen Simulationsergebnisse ist zusammenzufassen, dass das Messkonzept für den relevanten Wertebereich des Wärmeübergangs präzise Messergebnisse ermöglicht. Messdaten mit sehr hohem Wärmeübergang und Messunsicherheit weisen zugleich einen hohen Modellfehler auf. Vor diesem Hintergrund werden, wie in Abschnitt 5.2 näher erläutert, Messdaten mit einer relativen erweiterten Messunsicherheit größer als 20% sicherheitshalber von der Auswertung ausgeschlossen.

A.4 Abmessungen der Probenkörper

Ebene und glatte Oberfläche

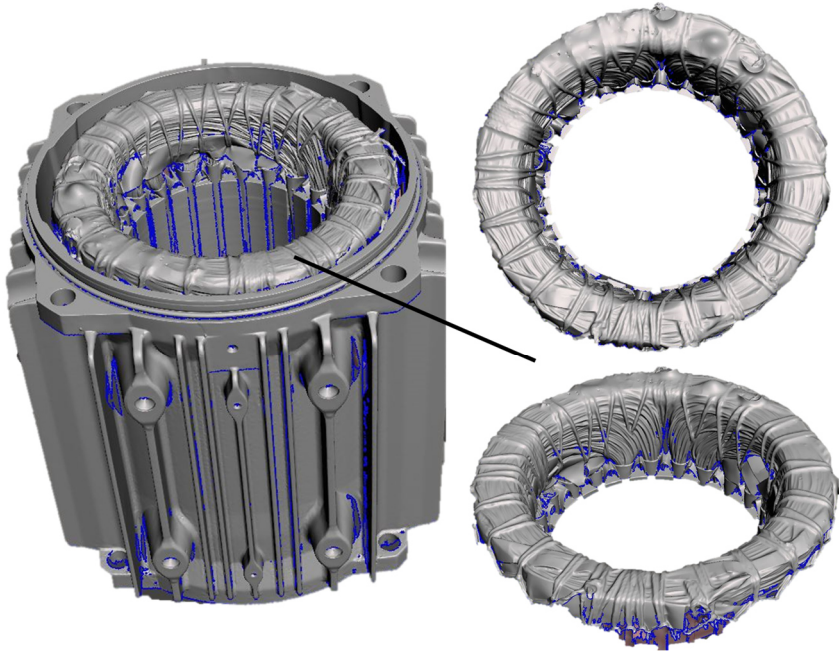
In Tabelle A.2 ist eine Übersicht aller relevanten Geometrieparameter der untersuchten Probenkörper mit ebener, glatter Oberfläche enthalten. Die Geometrieparameter wurden unter Einsatz einer Schieblehre (Absolute AOS Digi-matic 150 mm, *MITUTOYO*) und eines Digitalmikroskops (VHX-7000 N, *KEYENCE*) ermittelt.

Tabelle A.2: Übersicht der Geometrieparameter der Probenkörper mit ebener, glatter Oberfläche.

PK- Name	z_{12} / mm	$z_{2,W}$ / mm	x_{TE} / mm	$b_{2,1}$ / mm	$b_{2,2}$ / mm	A_W / mm ²	R_a / µm
G-Al- 12,7	20,66	1,49	6	12,72	12,75	162,2	28,9
G-Al- 6,35	20,5	1,5	6	6,38	6,37	40,63	5,36
G-Cu- 12,7	20,66	1,43	6	12,66	12,7	160,84	9,45

Statorwicklungsenden

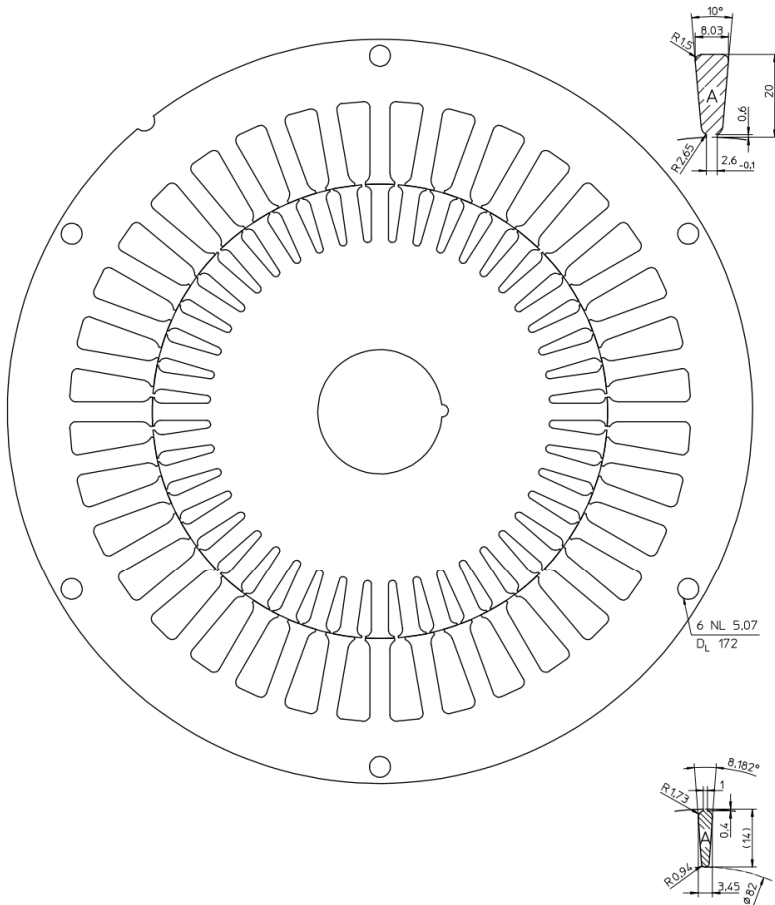
Mit dem Ziel, ein modulares Messkonzept zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs der Öl-Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden zu entwickeln, wurde die Oberfläche eines industriegewickelten Stators mit verteilten Runddrahtwicklungen (24 Nuten) durch einen Oberflächenscanner des Herstellers *GOM* digitalisiert. Eine Darstellung der zugehörigen Stereolithografie-Dateien ist in Abbildung A.4 in Form einer Schrägansicht des Stators einschließlich des Maschinengehäuses (links) und einer Drauf- und Schrägansicht der Statorwicklungsenden (rechts) dargestellt. Die Geometrie der Statorwicklungs-enden diene als Referenz zur Entwicklung der modularen Endringgeometrie. Dabei wurden die Abmessungen des Endrings auf die Maschinengeometrie der generischen elektrischen Maschine mit in Summe 36 Nuten hochskaliert. Eine Schnittansicht des zugehörigen Statorblechpakets ist in Abbildung A.5 enthalten.



Stator mit Maschinengehäuse

Statorwicklungsenden

Abbildung A.4: Oberflächendigitalisierung eines industriegewickelten Stators mit verteilten Runddrahtwicklungen einschließlich Maschinengehäuse (links) und Drauf- und Schrägansicht der Statorwicklungsenden (rechts).



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

SKS 1136		Maße und Varianten				
		D _a	D _i	N	A	b _z
SB 180.03.X00		180 +0.08	110 +0.043	36	125.6	4.8
01	wie Abbildung					
RB 110.04.Y00		d _a		N	A	b _z
d _i		110		44	35.5	4.1
01	30 +0.033 M	02	40 +0.039	03	35 +0.039 M	
Blechdicke SB und RB		0.5				

These lamination drawings are meant for information only. PDF or DXF data will be provided upon request.
 Dies ist eine unverbindliche Schnittzeichnung. PDF oder DXF Daten erhalten Sie auf Anfrage.
 © 2003-2015 Kienle + Spiess GmbH

Abbildung A.5: Schnittansicht des Blechpakets (SKS1136, Kienle + Spiess) der generischen elektrischen Maschine zur Erzeugung der modularen Endringgeometrie aus [146].

In Tabelle A.3 ist eine Übersicht der Geometrieparameter der Probenkörper von glatten Statorwicklungsenden dargestellt. Die angegebenen Werte entsprechen den arithmetischen Mittelwerten aller Probenkörper des jeweiligen Endring-Typs (ER-VR-rad-G-Al-12,7; ER-VR-ax-G-Al-12,7; ER-VR-we-G-Al-12,7). Zur Bestimmung der wärmeübertragenden Bezugsfläche A_W wurde die *Depth from Defocus* Funktion des *KEYENCE* Digitalmikroskops (VHX-7000 N) eingesetzt.

Tabelle A.3: Übersicht der Geometrieparameter der Probenkörper von glatten Statorwicklungsenden.

PK-Name	z_{12} / mm	$\bar{z}_{2,W}$ / mm	x_{TE} / mm	$b_{2,1}$ / mm	$b_{2,2}$ / mm	A_W / mm ²
VR-rad-G- Al-12,7	13	1,61	6	12,67	12,63	160,96
VR-ax-G- Al-12,7	20,5	1,51	6	12,65	12,68	160,47
VR-we-G- Al-12,7	13	1,81	6	12,68	12,65	162,5

In Abbildung A.6 sind die untersuchten Probenkörper mit verteilten Runddrahtwicklungen bei einem elektrischen Füllfaktor von 30% (FF30) einschließlich einer Drauf- und Seitenansicht der zugehörigen Wicklungsenden dargestellt. Der maximale Außen- und minimale Innendurchmesser der Wicklungsenden betragen 180 mm und 130 mm. Die maximale Höhe der Wicklungsenden beträgt 44 mm.

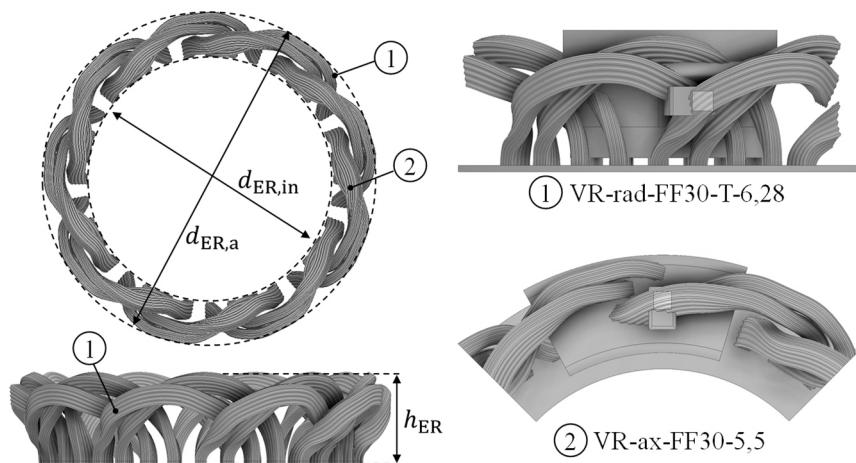


Abbildung A.6: Draufsicht und Seitenansicht der Statorwicklungsenden bei einem elektrischen Füllfaktor der Nuten von 30% (FF30) und Draufsicht von zwei Probenkörpern mit verteilten Runddrahtwicklungen mit radialer und axialer Messposition (rechts).

In Tabelle A.4 ist eine Übersicht der Geometrieparameter der Probenkörper von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen dargestellt. Es wird zwischen Probenkörpern mit einem elektrischen Füllfaktor der Statornuten von 38% (FF38) und 30% (FF30) sowie unterschiedlichen Messpositionen (rad, ax, we) unterschieden.

Tabelle A.4: Übersicht der Geometrieparameter der Probenkörper von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen.

PK-Name	z_{12} / mm	$\bar{z}_{2,W}$ / mm	x_{TE} / mm	$b_{2,1}$ / mm	$b_{2,2}$ / mm	A_W / mm ²
VR-rad-FF38-H-6,17	22,1	2,37	6	6,18	6,17	41,37
VR-rad-FF38-T-6,32	19,2	3,28	6	6,33	6,32	46,24
VR-ax-FF38-5,5	22,5	5,31	5	5,47	5,47	47,62
VR-we-FF38-H-5,78	5,3	3,16	5,5	5,78	5,79	47,18
VR-we-FF38-T-6,35	7,29	4,14	6	6,34	6,36	54,15
VR-rad-FF30-T-6,28	17,91	3,68	6	6,28	6,27	47,77
VR-ax-FF30-5,5	22,54	5,3	5	5,48	5,49	46,95

A.5 Messdatenerfassung

Die Quasistationaritäts-Kriterien jedes Betriebsparameters sind in Tabelle A.5 enthalten.

Tabelle A.5: Grenzwerte der zeitlichen Standardabweichung $\sigma_{s,i}$ für einen quasistationären Messbetrieb der Versuchsanlage.

Betriebsparameter i	Grenzwert der zeitlichen Standardabweichung $\sigma_{s,i}$
Druckverlust über der Düse Δp_D / bar	0,1
Volumenstrom am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$ / l/min	0,025
Flüssigkeitstemperatur am Düsenaustritt $\vartheta_{L,0}$ / °C	0,1
Mittlere Temperaturen der Messebenen ϑ_1, ϑ_2 / °C	0,11

A.6 Bilder des experimentellen Aufbaus

Messumgebungen

In Abbildung A.7 sind Bildaufnahmen der Sprühkammer des Modellfluidkreislaufs während der Dichtigkeitsprüfung mit Wasser dargestellt. Die Schläuche jeder Sprühlanze wurden im Nachgang der Dichtigkeitsprüfung ebenfalls thermisch isoliert (Armaflex AF, *Armacell*).

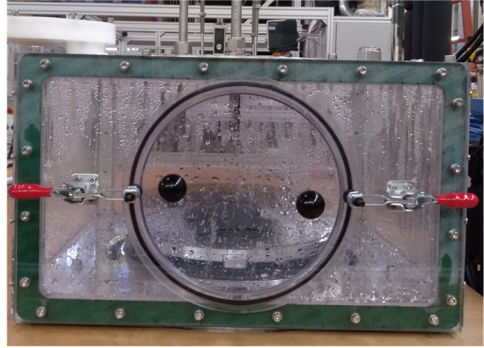
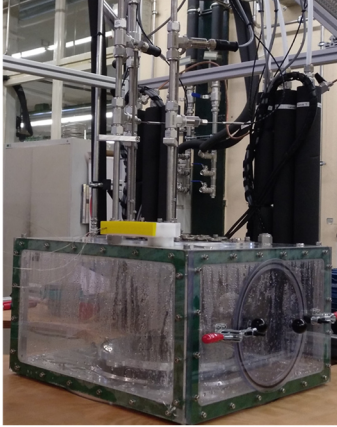


Abbildung A.7: Bildaufnahmen der Sprühkammer des Modellfluidkreislaufs während der Dichtigkeitsprüfung mit Wasser in einer Seitenansicht (links) und einer Frontansicht (rechts).

In Abbildung A.8 ist eine Bildaufnahme des Maschinenprüfstands mit der Antriebsmaschine und der generischen elektrischen Maschine (links) sowie eine Nahaufnahme der generischen elektrischen Maschine (rechts) enthalten.

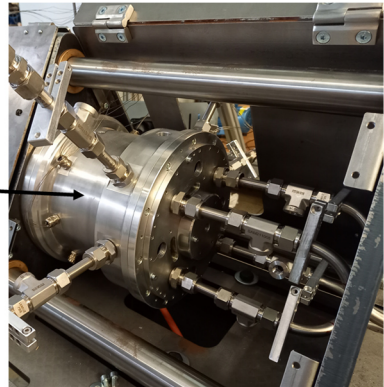
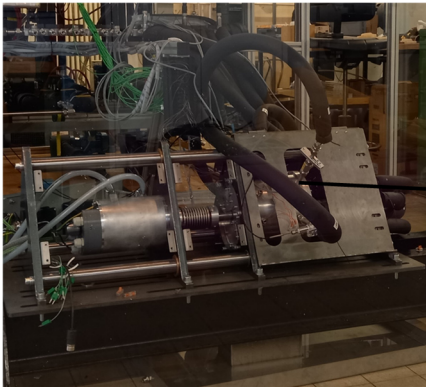


Abbildung A.8: Bildaufnahme des Maschinenprüfstands mit der Antriebsmaschine und der generischen elektrischen Maschine (links) und Nahaufnahme der generischen elektrischen Maschine (rechts).

Probenkörper

In Abbildung A.9 sind Bildaufnahmen der glatten Endringmodule mit radialer (oben), axialer (mittig) und wellenseitiger Messposition (unten) enthalten.

Die einzelnen PK wurden für den Messbetrieb verklebt (401, *LOCTITE*). Die Probenkörper mit wellenseitiger Messposition wurden im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich in der Sprühkammer untersucht. Für die Messergebnisse bei wellenseitiger Flüssigkeitszufuhr innerhalb der generischen elektrischen Maschine wird auf [4,30] verwiesen.

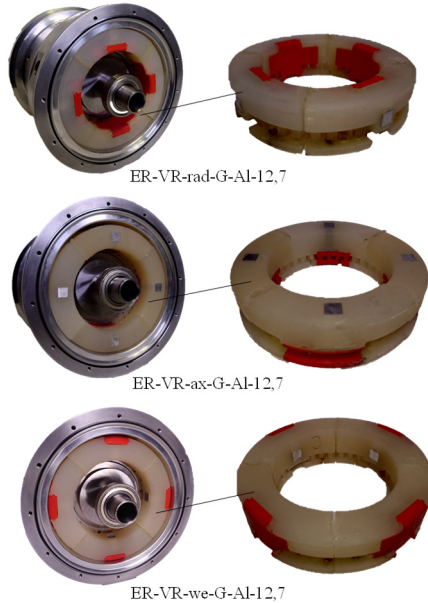


Abbildung A.9: Bildaufnahme der generischen elektrischen Maschine mit den drei unterschiedlichen Endringmodulen glatter Statorwicklungsenden mit radialer Messposition (ER-VR-rad-G-Al-12,7), axialer Messposition (ER-VR-ax-G-Al-12,7) und wellenseitiger Messposition (ER-VR-we-G-Al-12,7).

B Ergänzungen zu Kapitel 4

B.1 Übersicht der Messdaten

In Tabelle B.1 sind die untersuchten Betriebsparameter- und Stoffdatenbereiche jedes Düsenmodells, unterteilt in die Zielgrößen der Zerstäubungstechnik (Zerfallsmodi, primäre Zerfallslänge L_p , optischer Sprühwinkel $\theta_{\text{opt}}(z)$, effektiver Sprühwinkel $\theta_{\text{eff}}(z)$, Volumenstromdichte \dot{v}_L), enthalten.

Tabelle B.1: Übersicht der untersuchten Betriebsparameter- und Stoffdatenbereiche zur Charakterisierung der konischen Sprühstrahlen. Die Parameterbereiche sind der jeweiligen Zielgröße zugewiesen.

Parameter		Zerfalls- modi	L_p	$\theta_{opt}(z)$	$\theta_{eff}(z)$ und \dot{v}_L
Δp_D / bar	Min	0,3	2	1	2,3
	Max	9,1	9	9	9,1
$\dot{V}_{L,0}$ / l/ min	Min	0,1	0,3	0,3	0,3
	Max	1,6	1,6	1,6	0,8
z, z_{MP} / mm	Min	–	–	4,5	25,5
	Max	–	–	127	80,7
Oh_{d_0} / –	Min	0,03	0,03	0,03	0,029
	Max	0,17	0,17	0,17	0,094
η_L / Pa · s	Min	0,0087	0,0087	0,0087	0,0078
	Max	0,046	0,046	0,046	0,025
ρ_L / kg/m ³	Min	1192	1192	816	1188
	Max	1222	1222	1222	1212
σ_L / N/m	Min	0,058	0,058	0,027	0,058
	Max	0,062	0,062	0,062	0,061

B.2 Zerfallsmodi

Messdaten

In Abbildung B.1 sind beispielhaft die Messergebnisse der Zerfallsmodi des Düsenmodells Schlick45-0,5 dargestellt. Die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Sprühstrahlen wurden hierzu in Abhängigkeit von der Ohnesorge- und Reynoldszahl (Oh_{d_0}, Re_{L,d_0}) in den Rahmen-, Perforations- und Wellenbogenzerfall (rot, blau, grün) unterteilt. Die Definition der Reynolds-Zahl ist Gl. (4.2) zu entnehmen. Die angegebenen Werte der Ohnesorge-Zahl entsprechen dem arithmetischen Mittelwert aller Messungen einer Temperaturstufe. Die Auswertung der Zerfallsmodi aller weiteren Düsenmodelle erfolgte analog.

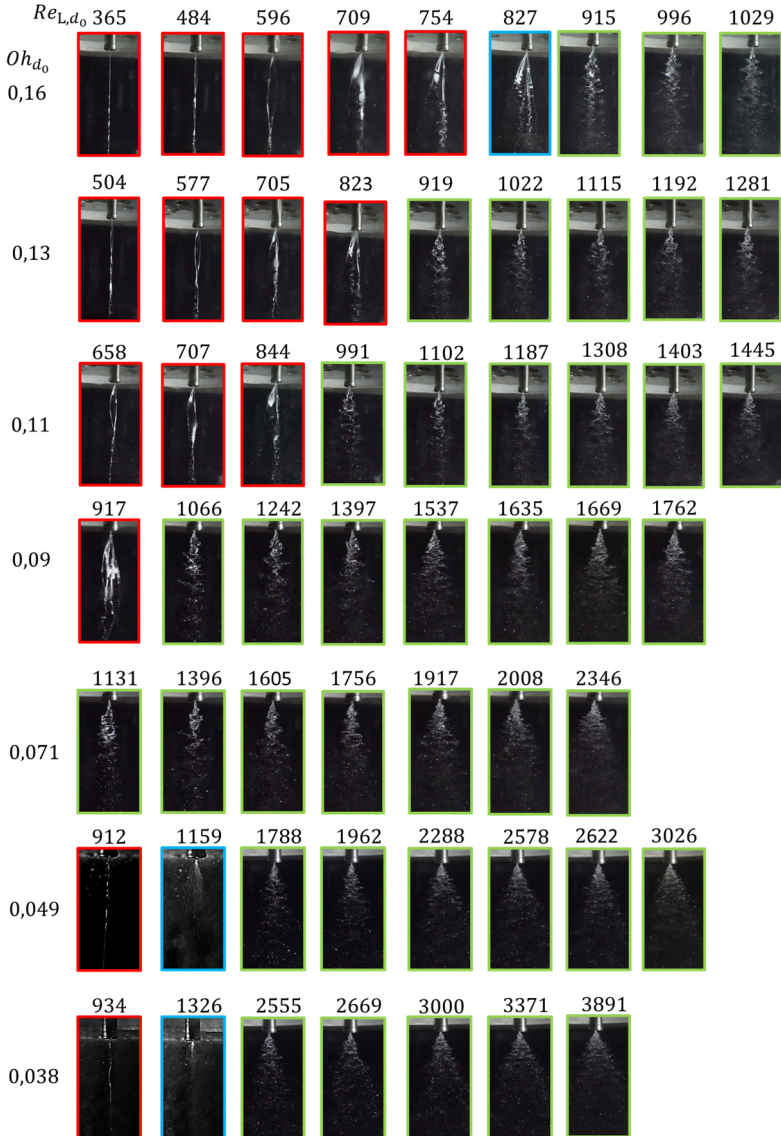


Abbildung B.1: Übersicht der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Düsenmodells Schlick45-0,5 einschließlich der Zuordnung der Zerfallsmodi. Der Rahmen-, Perforations- und Wellenbogenzerfall werden durch die Farben der Bildrahmen (rot, blau, grün) unterschieden.

B.3 Durchflusskoeffizient

Literatur

In Tabelle B.2 ist eine Übersicht unterschiedlicher Modellansätze des Durchflusskoeffizienten C_D für Düsen mit einer konischen Sprühstrahlgeometrie dargestellt. Dabei erfordert das Modell von Jones [38] (s. Gl. (B.3)) die mittlere Gesamtgeschwindigkeit der Flüssigkeit an der Düsenöffnung $\bar{U}_{L,0}$.

Tabelle B.2: Modellansätze des Durchflusskoeffizienten druckzerstäubender Einstoffdüsen mit konischer Sprühstrahlgeometrie.

Quelle	System	Modellgleichungen	
Jain et al. [35]	Vollkegeldüsen / Wasser	$C_D = 1,03 K^{-0,021} \left(\frac{d_{WK}}{d_0}\right)^{0,203} \left(\frac{l_{WK}}{d_0}\right)^{-0,314} \cdot \left(\frac{d_{p,ag,v}}{d_0}\right)^{0,616}$	(B.1)
Rizk, Lefebvre [37]	Hohlkegeldüsen / Kerosin	$C_D = 0,35 \cdot K^{0,5} \left(\frac{d_{WK}}{d_0}\right)^{0,25}$	(B.2)
Jones [38]	Hohlkegeldüsen / unbekannt	$C_D = 0,45 \cdot (Re_{L,d_0})^{-0,02} \left(\frac{l_0}{d_0}\right)^{-0,03} \cdot \left(\frac{l_{WK}}{d_{WK}}\right)^{0,05} K^{0,52} \left(\frac{d_{WK}}{d_0}\right)^{0,23}$ <p style="text-align: center;">mit</p> $Re_{L,d_0} = \frac{\bar{U}_{L,0} \cdot \rho_L \cdot d_0}{\eta_L}$	(B.3)
Balles-ter, Dopazo [36]	Hohlkegeldüsen / Schweröl $d_0 = (0,4 - 1,1)$ mm	$C_D = 1,323 \cdot 10^{-3} K^{0,29} d_0^{-0,82} \Delta p_D^{0,03}$	(B.4)
Balles-ter, Dopazo [36]	Hohlkegeldüsen / Schweröl $d_0 = (0,4 - 0,8)$ mm	$C_D = 1,335 \cdot 10^{-2} K^{0,3} d_0^{-0,41} \Delta p_D^{0,07}$	(B.5)

Zur Bestimmung der mittleren Gesamtgeschwindigkeit ist ein weiterer Parameter, der Geschwindigkeitskoeffizient K_v , erforderlich. Dieser entspricht

gemäß Gl. (B.6) dem Verhältnis aus der mittleren und theoretisch maximalen Gesamtgeschwindigkeit ($\bar{U}_{L,0}$, $U_{L,0,max}$).

$$K_v = \frac{\bar{U}_{L,0}}{U_{L,0,max}} = \frac{\bar{U}_{L,0}}{\sqrt{(2 \cdot \Delta p_D / \rho_L)}} \quad (\text{B.6})$$

Eine Übersicht unterschiedlicher Modellansätze zur Bestimmung des Geschwindigkeitskoeffizienten von Wirbelkammerdüsen ist in [32] enthalten.

Weiterhin wird für das Modell von Jain et al. [35] der äquivalente Durchmesser der vertikalen Portflächen der X-förmigen Wirbelkammereinsätze $d_{P,\ddot{a}q,v}$ benötigt. Die Bestimmung des Durchmessers erfolgt gemäß Gl. (B.7).

$$d_{P,\ddot{a}q,v} = \sqrt{\frac{2 \cdot \sum A_{P,v,i}}{\pi}} \quad (\text{B.7})$$

Messdaten

In Abbildung B.2 ist der Durchflusskoeffizient der untersuchten Vollkegeldüsen in Abhängigkeit von der Düsenkonstante für einen beispielhaften Betriebszustand dargestellt. Zur Isolation des Einflusses der Düsenkonstante werden die Messdaten bei gleichem Druckverlust über der Düse und der gleichen dynamischen Viskosität der Flüssigkeit verglichen. Für alle untersuchten Druck- und Temperaturniveaus ist eine Proportionalität zwischen der Düsenkonstante und dem Düsendurchfluss zu erkennen. Die Steigerung der Düsenkonstante resultiert aus einer Vergrößerung der Durchtrittsflächen der X-förmigen Wirbelkammereinsätze (s. Tabelle A.1), wodurch die Druckverluste durch Querschnittsänderungen reduziert werden.

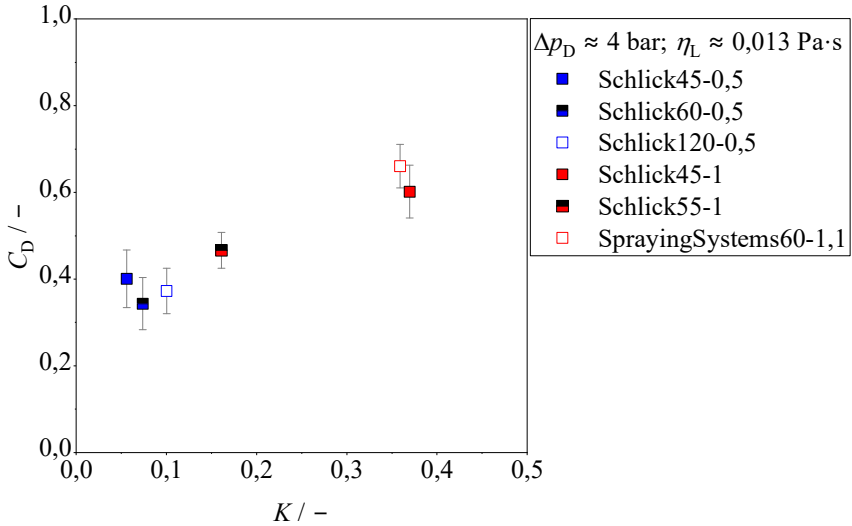


Abbildung B.2: Durchflusskoeffizienten C_D der Vollkegeldüsen in Abhängigkeit von der Düsenkonstante K bei konstanter Temperatur der Flüssigkeit ($\vartheta_{L,0} \approx 76 \text{ }^\circ\text{C}$) und Druckverlust über den Düsen ($\Delta p_D \approx 4 \text{ bar}$).

Abbildung B.3 zeigt für einen beispielhaften Betriebszustand die Durchflusskoeffizienten der Vollkegeldüsen in Abhängigkeit vom Durchmesser der Düsenöffnung. Die Messdaten weisen keinen systematischen Zusammenhang auf. Hierbei variieren die Öffnungsdurchmesser lediglich zwischen 0,93 mm und 1,28 mm und die Düsenkonstante K (s. Abbildung B.2) wird nicht konstant gehalten. Folglich ist davon auszugehen, dass der Einfluss des Öffnungsdurchmessers von anderen Geometrieparametern überlagert wird. Für eine gezielte Untersuchung sind alle weiteren Geometrieparameter der Düsen konstant zu halten.

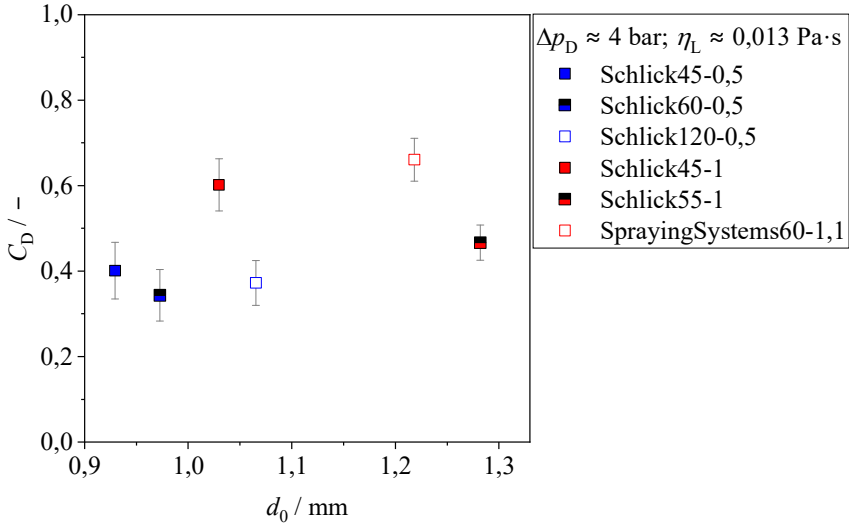


Abbildung B.3: Durchflusskoeffizienten C_D der Vollkegeldüsen in Abhängigkeit vom Durchmesser der Düsenöffnung d_0 bei konstanter Temperatur der Flüssigkeit ($\vartheta_{L,0} \approx 76 \text{ °C}$) und Druckverlust über den Düsen ($\Delta p_D \approx 4 \text{ bar}$).

B.4 Sprühwinkel

Messdaten

In Abbildung B.4 sind die Messdaten des optischen Sprühwinkels $\theta_{\text{opt}}(z)$ in Abhängigkeit vom Durchmesser der Düsenöffnung d_0 für einen beispielhaften Betriebszustand dargestellt. In Übereinstimmung mit der Auswertung des Durchflusskoeffizienten (s. Abschnitt 4.2) ist kein systematischer Zusammenhang zwischen den beiden Größen zu erkennen. Da keine Variation des Öffnungsdurchmessers bei einer ansonsten unveränderten Düsengeometrie durchgeführt wurde, ist davon auszugehen, dass dessen Einfluss durch andere Größen wie die Düsenkonstante K bzw. die Durchtrittsflächen der Wirbelkammereinsätze überlagert wird.

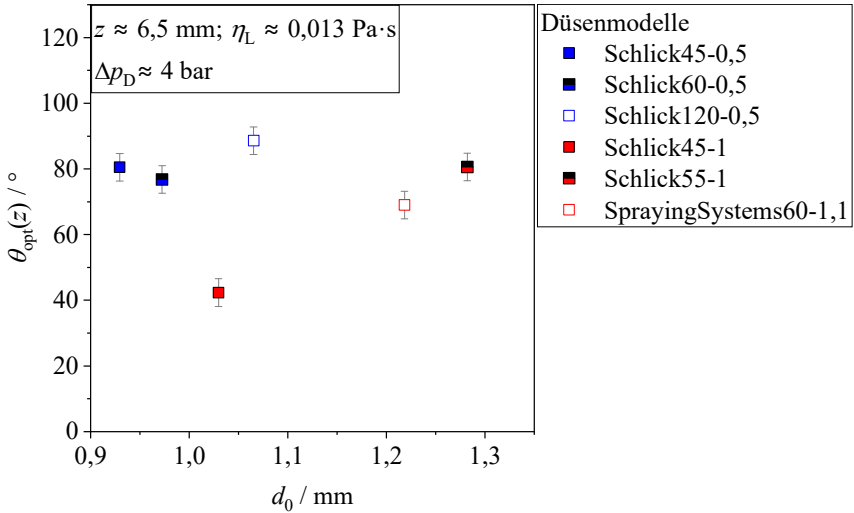


Abbildung B.4: Optischer Sprühwinkel $\theta_{\text{opt}}(z)$ der Vollkegeldüsen in Abhängigkeit vom Durchmesser der Düsenöffnung d_0 bei konstanter Temperatur der Flüssigkeit ($\vartheta_{L,0} \approx 76 \text{ }^\circ\text{C}$) und Druckverlust über den Düsen ($\Delta p_D \approx 4 \text{ bar}$).

In Abbildung 4.9 werden die experimentell ermittelten Querschnittsflächen der Sprühkegel $A_{K,\text{exp}}(z)$ mit den zugehörigen Herstellerangaben $A_{K,H}$ und den modellierten Werten $A_{K,\text{mod}}(z)$ verglichen. Die Berechnung der Querschnittsflächen erfolgt gemäß Gl. (B.8), wobei die Messwerte des optischen Sprühwinkels $\theta_{\text{opt,exp}}(z)$, die Herstellerangaben θ_H (s. Tabelle 3.1) oder die modellierten Sprühwinkel $\theta_{\text{opt,mod}}(z)$ (s. Gl. (4.5)) verwendet werden.

$$A_K = \pi \cdot r_K^2 = \pi \cdot (\tan(\theta/2) \cdot z)^2 \quad (\text{B.8})$$

Modellierung

In Abbildung B.5 ist der Vergleich aller Messdaten des optischen Sprühwinkels $\theta_{\text{opt,exp}}(z)$ mit den Modellen der Literatur (s. Tabelle 2.3) dargestellt. Die geringsten mittleren Abweichungen werden mit dem Modell von Rizk und Lefebvre [66] mit 31%, gefolgt von Ballester und Dopazo [36] mit 80%, Kohnen et al. [69] mit 100% und Jain et al. [35] mit 517% erzielt. Wie bereits in Abschnitt 4.3 erläutert, liefern alle Modelle mit Ausnahme von Rizk und Lefebvre unphysikalische Ergebnisse, wobei der Sprühwinkel Werte nahe 0° oder größer 180° annimmt.

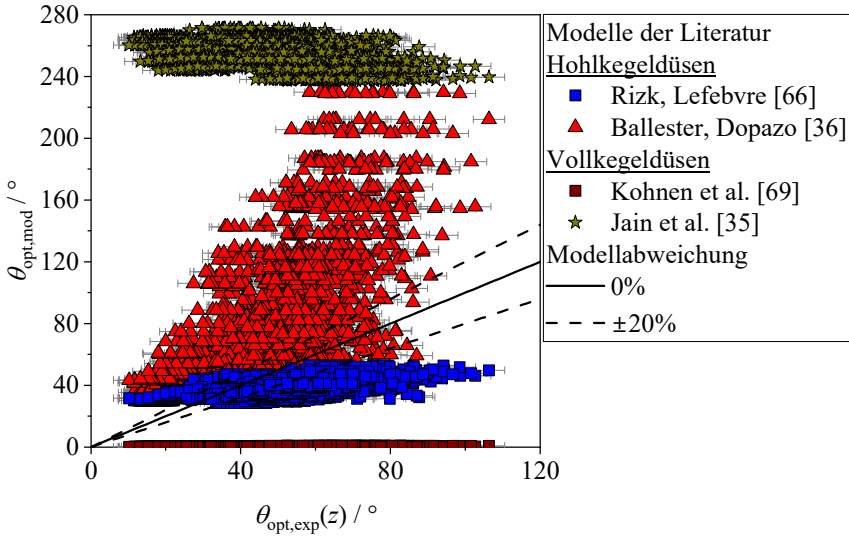


Abbildung B.5: Vergleich der experimentell ermittelten optischen Sprühwinkel $\theta_{\text{opt,exp}}(z)$ mit Modellen der Literatur $\theta_{\text{opt,mod}}$ (s. Tabelle 2.3) für alle untersuchten axialen Distanzen vom Düsenaustritt.

In Abbildung B.6 werden die Messdaten des optischen Sprühwinkels im düsen nahen Bereich ($z < 10 \text{ mm}$) mit dem modifizierten Ansatz aus Gl. (4.4) verglichen. Die mittlere Abweichung für alle untersuchten Düsenmodelle beträgt 12%. Die größte mittlere Abweichung liegt mit 15% für die Schlick120-0,5 Düse vor. In Summe haben 84% der Messdaten Abweichungen kleiner 20%.

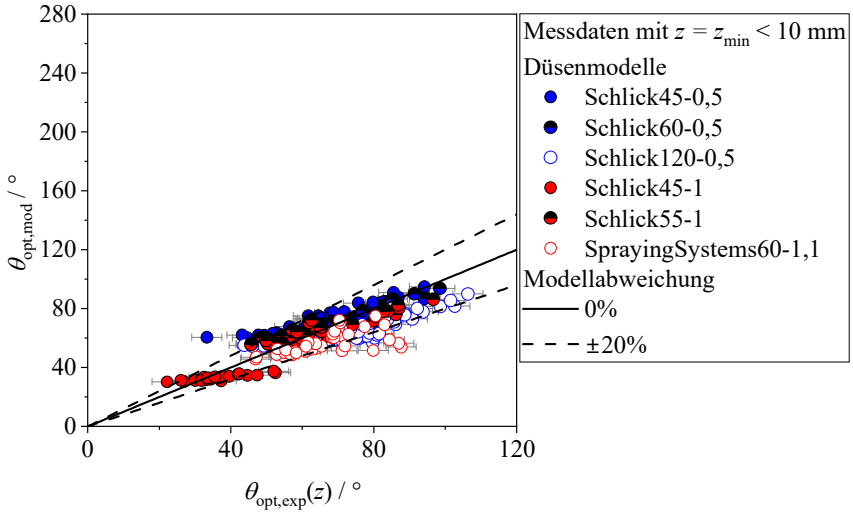


Abbildung B.6: Vergleich der experimentell ermittelten optischen Sprühwinkel im düsenahen Bereich ($z = z_{\min} < 10 \text{ mm}$) mit Gl. (4.4).

B.5 Primäre Zerfallslänge

Modellierung

Für die Entwicklung eines neuen Modells zur Bestimmung der primären Zerfallslänge von Vollkegeldüsen wird die theoretisch maximale radiale Austrittsgeschwindigkeit $v_{L,0,\max}$ nach Gl. (B.9) bestimmt. Die Berechnung basiert auf der Annahme, dass direkt am Düsenaustritt eine Umwandlung der tangentialen in radiale Geschwindigkeitskomponenten erfolgt. Die theoretisch maximale Gesamtgeschwindigkeit $U_{L,0,\max}$ wird gemäß Gl. (B.6) ermittelt.

$$v_{L,0,\max} = U_{L,0,\max} \cdot \sin(\theta_{\text{opt}}(z=0)/2) \quad (\text{B.9})$$

In Abbildung B.7 ist der Vergleich zwischen der experimentell bestimmten primären Zerfallslänge $L_{p,\text{exp}}$ und dem neuen Modellansatz aus Gl. (4.6) dargestellt. Die mittlere Abweichung des Modells beträgt 21%, wobei 89% der Messdaten mit einem absoluten Fehler kleiner 15 mm vorhergesagt werden.

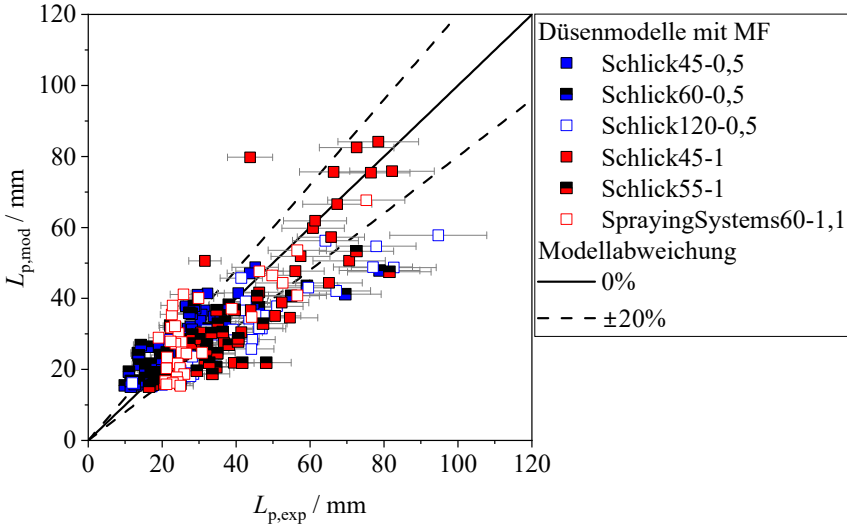


Abbildung B.7: Vergleich der experimentell bestimmten primären Zerfallslängen $L_{p,exp}$ mit dem neuen Modellansatz $L_{p,mod}$ aus Gl. (4.6).

B.6 Geschwindigkeit der Flüssigkeit

Literatur

In Tabelle B.3 ist eine Übersicht unterschiedlicher empirischer Modellansätze der lokalen Volumenstromdichte $\dot{v}_L(x, y)$ in konischen Sprühstrahlen enthalten. Die Modelle wurden für Flachstrahl-, Hohlkegel- und Vollkegeldüsen entwickelt. Die Parameter a_{0-5} sind für jedes Düsenmodell experimentell zu bestimmen.

Tabelle B.3: Empirische Modellansätze zur Bestimmung der Volumenstromdichte \dot{v}_L in konischen Sprühstrahlen.

Quelle	System	Modellgleichungen
Mudawar, Deiters [74,147]	Flachstrahl-, Hohlkegel-, Vollkegeldüsen / Wasser	$\dot{v}_L(x, y) = a_0 \cdot \exp\left(a_1 \cdot \frac{x}{m} + a_2 \cdot \frac{y}{m} + a_3 \cdot \frac{x^2}{m^2} + a_4 \cdot \frac{xy}{m^2} + a_5 \cdot \frac{y^2}{m^2}\right) \cdot \frac{m}{s}$ (B.10)

Hall, Mudawar [75]	Flachstrahl- düsen / Was- ser	$\dot{v}_L(x, y) = \dot{v}_L(0, 0) \cdot \exp\left(a_1 \cdot \frac{x^2}{m^2} + a_2 \cdot \frac{y^2}{m^2}\right) \cdot \frac{m}{s}$	(B.11)
--------------------------	-------------------------------------	--	--------

Modellierung

Im Zuge von Abschnitt 4.5 wird das Modell zur Bestimmung der lokalen Volumenstromdichte $\dot{v}_L(r)$ in konischen Sprühstrahlen von Estes und Mudawar [73] aus Gl. (2.21) mit den Messdaten dieser Arbeit verglichen. Das Modell beschreibt die lokale Volumenstromdichte auf einem Kreis im Sprühkegel mit Radius r . Bei den Messdaten des mechanischen Patternators hingegen handelt es sich aufgrund dessen räumlicher Diskretisierung nicht um lokale Werte der Volumenstromdichte, sondern um die mittlere Volumenstromdichte innerhalb der jeweiligen Patternatorkammer. Um einen Vergleich zwischen den modellierten und gemessenen Werten zu ermöglichen, werden gemäß Gl. (B.12) die diskreten Modellwerte der Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,\text{mod}}(\bar{r}_i)$ bestimmt.

$$\dot{v}_{L,\text{mod}}(\bar{r}_i) = \frac{2}{(r_{i,a}^2 - r_{i-1,a}^2)} \cdot \int_{r_{i-1,a}}^{r_{i,a}} \dot{v}_L(r) r dr \quad (\text{B.12})$$

In Abbildung B.8 ist die absolute prozentuale Abweichung zwischen den diskreten Modellwerten von Estes und Mudawar [73] aus Gl. (B.12) und den Messdaten der lokalen Volumenstromdichte $\dot{v}_L(\bar{r}_i)$ für alle Düsenmodelle mit einem Nenndurchsatz von 0,5 l/min dargestellt. Als Bezugsradius der Messdaten wird der jeweilige mittlere Radius der Patternatorabschnitte \bar{r}_i verwendet. Zur Modellierung der Volumenstromdichte wird der optische Sprühwinkel am Düsenaustritt $\theta_{\text{opt}}(z = 0)$ (Abbildung B.8, links) und der optische Sprühwinkel unter Berücksichtigung von Lufteintrag $\theta_{\text{opt}}(z_{\text{MP}})$ (Abbildung B.8, rechts) verwendet. Die mittlere Abweichung aller Messdaten beträgt 186% unter Vernachlässigung von Lufteintrag und 43% unter Berücksichtigung von Lufteintrag.

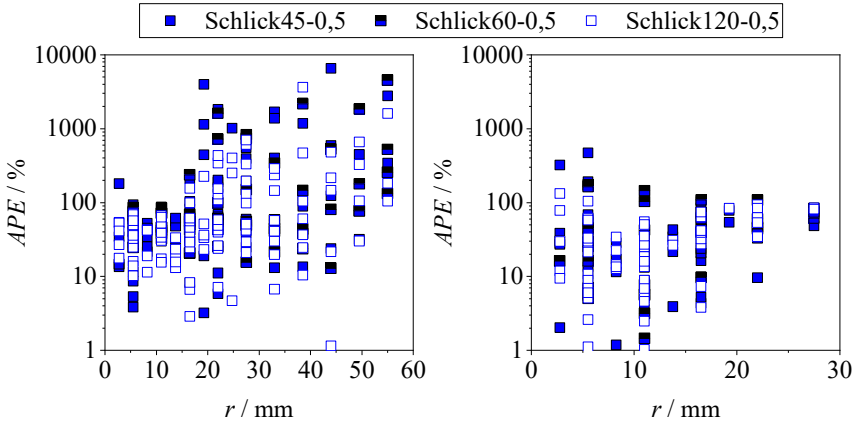


Abbildung B.8: Absolute prozentuale Abweichung APE zwischen den Messdaten der lokalen Volumenstromdichte $\dot{v}_t(\vec{r}_i)$ und den Modellwerten aus Gl. (B.12) unter Verwendung des optischen Sprühwinkels am Düsenaustritt $\theta_{\text{opt}}(z=0)$ (links) und des Sprühwinkels $\theta_{\text{opt}}(z_{\text{MP}})$ (rechts).

C Ergänzungen zu Kapitel 5

C.1 Übersicht der Messdaten

Probenkörper - ebene und glatte Oberfläche

In Abbildung C.1 ist eine Übersicht der Anzahl an Messpunkten des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen abhängig vom verwendeten Düsenmodell dargestellt. In Summe wurden 1349 unterschiedliche Messungen durchgeführt, wobei zwischen Messungen unter Einsatz des MF (ausgefüllte Balken) und des ATF VI (schraffierter Balken) als Kühlflüssigkeit unterschieden wird. Weiterhin liegen unterschiedliche Düsenkonfigurationen mit zentrischer und azentrischer Ausrichtung (blau, rot) sowie einem Mehrdüsenbetrieb (gelb) vor. Angesichts der Vielzahl unterschiedlicher Einflussgrößen auf den konvektiven Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung ist die Mehrheit der Messungen auf das Düsenmodell Schlick45-0,5 beschränkt. Alle weiteren Messungen mit anderen Düsenmodellen und Düsenkonfigurationen dienen primär zur Verifikation der Übertragbarkeit der Messergebnisse.

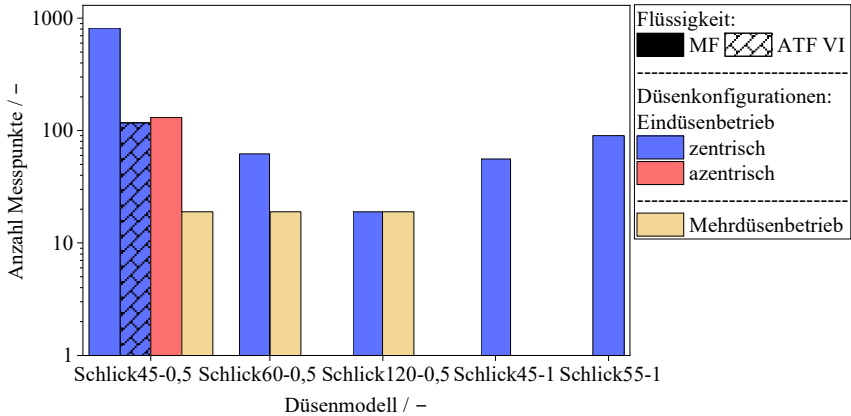


Abbildung C.1: Anzahl der Messpunkte des lokalen Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen in Abhängigkeit vom verwendeten Düsenmodell. Die zugehörigen Wertebereiche der Betriebsparameter sind im Anhang Tabelle C.1 enthalten.

Eine Übersicht aller untersuchten Betriebsparameter- und Stoffdatenbereiche zur Charakterisierung des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen ist für jedes Düsenmodell in Tabelle C.1 enthalten. Die Stoffdatenbereiche sind dimensionslos in Form der Prandtl- und Ohnesorge-Zahl dargestellt.

Tabelle C.1: Übersicht der untersuchten Betriebsparameter und Stoffdaten zur Charakterisierung des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen. Die Parameterbereiche sind dem jeweiligen Düsenmodell zugewiesen.

Parameter		Schlick	Schlick	Schlick	Schlick	Schlick
		45-0,5	60-0,5	120-0,5	45-1	55-1
z_W / mm	Min	2	2,8	20	2,8	2,8
	Max	100,5	100,3	110	100,3	100,3
$\dot{V}_{L,0}$ / l/min	Min	0,1	0,3	0,47	0,5	0,44
	Max	0,82	0,52	0,48	1,13	1,03
Δp_D / bar	Min	1,3	2,5	3	2,3	1,9
	Max	9,8	7,1	3,1	9	5,6
$\theta_{opt}(z_W)$ / °	Min	27	29	31	14	27
	Max	102	76	66	34	69
n_D / -	Min	1	1	1	1	1
	Max	3	3	3	1	1
Pr_L / -	Min	90	143	90	142	147

	Max	340	150	91	149	149
$Oh_{d_0} / -$	Min	0,041	0,064	0,039	0,062	0,057
	Max	0,154	0,067	0,039	0,065	0,058

Probenkörper - Statorwicklungsenden

In Abbildung C.2 ist eine Übersicht der Anzahl an Messpunkten des konvektiven Wärmeübergangs auf glatten und strukturierten Statorwicklungsenden in Abhängigkeit vom verwendeten Probenkörper dargestellt. In Summe wurden 871 unterschiedliche Messungen mit zehn unterschiedlichen Probenkörpern durchgeführt. Es wird zwischen Probenkörpern mit radialer, axialer und wellenseitiger Messposition (rad, ax, we) sowie unterschiedlichen Positionen der MEI in Richtung des Blechpakets (T) und des Lagerschildes (H) unterschieden. Mit dem Hauptfokus, den Geometrieinfluss der Wicklungsenden zu quantifizieren, wird in allen Messungen das Düsenmodell Schlick45-0,5 verwendet. Für eine Übersicht der zugehörigen Betriebsparameter wird auf Tabelle C.2 und Tabelle C.3 verwiesen.

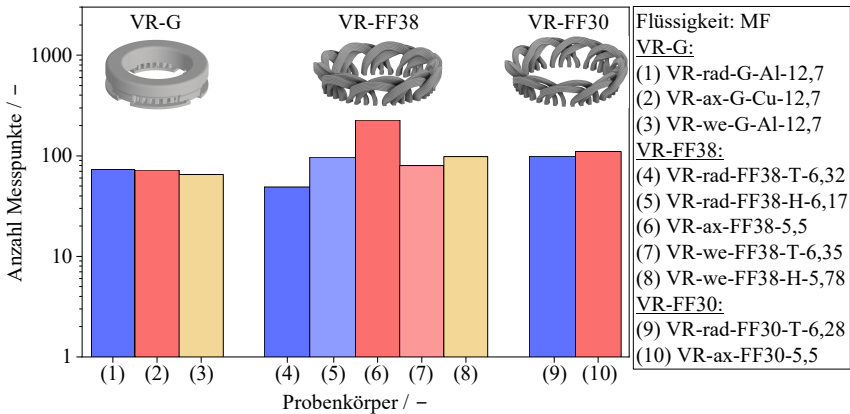


Abbildung C.2: Anzahl der Messpunkte des lokalen Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten und strukturierten Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen in Abhängigkeit vom verwendeten Probenkörper. Die zugehörigen Wertebereiche der Betriebsparameter sind im Anhang Tabelle C.2 und Tabelle C.3 enthalten.

In Tabelle C.2 und Tabelle C.3 ist eine Übersicht aller untersuchten Betriebsparameter- und Stoffdatenbereiche zur Charakterisierung des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen enthalten. Die Stoffdatenbereiche sind dimensionslos

in Form der Prandtl- und Ohnesorge-Zahl dargestellt. Mit dem Ziel, den Geometrieinfluss der Wicklungsenden zu bestimmen, wird in allen Messungen das Düsenmodell Schlick45-0,5 verwendet.

Tabelle C.2: Teil eins der Übersicht der untersuchten Betriebsparameter und Stoffdaten zur Charakterisierung des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden. Die Parameterbereiche sind dem jeweiligen Probenkörper zugewiesen.

Parameter		VR- rad-G- Al-12,7	VR-ax- G-Cu- 12,7	VR-we- G-Al- 12,7	VR- rad- FF38- T-6,32	VR- rad- FF38- H-6,17
z_W / mm	Min	1,9	2,8	5,2	6	3
	Max	103,4	100,3	100,2	100	100
$\dot{V}_{L,0} / \text{l/min}$	Min	0,35	0,35	0,35	0,3	0,3
	Max	0,51	0,52	0,51	0,61	0,61
$\Delta p_D / \text{bar}$	Min	3,2	3,3	3,3	2,3	1,9
	Max	6,8	7,5	7,5	8	8,2
$\theta_{\text{opt}}(z_W) / ^\circ$	Min	30	30	30	29	29
	Max	84	84	84	86	80
$n_D / -$	Min	1	1	1	1	1
	Max	1	1	1	1	1
$Pr_L / -$	Min	106	108	106	92	100
	Max	178	179	176	214	222
$Oh_{d_0} / -$	Min	0,05	0,05	0,05	0,043	0,046
	Max	0,082	0,083	0,081	0,098	0,102

Tabelle C.3: Teil zwei der Übersicht der untersuchten Betriebsparameter und Stoffdaten zur Charakterisierung des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden. Die Parameterbereiche sind dem jeweiligen Probenkörper zugewiesen.

Parameter		VR-ax- FF38- 5,5	VR-we- FF38- T-6,35	VR-we- FF38- H-5,78	VR- rad- FF30- T-6,28	VR-ax- FF30- 5,5
z_W / mm	Min	8	10	8	8	8
	Max	100	100	100	100	100
$\dot{V}_{L,0} / \text{l/min}$	Min	0,32	0,3	0,31	0,31	0,3
	Max	0,65	0,61	0,66	0,72	0,71

$\Delta p_D / \text{bar}$	Min	2,5	2	2,2	2,1	2,2
	Max	8,1	8	8,9	9,8	9,2
$\theta_{\text{opt}}(z_W) / ^\circ$	Min	29	30	31	29	28
	Max	85	79	89	89	89
$n_D / -$	Min	1	1	1	1	1
	Max	1	1	1	1	1
$Pr_L / -$	Min	103	93	93	97	94
	Max	257	219	222	240	229
$Oh_{d_0} / -$	Min	0,047	0,043	0,043	0,045	0,043
	Max	0,12	0,1	0,1	0,109	0,105

C.2 Mehrdüsenbetrieb

Flüssigkeitsverteilung

Mit den Fertigungstoleranzen der untersuchten Düsen wird auch das Durchflussverhalten (Düsenkennlinie) innerhalb eines Düsenmodells beeinflusst. Im Fall eines Mehrdüsenbetriebs können Abweichungen zwischen dem Durchflussverhalten baugleicher Düsen zu einer ungleichmäßigen Flüssigkeitsverteilung führen, da aufgrund der Parallelschaltung der hydraulischen Widerstände der Zuleitungen zwischen dem Flüssigkeitsverteiler und dem Düsenaustritt (s. Abbildung 3.1) der gleiche Druckverlust vorliegt. Vor diesem Hintergrund wird das in Abschnitt 4.2 entwickelte Modell des Durchflusskoeffizienten C_D verwendet, um die Beeinflussung der Düsenkennlinie eines Düsenmodells durch Fertigungstoleranzen zu quantifizieren. Diesbezüglich werden in Abbildung C.3 die Messdaten eines Eindüsenbetriebs in Form des Volumenstroms am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$ in Abhängigkeit vom Druckverlust über der Düse Δp_D dargestellt. Es werden drei Düsen des Düsenmodells Schlick45-0,5 verglichen. Die Messergebnisse sind als ausgefüllte Symbole und die Modellergebnisse als leere Symbole enthalten. Die modellierten Werte werden aus dem Durchflusskoeffizienten (s. Gl. (4.3)) bestimmt. Die mittlere Abweichung zwischen den Messergebnissen und Modellwerten beträgt 6%, wobei jegliche Modellwerte innerhalb der erweiterten Messunsicherheit liegen. Folglich bestätigen die Messergebnisse einerseits, dass der neuentwickelte Modellansatz des Durchflusskoeffizienten problemlos auf unterschiedliche Düsen eines Modells übertragbar ist, und andererseits der Einfluss von Fertigungstoleranzen auf das Durchflussverhalten gegenüber der erweiterten Messunsicherheit vernachlässigbar ist. Die Ergebnisse

sind somit ein erster Indikator, dass von einer homogenen Flüssigkeitsverteilung im Mehrdüsenbetrieb ausgegangen werden kann.

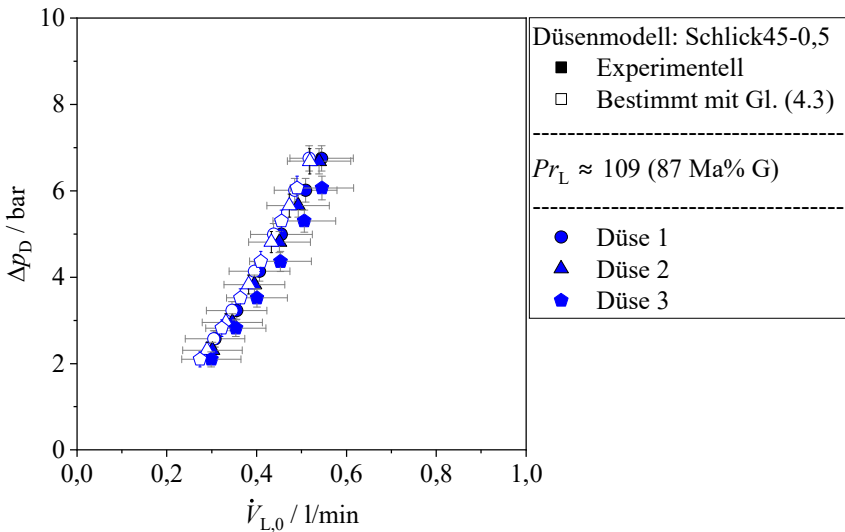


Abbildung C.3: Vergleich der Messdaten des Druckverlusts über der Düse Δp_D in Abhängigkeit vom Volumenstrom am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$ für drei unterschiedliche Düsen (1 – 3) des Düsenmodells Schlick45-0,5 mit den modellierten Werten unter Verwendung von Gl. (4.3).

Zur weiteren Überprüfung der Flüssigkeitsverteilung werden in Abbildung C.4 die Messdaten des Volumenstroms am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0,exp}$ für einen Mehrdüsenbetrieb (drei bis vier Düsen) mit den zugehörigen Modellergebnissen $\dot{V}_{L,0,mod}$ (s. Gl. (4.3)) verglichen. Die Messergebnisse der Sprühkammer sind in blau und die Messergebnisse der generischen elektrischen Maschine in rot dargestellt. Für die Bestimmung der experimentellen Werte mit Gl. (C.1) wird von einer homogenen Verteilung des Gesamtvolumenstroms \dot{V}_L auf die Düsen ausgegangen. Die Darstellung ermöglicht somit eine Quantifizierung der Flüssigkeitsverteilung, da das Modell des Durchflusskoeffizienten aus Gl. (4.3) für den Eindüsenbetrieb entwickelt wurde. Mit einer mittleren Abweichung von 7% und einer maximalen Abweichung von 11% wird unter Berücksichtigung der Modellgenauigkeit (s. Abschnitt 4.2) eine sehr gute Übereinstimmung erzielt. Die geringen Abweichungen sind somit ein weiterer Indikator für eine homogene Flüssigkeitsverteilung.

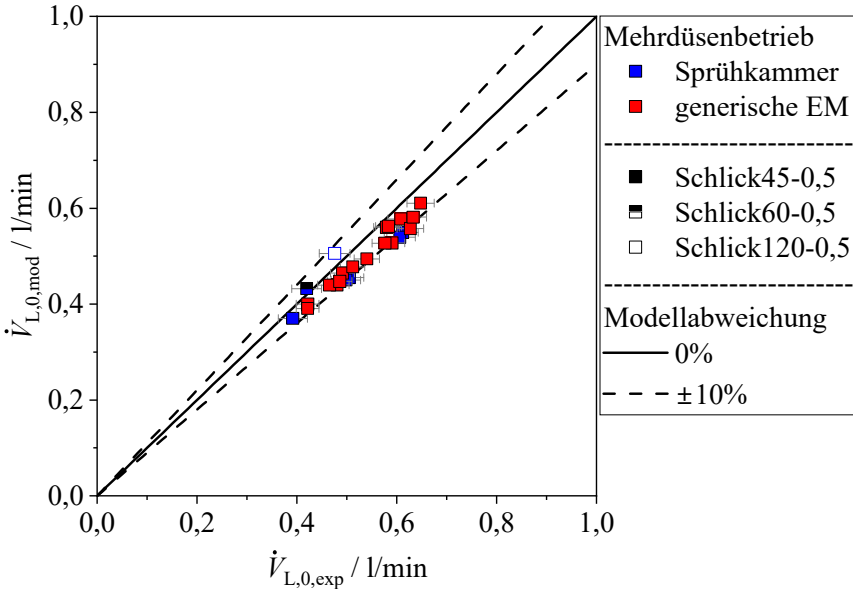


Abbildung C.4: Vergleich des Volumenstroms am Düsenaustritt $\dot{V}_{L,0}$ im Mehrdüsenbetrieb (drei bis vier Düsen) unter Annahme einer homogenen Flüssigkeitsverteilung (s. Gl. (C.1)) mit den zugehörigen Modellergebnissen $\dot{V}_{L,0,mod}$ unter Verwendung von Gl. (4.3).

$$\dot{V}_{L,0,exp} = \frac{\dot{V}_L}{n_D} \quad (C.1)$$

Gemäß den obigen Ergebnissen des Eindüsen- (Abbildung C.3) und Mehrdüsenbetriebs (Abbildung C.4) wird für jegliche Messungen innerhalb der Sprühkammer und der generischen elektrischen Maschine von einer homogenen Flüssigkeitsverteilung gemäß Gl. (C.1) ausgegangen.

Wärmeübergang

Die Messergebnisse des Mehrdüsenbetriebs (drei Düsen) innerhalb der Sprühkammer mit einem ebenen, glatten Probenkörper (G-Al-12,7) sind in Abbildung C.5 und Abbildung C.6 für die Düsenmodelle Schlick45-0,5 und Schlick60-0,5 dargestellt. Für die Interpretation der Messdaten wird auf Abschnitt 5.1.3 verwiesen.

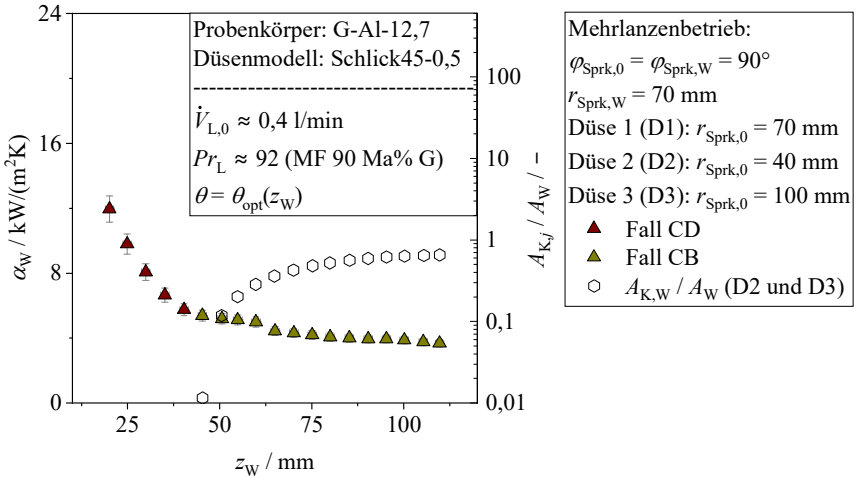


Abbildung C.5: Messdaten des Mehrdüsenbetriebs unter Verwendung des Düsenmodells Schlick45-0,5 mit Fall CD in braun und Fall CB in gelb.

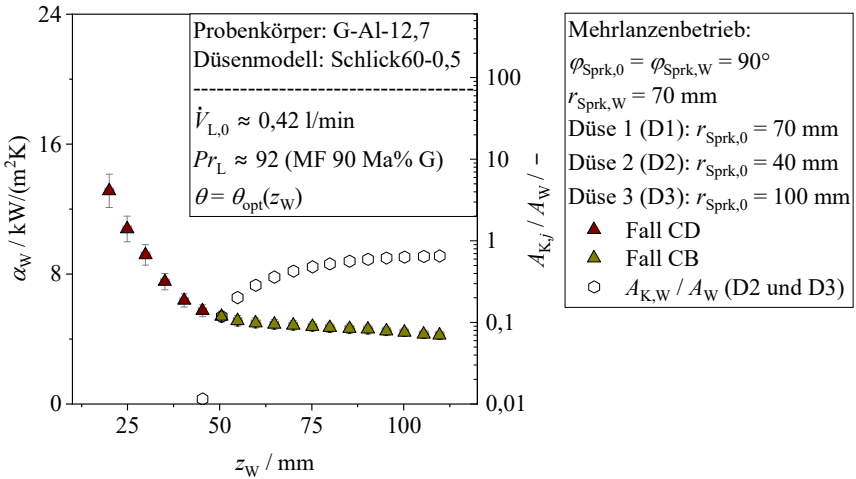


Abbildung C.6: Messdaten des Mehrdüsenbetriebs unter Verwendung des Düsenmodells Schlick60-0,5 mit Fall CD in braun und Fall CB in gelb.

C.3 Einfluss der Oberflächenstruktur

Bestimmung konkaver Aufprallfläche

Die Vorgehensweise zur Bestimmung der Aufprallfläche auf der wärmeübertragenden Oberfläche $A_{K,W}$ für Probenkörper von Statorwicklungsenden mit wellenseitiger Messposition unterscheidet sich nur geringfügig von Probenkörpern mit radialer Messposition aus Abschnitt 5.2.2. Die Bestimmung der Aufprallfläche erfolgt dabei durch Gl. (C.2), wobei die Nebenbedingungen für eine konkave Oberflächenkrümmung definiert sind. Gemäß der 1. NB muss der Radius $r_{0,W}$ stets innerhalb der Sprühstrahlen liegen. Der Radius der Sprühstrahlen $r_K(\varphi_{\text{Sprk}})$ wird mit Gl. (C.3) bestimmt. Weiterhin können Flächenelemente des Probenkörpers, die um mehr als $\pi/2$ zur Düsenachse rotiert sind, nicht direkt von Flüssigkeit getroffen werden (2. NB).

$$A_{K,W} = \int_{\Omega - \arcsin\left(\frac{b_{2,1}}{2 \cdot r_{\text{Sprk},W}}\right)}^{\Omega + \arcsin\left(\frac{b_{2,1}}{2 \cdot r_{\text{Sprk},W}}\right)} \int_{z_{\text{Sprk},W} - b_{2,2}/2}^{z_{\text{Sprk},W} + b_{2,2}/2} r_{\text{Sprk},W} d\varphi_{\text{Sprk}} dz_{\text{Sprk}} \quad (\text{C.2})$$

wenn 1. NB $r_{0,W} \leq r_K(\varphi_{\text{Sprk}})$ und

2. NB $z_W + r_{\text{Sprk},W}(\cos(\varphi_{\text{Sprk}}) - 1) \geq 0$

$$r_K(\varphi_{\text{Sprk}}) = \left(z_W + r_{\text{Sprk},W} \cdot (\cos(\varphi_{\text{Sprk}}) - 1) \right) \cdot \tan(\theta_{\text{opt}}(z_W)/2) \quad (\text{C.3})$$

Ergänzende Darstellungen

Im Folgenden werden zusätzliche Darstellungen für die Auswertung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungen (s. Abschnitt 5.2.2) präsentiert. Diesbezüglich werden für jegliche Messdaten die zugehörigen Probenkörper sowie die maximalen und minimalen Sprühkegelquerschnittsflächen beim Sprühstrahlaufprall (bei Düsendistanz z_W) dargestellt. Alle Abbildungen sind maßstabsgetreu, wobei zur Bestimmung des Sprühkegelquerschnitts der optische Sprühwinkel $\theta_{\text{opt}}(z_W)$ aus Gl. (4.5) verwendet wird.

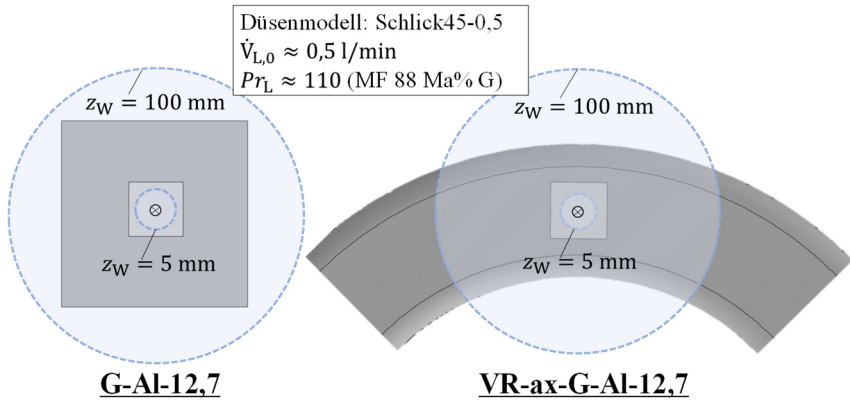


Abbildung C.7: Darstellung der Sprühnebelkühlung eines ebenen, glatten Probenkörpers (links) und eines Probenkörpers glatter Statorwicklungsenden mit axialer Messposition (rechts). Die kreisförmigen Querschnitte der Sprühstrahlen für die minimale (5 mm) und maximale Düsendistanz (100 mm) sind in blau dargestellt. Die zugehörigen Messdaten des Wärmeübergangs sind in Abbildung 5.16 enthalten.

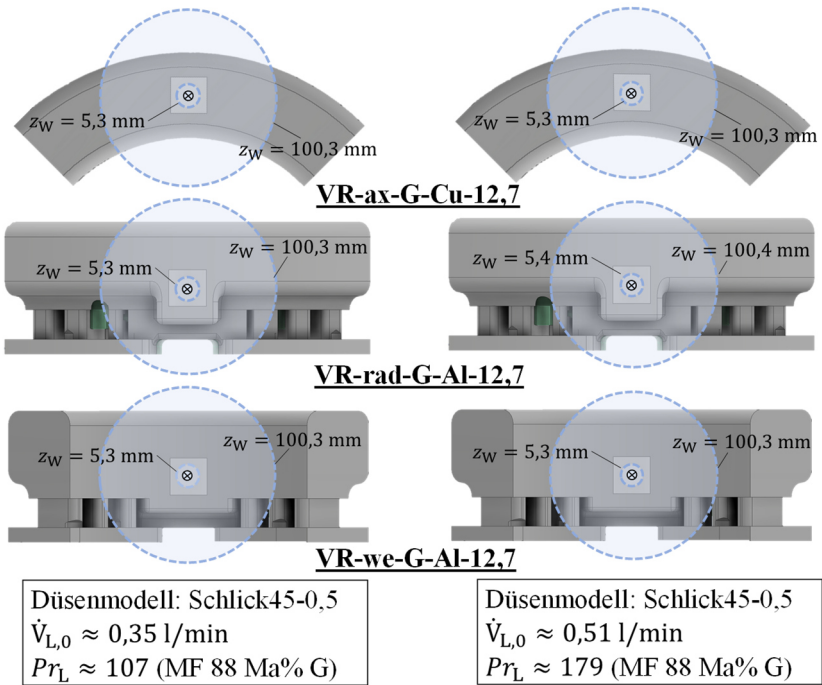


Abbildung C.8: Darstellung der Sprühnebelkühlung von drei Probenkörpern glatter Statorwicklungs-
enden mit axialer, radialer und wellenseitiger Messposition (oben, mittig, unten). Die kreisförmigen
Querschnitte der Sprühstrahlen für die minimale und maximale Düsendistanz sind in blau dargestellt.
Die zugehörigen Messdaten des Wärmeübergangs sind in Abbildung 5.17 enthalten.

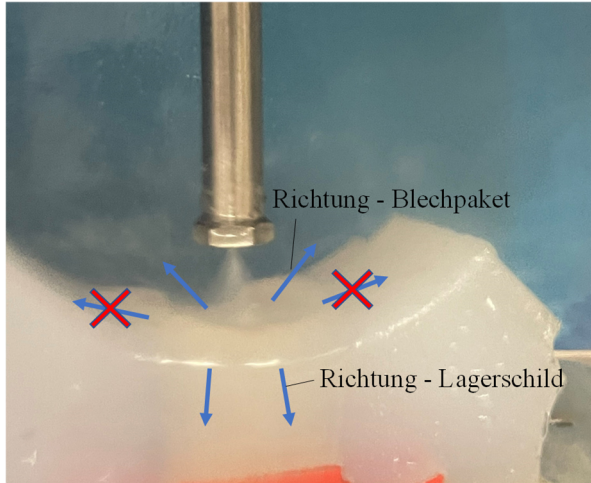


Abbildung C.9: Bildaufnahme der Sprühnebelkühlung glatter Statorwicklungsenden mit wellenseitiger Messposition (VR-we-G-Al-12,7). Die Bewegung der Flüssigkeit im Aufprallbereich ist durch blaue Pfeile hervorgehoben.

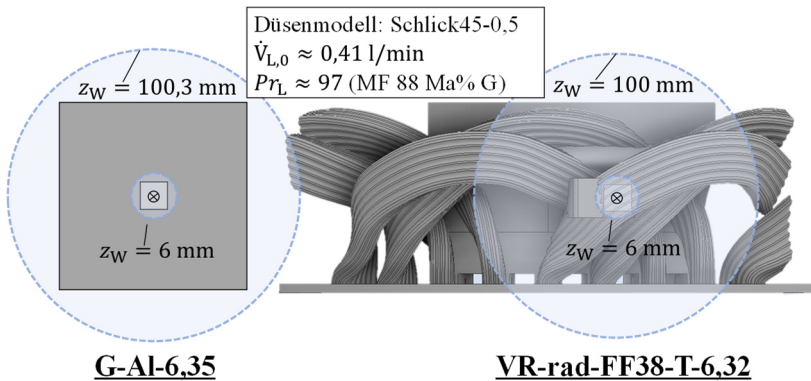


Abbildung C.10: Darstellung der Sprühnebelkühlung eines ebenen, glatten Probenkörpers (links) und eines Probenkörpers mit verteilten Runddrahtwicklungen mit radialer Messposition (rechts). Die kreisförmigen Querschnitte der Sprühstrahlen für die minimale (6 mm) und maximale Düsendistanz (100 mm) sind in blau dargestellt. Die zugehörigen Messdaten des Wärmeübergangs sind in Abbildung 5.18 enthalten.

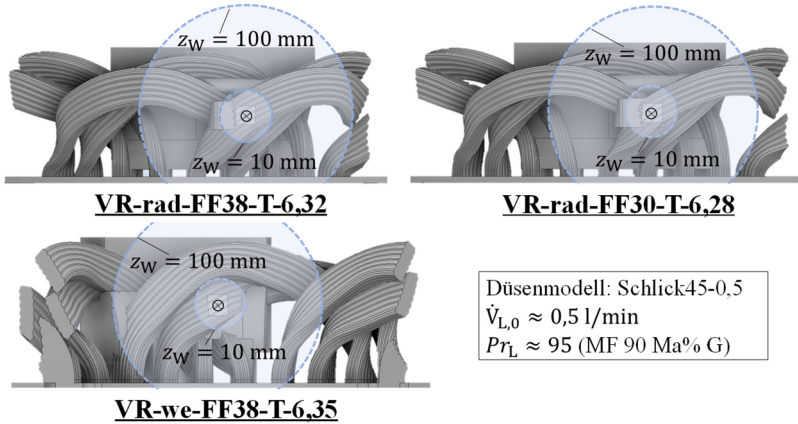


Abbildung C.11: Darstellung der Sprühnebelkühlung von drei Probenkörpern mit verteilten Runddrahtwicklungen mit radialer Messposition (oben) und wellenseitiger Messposition (unten). Die kreisförmigen Querschnitte der Sprühstrahlen für die minimale (10 mm) und maximale Düsendistanz (100 mm) sind in blau dargestellt. Die zugehörigen Messdaten des Wärmeübergangs sind in Abbildung 5.19 enthalten.

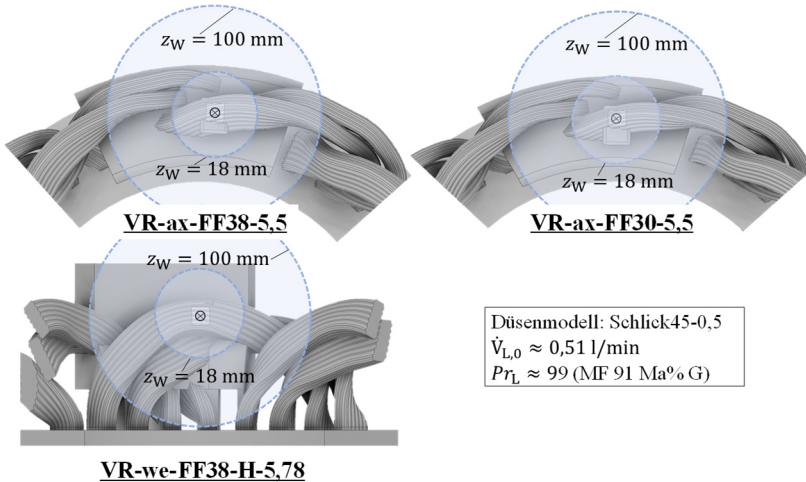


Abbildung C.12: Darstellung der Sprühnebelkühlung von drei Probenkörpern mit verteilten Runddrahtwicklungen mit axialer Messposition (oben) und wellenseitiger Messposition (unten). Die kreisförmigen Querschnitte der Sprühstrahlen für die minimale (18 mm) und maximale Düsendistanz (100 mm) sind in blau dargestellt. Die zugehörigen Messdaten des Wärmeübergangs sind in Abbildung C.13 enthalten.

Wärmeübergang

In diesem Abschnitt werden als Ergänzung zu Abschnitt 5.2.2 zusätzliche Messdaten des Wärmeübergangs auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen präsentiert. In Abbildung C.13 werden hierzu die Messdaten von zwei Statorwicklungsenden mit axialer Messposition und unterschiedlichen elektrischen Füllfaktoren der Nuten (VR-ax-FF38-5,5 und VR-ax-FF30-5,5) mit einer wellenseitigen Messposition (VR-we-FF38-H-5,79) verglichen.

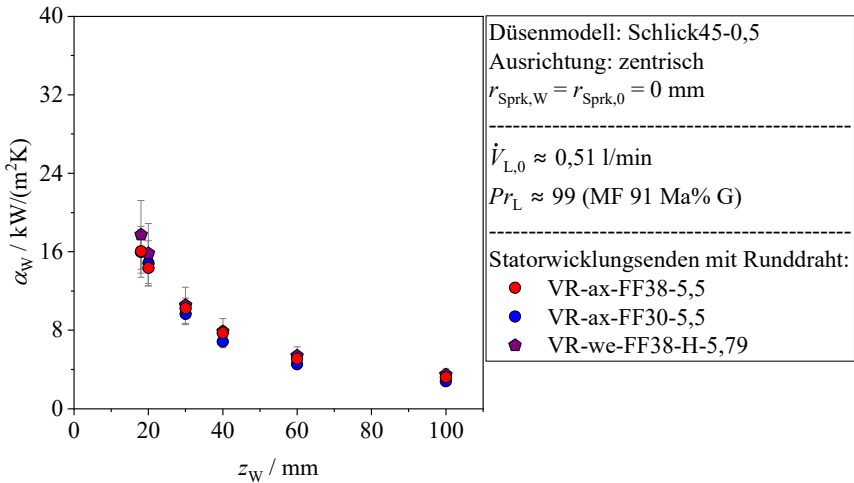


Abbildung C.13: Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten der Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen für zwei axiale (rot, blau) und eine wellenseitige (lila) Messposition.

C.4 Modellierung

Ergänzende Gleichungen

Wie in Abschnitt 2.3.2 erläutert, wird in einigen Wärmeübergangsmodellen der Durchmesser der Bauteiloberfläche bzw. der wärmeübertragenden Oberfläche d_W als charakteristisches Längenmaß der Sprühnebelkühlung verwendet. Für die quadratische oder rechteckige Grundfläche der MEI erfolgt die Bestimmung des Durchmessers mit Gl. (C.4), wobei die Grundfläche der MEI in den Durchmesser eines Kreises mit identischem Flächeninhalt umgerechnet wird.

$$d_W = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot b_{2,1} \cdot b_{2,2}} \quad (\text{C.4})$$

In Abschnitt 5.3.2.2 wird der Durchmesser des Sprühkegels d_K als charakteristisches Längenmaß untersucht. Der Sprühkegeldurchmesser wird dabei mit Gl. (C.5) unter Berücksichtigung von Lufteintrag in Form des optischen Sprühwinkels $\theta_{\text{opt}}(z_W)$ (s. Gl. (4.5)) bestimmt.

$$d_K = 2 \cdot \tan(\theta_{\text{opt}}(z_W)/2) \cdot z_W \quad (\text{C.5})$$

Charakteristische Flüssigkeitsgeschwindigkeit

Mit der Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$ (s. Gl. (5.10)) wird in Abschnitt 5.3.2.1 ein Ausdruck der charakteristischen Flüssigkeitsgeschwindigkeit präsentiert, welcher eine Proportionalität zum Wärmeübergang bei zentrischer Ausrichtung der Düse aufweist. Angesichts der übergeordneten Zielsetzung, ein Wärmeübergangsmodell für Öl-sprühnebelgekühlte Statorwicklungsenden zu entwickeln, ist auch der Betrieb bei azentrischer Ausrichtung der Düse zu untersuchen. Hierzu sind in Abbildung C.14 die Messdaten einer azentrischen Ausrichtung (aus Abbildung 5.6) in Abhängigkeit von der Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$ dargestellt.

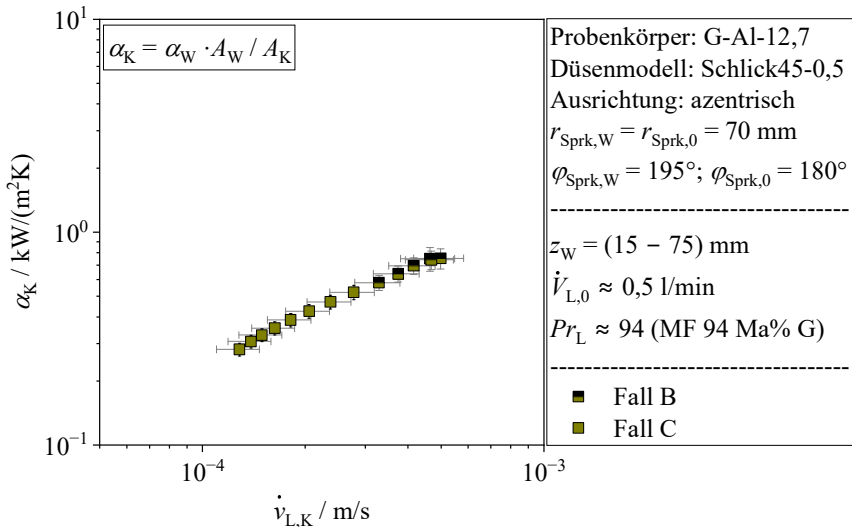


Abbildung C.14: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-Al-12,7) bei azentrischer Ausrichtung der Düse in Abhängigkeit von der Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$.

Aus der Auftragung geht hervor, dass für beide Fälle der Sprühstrahlüberlappung (B, C) ein einheitlicher funktioneller Zusammenhang vorliegt. Entsprechend ist der gewählte Ausdruck der charakteristischen Geschwindigkeit auch für azentrische Ausrichtungen geeignet.

Mit dem Mehrdüsenbetrieb existiert eine weitere Betriebsart der Sprühnebelkühlung, welche insbesondere für große Bauteile wie beispielsweise Statorwicklungsenden geeignet ist. In Abbildung C.15 sind die Messdaten des Mehrdüsenbetriebs aus Abbildung 5.12 in Abhängigkeit von der Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$ dargestellt. Bei Fall CB mit Überlagerung der Sprühstrahlen auf der wärmeübertragenden Oberfläche (s. Abbildung 5.11) wird zwischen dem Maximum der Volumenstromdichte der Düsen ($\dot{v}_{L,K,max}$) und der Summation aller auftreffenden Volumenstromdichten ($\sum \dot{v}_{L,K}$) unterschieden. Aus den Messdaten geht hervor, dass der Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung mit und ohne Sprühstrahlüberlagerung (Fall CB, CD) einen einheitlichen Zusammenhang zum Maximum der Volumenstromdichte ($\dot{v}_{L,K,max}$) aufweist. Das Maximum wird dabei stets mit der zentrisch ausgerichteten Düse erzielt. Durch Addition der Volumenstromdichten ($\sum \dot{v}_{L,K}$) wird ein Versatz des Datenverlaufs hervorgerufen, da

die Sprühstrahlüberlagerung eine insignifikante Verbesserung des Wärmeübergangs hervorruft (vgl. Abbildung 5.12). Wie bereits in Abschnitt 5.1.3 erläutert, wird davon ausgegangen, dass sich der positive Einfluss einer gesteigerten Volumenstromdichte durch Sprühstrahlüberlagerung und der hemmende Einfluss eines verschlechterten Flüssigkeitsabflusses gegenseitig aufheben.

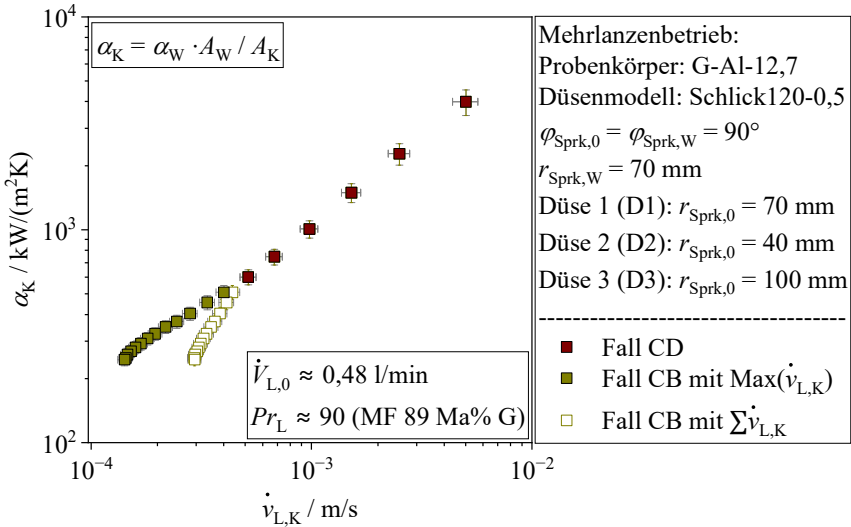


Abbildung C.15: Wärmeübergangskoeffizient der Sprühnebelkühlung einer ebenen, glatten Oberfläche (G-AI-12,7) im Mehrdüsenbetrieb (drei Düsen) in Abhängigkeit von der Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$. Für Fall CB wird zwischen der maximalen Volumenstromdichte der Düsen ($\dot{v}_{L,K,\text{max}}$, ausgefüllte Symbole) und der Summe der Volumenstromdichten aller Düsen ($\sum \dot{v}_{L,K}$, leere Symbole) unterschieden.

Unter Berücksichtigung der obigen Ergebnisse wird für die Modellierung des Mehrdüsenbetriebs (s. Abschnitt 5.3.2.3) mit Sprühstrahlüberlagerung stets das Maximum der Volumenstromdichte der Düsen ($\dot{v}_{L,K,\text{max}}$) als charakteristische Flüssigkeitsgeschwindigkeit verwendet.

Charakteristisches Längenmaß

Zur Ergänzung der Auswertung in Abschnitt 5.3.2.2 werden mit Abbildung C.16 die Messdaten des Wärmeübergangs für unterschiedliche charakteristische Tropfengrößen aus Tabelle 2.2 präsentiert.

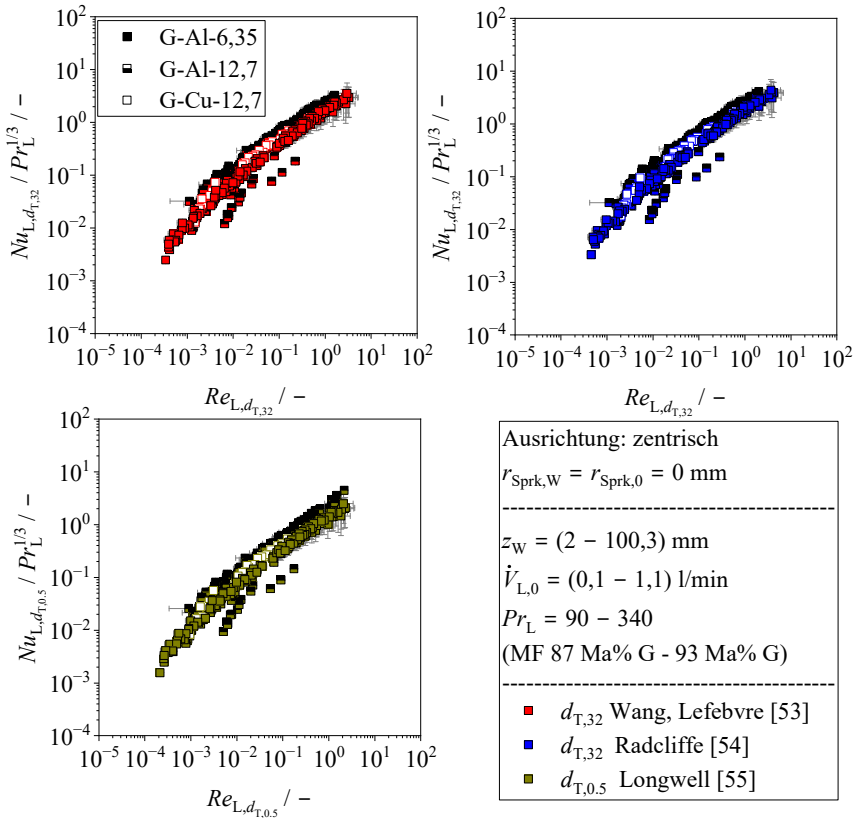


Abbildung C.16: Wärmetübergang der Sprühnebelkühlung in dimensionsloser Form ($Nu_{L,C}/Pr_L^{1/3}$) in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{L,C}$ für drei unterschiedliche charakteristische Längenmaße ($d_{T,32}$ aus Gl. (2.10) oben links, $d_{T,32}$ aus Gl. (2.11) oben rechts, $d_{T,0.5}$ aus Gl. (2.12) unten links).

Es wird zwischen dem Sauterdurchmesser $d_{T,32}$ nach Wang und Lefebvre [53] aus Gl. (2.10) (oben links), dem Sauterdurchmesser $d_{T,32}$ nach Radcliffe [54] aus Gl. (2.11) (oben rechts) und dem volumenspezifischen Median $d_{T,0.5}$ nach Longwell [55] aus Gl. (2.12) (unten links) unterschieden. Alle drei Tropfenmodelle weisen mit mittleren Tropfengrößen von 181 μm , 235 μm und 138 μm einen sehr vergleichbaren Datenverlauf auf. Die Ergebnisse bestätigen, dass durch Einsatz unterschiedlicher Tropfengrößenmodelle die Streubreite der Messdaten gegenüber dem Durchmesser der wärmeübertragenden Bezugsfläche

d_W und dem Sprühkegeldurchmesser d_K (vgl. Abschnitt 5.3.2.2) deutlich verringert wird.

Nusselt-Korrelation

Für die Anpassung einer Nusselt-Korrelation auf Basis eines klassischen Potenzansatzes in Abschnitt 5.3.2.3 werden die Messdaten der Sprühnebelkühlung ebener, glatter Oberflächen mit einer zentrischen Ausrichtung der Düse verwendet. Dabei werden ausschließlich Messdaten ohne Rahmenbogen- und mit Sekundärzerfall beim Sprühstrahlaufrall ausgewählt. Mit den Fällen der Sprühstrahlüberlappung A, B, C enthalten die Messdaten sowohl Overspray (C) als auch eine Kombination aus Filmströmung und Sprühstrahlaufrall (A und B). Zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Sprühstrahlüberlappungen wird mit der Definition des Wärmeübergangskoeffizienten α_K in Gl. (5.11) der Transport thermischer Energie durch die Filmströmung vernachlässigt. Da die Aufprallfläche der Sprühstrahlen $A_{K,W}$ mit der Düsendistanz sinkt, gilt es zu prüfen, bis zu welchem Flächenverhältnis $A_{K,W}/A_W$ die Wärmeübertragung durch die Filmströmung tatsächlich vernachlässigbar ist.

Vor diesem Hintergrund sind in Abbildung C.17 die Messdaten der Sprühnebelkühlung in dimensionsloser Form dargestellt. Es wird zwischen Messdaten mit fünf unterschiedlichen Flächenverhältnissen $A_{K,W}/A_W$ unterschieden. Dabei wird 100% (grau), 70% – 100% (blau), 50% – 70% (gelb), 20% – 50% (orange) oder kleiner 20% (rot) der wärmeübertragenden Oberfläche der MEI A_W von den Sprühstrahlen getroffen. Für die geringsten Aufprallflächen (rot) wird eine veränderte Reynolds-Abhängigkeit beobachtet. Die Messdaten weisen einen deutlich verbesserten Wärmeübergang gegenüber einem vollständigen Tropfenaufprall (grau) bei gleicher Reynolds-Zahl auf.

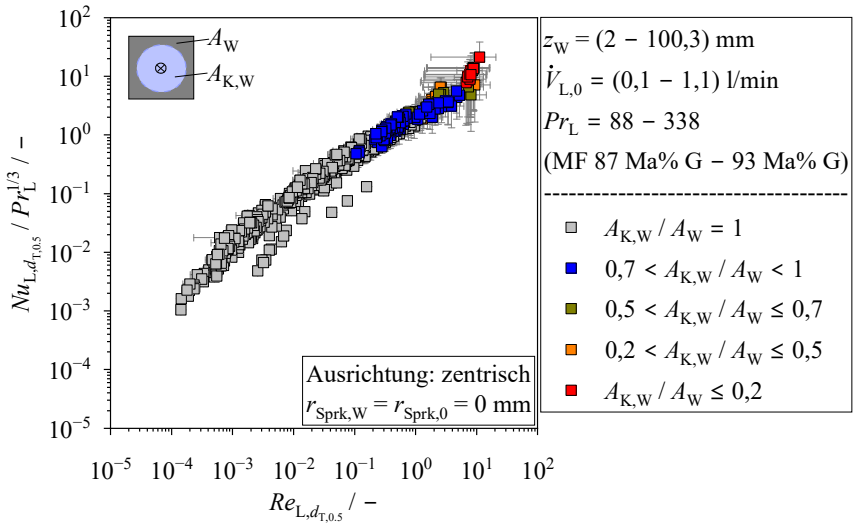


Abbildung C.17: Wärmeübergang der Sprühnebelkühlung auf ebenen, glatten Oberflächen in dimensionsloser Form für unterschiedliche Flächenverhältnisse $A_{K,W}/A_W$.

Ursache des veränderten Messdatenverlaufs ist der Wärmeübergang der Filmströmung, welcher dem Sprühstrahlaufprall zugeordnet wird. Mit steigender Aufprallfläche wird für einen Flächenanteil von 20% – 50% nur noch eine geringe Verbesserung des Wärmeübergangs beobachtet. Ab einem Flächenverhältnis von 50% ist kein Versatz der Messdaten mehr zu erkennen, womit der Wärmeübergang der Filmströmung als vernachlässigbar bewertet wird. Auch die erweiterte Messunsicherheit der Nusselt- und Reynolds-Zahl steigt mit sinkender Aufprallfläche aufgrund der zunehmenden relativen Unsicherheit der Düsendistanzbestimmung signifikant an. Unter Berücksichtigung der obigen Ergebnisse werden ausschließlich Messdaten mit einem Flächenverhältnis $A_{K,W}/A_W > 0,7$ zur Modellentwicklung verwendet, sodass eine Beeinflussung der Ergebnisse durch die Filmströmung ausgeschlossen wird.

Mit Gl. (5.13) wird in Abschnitt 5.3.2.3 die im Rahmen dieser Arbeit angepasste Nusselt-Korrelation präsentiert. Die Korrelation basiert auf einer Vielzahl von Messpunkten (628) des Eindüsenbetriebs mit einer zentrischen Ausrichtung. Da die Statorwicklungsenden elektrischer Maschinen nicht immer zentrisch zum Düsenaustritt ausgerichtet sind, wird die Gültigkeit der Korrelation für azentrische Ausrichtungen untersucht. In Abbildung C.18 werden dazu am Beispiel des Düsenmodells Schlick45-0,5 vier unterschiedliche azentrische

Ausrichtungen ($r_{\text{Sprk,W}} = 10 \text{ mm}$ mit $\varphi_{\text{Sprk,W}} = 0^\circ; 90^\circ; 180^\circ; 270^\circ$ und $r_{\text{Sprk,0}} = 0 \text{ mm}$) betrachtet. Dabei beträgt die mittlere Abweichung aller Datenpunkte 25% bei einer maximalen mittleren Abweichung von 28% für die 270° -Position. Folglich lässt sich Gl. (5.13) auch auf azentrische Ausrichtungen übertragen.

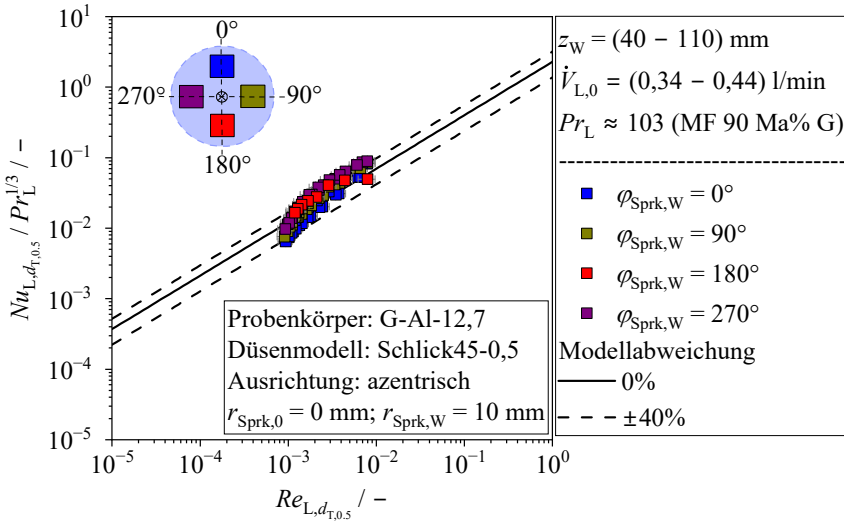


Abbildung C.18: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs auf ebenen, glatten Oberflächen bei azentrischer Ausrichtung in dimensionsloser Darstellung mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).

Aufgrund der großen Oberfläche der Wicklungsenden von Statorn mit verteilten Runddrähten (s. Abbildung 1.1) erfolgt deren direkte Kühlung durch Öl-Sprühnebel im Mehrdüsenbetrieb. In Abhängigkeit von der Position der Düsen wird zwischen Betriebszuständen mit und ohne Überlagerung der Sprühstrahlen unterschieden.

Vor diesem Hintergrund wird mit Abbildung C.19 der Wärmeübergang des Mehrdüsenbetriebs (drei Düsen, s. Abschnitt 5.1.3) für drei unterschiedliche Düsenmodelle (Schlick45-0,5; Schlick60-0,5; Schlick120-0,5) verglichen.

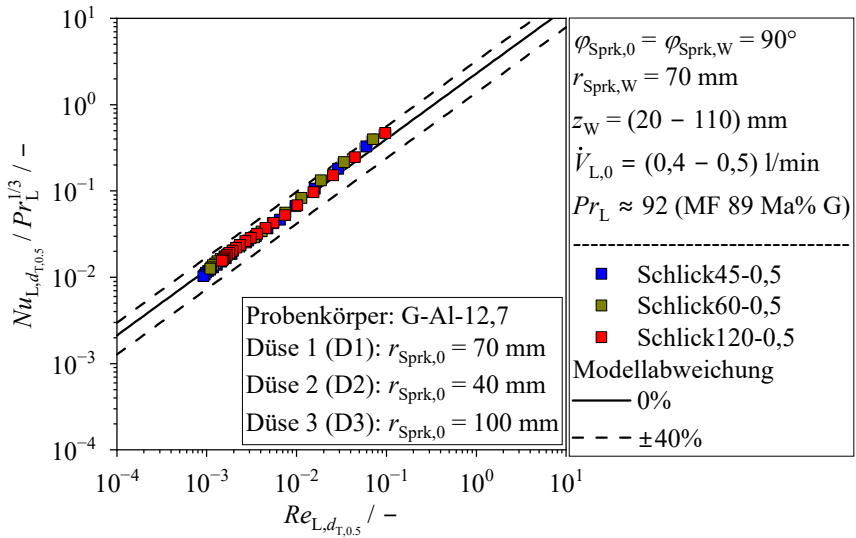


Abbildung C.19: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs auf ebenen, glatten Oberflächen beim Mehrdüsenbetrieb in dimensionsloser Darstellung mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).

Die Messdaten enthalten Betriebszustände mit den Fällen CD und CB der Sprühstrahlüberlappung (s. Abbildung 5.11). Unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus Abschnitt 5.3.2.1 wird für die Bestimmung der Volumenströmdichte stets der Maximalwert der Düsen ($\dot{v}_{L,K,\max}$) verwendet. Die mittleren Abweichungen betragen 7% für die Schlick45-0,5, 6% für die Schlick60-0,5 und 4% für die Schlick120-0,5. Eine Summation der auftretenden Volumenströmdichten jeder Düse verschlechtert das Modellergebnis. Es wird vermutet, dass sich der positive Effekt einer steigenden Volumenströmdichte im Aufprallbereich und der negative Effekt eines verschlechterten Flüssigkeitsabflusses durch die angrenzenden Sprühstrahlen aufheben.

Validierung des Modellfluidkonzepts

Zur Veranschaulichung der Modellergebnisse sind in Abbildung C.20 die Messdaten des MF (rot) und ATF VI (blau) aus Abbildung 5.10 in dimensionsloser Form ($Nu_{L,d_{T,0.5}}/Pr_L^{1/3}$ und $Re_{L,d_{T,0.5}}$) dargestellt. Aus der Auftragung geht hervor, dass durch die Entdimensionierung der Messdaten ein einheitlicher Zu-

sammenhang für beide Flüssigkeiten geschaffen wird. Der Einfluss unterschiedlicher Stoffdaten, im Besonderen der Wärmeleitfähigkeit, wird korrekt abgebildet.

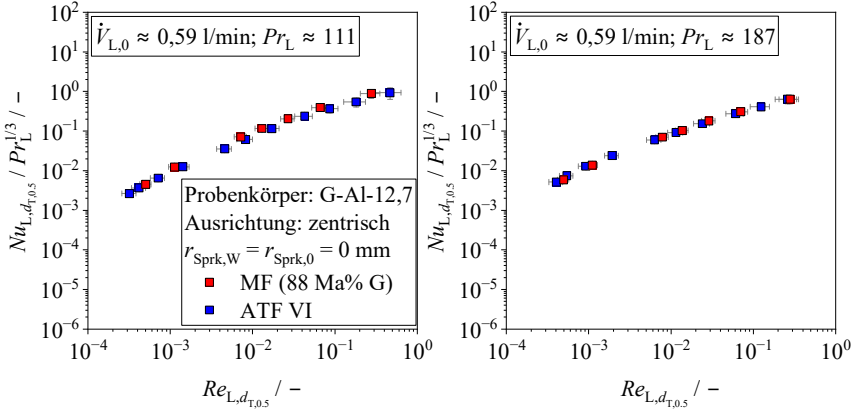


Abbildung C.20: Vergleich der Messdaten des MF (rot) und ATF VI (blau) bei identischer Prandtl-Zahl ($Pr_L \approx 111$, links und $Pr_L \approx 187$, rechts) sowie bei gleichem Volumenstrom am Düsenaustritt ($\dot{V}_{L,0} \approx 0,59$ l/min) aus Abbildung 5.10 in dimensionsloser Form.

Modellübertrag auf Statorwicklungsenden

Für Probenkörper von Statorwicklungsenden mit einer wellenseitigen Messposition wird die Volumenstromdichte $\dot{v}_{L,K}$ unter Verwendung von Gl. (C.6) bestimmt. Wie auch für radiale und axiale Messpositionen basiert der Ansatz auf dem Modell von Estes und Mudawar [73] aus Gl. (2.21), welcher in das Zylinderkoordinatensystem der Sprühkammer transformiert ist. Aufgrund der veränderten Oberflächenkrümmung (konkav) wird der Radius $r_K(\varphi_{\text{Sprk}})$ unter Verwendung von Gl. (C.3) bestimmt.

$$\dot{v}_{L,K} = \frac{1}{A_K} \int_{\Omega_1}^{\Omega_2} \int_{z_{\text{Sprk,W}} - b_{2,2}/2}^{z_{\text{Sprk,W}} + b_{2,2}/2} \frac{r_{\text{Sprk,W}}}{2} \frac{\dot{V}_{L,0}}{\pi \cdot (r_K(\varphi_{\text{Sprk}}))^2} \frac{\tan\left(\frac{\theta_{\text{opt}}(z_W)}{2}\right)^2}{\left(1 - \cos\left(\frac{\theta_{\text{opt}}(z_W)}{2}\right)\right)} \cdot \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{r_{0,W}}{z_W + r_{\text{Sprk,W}}(\cos(\varphi_{\text{Sprk}}) - 1)}\right)^2\right)^{\frac{3}{2}}} d\varphi_{\text{Sprk}} dz_{\text{Sprk}} \quad (\text{C.6})$$

mit $\Omega_1 = \Omega - \arcsin\left(\frac{b_{z,1}}{2 \cdot r_{\text{Sprk,W}}}\right)$; $\Omega_2 = \Omega + \arcsin\left(\frac{b_{z,1}}{2 \cdot r_{\text{Sprk,W}}}\right)$

- mit 1. NB $r_{0,W} \leq r_K(\varphi_{\text{Sprk}})$ und
 2. NB $\varphi_{\text{Sprk}} \leq \arccos\left(\frac{r_{\text{Sprk},W}}{(r_{\text{Sprk},W} + z_W)}\right)$

In Abbildung C.21 werden die Messdaten der Sprühnebelkühlung von Statorwicklungsenden bei einem elektrischen Füllfaktor der Statornuten von 30% mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13) verglichen.

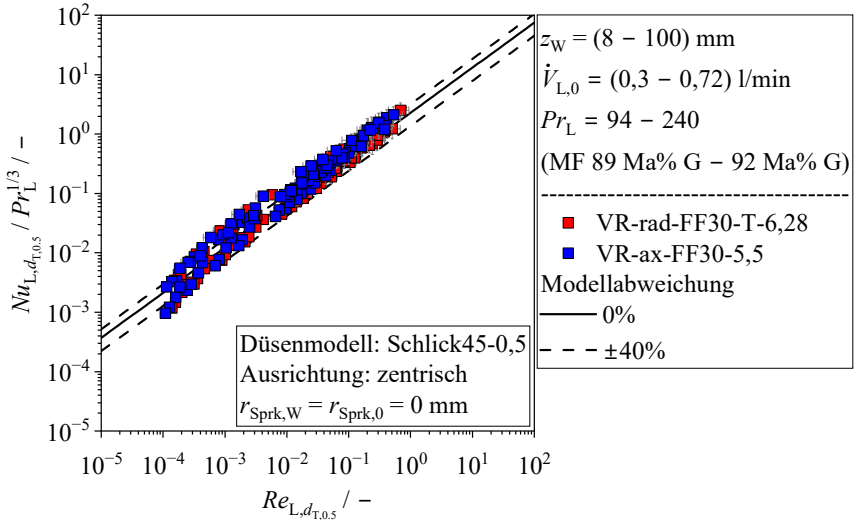


Abbildung C.21: Vergleich der Messdaten des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf Statorwicklungsenden mit verteilten Runddrahtwicklungen (elektrischer Füllfaktor von 30%) bei unterschiedlichen Messpositionen (radial, axial) in dimensionsloser Form mit der Nusselt-Korrelation aus Gl. (5.13).

Die mittlere Abweichung bei der radialen Messposition (VR-rad-FF30-T-6,28) beträgt 24% und bei der axialen Messposition 33%. In Summe liegen 80% der 163 Messpunkte innerhalb eines Konfidenzintervalls von $\pm 40\%$.

D Ergänzungen zu Kapitel 6

D.1 Übersicht der Messdaten

Axiale Flüssigkeitszufuhr

In Abbildung D.1 ist eine Übersicht der Anzahl aller Messpunkte des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr dargestellt. Mit fünf unterschiedlichen azimutalen Orientierungen der Wicklungsenden (ER-ax-1;2;3;4;5) und zwei Düsenkonfigurationen (D-1, D-2) wurden in Summe 1804 unterschiedliche Messungen durchgeführt.

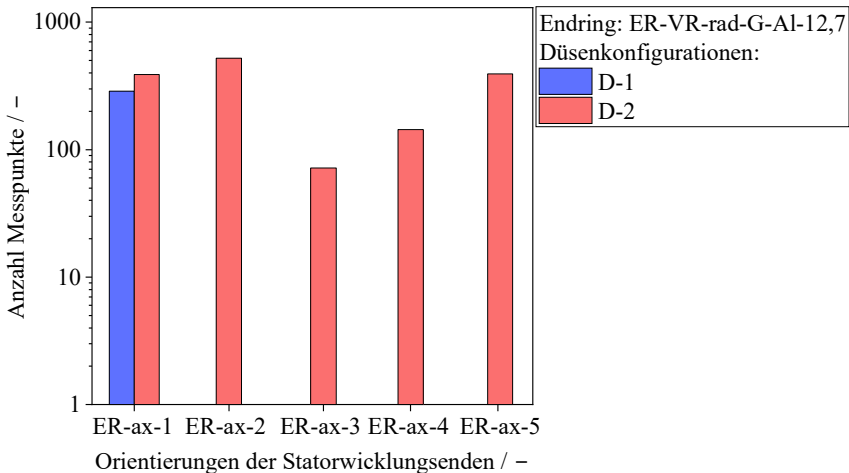


Abbildung D.1: Anzahl der Messpunkte des lokalen Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung von glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr.

Eine Übersicht der zugehörigen Betriebsparameter- und Stoffdatenbereiche ist in Tabelle D.1 enthalten. Die Stoffdatenbereiche sind dimensionslos in Form der Prandtl- und Ohnesorge-Zahl dargestellt.

Tabelle D.1: Übersicht der untersuchten Betriebsparameter und Stoffdaten zur Charakterisierung des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr. Die Parameterbereiche sind der jeweiligen azimutalen Orientierung der Statorwicklungsenden (s. Abbildung 6.1) zugeordnet.

Parameter		ER- ax-1	ER- ax-2	ER- ax-3	ER- ax-4	ER- ax-5
z_W / mm	Min	4,2	4,2	9,2	9,2	4
	Max	19,2	19,2	19,2	19,2	20
$\dot{V}_{L,0}$ / l/min	Min	0,4	0,45	0,46	0,46	0,45
	Max	0,67	0,68	0,66	0,66	0,67
Δp_D / bar	Min	4,7	4,6	5	4,3	5,1
	Max	9,7	9,8	9,6	9,7	9,9
$\theta_{\text{opt}}(z_W)$ / °	Min	60	51	61	60	60
	Max	87	98	84	83	88
Düsenkonfiguration / –	–	D-1; D-2	D-1	D-1	D-1	D-1
n_R / 1/min	Min	0	0	0	0	0
	Max	10^4	10^4	0	10^4	10^4
Pr_L	Min	106	74	110	108	112
	Max	193	346	187	192	208
Oh_{d_0}	Min	0,05	0,034	0,051	0,05	0,052
	Max	0,089	0,158	0,086	0,089	0,096

Mit Abbildung D.2 wird die zugehörige dimensionslose Darstellung der untersuchten Stoffdatenbereiche in Form der Prandtl- und Ohnesorge-Zahl präsentiert. Als charakteristisches Längenmaß wird ein Durchmesser der Düsenaustrittsöffnung d_0 von 1 mm verwendet. Die Messdaten des MF ($Pr_L = 70 - 350$; $Oh_{d_0} = 0,033 - 0,15$) bilden den Betriebsbereich des ATF VI (rote Linie) vollständig ab.

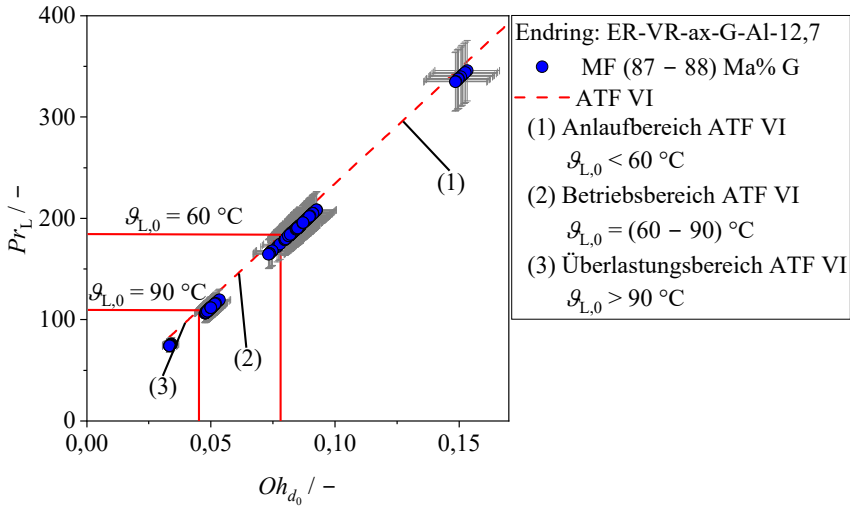


Abbildung D.2: Übersicht der untersuchten Prandtl- und Ohnesorge-Bereiche des MF (blau) innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei axialer Flüssigkeitszufuhr. Als Referenz werden drei Temperaturbereiche des ATF VI (rote Linie) unterschieden: der Anlaufbereich (1), der Betriebsbereich (2) und der Überlastungsbereich (3). Die zugehörigen Maximal- und Minimalwerte sind in Tabelle D.1 enthalten.

Radiale Flüssigkeitszufuhr

In Abbildung D.3 ist eine Übersicht der Anzahl aller Messpunkte des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr dargestellt. Mit vier unterschiedlichen azimuthalen Orientierungen der Wicklungsenden (ER-rad-1;2;3;4) und einer Düsenkonfiguration (D-3) wurden in Summe 1020 unterschiedliche Messungen durchgeführt.

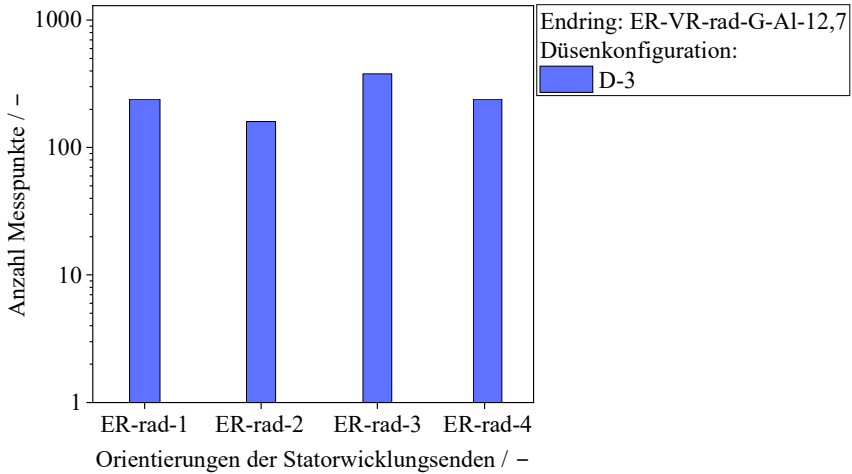


Abbildung D.3: Anzahl der Messpunkte des lokalen Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung von glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr.

Eine Übersicht der zugehörigen Betriebsparameter- und Stoffdatenbereiche ist in Tabelle D.2 enthalten. Die Stoffdatenbereiche sind dimensionslos in Form der Prandtl- und Ohnesorge-Zahl dargestellt. Eine negative Drehzahl der Welle n_R entspricht einer Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn, betrachtet von der Belüftungsseite der Maschine.

Tabelle D.2: Übersicht der untersuchten Betriebsparameter und Stoffdaten zur Charakterisierung des konvektiven Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung auf glatten Statorwicklungsenden innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr. Die Parameterbereiche sind der jeweiligen azimuthalen Orientierung der Statorwicklungsenden (s. Abbildung 6.2) zugeordnet.

Parameter		ER-rad-1	ER-rad-2	ER-rad-3	ER-rad-4
z_W / mm	Min	6	6	6	6
	Max	16	12	16	16
$\dot{V}_{L,0}$ / l/min	Min	0,41	0,41	0,32	0,4
	Max	0,64	0,63	0,64	0,64
Δp_D / bar	Min	4	3,8	3,2	4
	Max	8,7	8,6	9,2	8,8
$\theta_{opt}(z_W)$ / °	Min	60	64	57	60
	Max	83	85	84	83

Düsenkonfiguration / -	-	D-3	D-3	D-3	D-3
$n_R / 1/\text{min}$	Min	0	0	-10^4	0
	Max	0	0	10^4	0
Pr_L	Min	116	109	113	118
	Max	207	189	205	209
Oh_{d_0}	Min	0,053	0,05	0,052	0,054
	Max	0,094	0,086	0,093	0,095

Mit Abbildung D.4 wird die zugehörige dimensionslose Darstellung der untersuchten Stoffdatenbereiche in Form der Prandtl- und Ohnesorge-Zahl präsentiert. Als charakteristisches Längenmaß wird ein Durchmesser der Düsenaustrittsöffnung d_0 von 1 mm verwendet. Die Messdaten des MF ($Pr_L = 110 - 210$; $Oh_{d_0} = 0,048 - 0,092$) bilden den Betriebsbereich des ATF VI (rote Linie) vollständig ab.

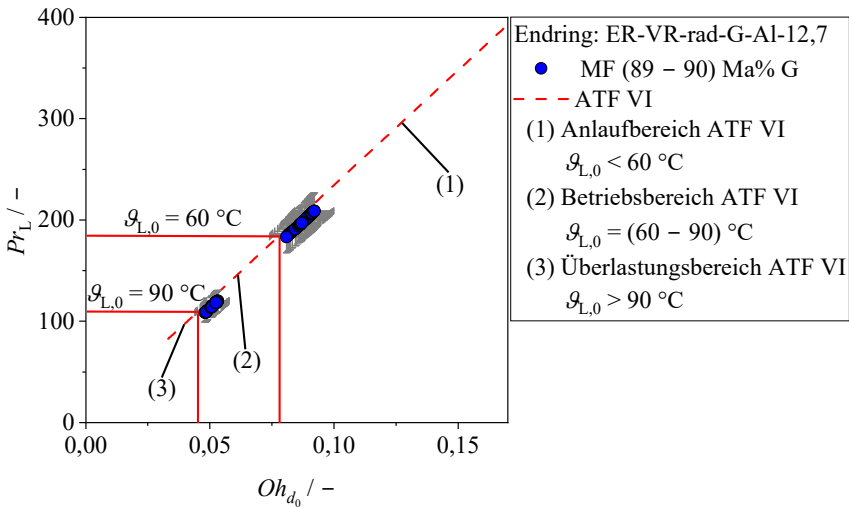


Abbildung D.4: Übersicht der untersuchten Prandtl- und Ohnesorge-Bereiche des MF (blau) innerhalb der generischen elektrischen Maschine bei radialer Flüssigkeitszufuhr. Als Referenz werden drei Temperaturbereiche des ATF VI (rote Linie) unterschieden: der Anlaufbereich (1), der Betriebsbereich (2) und der Überlastungsbereich (3). Die zugehörigen Maximal- und Minimalwerte sind in Tabelle D.2 enthalten.

D.2 Reproduzierbarkeit der Messdaten

In Abbildung D.5 sind die Reproduktionsmessungen der generischen elektrischen Maschine unter Verwendung des modularen Statorendrings mit radialer Messposition (ER-VR-Rad-G-12,7) dargestellt. Die Flüssigkeit wird über das Maschinengehäuse aus radialer Richtung durch vier Düsen (Schlick45-0,5) zugeführt. Der *MAPR* hat einen Wert von 3%.

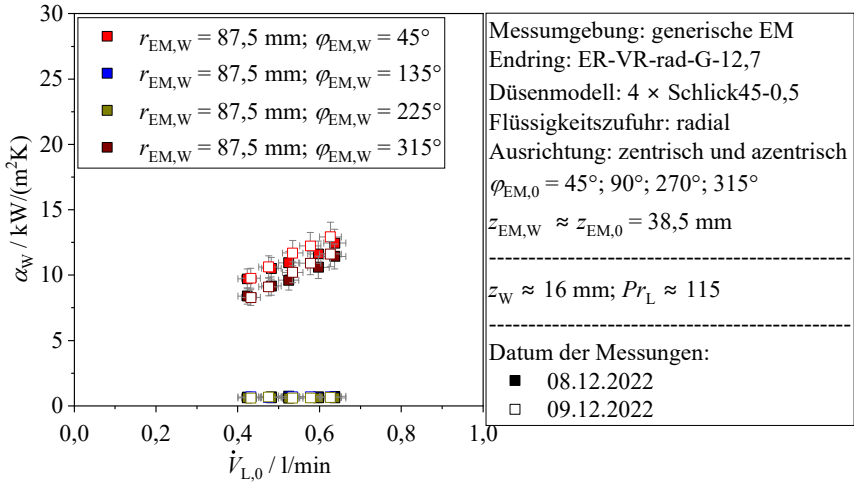


Abbildung D.5: Reproduzierbarkeit der Wärmeübergangsmessungen innerhalb der generischen elektrischen Maschine (ER-VR-Rad-G-12,7) bei radialer Flüssigkeitszufuhr.

In Abbildung D.6 sind die Reproduktionsmessungen bei axialer Flüssigkeitszufuhr und axialer Messposition (ER-VR-Ax-G-12,7) dargestellt. Die Ausrichtung der Düsen zur wärmeübertragenden Oberfläche ist azentrisch. Der *MAPR* beträgt 39%, wobei die Abweichung zwischen Erst- und Reproduktionsmessung mit steigender Tropfenauflagefläche ($z_W \approx 20 \text{ mm}$) auf 13% absinkt.

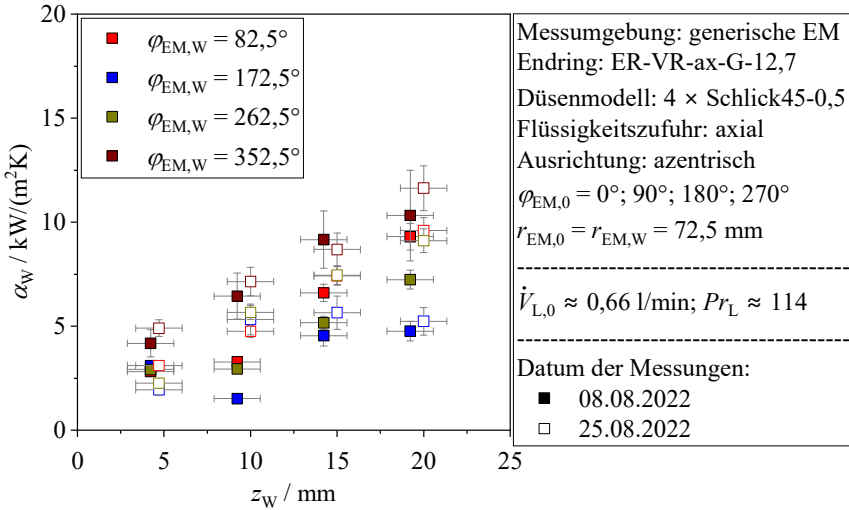


Abbildung D.6: Reproduzierbarkeit der Wärmeübergangsmessungen innerhalb der generischen elektrischen Maschine (ER-VR-Ax-G-12,7) bei axialer Flüssigkeitszufuhr.

D.3 Ergänzende Darstellungen

In Abbildung D.7 ist die schematische Flüssigkeitsverteilung auf den Statorwicklungsenden bei radialer Flüssigkeitszufuhr für die azimutale Orientierung ER-rad-2 (s. Abbildung 6.2) dargestellt. Die Darstellung ist maßstabsgetreu, wobei der Querschnitt des Sprühkegels einem Betriebspunkt aus Abbildung 6.12 ($\dot{V}_{L,0} = 0,63 \text{ l/min}$) zuzuordnen ist.

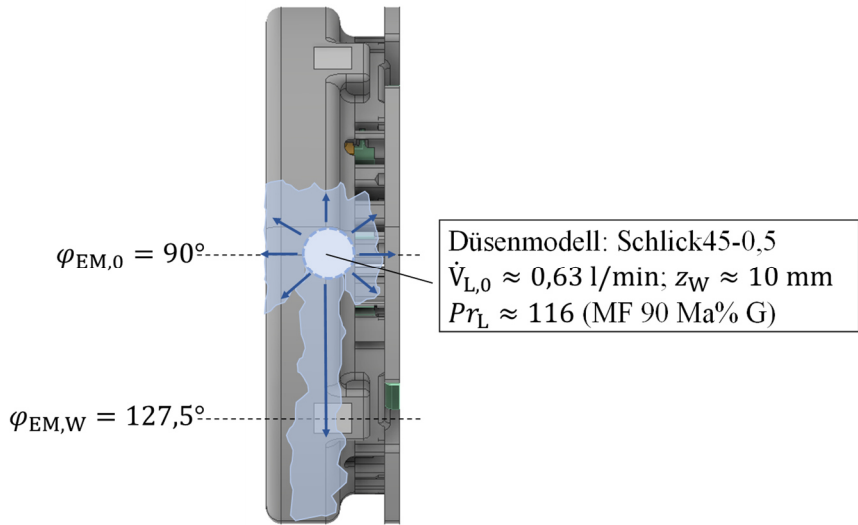


Abbildung D.7: Schematische Darstellung der Flüssigkeitsverteilung auf den Statorwicklungsenden bei radialer Flüssigkeitszufuhr (D-3 und ER-rad-2 s. Abbildung 6.2). Die Darstellung ist maßstabsgetreu und der Sprühkegelquerschnitt einem beispielhaften Betriebszustand aus Abbildung 6.12 ($\dot{V}_{L,0} = 0,63 \text{ l/min}$) zuzuordnen.

E Stoffdaten

E.1 Öle aus der Literatur

Es existiert eine Vielzahl an Veröffentlichungen zur Öl-Sprühkühlung elektrischer Antriebsmaschinen. Die überwiegende Mehrheit der Arbeiten enthält keine oder nur unvollständige Angaben zu den Typenbezeichnungen und Stoffdaten der Öle. Zur besseren Einordnung ist in Tabelle E.1 eine Übersicht der veröffentlichten Stoffdatenbereiche unterschiedlicher Öle, die zur Sprühnebelkühlung eingesetzt wurden, dargestellt. Die Stoffdaten aus der Arbeit von Sindjui et al. [25] wurden unter Einsatz der Digitalisierer-Funktion der Software *OriginPro 2023* bestimmt.

Tabelle E.1: Übersicht der Stoffdatenbereiche von Ölen aus Sprühnebelkühlungssystemen elektrischer Antriebsmaschinen. Die Abkürzung k. A. entspricht keiner Angabe.

Quelle / Stoffdaten	Liu et al. [21]	Davin et al. [24]	Sindjui et al. [25]	Gronwald et al. [26]
	Synthetisches Schmieröl	k. A.	I-III PAO IV k. A.	ATF
$\rho_L / \text{kg/m}^3$	951,1 (15 °C)	k. A.	797 – 846 (30 °C) 732 – 777 (130 °C)	845 (15 °C)
$c_{p,L} / \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	1859 (37,8 °C)	k. A.	2046 – 2256 (30 °C) 2433 – 2779 (130 °C)	1980 (40 °C)
$\lambda_L / \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	0,151 (37,8 °C)	k. A.	0,138 – 0,148 (30 °C) 0,118 – 0,128 (130 °C)	0,14 (40 °C)
$\nu_L \cdot 10^6 / \text{m}^2/\text{s}$	12,46 (40 °C)	30 (50 °C) 12 (75 °C)	10,5 – 38,6 (30 °C) 1,4 – 4,5 (130 °C)	36,1 (40 °C) 7,3 (100 °C)
$\sigma_L / \text{N/m}$	k. A.	k. A.	k. A.	k. A.

E.2 Modellfluid (wässrige Glycerinlösungen)

Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Stoffdaten von reinem Glycerin (99,5% Reinheitsgrad), destilliertem Wasser und wässrigen Glycerinlösungen (79, 90, 91, 95 Ma% G) bestimmt. Für alle Flüssigkeiten wurde ein Temperaturbereich von 30 °C bis 90 °C untersucht. Die Dichtemessungen (ρ_L) erfolgten unter Einsatz eines Biegeschwingers (DMA4100, *Anton Paar*). Die dynamische Viskosität (η_L) wurde mit einem Kugelfall-Viskosimeter (Typ C, *HAAKE*) bestimmt. Die Messung der Oberflächenspannung (σ_L) erfolgte unter Einsatz eines

Tropfenvolumen-Tensiometers (TVT2, LAUDA). Die spezifische isobare Wärmekapazität ($c_{p,L}$) wurde mit einer Differential-Scanning-Calorimetry (DSC Q2000, TA Instruments) bestimmt und zur Messung der Wärmeleitfähigkeit (λ_L) die Heizdraht-Methode (LAMBDA, F5 Technologie) verwendet. Aus den zugehörigen Messdaten wurden temperatur- und zusammensetzungsabhängige Stoffdatenmodelle abgeleitet, welche bereits in [138] veröffentlicht sind.

E.3 Getriebeöl Typ Dexron ATF VI

Die Stoffdaten des Getriebeöls vom Typ Dexron ATF VI wurden, wie auch die des MF, in einem Temperaturbereich von 30 °C bis 90 °C bestimmt. Die eingesetzte Sensorik ist ebenfalls identisch zu der des MF. In Rücksprache mit dem Hersteller des Getriebeöls dürfen keine Stoffdatenmodelle angegeben werden, weshalb in Tabelle E.2 ausschließlich die Wertebereiche der Stoffdaten präsentiert werden. Für eine bessere Einordnung der Stoffdaten des ATF VI in den Wertebereich des MF sind weiterhin die Stoffdaten einer exemplarischen Zusammensetzung (90 Ma% G) enthalten.

Tabelle E.2: Übersicht der Stoffdatenbereiche des Getriebeöls vom Typ Dexron ATF VI bei Flüssigkeitstemperaturen von 30 °C bis 90 °C. Zur besseren Einordnung in den Wertebereich des MF sind zusätzlich die Stoffdaten einer beispielhaften Zusammensetzung (MF mit 90 Ma% G) enthalten.

Stoffgröße	Dexron ATF VI	MF mit 90 Ma% G
ρ_L / kg/m ³	796 – 835	1189 – 1229
η_L / mPa · s	6,3 – 34,2	8 – 103,8
σ_L / mN/m	24,7 – 29,3	57,8 – 63,6
$c_{p,L}$ / J/(kg · K)	2093 – 2299	2577 – 2798
λ_L / W/(m · K)	0,133 – 0,142	0,317 – 0,327

E.4 Messelement Materialien

Die Wärmeleitfähigkeit λ_F aller verwendeten Materialien der ME1 (EN AW-2007 und EN CW004A) wurde experimentell in einem Temperaturbereich von 30 °C – 130 °C ermittelt. Zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit wurde die Definition der Temperaturleitfähigkeit a aus Gl. (E.1) verwendet.

$$a = \frac{\lambda_F}{\rho_F \cdot c_{p,F}} \quad (\text{E.1})$$

Die Bestimmung der Temperaturleitfähigkeit erfolgte in einem Temperaturbereich von 30 °C – 130 °C ($\Delta\vartheta = 10$ °C) in einer Stickstoff- und Heliumatmosphäre durch einen Laser Flash Analysator (LFA 467, *NETZSCH*). Die spezifische isobare Wärmekapazität $c_{p,F}$ wurde im gleichen Temperaturbereich mit einer Differential-Scanning-Calorimetry (DSC Q2000, *TA Instruments*) gemessen. Die Dichtemessungen erfolgten bei 23,5 °C mit einem Pyknometer (Micro-Ultrapyc 1200e, *Quantachrome*).

Aus den Messdaten wurden im Anschluss die in Gl. (E.2), (E.3) und (E.4) enthaltenen Modellgleichungen entwickelt. Dabei wird auch zwischen unterschiedlichen Chargen (1, 2) der Legierungen unterschieden.

$$\lambda_{Al,1} = (144,45 + 0,13 \cdot \vartheta / ^\circ\text{C}) \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \quad (\text{E.2})$$

$$\lambda_{Al,2} = (141 + 0,12 \cdot \vartheta / ^\circ\text{C}) \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \quad (\text{E.3})$$

$$\lambda_{Cu} = (375,84 - 0,11 \cdot \vartheta / ^\circ\text{C}) \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \quad (\text{E.4})$$

Liste der Publikationen

Veröffentlichungen

Bender, Jonas; Dubil, Konrad; Korn, Franz; Wetzel, Thomas; Dietrich, Benjamin (2024): “Modelling of heat transfer and pressure drop during flow boiling of CO₂ in a horizontal tube with periodic open cellular inserts”, In: Chemical Engineering and Processing - Process Intensification, Bd. 203, Nr. 109891, DOI: 10.1016/j.cep.2024.109891.

Hoffmann, Felix; Dubil, Konrad; **Bender, Jonas**; Wetzel, Thomas; Doppelbauer, Martin (2024): “Operational Design Analysis of a Shaft Oil Spray Cooling in Electrical Machines”, In: Proc. of Energy Efficiency in Motor Systems (EEMODS 2022), S. 93–108, DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-65479-4_6.

Hoffmann, Felix; **Bender, Jonas**; Parche, Mattis; Brodatzki, Matthias; Dietrich, Benjamin; Wetzel, Thomas; Doppelbauer, Martin (2024): “Local Heat Transfer Coefficient Measurements on Shaft Spray Cooled End Windings”, In: IEEE Transactions on Industry Applications, Bd. 60; Nr. 4, S. 5931-5940, DOI: 10.1109/TIA.2024.3379301.

Bender, Jonas; Dubil, Konrad; Hoffmann, Felix; Dietrich, Benjamin; Doppelbauer, Martin; Wetzel, Thomas (2023): “Single-phase convective heat transfer on spray cooled plain surfaces with highly viscous coolants”, In: Proc. of 17th International Heat Transfer Conference, DOI: 10.1615/IHTC17.80-10.

Dubil, Konrad; **Bender, Jonas**; Hoffmann, Felix; Dietrich, Benjamin; Doppelbauer, Martin; Wetzel, Thomas (2023): “Correlation of single-phase convective heat transfer on spray cooled plain surfaces with high Prandtl number liquids”, In: International Journal of Heat and Mass Transfer, Bd. 208, Nr. 124062, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124062.

Hoffmann, Felix; **Bender, Jonas**; Parche, Mattis; Wetzel, Thomas; Doppelbauer, Martin (2023): “Local Heat Transfer Coefficient Measurements on

Shaft Spray Cooled End Windings”, In: Proc. of the 2023 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC), DOI: 10.1109/IEMDC55163.2023.10239016.

Bender, Jonas; Dubil, Konrad; Hoffmann, Felix; Dietrich, Benjamin; Doppelbauer, Martin; Wetzel, Thomas (2022): Spray cooling of plain surfaces with a highly viscous model fluid. In: Proc. of the 17th UK Heat Transfer Conference (UKHTC).

Oehler, Dieter; **Bender, Jonas**; Seegert, Philipp; Wetzel, Thomas (2021): “Investigation of the Effective Thermal Conductivity of Cell Stacks of Li-Ion Batteries”, In: Energy Technology, Bd. 9, Nr. 2, DOI: 10.1002/ente.202000722.

Tagungsbeiträge

Bender, Jonas; Parche, Mattis; Dietrich, Benjamin; Doppelbauer, Martin; Wetzel, Thomas (2025): „Wärmeübergang bei der Öl-Sprühnebelkühlung von Statorwicklungen“, In: Jahrestreffen der DECHEMA/VDI-Fachgruppe Wärme- und Stoffübertragung, Stuttgart, 10.-12. März 2025 (**Poster**).

Bender, Jonas; Dubil, Konrad; Wetzel, Thomas; Dietrich, Benjamin (2024): „Modellierung des Wärmeübergangs und Druckverlusts beim Strömungssieden von CO₂ in POCS“, In: Jahrestreffen der DECHEMA/VDI-Fachgruppen Wärme- und Stoffübertragung und Trocknungstechnik, Magdeburg, 11.-13. März 2024 (**Poster**).

Bender, Jonas; Dubil, Konrad; Hoffmann, Felix; Dietrich, Benjamin; Doppelbauer, Martin; Wetzel, Thomas (2023): “Single-Phase convective heat transfer on spray cooled plain surfaces with highly viscous coolants”, In: 17th International Heat Transfer Conference – IHTC-17, Cape Town, 14.-18. August 2023 (**Poster**).

Bender, Jonas; Dubil, Konrad; Hoffmann, Felix; Dietrich, Benjamin; Doppelbauer, Martin; Wetzel, Thomas (2023): „Konvektiver Wärmeübergang ölsprühnebelgekühlter ebener Oberflächen bei hohen Prandtl-Zahlen“, In: Jahrestreffen der DECHEMA-Fachgruppen Computational Fluid Dynamics und Wärme- und Stoffübertragung, Frankfurt, 06.-08. März 2023 (**Vortrag**).

Bender, Jonas; Dubil, Konrad; Hoffmann, Felix; Dietrich, Benjamin; Doppelbauer, Martin; Wetzel, Thomas (2022): “Development of a measuring concept to investigate spray cooling of electric machines”, In: Annual Meeting on Reaction Engineering and ProcessNet Subject Division Heat and Mass Transfer, Würzburg, 18.-20. Juli 2022 (**Poster**).

Bender, Jonas; Dubil, Konrad; Hoffmann, Felix; Dietrich, Benjamin; Doppelbauer, Martin; Wetzel, Thomas (2022): “Spray cooling of plain surfaces with a highly viscous model fluid”, In: 17th UK Heat Transfer Conference (UKHTC), Digitale Veranstaltung, 04.-06. April 2022 (**Vortrag**).

Bender, Jonas; Dubil, Konrad; Hoffmann, Felix; Dietrich, Benjamin; Wetzel, Thomas; Doppelbauer, Martin (2021): “Oil Spray Cooling of Electric Machines – Characterization of Heat Transfer – Project SprayCEM”, In: E-MOTIVE – 13. Internationales Expertenforum für elektrische Fahrzeugantriebe, Digitale Veranstaltung, 21.-23. September 2021 (**Poster**).

Bender, Jonas; Dubil, Konrad; Hoffmann, Felix; Dietrich, Benjamin; Wetzel, Thomas; Doppelbauer, Martin (2021): „Entwicklung eines Messkonzepts zur Untersuchung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung von Elektromaschinen“, In: ProcessNet-Fachgruppe Wärme- und Stoffübertragung, Digitale Veranstaltung, 24.-26. Februar 2021 (**Poster**).

Bender, Jonas; Dubil, Konrad; Hoffmann, Felix; Dietrich, Benjamin; Wetzel, Thomas; Doppelbauer, Martin (2020): „Oil Spray Cooling of Electric Machines – Characterization of Heat Transfer – Project SprayCEM“, E-MOTIVE – 12. Internationales Expertenforum für elektrische Fahrzeugantriebe, Digitale Veranstaltung, 15.-17. September 2020 (**Poster**).

Betreute studentische Arbeiten

Turrisi, Martha (2025): „Inbetriebnahme eines Prüfstandes zur Bestimmung des mittleren Wärmeübergangs eines sprühgekühlten E-Motor-Prototypen mit Hairpin-Wicklungen“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Weigand, Saskia (2024): „Untersuchung der Sprühkühlung eines E-Motor-Prototypen mit Hairpin-Stator“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Seifert, David (2024): „Untersuchung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung von Statoren mit Hairpin-Wicklungen“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Eicher, Simon Nick (2023): „Untersuchung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung von Statoren mit verteilten Wicklungen“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Kunkel, Joshua (2023): „Bestimmung des Wärmeübergangs bei der Sprühnebel- und Prallstrahlkühlung von Statorwicklungen“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Weber, Suki (2023): „Inbetriebnahme eines Prüfstandes zur Bestimmung des mittleren Wärmeübergangs eines sprühnebelgekühlten E-Motor-Prototypen“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Lyre, Yvonne Tamara (2023): „Untersuchung der radialen Sprühnebelkühlung eines E-Motor-Prototypen“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Moll, Sebastian (2022): „Untersuchung der Sprühnebelkühlung eines E-Motor-Prototypen“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Rosato, Manuel (2022): „Wärmeübergang und Druckverlust beim Strömungssieden von CO₂ in periodischen, offenzelligen Strukturen (POCS) mit kubischer Einheitszellengeometrie“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Turrisi, Martha Anna (2022): „Untersuchung der Sprühnebelkühlung eines Getriebeöls im Ein- und Mehrlanzenbetrieb“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Reynolds, Owen (2022): „Entwicklung einer Strukturerzeugungsroutine zur Herstellung von Statorendringmodulen mit verteilten Runddrahtwicklungen“. Praktikum. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Kern, Nico (2022): „Experimentelle Bestimmung des Wärmeübergangs der Sprühnebelkühlung von Statorenden mit einem Modellfluid“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Korn, Franz (2021): „Untersuchung des Wärmeübergangs und des Druckverlusts beim Strömungssieden von CO₂ in periodischen, offenzelligen Strukturen (POCS)“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Marotz, Frank (2021): „Planung von Validierungsversuchen für die einphasige Sprühnebelkühlung statischer Oberflächen“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Brüggemann, Maximilian Peter (2021): „Numerische Untersuchung des Temperaturfelds in periodischen, offenzelligen Strukturen während des Strömungssiedens von CO₂“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Gietl, Stefan (2021): „Weiterentwicklung und Inbetriebnahme einer Versuchsanlage zur Sprühnebelkühlung von Elektromotoren“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Lafrenz, Jessica (2021): „Numerische Untersuchung des Temperaturfelds in Heizelementen eines E-Motor-Prototypen“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.